

Dipl.-Ing. Wolfgang Reiser, Stgt.-Plieningen

**Ermittlung von motor- und
verbrennungstechnischen
Kenndaten an einem Diesel-
motor mit Direkteinspritzung
bei Betrieb mit unterschiedlich
aufbereitetem Rapsöl**

Reihe **12**: Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. **316**

Dipl.-Ing. Wolfgang Reiser, Stgt.-Plieningen

**Ermittlung von motor- und
verbrennungstechnischen
Kenndaten an einem Diesel-
motor mit Direkteinspritzung
bei Betrieb mit unterschiedlich
aufbereitetem Rapsöl**

Reihe **12**: Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. **316**

Reiser Wolfgang

Ermittlung von motor- und verbrennungstechnischen Kenndaten an einem Dieselmotor mit Direkteinspritzung bei Betrieb mit unterschiedlich aufbereitetem Rapsöl

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 316. Düsseldorf: VDI Verlag 1997.

184 Seiten, 62 Bilder, 33 Tabellen.

Für die Dokumentation: Direkteinspritzender Dieselmotor – Pflanzenölkraftstoff – Pflanzenölmethylester – Rapsöl – Rapsölmischkraftstoffe – Rapsölwasseremulsionen – Düsenbauarten – Kraftstoffförderbeginn – Schadstoffemissionen – Motorcharakteristik – Motorverkokung

Um Rapsöl als Kraftstoff für moderne direkteinspritzende Dieselmotoren verwenden zu können, muß es an die kraftstoffspezifischen Eigenschaften von Dieselmotorkraftstoff angepaßt werden. Neben dem Einsatz von Pflanzenölmethylester (PME) auf Rapsölbasis wird versucht, durch verschiedene Zusätze zum Rapsöl dessen Eigenschaften zu verändern. Durch Zusatz einer Alkohol-Benzin-Mischung und anderer Kraftstoffkomponenten wurde Rapsöl aufbereitet. – Die Einflüsse der verschiedenen Kraftstoffe sind auf Motor und Umwelt untersucht worden. Die Motorleistung lag bei Pflanzenöl nur geringfügig unter den Dieselmotoren. Durch Optimierung der untersuchten Kraftstoffe einerseits, der Motoreinstellung andererseits und die Wahl der Einspritzdüsen wurde der Motor schadstoff- und leistungsoptimiert. Zur Abschätzung der Dauerbetriebssicherheit ist die energetische Verbrauchsdifferenz bei Pflanzenölbetrieb im Vergleich zu Diesel herangezogen worden. – Es konnte eine deutliche Verbesserung der limitierten Abgasemissionen erreicht werden. Das Betriebsverhalten des untersuchten Motors war bei Schwachlastbetrieb unter 30% der Motornennleistung unbefriedigend. Deshalb können die untersuchten Rapsölmischkraftstoffe nur gezielt eingesetzt werden. Es muß eine hohe Leistungsabgabe der Motoren sichergestellt sein.

Die Reihen der FORTSCHRITT-BERICHTE VDI:

- | | |
|---|---|
| 1 Konstruktionstechnik /Maschinenelemente | 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik |
| 2 Fertigungstechnik | 13 Fördertechnik/Logistik |
| 3 Verfahrenstechnik | 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik |
| 4 Bauingenieurwesen | 15 Umwelttechnik |
| 5 Grund- und Werkstoffe | 16 Technik und Wirtschaft |
| 6 Energieerzeugung | 17 Biotechnik/Medizintechnik |
| 7 Strömungstechnik | 18 Mechanik/Bruchmechanik |
| 8 Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik | 19 Wärmetechnik/Kältetechnik |
| 9 Elektronik | 20 Rechnerunterstützte Verfahren
(CAD, CAM, CAE, CAP, CAQ, CIM, . . .) |
| 10 Informatik/Kommunikationstechnik | 21 Elektrotechnik |
| 11 Schwingungstechnik | |

D 100

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 1997

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9449

ISBN 3-18-331612-9

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 1992 bis 1995 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei der Landesanstalt für landwirtschaftliches Maschinen- und Bauwesen im Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. H. D. Kutzbach, Leiter der Fachgebiete Grundlagen der Landtechnik und Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion, für die wissenschaftliche Betreuung und seinen fachlichen Rat, mit dem er diese Arbeit begleitet hat.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.h.c. H. May, dem Leiter des Lehrstuhls für Kraft- und Arbeitsmaschinen der Universität Kaiserslautern, bedanke ich mich für die Durchsicht der Arbeit und für die Übernahme des Mitberichtes.

Für die Möglichkeit zur Durchführung der vorliegenden Arbeit bei der Landesanstalt und die vielfältigen Anregungen zur Versuchsplanung danke ich Herrn Prof. Dr. T. Jungbluth, Leiter des Fachgebietes Verfahrenstechnik in der Tierproduktion und landwirtschaftliches Bauwesen und Oberleiter der Landesanstalt für landwirtschaftliches Maschinen- und Bauwesen.

Dem Leiter der Landesanstalt Herrn Dipl.-Ing. K. Maurer fühle ich mich für die Projektbetreuung und das gute Arbeitsklima sehr verbunden. Seine wertvollen Anregungen und freundschaftlichen Ratschläge waren für mich stets hilfreich.

Bei allen Mitarbeitern der Landesanstalt und der zentralen Einrichtungen des Instituts für Agrartechnik, die mich beim Aufbau der Versuchseinrichtungen unterstützt haben, möchte ich mich ebenfalls sehr herzlich bedanken.

Weiterhin gilt der Dank den Herren Dipl.-Ing.(FH) H. Braun, Dipl.-Ing. J. Früh und Dipl.-Ing. W. Schmidt, die mir während der Versuchsdurchführung und Messdatenauswertung besondere Hilfe geleistet haben. Mein Dank gilt auch Herrn Dipl.-Ing. A. Grauer vom Institut für Verfahrenstechnik und Dampfkesselwesen, Abteilung Reinhaltung der Luft, an der Universität Stuttgart, für die Mithilfe bei der Schadstoffermittlung und die stets gute Zusammenarbeit.

Meinen Eltern möchte ich an dieser Stelle meinen herzlichen Dank aussprechen, daß sie mir die Schul- und Hochschulbildung ermöglicht haben.

Für das aufgebrachte Verständnis und den gebotenen Rückhalt während meiner Promotionszeit gilt meiner Frau Heiderose mein ganz besonderer Dank.

Laupheim, im März 1997

Wolfgang Reiser

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Einheiten, Abkürzungen, Indices

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Kenntnisstand	3
2.1	Pflanzenöl als regenerative Energiequelle	3
2.2	Rapsöl als Energieträger	5
2.2.1	Chemische Zusammensetzung von Rapsöl	6
2.2.2	Verfahren der Pflanzenölgewinnung	7
2.3	Rapsöl als Dieselsubstitut	9
2.3.1	Eigenschaften von Pflanzenölkraftstoffen	10
2.3.2	Umgeestertes Pflanzenöl und dessen motorische Verwendung	12
2.3.3	Kraftstoffmischungen mit Pflanzenöl oder -derivaten	14
2.4	Motoren für den Betrieb mit reinem Rapsöl	16
2.5	Folgerungen im Hinblick auf die eigene Arbeit	19
3	Versuchsaufbau	22
3.1	Verwendete Motoren	22
3.2	Prüfstandseinrichtung	23
3.2.1	Leistungsbremse	26
3.2.2	Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs	26
3.2.3	Erfassung der Ansaugluftmasse	27
3.2.4	Bestimmung des Durchblase-Durchflusses ins Kurbelgehäuse	28
3.2.5	Prüfstandsüberwachung und -steuerung	28
4	Meßmethoden	29
4.1	Bestimmung langsam verändernder Meßwerte	29
4.2	Bestimmung schnell verändernder Meßwerte	32
4.2.1	Motorindiziersystem	32
4.2.2	Druckverlaufsmessung im Motorbrennraum	33

4.2.2.1	Druckmessung mit einem Quarzkristall-Sensor	34
4.2.2.2	Ladungsverstärker und Kurbelwinkelgeber	34
4.2.3	Nadelhubbestimmung der Einspritzdüse	35
4.2.4	Ermittlung des Druckverlaufes in der Einspritzleitung	36
4.3	Meßgeräte und Prüfvorgaben zur Ermittlung der Schadstoffemissionen	38
4.3.1	Belastungskollektiv für Dauerlauf	40
4.3.2	Belastungskollektiv und Prüfnormen	40
4.3.3	Verkokungsverhalten bei Kurzzeittests	46
4.4	Gleichungen zur Berechnung von Motorleistung, Motordrehmoment, Kraftstoffverbrauch, Wirkungsgrad und Durchblase-Durchfluß	47
4.5	Grundlagen zur Gemischzusammensetzung und zum Heizverlauf	49
4.5.1	Gemischzusammensetzung und Verbrennungsluftverhältnis	49
4.5.2	Heizverlaufsrechnung nach dem Einzonenmodell	50
5	Versuchskraftstoffe	53
5.1	Kraftstofftechnische Kenndaten	56
5.2	Siedeverlauf der Kraftstoffvarianten	58
5.3	Viskositätsverhalten der Versuchskraftstoffe	59
6	Experimentelle Untersuchungen	61
6.1	Ermittelte Meßgrößen	61
6.2	Durchführung der Langzeiterprobung	61
6.3	Optimierung der Motorausrüstung	62
6.3.1	Förderbeginn und Einspritzzeitpunkt	62
6.3.2	Geometrie der Einspritzdüsen	62
6.4	Versuchsdurchführung	68
7	V Versuchsergebnisse mit Diskussion	70
7.1	Motorkenndaten mit Diesel- und Tessolkraftstoff im Langzeitbetrieb des Dieselmotors in Serieneinstellung	70
7.1.1	Motorkennfeld und Betriebsverhalten	70
7.1.2	Betriebssicherheit	73
7.1.3	Abgasverhalten des Versuchsmotors 1	76

7.2	Ergebnisse bei der Optimierung der Motorausrüstung	78
7.2.1	Leistung und Drehmomentverhalten	79
7.2.2	Kraftstoffverbrauch und Wirkungsgrad	90
7.2.3	Spezifischer - und differenzbezogener Energiebedarf	103
7.3	Ergebnisse zum Einspritzbeginn und zur Einspritzdauer	110
7.4	Ergebnisse der Verbrennung	114
7.4.1	Zündverzug und maximaler Druckgradient	114
7.4.2	Brenndauer	122
7.4.3	Maximaler Verbrennungsdruck und Lage bezogen auf OT	123
7.4.4	Heizverlauf und Gastemperatur	126
7.5	Emissionsverhalten bei der Verbrennung von Rein- und Pflanzenölmischkraftstoffen	129
7.5.1	Limitierte gasförmige Emissionen	129
7.5.2	Kennwerte für Ruß	141
7.5.3	Verkokungsverhalten	145
8	Zusammenfassung und Schlußfolgerungen	152
9	Anhang	157
10	Literaturverzeichnis	165

Formelzeichen, Einheiten, Indices

A_D	[mm ²]	Düsenquerschnitt
A_{geom}	[mm ²]	geometrischer Gesamtquerschnitt der Einspritzdüse
B	[kg]	bereits verbrannte Kraftstoffmasse
B_{Ro}	[kg]	unverbrannte Kraftstoffmasse im Restgas
B_e^*	[g/min]	Meßwert des Kraftstoffverbrauches
B_e	[kg/h]	stündlicher Kraftstoffverbrauch
b_e	[g/kWh]	spezifischer Kraftstoffverbrauch
CO	[g/kWh]	Kohlenmonoxid-Emission
C_n	[kg/h * V ⁿ]	Regressionskoeffizienten
c_v	[J/kg K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d	[mm]	Innendurchmesser an der Meßstelle (HFM); Spritzlochdurchmesser
D_D	[%]	Durchblase-Durchfluß
dp_{max}	[bar/°KW]	maximaler Druckgradient in der Brennkammer
E^*	[MJ/kWh]	spezifischer Kraftstoffbedarf
E	[%]	differenzbezogener Energiebedarf
F	[N]	Bremskraft
H_u	[MJ/kg]	unterer Heizwert
H	[m]	Hebelarm
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
HC	[g/kWh]	Kohlenwasserstoff-Emission
K_d	[-]	Korrekturfaktor für Dieselmotoren
L_1	[mm]	gerade Zuströmlänge vom Heißfilmluftmassenmesser
L	[kgL/kgKr]	vorhandene Luftmenge
L_{st}	[kgL/kgKr]	theoretischer Luftbedarf bei stöchiometrischer Verbrennung
l	[mm]	Pleuelstangenlänge; Spritzlochlänge
l/r	[-]	Kurbel- oder Pleuelstangenverhältnis
M_d	[Nm]	Motordrehmoment
m	[kg]	gesamte Zylinderladungsmasse
m_L	[kg]	nach Abschluß des Einlaßventils im Brennraum vorhandene Luftmasse
m_K	[kg]	während der Beobachtungszeit zugeführte Kraftstoffmasse
$\dot{m}$	[kg/h]	Luftmassendurchsatz

M_g	[kg/h]	Luftmassensensor
n_M	[1/min]	Motordrehzahl
n	[-]	Polytropenexponent
NO_x	[g/kWh]	Stickoxid-Emission
p	[bar]	Druck
p_D	[bar]	Druck vor dem Düsenquerschnitt
p_{zyl}	[bar]	Verdichtungsdruck während des Einspritzvorgangs
$p, p_{1,2}$	[bar]	Gasdruck im Brennraum
P_i, P_{red}	[kW]	korrigierte Motorleistung unter atmosphärischen Bezugsbedingungen
P_M	[kW]	Motorleistung (Nutzleistung)
Q	[J]	Wärme
$\dot{Q}_B$	[J/°KW]	Brennverlauf
$\dot{Q}_H$	[J/°KW]	Heizverlauf
$\dot{Q}_{wü}$	[J/°KW]	über die Brennraumwände fließende Wandwärme
r	[mm]	Kurbelradius
R	[J/kg K]	spezifische Gaskonstante
T	[K]	Temperatur
$T_{1;2}$	[K]	Gastemperatur im Brennraum
U	[J]	innere Energie
$\dot{V}$	[l/min]	gemessene Durchblasemenge (Blow by)
V	[m³]	Hubraum und Verdichtungsraum
V_c	[m³]	Verdichtungsraum
V_H	[m³]	Hubraum
$V_{1,2}$	[m³]	Zylindervolumen
U_A	[V]	Heißfilmluftmassenmesser - Ausgangssignal
WF_i	[-]	Wichtungsfaktor, i = Laufvariable der 13 Laststufen

Griechische Formelzeichen

α	[°KW]	Kurbelwinkel
δ	[°]	Spritzlochkegelwinkel an der Einspritzdüse
ρ	[kg/m ³]	Kraftstoffdichte
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit
μ	[-]	Faktor für die Strahleinschnürung in der Düse ($\approx 0,6$)
κ	[-]	Adiabatenexponent
λ	[-]	Luftverhältnis L / L_{st}
ϵ	[-]	Verdichtungsverhältnis
η	[-]	Wirkungsgrad

Abkürzungen

ALB	Arbeitsgemeinschaft Landtechnik und ländliches Bauwesen
ASM	Soclair Electronic, Schweiz
ATL	Abgasturbolader
ATZ	Automobiltechnische Zeitschrift
BML	Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten
BSZ	Bosch-Schwärzungszahl
CAM	Kurbelwinkelgeber (Crank Angle Marker)
CARMEN	Centrales Agrar-Rohstoff-Marketing- und Entwicklungs-Netzwerk
CEN	Europäisches Komitee für Normung
CFPP	Cold-Filter-Plugging-Point
CIGR	Commission Internationale du Genie Rural
CLD	Chemo-Lumineszenz-Detektor
COM	Gesellschaft für computerorientierte Meßtechnik, Graz
CZ	Cetanzahl
DK	Dieseldieselkraftstoff
RDK	Referenzdieseldieselkraftstoff
DMS	Dieselmotoren- und Gerätebau GmbH, Schönebeck/Elbe
ECE	EG-Richtlinie für Europa (Regelungen der Economie Commission for Europe für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger)
ECM	Elektrochemische Meßzelle
EDV	Elektronische Datenverarbeitung
ETH	Eidgenössische technische Hochschule Zürich
ETG	Energietechnische Gesellschaft
EU	Europäische Union
EWIV	Europäische wirtschaftliche Interessenvereinigung
EWG	Richtlinien der Europäischen Gemeinschaft für Straßenfahrzeuge
EPROM	Elektronisch programmierbarer Festwertspeicher, Fa. Ebro-Electronic GmbH, Ingoldstadt
FID	Flammenionisations-Detektor
FSO	Abweichung der Linearität in % vom Vollausschlag von 0 Volt bis 10 Volt ohne Zeitdomänenfilter

FB	Förderbeginn
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
HÜLS	Hüls AG, Marl
IVD	Institut für Verfahrenstechnik und Dampfkesselwesen
KTBL	Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V., Darmstadt
KOH	Kaliumhydroxid
MTZ	Motortechnische Zeitschrift
TMW	Thüringer Motorenwerke, Nordhausen
MEG	Max - Eyth - Gesellschaft
MWM	Motoren-Werke Mannheim AG
MUX	Multiplexer
MLR	Ministerium für Ländlichen Raum, Landwirtschaft und Forsten (Baden-Württemberg)
MHK	Mineralölhandel GmbH, Kassel
MVEG	Motor Vehicle Emissions Group
NDIR	Nicht dispersiver Infrarot-Analysator
NADI1;2	Alkohol 1/2 - Benzinmischung
00-Raps	Winter-/Sommerrapssorte mit geringem Erucasäureanteil und geringem Gehalt an Senfölen (Glucosinolaten) im Schrot (double low)
OENORM	Österreichischer Normvorschlag für Pflanzenölmethylester (PME)
PAH	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PCA	Ladungsverstärker (Precision Charge Amplifier)
PEF	Projekt Europäisches Forschungszentrum zur Luftreinhaltung
PM	Partikel
PÖL	Pflanzenölkraftstoff
RME	Rapsölmethylester
RDL	Reinhaltung der Luft, Universität Stuttgart
S	Schwefel
SKE	Steinkohleneinheit, 1kg SKE entspricht $2,93 \cdot 10^7$ J
Tessol	Rapsöl-Benzin-Alkohol-Mischung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VNR	Vertriebsgesellschaft für nachwachsende Rohstoffe GmbH, Würzburg

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Die Sorge um die abnehmenden fossilen Energieressourcen und das wachsende ökologische Bewußtsein beeinflusst seit Jahren die Meinungsbildung in unserer Gesellschaft. Umweltbedingte Veränderungen unserer Atmosphäre werden einem ungezügelter Energieverbrauch zugeschrieben. Deshalb werden Lösungsansätze in der Nutzung regenerativer Kraftstoffe gesucht. Damit kann mit Hilfe biologischer Prozesse Sonnenenergie als Treibstoff genutzt werden. Aufgrund der abzusehenden weiteren Zunahme der Motorisierung wird deshalb weltweit an verschiedenen alternativen Antriebssystemen und die Verwendung von Alternativkraftstoffen gearbeitet. Kurzfristig könnten Alkohole und Pflanzenöle als flüssige Kraftstoffe für Otto- bzw. Dieselmotoren Anwendung finden.

Aus der Sicht europäischer Agrarpolitik könnten nachwachsende Rohstoffe zu einer Alternative der landwirtschaftlichen Produktion entwickelt werden, um Überschüsse auf den Agrarmärkten abzubauen. Die Erzeugung und Verwendung solcher Produkte würden der Landwirtschaft neue Absatzmöglichkeiten eröffnen. Dadurch könnten nicht nur begrenzte Rohstoff- und Energievorräte ergänzt, sondern auch Beiträge zur Verringerung des Treibhauseffekts geleistet werden.

Die Entlastung der Umwelt von gesundheitsschädlichen Emissionen und von klimabeeinflussenden Schadgasen, insbesondere Kohlendioxid, stellt nach wie vor eine besondere gesellschaftliche Verpflichtung dar. Mit der Verwendung von biogenen Rohstoffen sollen zukünftig neue Vermarktungsmöglichkeiten im industriellen, technischen Bereich aber auch alternative Energiequellen erschlossen werden. Allerdings erschweren die zur Zeit niedrigen Preise für fossile Rohstoffe und Energieträger eine Substitution bzw. eine breitere Markteinführung daraus hergestellter Produkte und behindern deren Entwicklung.

Auch für Entwicklungsländer müssen umweltfreundliche Lösungen zur Energiegewinnung gefunden werden. Wenn diese Länder an einer weiteren positiven Wohlstandsentwicklung teilhaben sollen, so ist dies auch mit einem höheren Energieeinsatz verbunden. Entsprechend der dort herrschenden, regional unterschiedlichen Bedingungen müssen allerdings differenzierte Energieversorgungskonzepte entwickelt werden, zu deren Realisierung Pflanzenöle einen wichtigen Beitrag leisten können.

Schon in der ersten Phase seiner Entwicklung ist der Dieselmotor auch mit Pflanzenöl betrieben worden. Die technische Evolution des Selbstzündprinzip bis zur heutigen Reife wurde jedoch erst mit dem Einsatz und der gleichzeitigen Weiterentwicklung des Erdölprodukts Dieseldieselkraftstoff möglich. So zeichnet sich der moderne Dieselmotor durch hohe Leistung, Zuverlässigkeit und Lebensdauer aus. Daneben sind in jüngster Zeit aber auch einige wenige Dieselmotortypen für den Betrieb mit reinem Pflanzenöl entwickelt worden. Diese Konstruktionen haben sich bei der heute gegebenen Typenvielfalt und den erforderlichen Grobserien noch nicht durchsetzen können. Deshalb ist vorerst für die Nutzung von Pflanzenölen als Kraftstoff notwendig, daß diese an die Erfordernisse moderner Dieselmotoren angepaßt werden. Das geschieht bereits, indem durch chemotechnische Prozeßschritte das Pflanzenöl umgeestert und dadurch so verändert wird, daß seine kraftstoffspezifischen Eigenschaften dieselähnlicher werden. Wegen der hierzu erforderlichen technisch und finanziell aufwendigen Anlagen wird auch versucht, Pflanzenöl auf andere, vergleichsweise als einfach anzusehende Weisen den kraftstoffspezifischen Anforderungen der heutigen Dieselmotoren anzupassen.

Gegenstand dieser Arbeit ist, die Eignung von pflanzlichen Ölen, insbesondere von Rapsöl und einigen seiner Derivate, die in dezentralen Kleinanlagen gewonnen werden, als alternativen Kraftstoff für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung zu untersuchen. Dazu wird deren Betriebsverhalten bei der Verwendung von reinem und verschieden aufbereitetem Rapsöl als Kraftstoff ermittelt. Durch Überprüfung des Verbrennungsablaufes und durch Langzeitversuche bei unterschiedlicher Einstellung und Ausstattung eines Seriidieselmotors mit Direkteinspritzung wird versucht zu klären, ob Rapsöl auch durch einfaches, kostengünstiges Additivieren den Ansprüchen moderner Dieselmotoren hinsichtlich Leistung, Dauerbetriebssicherheit und Abgasemissionen angepaßt werden kann.

2 Kenntnisstand

Unter mitteleuropäischen Klimabedingungen eignet sich Raps als Rohstofflieferanten für einen regenerativen Kraftstoff am besten. Dafür werden folgende Argumente genannt [1]:

- Rapsöl besitzt eine annähernd gleich hohe Energiedichte wie Dieselmotorkraftstoff.
- Klimarelevante Schadgase werden teilweise reduziert.
- Die Abhängigkeit von Ölimporten wird verringert und die Sicherheit der Energieversorgung gesteigert.
- Reines Pflanzenöl ist biologisch abbaubar, obliegt bei der Lagerung einer niedrigeren Gefahrenklasse und kann auch in Wasserschutzgebieten Verwendung finden.

2.1 Pflanzenöl als regenerative Energiequelle

Die Entwicklung des weltweiten Primärenergieverbrauchs seit 1950 ist in [Bild 1](#) dargestellt. Der Verbrauch an fossilen Energieträgern wie Kohle, Erdgas und Erdöl hat sich in den letzten 40 Jahren mehr als vervierfacht. Einen relativ geringen Anteil am Weltenergieverbrauch zeigen die Energieträger Kernenergie und Wasserkraft.

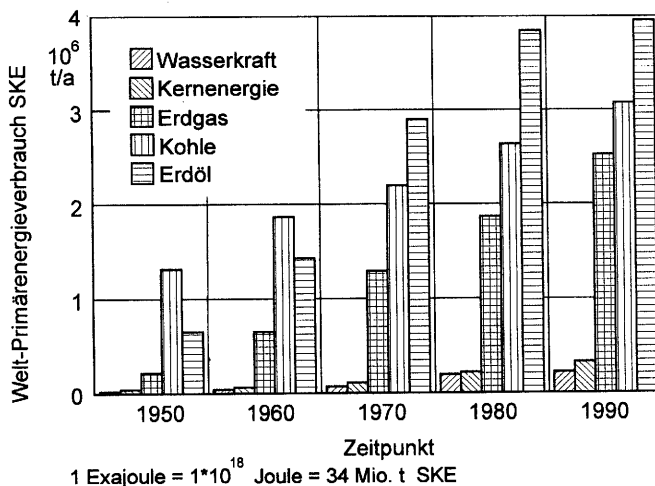


Bild 1: Entwicklung des Gesamtverbrauchs an Primärenergie [2, 3]

Durch Risiken bei der Verbrennung fossiler Energieträger und durch weitere Begrenzung von Kernenergie- und Wasserkraftnutzung kommt den regenerativen Energien mehr Bedeutung zu. Man setzt auf bessere Sonnenenergienutzung, auch auf direkte Nutzung zur Strom- und Wasserstoffherzeugung.

Dieses Ziel ist auf zwei Wegen erreichbar. Bei der direkten Sonnenenergienutzung wird mit Sonnenkollektoren Wärme gewonnen oder mit Solarzellen Sonnenlicht direkt in Strom verwandelt. Daneben gibt es die biologische Lösung. Sie führt über die Photosynthese der Pflanzen zur energetischen Nutzung von Biomasse. Unter heutigen Bedingungen ist die Energieerzeugung aus Biomasse mit wesentlich geringerem Entwicklungsaufwand und erheblich kostengünstiger erreichbar als die direkte Sonnenenergienutzung [3, 4].

Aus ökologischer Sicht bietet der landwirtschaftliche Anbau von Rohstoffen für alternative Kraftstoffe den Vorteil, die Fruchtfolgen vielseitiger zu gestalten. Mit den überwinternden Formen kann eine längere Zeit der Bodenbedeckung und damit eine verringerte Bodenerosion erreicht werden. Bei Pflanzenöl wird die regenerative Energieerzeugung ergänzt durch den zusätzlichen ökologischen Vorteil der CO_2 -Einbindung in die Pflanzen. Oft wird die Frage diskutiert, ob Ethanol oder Pflanzenöl den günstigeren Weg zur Kraftstoffherstellung aus Biomasse darstellt. Hierbei spielen die Auswirkungen des Anbaus und der Verarbeitung auf die Umwelt eine wesentliche Rolle. Für Rapsöl spricht die Tatsache, daß es mit höherem Wirkungsgrad im Dieselmotor einzusetzen ist als Ethanol im Ottomotor. Ebenso ist bei der Herstellung des Öls weniger Energie als bei der Produktion von Ethanol notwendig. In Dieselmotoren ist Ethanol als Kraftstoff wegen geringer Zündwilligkeit nur mit zusätzlichem Aufwand einzusetzen. Um 1 Liter Dieselmotorkraftstoff zu substituieren, müssen entsprechend dem Heizwertverhältnis 1,05 l Rapsöl oder 1,65 l Ethanol eingesetzt werden.

Raps gilt als anspruchsvolle Kulturpflanze. Unter Bodenschutzaspekten ist die notwendige Stickstoffdüngung von Bedeutung. Zum Erreichen des Ertragsmaximums wird eine Herbstgabe mit ca. 70 kg/ha und die Frühjahrsgabe mit 190 bis 260 kg/ha angegeben [5]. Unter Berücksichtigung des Ertragszieles sowie ökonomischer und ökologischer Aspekte kann eine Herbstdüngung bei früher Aussaat meist entfallen und eine Frühjahrsgrunddüngung ab Vegetationsbeginn von 80 kg N/ha ist ausreichend. Mit dem Rapskorn erfolgt ein Stickstoffentzug von ca. 3,7 kg/dt. Bei der Rapsproduktion wird wie bei anderen Kulturpflanzen auch

allerdings Distickstoffmonoxid (N_2O , Lachgas) freigesetzt, das als Zwischenprodukt bei der mikrobiellen Umsetzung von Stickstoffverbindungen in Böden und im Wasser entsteht und als besonders klimaschädliches Gas angesehen wird. Einfluß auf die Höhe der N_2O -Emissionen haben ackerbauliche Maßnahmen, Bodenart und -zustand, Pflanzenart, Düngemittelart, Aufbringungsrate und -technik sowie der Zeitpunkt der Aufbringung. Zudem sind Standortgegebenheiten und Klima bzw. Wetter von Bedeutung [1].

Weltweit sind die Perspektiven zusätzlicher Pflanzenölerzeugung außerordentlich gut. Pflanzenöle werden aus den Samen oder dem Fruchtfleisch von Ölpflanzen gewonnen. Grundsätzlich kommt dafür eine Vielzahl von Pflanzenarten in Betracht. In der Europäischen Union werden hauptsächlich Raps, Sonnenblume, Lein, Soja und Baumwollsaat angebaut. Unter den klimatischen Bedingungen Deutschlands nimmt bei den Ölpflanzen bisher nur der Winterraps eine bedeutende Stellung ein [6].

2.2 Rapsöl als Energieträger

Pflanzliche Öle standen schon früher als Kraftstoff für Dieselmotoren zur Diskussion, wenn Erdöl knapp oder dessen Beschaffung vergleichsweise teuer war [7]. Mit der fortschreitenden technischen Verbesserung des Dieselmotors, vor allem mit Einführung der Direkteinspritzung und dessen Anpassung an Dieselkraftstoff, wurde es zunehmend schwieriger, Pflanzenöle ersatzweise zu nutzen [8]. Sämtliche Pflanzenöle sind grundsätzlich als Motorenkraftstoff in Vor- oder Wirbelkammermotoren verwendbar.

Die Rapspflanze gehört zur Familie der Kreuzblütler und zur Gattung der Kohlarten [5]. Das Rapsöl ist Bestandteil des in einer Schote enthaltenen Samenkorns der Rapspflanze. Das Rapskorn hat im Zustand der Vollreife einen Durchmesser von 1,5 - 3,0 mm. Das Tausendkorngewicht beträgt bei der Winterform 4 - 6 g und bei der Sommerform 2,4 - 4,4 g. Die Inhaltsstoffe von Raps in lagerfähigem Zustand sind in Bild 2 dargestellt. Zwei Drittel des Trockengewichtes des Rapskorns liegen als Öl und Rohprotein vor [6].

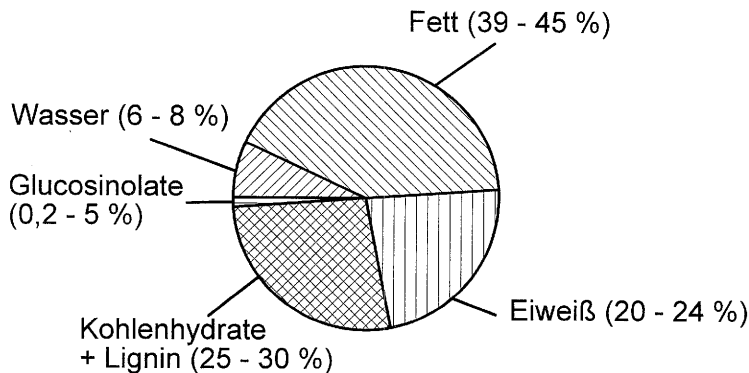


Bild 2: Zusammensetzung eines Rapssamenkorns [9]

Das Rapskorn besteht zu 12 bis 16 Gewichts-% aus der im Reifezustand dunklen Schale. Mit 9 bis 13 % Fett, 15 bis 18 % Eiweiß sowie 31 bis 34 % Rohfaser enthält die Schale ernährungsphysiologisch bedeutsame Inhaltsstoffe. Etwa 1/3 des Rohfaseranteiles ist unverdauliches Lignin. Die Reduzierung dieser Komponente wird züchterisch bearbeitet. Da die luftgetrocknete Rapssaat geringe Feuchtigkeitsgehalte von 6 bis 8 % hat, beträgt sein Ölgehalt 39 bis 45 % [9]: Rapseiweiß, das einen hohen Gehalt an essentiellen Aminosäuren aufweist, hat den Wert von Raps als Weltwirtschaftspflanze mitbestimmt. Durch die Einführung erucasäurefreier Rapssaaten mit hohem Ölsäuregehalt und der hohen biologischen Wertigkeit seines Eiweißes wurden die neuen Rapssorten zu einem wichtigen Rohstoff der Ölmühlenindustrie für die Gewinnung eines hochwertigen Speiseöls und eines an Bedeutung zunehmenden eiweißreichen Futtermittels.

2.2.1 Chemische Zusammensetzung von Rapsöl

Rapsöl wie übrigens alle natürlichen Öle setzt sich aus dem dreiwertigen Alkohol Propantriol (Glycerin) und einer, zwei oder drei damit veresterten Fettsäuren zusammen. 97 % der pflanzlichen Öle sind Triglyceride, d. h. alle drei OH-Gruppen des Glycerins sind durch gleiche oder unterschiedliche Fettsäurereste ersetzt. Die Fettsäuren setzen sich überwiegend aus geradzahligen Kohlenwasserstoffketten und einem Carboxylrest zusammen [6]. Der Aufbau

eines Fettsäuremoleküls ist in Bild 3 dargestellt. Ein wesentliches Merkmal von Rapsöl gegenüber Mineralöl ist sein Sauerstoffgehalt von ca. 12 %. Der Sauerstoffanteil verringert den Heizwert.

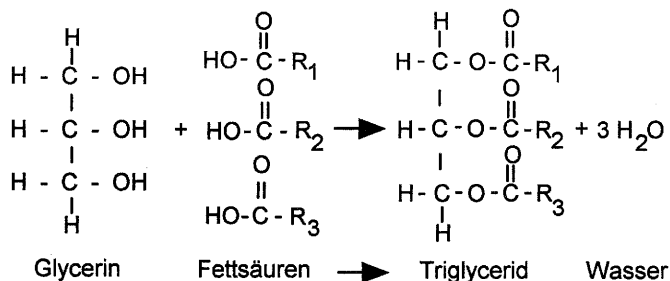


Bild 3: Aufbau eines Fettsäuremoleküls [10]

Sind alle Hydroxylgruppen (OH-Gruppen) des Glycerins mit Fettsäuren besetzt, so ergibt sich für das wasserabweisende (hydrophobe) Rapsölmolekül ein Molekulargewicht von 800 -1000 g/mol (Summenformel $\text{C}_{54}\text{H}_{114}\text{O}_6$). Dieselöl hat im Vergleich dazu die Summenformel $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$ und ein Molekulargewicht von ca. 226 g/mol [11]. Es gibt Glyceride, in denen ein Glycerinmolekül mit drei Molekülen der gleichen Säure verestert ist. Die Triglyceride der natürlichen Öle enthalten mindestens zwei unterschiedliche Fettsäuren. Die Art der Fettsäure und ihre Verteilung im Triglyceridmolekül bestimmen die chemischen, physikalischen und biologischen Eigenschaften des Öls und damit seine Verwendungsmöglichkeiten. Die Hauptbestandteile des Rapsöls sind ungesättigte Fettsäuren, wobei die Ölsäure ca. 60% erreicht, während die Linolsäure mit ca. 20% und die Linolensäure mit 10% vertreten sind. Gesättigte Fettsäuren sind nur in kleinen Mengen vorhanden [5].

2.2.2 Verfahren der Pflanzenölgewinnung

Zur Pflanzenölgewinnung und -verwertung in landwirtschaftlichen Betrieben als Treibstoff gibt es derzeit zwei etablierte Technologien. Einerseits wird die zentrale, großtechnische Verarbeitung von Ölsaaten einschließlich Nutzung des Expellers als Kraftfutter mit einem

Durchsatz von etwa 150 t/h angewandt. Dazu sind mehrere Verfahrensschritte notwendig, will man eine vollständige Entölung von über 98% erreichen. Als zweites versucht die Landwirtschaft heute durch dezentrale Ölsaatenverarbeitung "on farm" eine weitere Wertschöpfung aus ihrem Produkt zu erzielen [12].

Bei der dezentralen Ölgewinnung im landwirtschaftlichen Betrieb oder beim Landhandel kommen Kleinpressen zum Einsatz (Kaltpressung). Die Verarbeitungskapazität der auf dem Markt befindlichen Pressen reicht von 5 bis 1000 kg/h, wobei bauart- und verfahrensbedingt ein Entölungsgrad von 70 bis 80 % erzielt werden kann. Damit kaltgepresstes Pflanzenöl als Kraftstoff für Motoren verwendet werden kann, muß es nach dem Preßvorgang gereinigt werden. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten. Bei Kleinstanlagen wird das Absetzverfahren verwendet. Bei größeren Anlagen kommen Kammer- und Membranfilterpressen zum Einsatz [13, 14].

Bei der Bewertung von Rapsöl als Kraftstoff ist neben den verfügbaren Mengen insbesondere auch der Energieaufwand zur Erzeugung von Bedeutung. Der Rapsenertrag unterliegt sorten-, standort- und wetterbedingten Schwankungen. Er beträgt in der Bundesrepublik Deutschland durchschnittlich 32 dt/ha (25 bis 40 dt/ha) mit einem Ölgehalt von 38 bis 43 %. Der Energieaufwand für die landwirtschaftliche Erzeugung in Form von Saat, Dünger, Pflanzenschutzmittel und einem Energieäquivalent für die eingesetzten Geräte und Maschinen -zusammengefaßt als "technische Mittel"- beträgt nur etwa 1/6 des Energiegehalts der Ernte [15]. Die Energieverluste bei der Herstellung von Pflanzenöl als Kraftstoff sind in Bild 4 dargestellt. Das vorliegende Energieflußdiagramm zeigt die nach Aufwendungen und Prozeßenergie verbleibende nutzbare Energie. Dem Bild liegt eine Durchschnittsernte von 2730 kg Raps pro Hektar zugrunde, die 1084 kg rohes Rapsöl mit 42,34 GJ Energieäquivalent und 1646 kg Rapsschrot erbringt [15]. Der Vergleich von Aufwand und Ertrag ergibt einen Energiegewinn, so daß die Verwendung von Rapsöl als Energieträger sinnvoll erscheint.

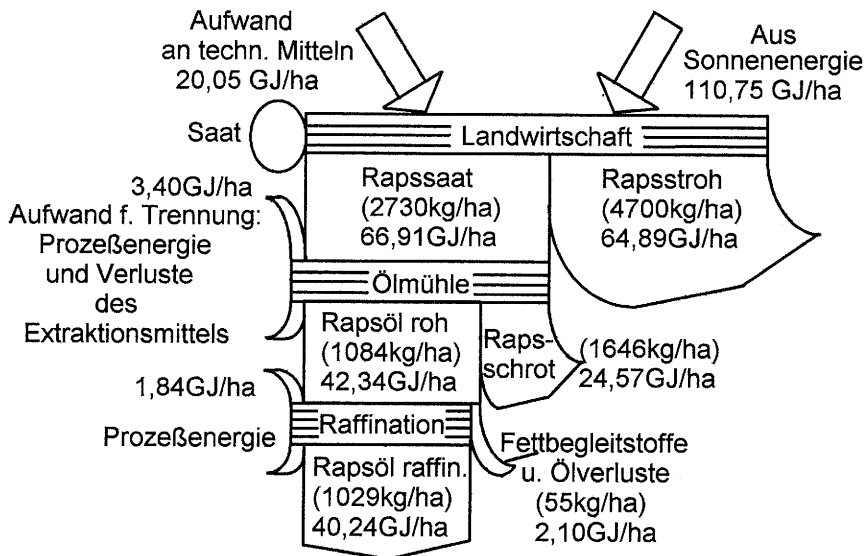


Bild 4: Energiebilanz bei der Gewinnung von Pflanzenöl [15]

2.3 Rapsöl als Dieselsubstitut

In Europa wird derzeit eine Vielzahl alternativer Kraftstoffe entwickelt und erprobt [16-18]. Eine dieser Alternativen zu herkömmlichen Kraftstoffen für Dieselmotoren ist Biodiesel (umgeestertes Pflanzenöl). Für eine Verwendung von Pflanzenölen (Rapsöl) als Dieselmotoren-Kraftstoff-Substitut bieten sich folgende Strategien an:

1. Anpassung des Pflanzenöles an die Eigenschaften von Dieselmotoren-Kraftstoff. Für den Einsatz als Biodiesel wird das Pflanzenöl umgeestert und so dem Motor angepaßt. Dieser "Bio-Kraftstoff" Rapsölmethylester (RME) kann in allen konventionellen Schleppermotoren verwendet werden. Rapsöl weist in der Form des "Esters" dieselähnliche Verbrennungseigenschaften auf.
2. Anpassung des Rapsöles an die herkömmlichen Dieselmotoren durch die Verarbeitung

von Rapsöl in Mineralölraffinerien. Bei diesem in neuerer Zeit verstärkt diskutierten Verfahren wird das Pflanzenöl zunächst gecrackt und anschließend in den Herstellprozeß für Dieselkraftstoff eingebracht (Hydrocracken, VEBA-Konzept). Dies hat den Vorteil, daß eine signifikante Cetanzahl-Steigerung (Erhöhung der Zündwilligkeit) im Vergleich zu Dieselkraftstoff erreicht wird. Nachteilig ist der Rapsöleinfluß in Bezug auf die Kältestabilität des Dieselkraftstoffes. Weiterhin wird die Standzeit der Katalysatoren im Raffinerieprozeß bei Verwendung von rohem Rapsöl verringert [19]. Um eine längere Standzeit zu erreichen, müßte Rapsöl mit einem Phosphor- und Calciumgehalt < 1 ppm verwendet werden. Derzeit ist der Phosphor-Grenzwert bei Vollraffinat auf 3 ppm festgelegt.

3. Herstellung von Mischkraftstoffen bestehend aus Rapsöl und Dieselkraftstoff [20]. Das Siedeverhalten von Rapsöl wird dem Dieselkraftstoff angenähert. Zudem wird durch diese Mischkraftstoffe eine Verringerung der Viskosität und gegenüber dem rohen Rapsöl eine bessere Kraftstoffzerstäubung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung erreicht. Der Rapsölanteil im Dieselkraftstoff kann durch sein thermisches Verhalten hauptsächlich bei direkteinspritzenden Dieselmotoren schon nach kurzer Betriebsdauer zu Verkokungserscheinungen an den Einspritzdüsen führen.
4. Verwendung von naturbelassenem Rapsöl. Hierbei handelt es sich um Pflanzenölraffinate oder kaltgepresstes und gefiltertes Pflanzenöl, das nur in Spezialmotoren eingesetzt werden kann. Für Pflanzenölbetrieb geeignete Motoren sind die technisch veralteten, großvolumigen Vorkammermotoren oder neu entwickelte direkteinspritzende Spezialmotoren, deren Brennraumgestaltung, Kolbenmaterial und Kraftstoffsystem den chemisch-physikalischen Eigenschaften von Pflanzenöl so angepaßt wurden, daß eine gute Verbrennung erreicht wird.

2.3.1 Eigenschaften von Pflanzenölkraftstoffen

Die chemisch-physikalischen Eigenschaften von Pflanzenölen sowie die Anforderungen an Kraftstoffe sind bekannt [20-26]. Sollen Pflanzenöle als Kraftstoff verwendet werden, dann müssen die verbrennungstechnischen Erfordernisse zum Erreichen einer optimalen Motorlei-

stung bei zulässigem Abgasschadstoffausstoß erfüllt sein. Um einen störungsfreien Langzeitbetrieb bei ausreichender Standfestigkeit der Motoren zu garantieren, wird ein niedriger Phosphorgehalt des Pflanzenöls gefordert. Dieser ist durch die jeweilige Auspreßmethode oder die Art der Entschleimung einzustellen [13, 27-29].

Desweiteren ist bei Rapsöl zur Verwendung als Kraftstoff in Pflanzenölmotoren auf die Jodzahl zu achten. Sie stellt ein Maß für den Anteil an mehrfach ungesättigten Fettsäuren im Öl dar. Bis zu einer Jodzahl von 115 bis 120 werden Pflanzenöle als kraftstofftauglich angesehen. Rapsöl erfüllt diese Anforderungen, während Sonnenblumen- und Sojaöl sie meist nicht erfüllen. Ist die Jodzahl zu hoch, so nimmt die Polymerisationsneigung des Kraftstoffs zu. Sogenannte trocknende Öle mit einem hohen Anteil mehrfach ungesättigter Fettsäuren (z.B. Leinöl) sind für eine Verwendung als Treibstoff wegen der auftretenden Verharzungen im Kraftstoffsystem nicht geeignet [23]. Andererseits erniedrigen freie Fettsäuren den Flammpunkt und die Viskosität des Pflanzenöls [15]. Naturbelassenes Rapsöl als Kraftstoff besitzt eine hohe Energiedichte (34,1 MJ/l), die volumetrisch nur geringfügig unter der von Dieselmotorkraftstoff (35,7 MJ/l) liegt. Zur motorischen Verwendung ist das Preßöl (Rohöl) immer vom Trub (feine, pflanzliche Reststoffe) auf Filterfeinheit zu trennen. Das zum Pflanzenwachstum aus der Umwelt entzogene Wasser und CO_2 wird bei der Verbrennung im Motor wieder frei und dem natürlichen Kreislauf erneut zugeführt (Bild 5).

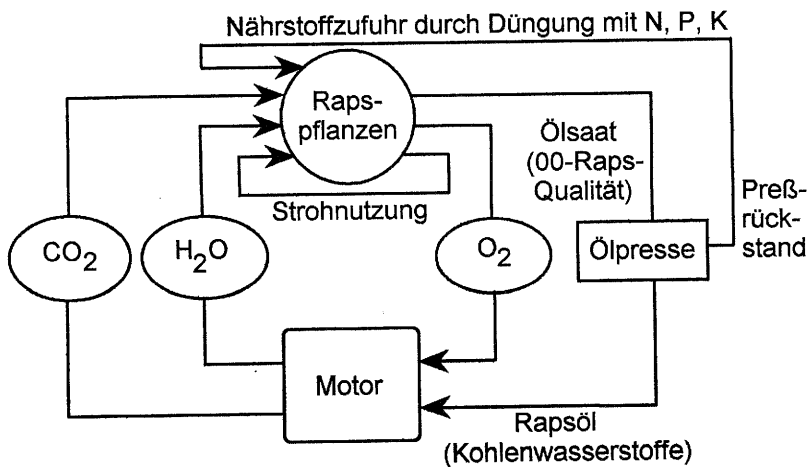


Bild 5: Kreislauf Pflanzenölgewinnung, Produktion und motorische Nutzung [30]

Die wichtigsten Kenndaten eines Dieselmotorkraftstoffes sind Dichte, Viskosität, Siedeverlauf, Heizwert (volumenbezogen), Flammpunkt, Cetanzahl und für das Kälteverhalten der Grenzwert der Filtrierbarkeit CFPP. Rapsöl besitzt im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff eine höhere Dichte, aber auch eine wesentlich höhere Viskosität. Der volumenbezogene Heizwert unterscheidet sich nur geringfügig. Es hat einen hohen Flammpunkt, die Cetanzahl liegt bei ca. 40. Die Cetanzahl der Pflanzenöl-Kraftstoffe bleibt erheblich unter der für Dieselmotorkraftstoff geforderten Cetanzahl von $50 < CZ < 55$ für Europa [21]. Die Werte von Pflanzenöl können allerdings nicht direkt mit denen von Dieselmotorkraftstoff verglichen werden. Die Cetanzahlbestimmung für Diesel wird in einem Prüfmotor unter genormten Bedingungen durchgeführt. Die Cetanzahlbestimmungen für Rapsöl werden aufgrund dessen Zersetzung bei der Aufheizung unter veränderten Einstellungen vorgenommen [21].

Ein wesentliches Kriterium der Kältestabilität ist der sog. Cold-Filter-Plugging-Point (CFPP). Hierunter versteht man die Temperatur, bei der nach einer standardisierten Labormethode ein Filter mit definierter Porengröße verstopft. Die beiden Temperaturgrenzwerte CP Cloudpoint (Trübungspunkt) und der CFPP-Wert (Grenzwert der Filtrierbarkeit) sind typische Kriterien für Mineralölprodukte. Ihre Bestimmung beruht auf Paraffinausscheidung der Diesellole, die bei Pflanzenölen nicht auftritt. Deshalb können diese Methoden nicht ohne weiteres übertragen werden [26]. Die Grenztemperatur für die Filtrierbarkeit bei Pflanzenöl liegt höher als bei Diesel, sodaß die Wintertauglichkeit von Pflanzenöl stark eingeschränkt ist. Aufgrund der in der Regel deutlich höheren Viskosität von Pflanzenölen müssen das Kraftstoffsystem der Motoren entsprechend angepaßt werden. Insbesondere sind wegen der schlechteren Zerstäubung des Pflanzenöls konstruktive Maßnahmen für eine gute Gemischbildung notwendig.

2.3.2 Umgeestertes Pflanzenöl und dessen motorische Verwendung

Um Pflanzenöle bezüglich Viskosität, aber auch hinsichtlich Zerstäubungsverhalten und Zündwilligkeit stärker dem Dieselmotorkraftstoff anzupassen, muß das Ölmolekül chemisch verändert werden.

Beim Umesterungsprozeß wird ein Mol Triglycerid unter Einwirkung von Kaliumhydroxid (KOH) mit drei Mol eines einwertigen Alkohols zu drei Mol Monoalkoholester und einem

Mol Glycerin umgesetzt. Die Umesterung zum entsprechenden Pflanzenölmethylester ist in Bild 6 dargestellt. Es entsteht ein zweiphasiges Gemisch aus Methylester und Glycerin, anschließend erfolgt die Trennung der Reaktionsprodukte. Die vor der Umesterung vorliegenden freien Fettsäuren werden zum Teil verestert, der größere Teil wird jedoch durch Kaliumhydroxid (KOH) verseift, als Seife am Glycerin angereichert und mit diesem aus der Methylesterphase abgetrennt. Methylester enthält nach der Umesterung noch eine Restmenge Methanol, welche den Flammpunkt des Produkts vermindert. Aus Sicherheitsgründen muß dieses Methanol vom Produkt abgetrennt werden.

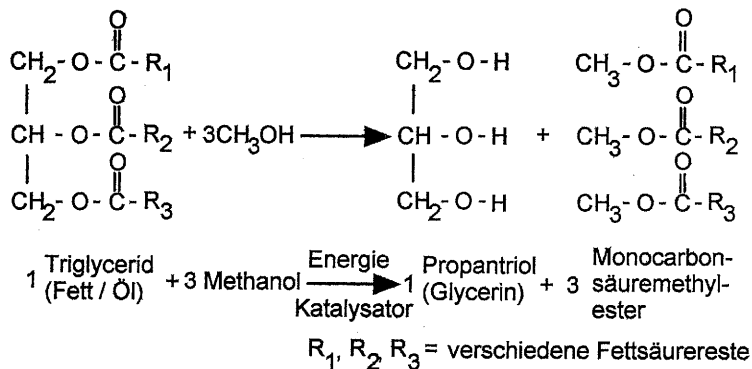


Bild 6: Umesterung von Pflanzenöl zu Pflanzenölmethylester [31]

Die Verwendung von umgeesterten Pflanzenölen als Kraftstoff ist in nahezu allen heute auf dem Markt befindlichen Dieselmotoren möglich [32]. Somit bietet sich die Produktion von Pflanzenölmethylester (Biodiesel) aus Ölsaaten wie Raps und Sonnenblumen als Ersatz von Diesel an [33, 34]. Der Umesterungsprozeß kann bei Raumtemperatur, drucklos in Stufen oder auch unter Druck und bei erhöhter Temperatur kontinuierlich erfolgen. Es gibt mehrere erprobte Verfahren [31, 35]. Als besonderes Kriterium für die Verwendung als Kraftstoff ist der Reinheitsgrad anzusehen. Die Qualität muß den vorhandenen Normen und Vorschlägen entsprechen (z.B. OENORM, DIN V 51606).

Die Eignung von RME gilt nach Langzeituntersuchungen in der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL) in Braunschweig-Völkenrode [36, 37] und Flottenversuchen der Bundes-

anstalt für Landtechnik in Wieselburg (Österreich) grundsätzlich als erwiesen. Kleinere Probleme mit der Beständigkeit von Dichtungen und Schläuchen lassen sich durch die Verwendung von Flourkautschuk beheben. Mögliche Schmierölverdünnungen stellen prinzipiell kein Hindernis für die Nutzung von RME als Motorentreibstoff dar, gegebenfalls ist das Ölwechselintervall zu verkürzen [38].

Die Anpassung des Rapsöls an die Eigenschaften von Diesel hat den Vorteil, daß die derzeit vorhandenen Motoren genutzt werden können. Von den verschiedenen, theoretisch möglichen Anpassungsmaßnahmen wurde bisher nur die chemische Veränderung des Rapsöls durch die Umesterung als realisierbar angesehen. Der dadurch entstehende Rapsölmethylester (RME) weist gegenüber Rapsöl eine wesentlich geringere Viskosität auf, die der von Dieseldieselkraftstoff nahe kommt. RME hat ein dem Dieseldieselkraftstoff ähnliches Brennverhalten, das auch in konventionellen Dieselmotoren zu keinen übermäßigen Rückständen oder Verkrustungen führt. Nachteilig bei der Umesterung von Rapsöl sind die hohen Produktionskosten und die durch den Umesterungsprozeß verschlechterte Energiebilanz durch die zusätzlichen Kosten von 22-50 Pf/l RME (je nach Anlagengröße) [39]. Außerdem fallen 200 ml Glycerin pro Liter gepreßtem Rapsöl an, für das auf dem derzeitigen Markt nur geringe Absatzmöglichkeiten bestehen. Schließlich sind die Anlagen für die Umesterung so zentral verteilt, daß hohe Transportkosten für den Ausgangsrohstoff (Rapsöl) sowie das Endprodukt (RME) entstehen.

2.3.3 Kraftstoffmischungen mit Pflanzenöl oder -derivaten

Rapsölmethylester und Dieseldieselkraftstoff sind prinzipiell mischbar. Über Untersuchungen einer Beimischung von Butanol zu Rapsölmethylester und zu Diesel-Rapsölmethylester-Mischungen wird von Prankl et al. [40] berichtet.

Die zeitweise mögliche Verwendung von Diesel/Rapsöl-Gemischen zum Betrieb eines Schiffdieselsaugmotors wurde von Grüttner und Moeck [41] nachgewiesen. Die Verkokung der Einspritzdüsen erlangte keine oder nur geringe Relevanz, wenn Diesel/Rapsöl-Gemische im Wechsel z.B. mit Dieseldieselkraftstoff in vergleichsweise kurzen Betriebsphasen zum Einsatz kommt. Werden direkteinspritzende Dieselmotoren mit Rapsöl allein betrieben, so ergeben sich schon nach relativ kurzer Betriebszeit Verschlechterungen im Betriebsverhalten [42].

Untersuchungen von Menrad et al. [43] zeigen, daß Rapsöl/Diesel-Mischungen an direkteinspritzenden Dieselmotoren zwar zu einer Verlängerung der Betriebszeit führen, jedoch können keine ausreichenden Betriebszeiten erreicht werden. Im Gegensatz dazu verhält sich ein Vorkammermotor im Dauereinsatz mit Diesel/Pflanzenöl-Mischungen wesentlich günstiger. Es können längere Betriebszeiten erreicht werden. Aber auch hier zeigen sich Ansätze von Verkorkungen [43, 44].

Über Beimischungen von Rapsöl oder Rapsölmethylester zu Dieselkraftstoff wird von Widmann [20] berichtet. Hierbei nimmt die Dichte erwartungsgemäß mit steigendem Mischungsanteil von Rapsöl bzw. RME in dem engen Bereich zwischen $0,84 \text{ kg/dm}^3$ (Diesel) und $0,92 \text{ kg/dm}^3$ (Rapsöl) bzw. $0,88 \text{ kg/dm}^3$ (RME) linear zu. Die kinematische Viskosität von Rapsöl liegt weit über der von Dieselkraftstoff. Je nach Mischungsanteil Rapsöl bzw. RME zum Dieselkraftstoff nimmt sie entsprechend zu. Der Flammpunkt wird durch Beimischung von Rapsöl bzw. Rapsölmethylester von 10 bis 30% nur geringfügig verändert. Ein direkter Zusammenhang zwischen dem Mischungsanteil und dem Trübungspunkt bzw. dem Grenzwert der Filtrierbarkeit (CFPP-Wert) ist nicht zu erkennen. Wasser- und Gesamtschwefelgehalt liegen bei allen untersuchten Varianten unterhalb der nach DIN festgelegten Grenzwerte. Durch die Beimischung von 10% Rapsöl oder auch RME bis zu einem Anteil von 50% wurde eine Cetanzahl von 53,5 erreicht.

Über Versuche mit Emulsionen, bestehend aus wasserhaltigem Ethanol und Sojabohnenöl, schreibt Goering et al. [45]. Die Untersuchungen an einem direkteinspritzenden Dieselmotor bringen mit diesen Emulsionen fast gleiche Leistung wie beim Motorbetrieb mit Dieselkraftstoff trotz geringerer Cetanzahl und geringerem Heizwert. Die Auswirkungen während des Motorbetriebes auf die Dauerlaufsicherheit sind nicht beschrieben.

Versuche an einem direkteinspritzenden Einzylinder-Versuchsdiesel mit einem Gemisch aus 50 % Rapsöl und 50 % Diesel wurden von Mannebeck [46] durchgeführt. Nach 18 Betriebsstunden unter Nennlast wurde der Versuch aufgrund starker Ablagerungen von Ölkohle an der Einspritzdüse abgebrochen. In weiteren Versuchen wurde der Motor mit einer Emulsion aus 40% Rapsöl, 40% Diesel, 19% Wasser und 1% Emulgator betrieben. Diese Mischung führte an der Einspritzdüse zu geringen Ablagerungen und einem sauberen Brennraum. Über Motorversuche mit einer Dieselemulsion, bestehend aus 92% Dieselkraftstoff und 8% Wasser

und Emulgator an einem Turbo-Dieselmotor (Renault R30) wird von Herzog [47] berichtet. Dabei ist der Ausstoß an Stickoxiden erheblich reduziert und der Motor nach Erreichen seiner Betriebstemperatur erheblich leiser. Die Motorleistung bleibt erhalten. Ein Mehrverbrauch gegenüber reinem Diesel ist nicht festzustellen. Dabei stellte sich heraus, daß die Stabilität von Dieselemulsionen mit zunehmender Viskosität und Dichte steigt. Emulgatoren erhöhen in der Regel die Viskosität. Hinsichtlich des Verbrennungsvorgangs im direkteinspritzenden Dieselmotor sind die Vorteile der Verwendung von Emulsionen in folgenden Punkten zu sehen [48]:

1. Beim Zerstäuben der Emulsion in die heiße Brennkammer durch die Einspritzdüse erfolgt ein plötzliches, explosionsartiges Verdampfen der Wassertropfchen, was ein Zerreißen der zerstäubten Tröpfchen in feinste Partikel bewirkt. Auf diese Weise erfolgt eine vollständigere Verbrennung des Öls. Es werden insbesondere nicht verbrannte Rückstände im Verbrennungsraum und an der Einspritzdüse vermieden.
2. Durch die Gegenwart von Wasser bei der Verbrennung scheint der Verbrennungsvorgang durch das Entstehen von OH-Radikalen katalytisch unterstützt zu werden.

Aus Erfahrungen bei der Erprobung von Dieselemulsionen ist bekannt, daß der Verbrennungsvorgang rückstandsfreier gegenüber dem Motorbetrieb mit reinem Dieseldieselkraftstoff erfolgt. Der Wasseranteil der Emulsionen bewegt sich nach Untersuchungen von Rehmann und Höwener [48] zwischen 5 und 15 % Volumenanteil. Untersuchungen von Binder [49] zeigen, daß beim Einsatz von Dieselemulsionen gegenüber Dieseldieselkraftstoff die Schadstoffe NO_x und Schwarzauch abgesenkt werden können. Allerdings steigen CO - und HC -Emissionen an.

2.4 Motoren für den Betrieb mit reinem Rapsöl

Reines Rapsöl ist nach Vellguth et al. [50, 51] in direkteinspritzenden Dieselmotoren allein oder als Gemisch mit Diesel problematisch. Im kurzzeitigen Betrieb mit Rapsöl oder Rapsöl/Dieselmischungen werden annähernd die gleichen Laufeigenschaften, Leistungen, Drehzahlen und Verbrauchswerte wie bei Diesel erreicht. Jedoch entstehen im Dauerbetrieb bereits nach wenigen Stunden Probleme durch Verbrennungsrückstände (Krusten) an Einspritzdüsen,

Ventilen und auf Kolben. Außerdem führen Verklemmungen der Kolbenringe und die damit verbundene Verminderung der Dichtfähigkeit zum Leistungsabfall, unregelmäßigem Lauf und schließlich zum Motorausfall [52]. Dieses Motorverhalten hängt damit zusammen, daß heutige Dieselmotoren speziell für Diesel entwickelt wurden, wogegen Rapsöl andere Eigenschaften besitzt [20, 21, 53, 54].

Die Anpassung der Motoren an die Eigenschaften von Rapsöl hat den Vorteil, daß Rapsöl direkt Verwendung finden könnte. Mit der indirekten Einspritzung beim Vor- und Wirbelkammerverbrennungsverfahren können schon heute ohne große Anpassung Pflanzenöle verbrannt werden. Ein Nachteil dabei ist der höhere Kraftstoffverbrauch. Von Vorteil ist, wenn die Verbrennung in einem "Eisen"-Brennraum stattfindet, in dem die Temperaturverhältnisse höher als bei einem "Aluminium"-Brennraum sind [55].

Pflanzenöl kann im Vor- bzw. Wirbelkammermotor (Deutz-Motoren) bei Verwendung der Zapfendüse als Kraftstoff genutzt werden. Ergebnisse an Vor- und Wirbelkammermotoren, die durch geringfügig veränderte Düsenstellung in der Vorkammer an Rapsölkraftstoff angepaßt wurden, werden von Vellguth [51] vorgestellt. Es werden Verbesserungen beim Pflanzenölbetrieb erreicht, jedoch sind durch Abweichung von der werkseitig optimalen Anordnung auch Nachteile beim Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff oder Diesel-Rapsöl-Mischkraftstoff möglich. Es handelt sich dabei um Schleppermotoren.

Untersuchungen von Richter [42] lieferten Ergebnisse, daß Dieselmotoren mit Kammerbrennverfahren und großen Zylindereinheiten für den Langzeitbetrieb mit reinem Rapsöl geeignet sind. Direkteinspritzer und Wirbelkammermotoren mit kleinen Zylindereinheiten sind entsprechend dem derzeitigen Entwicklungsstand für Langzeitbetrieb mit reinem Rapsöl ungeeignet. Das Emissionsverhalten hängt vom dieselmotorischen Arbeitsverfahren ab. Bei Kammermotoren mit großen Zylindereinheiten sind die Emissionen insgesamt vergleichbar mit Dieselmotoren. Bei kleinen Kammermotoren sowie bei Motoren mit direkter Einspritzung führt Rapsöl insgesamt zu einer Erhöhung der Emissionen. Das Leistungs- und Verbrauchsverhalten ist bei Rapsöl vergleichbar mit Dieselmotoren, da wegen der höheren Viskosität des Rapsöls größere Kraftstoffmengen eingespritzt werden [22, 42].

Ein weiteres Verfahren zur Gemischbildung und Verbrennung von Pflanzenöl bei direktein-

spritzenden Motoren ist das Duotherm-Verfahren. Es wurde von Elsbett entwickelt [27]. Der Duothermmotor ist ein Direkteinspritzer mit veränderter Brennkammer, die für den Einsatz von Pflanzenöl als Kraftstoff notwendig wird. Hierdurch ergibt sich eine spezielle Luftführung, die ein heißes Verbrennungszentrum mit einem kalten Luftmantel in der Brennmulde im Kolben erzeugt. Die höheren Einspritzdrücke haben eine feinere Kraftstoffzerstäubung zur Folge. Die Zapfendüsen sind tangential zur Brennkammer angeordnet [27]. Der Duothermmotor der Fa. Elsbett (3,1 l Hubvolumen / 3 Zylinder) kann in Pkw eingebaut werden.

Im landwirtschaftlichen Bereich kommen die direkteinspritzenden DMS-Pflanzenölmotoren der Fa. Dieselmotorenwerke Schönebeck (Typ ECO-MF) in Mähdreschern und Feldhäckslern, aber auch in Elektroaggregaten und Blockheizkraftwerken erfolgversprechend zum Einsatz [56].

Als entscheidendes Qualitätskriterium für die Eignung von Pflanzenölen als Kraftstoff wird deren Gehalt an Phosphor, der in Form von Phospholipiden vorliegt, angesehen. Die Phospholipide quellen in Gegenwart von Wasser und führen dadurch zu Ablagerungen in Tanks sowie Verstopfungen von Filtern und Düsen. Sie beeinträchtigen die Oxidationsstabilität des Öls, sind an Korrosion, Verschleiß sowie Ablagerungen an technischen Bauteilen beteiligt und verstärken die Schäumungsneigung des Öls. Nach Angaben einiger Motorenhersteller sollte der Phosphorgehalt nicht über 30 mg Phosphor / kg Rapsöl liegen. Ansonsten würde der Motor bereits nach kurzer Betriebszeit durch Kolbenfresser zerstört [55].

Zur Verwendung von reinem Rapsöl als Kraftstoff wurden Pflanzenölmotoren auch von den Thüringer Motorenwerken (TMW) auf der Basis von ihren Seriidieselmotoren entwickelt. Zumindest in großvolumigen, pflanzenöлтаuglichen Dieselmotoren, ist bereits heute der Einsatz von reinem Rapsöl möglich. Die wesentlichen Merkmale von Pflanzenölmotoren sind: Gelenkkolben aus Warmarbeitsstahl oder Sphäroguß, wobei sich der Brennraum zentral im Kolben befindet, während der zu untersuchende Dieselmotor einen Muldenbrennraum im Aluminiumkolben hat [56-58]. Zudem wird eine der höheren Viskosität von Pflanzenöl angepaßte Einspritzdüse (Einloch- oder Zapfendüse) verwendet. Außerdem ist in den Wintermonaten bei Minus-Temperaturen der Kraftstofffilter vorzuwärmen. Die physikalisch, chemischen Eigenschaften von Pflanzenöl führen gegenüber Dieselmotoren zu einer Partikelreduzierung um etwa 30 % bis 40 %. Die übrigen limitierten Abgasschadstoffe (NO_x , CO und HC) liegen in der gleichen Größenordnung wie bei Dieselmotoren [54].

Die Anpassung des Dieselmotors an den biogenen Kraftstoff ist mit sehr hohen Entwicklungskosten verbunden. Die geringe Nachfrage läßt keine Serienproduktion mit größerer Stückzahl zu, deshalb liegen die Kosten für einen pflanzenölauglichen Spezialmotor deutlich über denen für konventionelle Dieselmotoren. Dies ist einer der Hauptgründe, daß sich Pflanzenöl-Spezialmotoren auf dem Markt bisher noch nicht durchsetzen konnten. Das geringe Dieselsubstitutionspotential von Rapsöl läßt auch aus wirtschaftlichen Überlegungen die Serienfertigung dieser Pflanzenölmotoren für den Fahrzeugbereich nicht zu. Desweiteren benötigen solche Spezialmotoren zum Starten des Motors noch Diesel als Startkraftstoff. Dies gilt insbesondere für Temperaturen um den Gefrierpunkt und darunter. Somit benötigen solche Fahrzeuge ein duales Kraftstoffsystem, das die Fahrzeuge nochmals verteuert.

Ein neues Verfahren, den Kraftstoff dem Dieselmotor anzupassen, ist die Additivierung und Aufbereitung des in einer dezentralen Ölgewinnungsanlage hergestellten, rohen, kaltgepreßten Pflanzenöls, zu einem Rapsölgemisch. Die bisherige entwickelten Anpassungsmöglichkeiten von Motor und Kraftstoff sowie die in Erprobung befindlichen Verfahren sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Nutzung von Pflanzenöltreibstoffen in Dieselmotoren

Verfahren	Reinigen	Umestern	Additivieren	Hydrocracken
Bezeichnung	Naturdiesel	Biodiesel	Rapsölgemisch	Diesel auf Rapsölbasis
Beispiel	Rapsöl	RME	Tessol - NADI	VEBA-Konzept
Einsatz	angepaßte Dieselmotoren	alle Dieselmotoren		

2.5 Folgerungen im Hinblick auf die eigene Arbeit

Rapsöl kann durch Additivierung so verändert werden, daß es in direktein-spritzenden Dieselmotoren eingesetzt werden kann. Diese Möglichkeit, additiviertes Rapsöl als Kraftstoff darüber hinaus in allen herkömmlichen Dieselmotoren einzusetzen, ist Ziel des Verfahrens der Firma Tessol GmbH. Durch Zugabe von 20% einer Alkohol-Benzin-Mischung (Patent Nr. 4116905) wird auf einfache Weise Rapsöl zu "Tessol" aufbereitet. Durch diese Additivierung soll eine

Verbesserung der kraftstoffspezifischen Eigenschaften von Pflanzenöl als Treibstoff für Dieselmotoren erzielt werden. Es soll nun untersucht werden, unter welchen Bedingungen direkteinspritzende Dieselmotoren mit einem auf einfache Art hergestellten Kraftstoff auf Rapsölbasis betrieben werden können. Von grundsätzlichem Interesse ist, inwieweit durch Veränderung der Grundeinstellungen eines Dieselmotors bei Pflanzenölbetrieb bessere Leistungs- und Verbrauchs- bzw. Emissionswerte erreichbar sind. Ferner sollen Optimierungsarbeiten bei unterschiedlichen Kraftstoffmischungen hinsichtlich des Wirkungsgrades und der notwendigen Dauerlaufsicherheit durchgeführt werden. Sollte sich dieser Treibstoff bei Prüfstandsversuchen bewähren, ergäben sich interessante Perspektiven gerade im Hinblick auf eine dezentrale Ölpressung und Treibstoffbereitstellung für die Landwirtschaft.

In einer weiteren Variante soll die Wirkung von Wasser als Additiv zu Rapsöl auf das motorische Verbrennungsverhalten untersucht werden. Dabei wird Wasser in Form einer Pflanzenöl/Wasser-Emulsion verwendet. Damit soll neben der Reduktion der Stickoxidemissionen auch eine Absenkung der Abgastrübung erreicht werden. Um zu prüfen, inwiefern der so betriebene Motor die heute gestellten Anforderungen nach Dauerstandfestigkeit, Betriebssicherheit und Abgasemissionsverhalten erfüllen kann, wird bei den Untersuchungen nach folgendem Lösungsansatz vorgegangen:

- Auf einem Motorenprüfstand mit hydraulischer Leistungsbremse werden Kenndaten wie Leistungsverlauf, Wirkungsgrad und Kraftstoffverbrauch unter Variation der Rapsöl-Kraftstoffe eines direkteinspritzenden Dieselmotors ermittelt. Begleitend wird das Emissionsverhalten entsprechend den Prüfnormen (Meßpunkte und Wichtung im ECE R49 13- und 5-Stufentest) aufgenommen.
- Um das Verbrennungsverhalten gegenüber dem Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff durch Änderungen von Förderbeginn und Einspritzdüsen beurteilen zu können, werden die schnell verändernden Vorgänge in den Zylindern für jede eingesetzte Kraftstoffvariante ermittelt. Durch die thermodynamische Auswertung der erfaßten Kennwerte läßt sich der Verbrennungsverlauf bewerten.
- Für ausgewählte Rapsöl-Kraftstoffe und die zugehörige optimale Einstellung der Motorparameter soll das gegebenenfalls auftretende Verkokungsverhalten näher untersucht werden.

Da bei Pflanzenölkraftstoffen, wie z.B. Rapsöl, chemische und physikalische Eigenschaften nicht identisch mit denen des Kraftstoffs Diesel sind, ist der Schwerpunkt dieser motorischen Untersuchungen auf das Emissionsverhalten, Energiebedarf, Dauerlaufsicherheit und das Verkokungsverhalten ausgerichtet. In Bild 7 sind die durchzuführenden Optimierungsschritte im Rahmen eines Versuchsplans dargestellt.

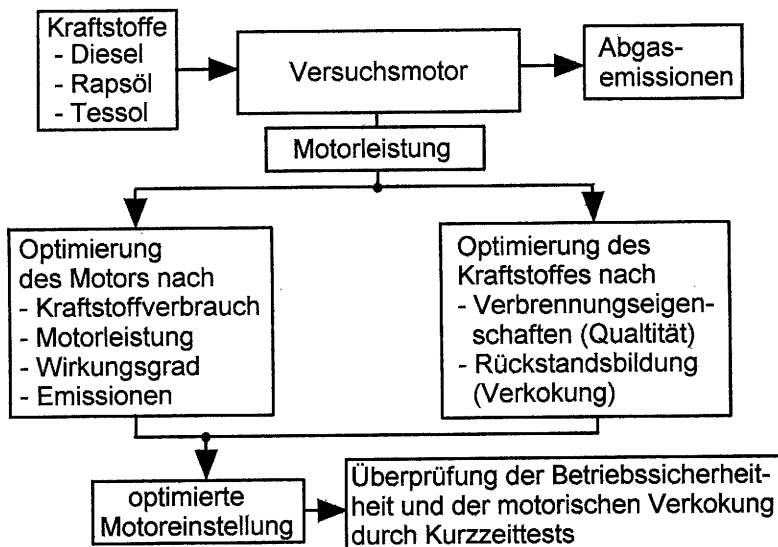


Bild 7: Vorgehensweise zur Optimierung der Motoreinstellung

Neben der Optimierung des Kraftstoffes durch Additive soll auch untersucht werden, ob der Motor durch geringfügige Änderung an Einspritzzeitpunkt und Einspritzdüse besser auf den zu untersuchenden Kraftstoff abgestimmt werden kann.

3 Versuchsaufbau

Im folgenden werden die verwendeten Motoren und der prinzipielle Aufbau des Motorenprüfstandes vorgestellt.

3.1 Verwendete Motoren

Um Aussagen über das Verhalten von Schleppermotoren beim Betrieb mit Diesel, Tessel und Emulsionen machen zu können, wurden zwei in der Landwirtschaft häufig eingesetzte, turboaufgeladene, direkteinspritzende Dieselmotoren der Motorenwerke Mannheim DEUTZ-MWM verwendet. Die Motoren sind in den Traktoren FENDT Farmer der Baureihe 300 (307 und 310 Turbo) eingebaut. Die technischen Daten dieser Versuchsmotoren sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Tabelle 2: Technische Daten der Versuchsmotoren [58]

Hersteller, Typ	Versuchsmotor 1	Versuchsmotor 2
Bauform	stehend, 3/4-Zylinder in Reihe, wassergekühlt	
Zylinderzahl	3	4
Arbeitsverfahren	4 - Takt - Diesel	
Verbrennungsverfahren	direkte Einspritzung	
Aufladung	Abgas - Turbolader	
Gesamthubvolumen	3117 cm ³	4156 cm ³
Bohrung / Hub	105 / 120	
Nennleistung	55 kW bei 2350 min ⁻¹	74 kW bei 2350 min ⁻¹
Nennmoment	277 Nm bei 1500 min ⁻¹	375 Nm bei 1600 min ⁻¹
Einspritzpumpe	Bosch Reihenpumpe	
Pumpenbezeichnung	PES 3A90D320/3RS	PES 4A90D320/3RS
Einspritzdüse (Serie)	DLLA 152 S 1180 (5-Loch)	
Verdichtung	15,5 ± 0,5	

3.2 Prüfstandseinrichtung

Um die experimentellen Untersuchungen durchführen zu können, wurde ein am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim vorhandener Motorenprüfstand durch entsprechende Adaptionen den Erfordernissen angepaßt:

1. Das gesamte Prüfstandsaggregat für die Motoraufnahme wurde mit neu vergossenen Schwingungsdämpfern (VISKO-Masse) ausgestattet.
2. Der Motor wurde unter möglichst gleichen Betriebsbedingungen wie im Schleppereinsatz auf das Prüfstandsgestell montiert. Es wurde die Kühllufrate mittels eines neuen, entsprechend dimensionierten Zuluftkanals erhöht. Somit war gewährleistet, daß dem auf dem Vorderachsbock aufgebauten Kühler laufend Frischluft wie im Feldeinsatz zugeführt wurde. Die Wärme der Motoroberfläche wurde aus dem Prüfstand durch Luftwechsel abgeführt.
3. Die entstehenden Auspuffabgase wurden abgesaugt. Dazu war es notwendig, die Absauganlage neu zu dimensionieren und aufzubauen. Motor und Schalldämpfer wurden mit einem elastischen Biegerohr so verbunden, daß auftretende Motorschwingungen nicht übertragen wurden und somit ein störungsfreier Betrieb gewährleistet war.
4. Für Dauerlaufbetrieb wurde zusätzlich eine Motorabschaltautomatik eingebaut. Wenn der Öldruck des Motors unter den Mindestdruck von 2 bar abfällt (Öldruckschalter vor Filter spricht an) oder eine manuell einstellbare Kühlwasserübertemperatur erreicht wird, betätigt ein Hubmagnet den Verstellhebel des Reglers an der Einspritzpumpe in Stopstellung.
5. Aufgrund von Regelinstabilitäten konnten mit dem vorhandenen Stellmotor des NOVO-TECHNIK-Nachlaufsystems, das nach dem Prinzip einer selbstabgleichenden Gleichstrom-Widerstandsbrücke arbeitet, Motorbetriebspunkte nicht sicher eingestellt werden. Deshalb wurde mit der Pulsweitenmodulation (PWM) die Stellung der Regelstange durch Selbsthemmung des Schneckengetriebes am Stellmotor fixiert. Durch diese Steuerung konnte eine Drehzahlstabilisation erzielt werden.

6. Das vorhandene volumetrische Kraftstoffverbrauchsmeßsystem (Seppeler-Gerät) konnte wegen der für Dieselmotorkraftstoff ausgelegten Leitungsquerschnitte nicht verwendet werden. Aufgrund der höheren Viskosität der Rapsölmischkraftstoffe kam es zum Abreißen der Strömung in den Leitungen. Daher wurde ein gravimetrisches Meßsystem (Fa. Robert Bosch GmbH, Stuttgart) eingebaut.
7. Der Wasserbehälter für die Leistungsbremse war mit 100 l Fassungsvermögen bei 74 kW abgegebener Motorleistung zu klein dimensioniert. Der Behälter wurde auf 300 l Fassungsvermögen vergrößert, so daß auch bei längerem Dauerlaufbetrieb unter Vollast die Wärme abgeführt werden konnte.

In Bild 8 ist der Motorprüfstand mit Meßstellen und den verwendeten Apparaturen und Geräten schematisch dargestellt. Der Motor ist elastisch gegenüber der fest auf dem Prüfstandsfundament befestigten Bremseinrichtung gelagert und mit einer elastischen Gelenkwelle versehen, die die Relativbewegung zwischen Motor und Bremse ausgleicht. Somit wird eine störungsfreie Übertragung des Drehmoments ermöglicht. Aus Sicherheitsgründen ist ein kräftig dimensionierter Kupplungsschutz in Form eines Stahlrohres angebracht.

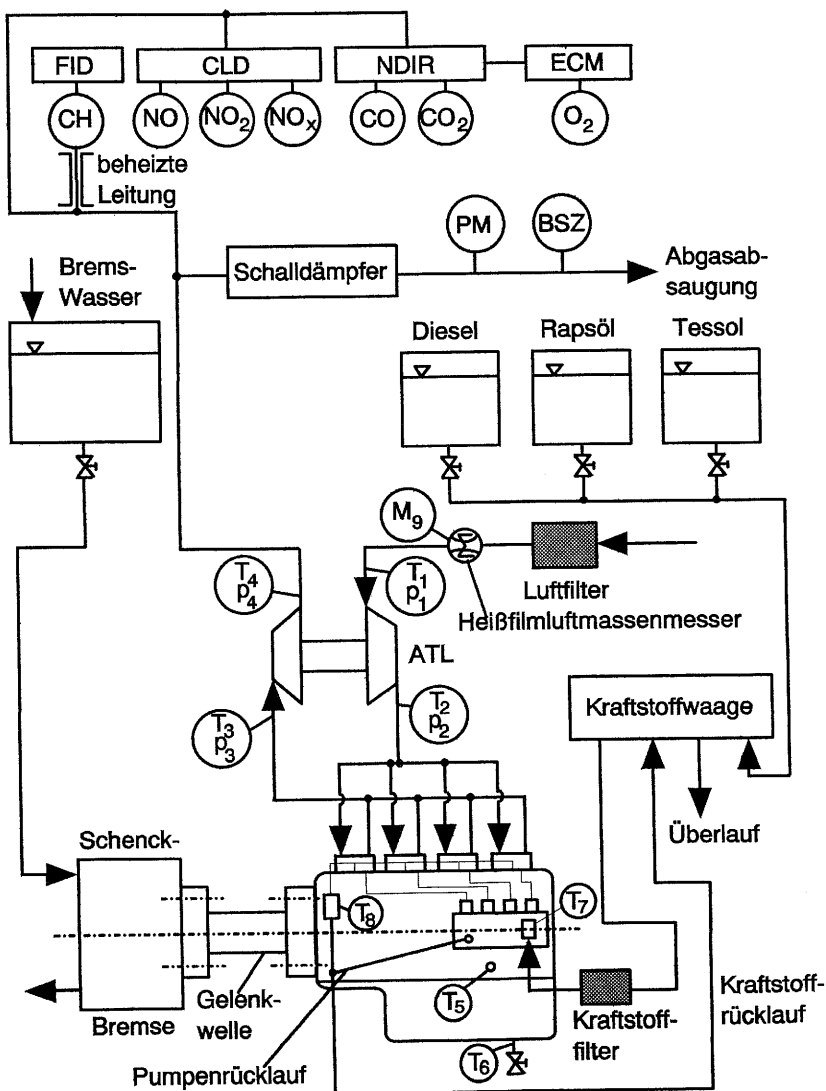


Bild 8: Motorprüfstand mit Meßstellen

3.2.1 Leistungsbremse

Die bei den Untersuchungen verwendete Schenck-Leistungsbremse ist eine Wasserwirbelbremse. Sie setzt die Leistung des gebremsten Motors durch Verwirbelung von Wasser in Wärme um, die vom durchfließenden Kühlwasser aufgenommen wird. Die Bauart Schenck-Häcker (Typ U2-25) ist besonders gekennzeichnet durch den außen liegenden Rotor, den Außenläufer [59]. Das Gehäuse dreht sich um das stehende, innere Schaufelrad. Dieses Schaufelrad, als Doppelstator ausgeführt, überträgt das ihm durch die Wasserverwirbelung aufgedrückte Bremsmoment über eine Rahmenkonstruktion auf die hinter der Bremse stehende Waage, die an einem Hebelarm mit bestimmter Länge die auftretende Rückhaltekraft anzeigt. Das gewünschte Bremsmoment wird durch Ändern der Wassermenge innerhalb der Bremse mit Hilfe der Schöpfer-Steuerung eingestellt. Die hydraulische Leistungsbremse hat bei einer Drehzahl von 5000 min^{-1} eine Leistung von 257 kW. Ist bei niedrigen Drehzahlen die Leistungsgrenze der Bremse bei vollständiger Belastung erreicht, so wird eine zusätzliche Reibbandbremse zu Hilfe genommen. Sie hat die Aufgabe, durch mechanischen Reibwiderstand die Wirkung der Flüssigkeitsbremse zu unterstützen, um größere Bremsmomente zu erreichen.

3.2.2 Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Der Kraftstoffverbrauch wird gravimetrisch erfaßt. Wegen der Vielzahl der verwendeten Kraftstoffe und deren Unterschiede insbesondere bei der Dichte und beim Viskositätsverhalten, eignet sich das Wiegeverfahren besonders. Verwendet wird eine Präzisions-Kraftstoffwaage mit 3 Meßgewichten (50 g, 100 g, 200 g austauschbar) von der Firma Robert Bosch GmbH. Bei der gravimetrischen Messung wird die Masse des aus einem Meßgefäß entnommenen Kraftstoffes gemessen. Parallel dazu wird die Zeit gemessen, in der diese Kraftstoffmasse verbraucht wird. Die Schaltzeitpunkte ergeben sich dabei jeweils aus einem Massevergleich am Beginn und Ende des Meßvorgangs. Über einen Gewichtsvorwahltaster kann die gewünschte Kraftstoffmasse, vorgewählt werden. Der Kraftstoffmeßbehälter befindet sich auf der einen Waagschale, die Gewichte, die durch Elektromagneten abgehoben werden, auf der anderen. Während die vorgewählte Kraftstoffmasse vom Motor verbraucht wird, läuft die Meßzeit [60].

3.2.3 Erfassung der Ansaugluftmasse

Zur Erfassung der angesaugten Luftmasse wurde ein Heißfilmluftmassenmesser (HFM) der Fa. Bosch (Typ HFM 2-4.7 Gehäuseversion) verwendet [61]. Beim Heißfilmluftmassenmesser besteht der Sensor aus einem kleinen Stück Platindraht. Er wird elektrisch beheizt und auf eine Temperatur über der des Mediums gebracht. Durch das vorbeiströmende Medium wird ihm nun Wärme entzogen. Bei der Konstant-Strom-Methode wird die Heizleistung konstant gehalten und über die Diagonalspannung einer Brückenschaltung der Widerstand des Platindrahtes und damit seine Temperatur erfaßt. Die durch Abkühlung verursachte Widerstandsänderung des Platindrahtes in der Luftströmung bewirkt eine Änderung der Brückenausgangsspannung. Das HFM-Ausgangsspannungssignal U_A [V] ist eine Funktion vom Luftmassendurchsatz $\dot{m}$ [kg/h] und zeigt direkt den Massenstrom des Gases an. Dieses Meßprinzip ist unabhängig vom Druck und der Temperatur des Gases. Die vorgegebene Kennlinie lag in Tabellenform vor [62, 63].

$$U_A = f(\dot{m}) \quad (1)$$

Für diesen Zusammenhang wurde ein Polynom 6. Ordnung entwickelt, das es ermöglichte, für jeden gemessenen Spannungswert U_A einen Luftmassenstrom zu errechnen. Die Regressionskoeffizienten der Kalibrierkurve sind in Tabelle 3 aufgelistet.

Tabelle 3: Errechnete Regressionskoeffizienten

C_0	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6
-0,398	1,944	15,393	-3,603	2,790	-0,524	0,031

Die Fehlerbetrachtung für diesen Luftmassensensor ergab bei der Luftmenge einen relativen Fehler von ± 3 %. Der HFM wird nach dem Luftfilter in das Meßrohr montiert. Auf der Zuströmseite ist ein Strömungsgleichrichter (Drahtgitter: Drahtdurchmesser ca. 0.2 mm, Maschenweite ca. 1.5 mm) im Abstand von ca. 1d (d Innendurchmesser an der Meßstelle) vor der Meßstelle eingesetzt. Eine gerade Zuströmung vor der Meßstelle von einer Länge $L_1 > 2d$ ist bei diesem Meßprinzip einzuhalten (L_1 ist die Einlaulänge der Zuströmseite). Auf der Abströmseite ist 0.5d hinter der Meßstelle ein Krümmer zulässig.

3.2.4 Bestimmung des Durchblase-Durchflusses ins Kurbelgehäuse

Als Durchblasemenge (Blow by) wird die Leckage, die durch den Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand und zwischen Ventilschaft und Ventilführung ins Kurbelgehäuse entweichende Gasmenge, bezeichnet. Sie ist ein Indikator für den Verschleiß von Kolben, Kolbenringen und Zylinderwänden. Zudem stellt sie ein Kriterium für die Motorüberwachung bei Dauerläufen dar, da eine rasche Zunahme der Durchblasemenge frühzeitig das Auftreten von Schäden am Motor, wie Kolbenringbruch und beginnender Kolbenfresser erkennen läßt. Der Durchblase-Durchfluß sollte nicht größer als 1 % des Frischladungsstroms betragen [62-64]. Für den Motor-Dauerlaufbetrieb und die anschließende Optimierungsversuche wurde ein auf Luft kalibrierter Balgengaszähler vom Typ G10 von der Fa. Elster verwendet [65].

3.2.5 Prüfstandsüberwachung und -steuerung

Die Prüfstandsüberwachung und -steuerung wird vom Bedienungsraum des Prüfstandes aus durchgeführt. Von dort aus kann die Bremsensteuerung betätigt werden. Durch die Steuerung mit Pulsweitenmodulation wird die Regelstange der Einspritzpumpe betätigt. Es können im Bedienungsraum Motorlast und -drehzahl, Öldruck, Öltemperatur und Wassertemperatur an Analoginstrumenten abgelesen werden. Die Raumzu- und -abluftgebläse, sowie die Absaugung der Auspuffabgase können vom Bedienerpult aus über Stellmotoren mit wählbaren Drehzahlstufen betätigt werden. Bei Vollastbetrieb kann zusätzlich ein Kühlgebläse zugeschaltet werden, um die Wärme von der Motoroberfläche abzuführen. Damit können ähnliche thermische Verhältnisse beim Prüfstandslauf geschaffen werden, wie sie auch im praktischen Schlepperbetrieb auftreten.

4 Meßmethoden

Für eine eindeutige Beurteilung und Optimierung von Kraftstoffen bei Verwendung in Schleppermotoren, ist eine automatische Meßdatenerfassung zur Ermittlung von motortechnischen Kenndaten notwendig. Da neben langsam ändernden Meßwerten (500 Hz) auch schnell verändernde Meßwerte (500 kHz) anfallen, werden bei den Versuchen zwei unabhängige Erfassungssysteme verwendet.

4.1 Bestimmung langsam verändernder Meßwerte

Das Meßsystem zur Erfassung langsam verändernder Meßwerte (Drücke u. Temperaturen) besteht aus einem Meßrechner (mit PC-Meßkarte PCMS01), einer computerexternen Schraubklemmenkarte (PCMSS01) mit den Schutzelementen, Multiplexern und der Meßwertaufbereitung zur meßkartenspezifischen Signalkonditionierung. Die in ein Metall-Gehäuse montierte Schraubklemmenkarte und die in einem weiteren Gehäuse befindliche Meßwertaufbereitung sind durch den Meßbus gekoppelt. Das vorliegende System wurde modular konzipiert. Daher kann es über den Meßbus um weitere Systemkomponenten erweitert werden.

Die Schraubklemmenkarte ist an einen IBM-PC 286 (Protokollrechner) gekoppelt. Diese Karte (PCMSS01) ist über ein 34-adriges Flachbandkabel mit der PC-Meßkarte (PCMS01) verbunden. Da Kanal 1 (Referenztemperatur T_0) zur Kalibrierung (mit Nullpunkt-Thermostat der Serie CPT) der Meßkarte verwendet wird, kann der Analog-Multiplexer von PCMSS01 bis zu 15 Kanäle des Meßbusses erfassen. Analogmultiplexer, Meßkarte und Protokollsoftware wurden von SOCLAIR ELEKTRONIK (Vertreiberfirma: ASM) entwickelt. Das Metall-Gehäuse mit der Schraubklemmenkarte sind mit Systemmasse über 100 k Ω gekoppelt.

Die Meßwertaufbereitung mit den enthaltenen Baugruppen soll die Meßwerte zu elektrischen Spannungen wandeln und dem analogen Meßbus zuführen. Es werden 10 elektrische Kanäle (vom Gehäuse isolierte BNC-Buchsen) installiert, welche zwecks Differenzmessung zweipolig an den Meßbus gekoppelt sind und sich daher zur notwendig potentialfreien Ankoppelung von Temperatursensoren (NiCr-Ni, Typ: K) eignen. Der BNC-Außenleiter ist über 220 k Ω mit Systemmasse verbunden, wodurch kleine Ströme eines Meßverstärkers abgeleitet werden. Es

sind 4 Schlauchaufnahmen zur Druckmessung vorhanden. Die von den Sensym-Drucksensoren gewandelten Signale werden dem Meßbus mit gemeinsamer Masse (Systemmasse) zugeführt. Die eingebauten Drucksensoren mit Vorverstärkern haben wegen des hohen Signalpegels eine gemeinsame Masse. Das Gehäuse ist mit Systemmasse über $1\text{k}\Omega$ gekoppelt. Dadurch können große Ströme zwischen Prüf- und Leitstand verhindert werden. Der Meßbus (abgeschirmtes 34-Pol Cetronix-Kabel) verbindet die Meßwertaufbereitung mit der Schraubklemmenkarte [66]. Die mitgelieferte PCMS1-System-Software (Turbopascal) eignete sich für die durchzuführenden Auswertungen nicht. Während einer Meßreihe mit unterschiedlichen Betriebspunkten konnte während der Messung keine Protokollzeile eingegeben werden. Deshalb war es erforderlich, neue Programme zu entwickeln, die die langsam ändernden Meßwerte fortlaufend oder zeitweise erfassen. Die langsam ändernden Meßwerte (Temperatur und Druck) sind in Bild 9 dargestellt.

Temperaturmeßstellen:

T_0	Referenztemperatur
T_1	Temperatur vor Verdichter
T_2	Temperatur nach Verdichter
T_3	Temperatur vor Turbine
T_4	Temperatur nach Turbine
T_5	Wassertemperatur
T_6	Öltemperatur
T_7	Kraftstofftemperatur der Einspritzpumpe
T_8	Kraftstoffrücklauf- temperatur

Druckmeßstellen:

p_0	Umgebungsdruck
p_1	Druck vor Verdichter
p_2	Druck nach Verdichter
p_3	Druck vor Turbine
p_4	Druck nach Turbine

Sonstige Meßstellen:

$\dot{V}$	Durchblasemenge (Blow by)
B_e^*	Kraftstoffverbrauch
F	Bremskraft
M_0	Luftmassen- sensor

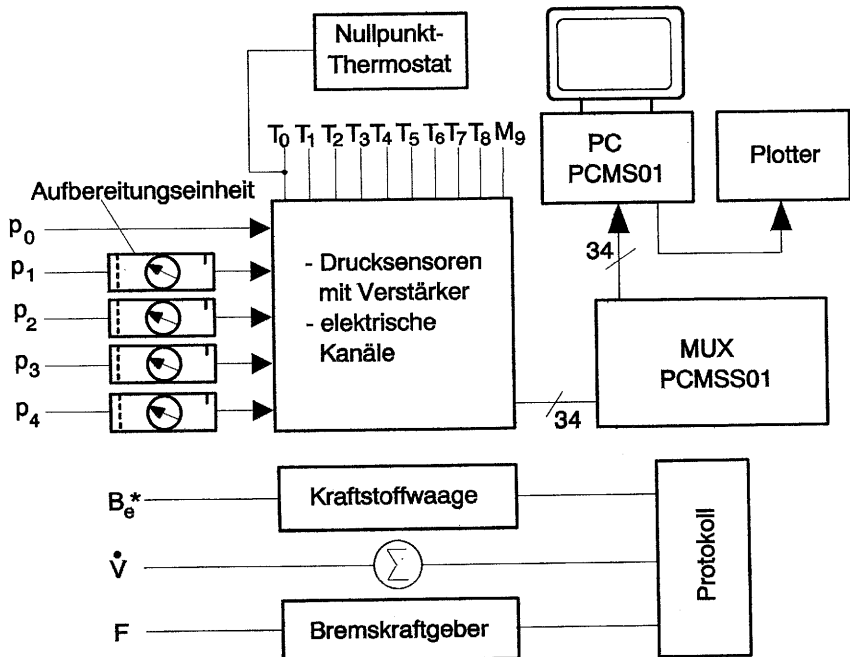


Bild 9: Erfassung langsam ändernder Meßwerte

4.2 Bestimmung schnell verändernder Meßwerte

Die sich schnell verändernde Meßwerte, wie Kurbelwinkel, Einspritzdüsenadelhub, Einspritzleitungsdruck und Zylinderdruck, dokumentieren den Verbrennungsvorgang. Die von der Fa. COM in Graz entwickelte Indiziermeßtechnik (DATAC-1) zur Erfassung von Verbrennungsvorgängen zeichnet sich durch eine motorenspezifisch angepaßte Auswertesoftware aus.

4.2.1 Motorindiziersystem

Das Motorindiziersystem ermöglicht die Messung der oben genannten schnell veränderlicher Vorgänge im Zylinder. Durch die thermodynamische Auswertung des Zylinderdruckes läßt sich der Heizverlauf, d.h. Beginn, Ende und Schwerpunkt, berechnen. Zusammen mit dem Verlauf des Nadelhubs der Einspritzdüse, aus dem sich der Einspritzzeitpunkt bestimmen läßt, kann der Zündverzug der Verbrennung ermittelt werden.

Das Motorenindiziergerät (DATAC-1) ist durch Messung auf Kurbelwinkelposition und Einzelzyklusauswertung ausgelegt. Der große Meßwertspeicher hat genügend Kapazität um eine statistisch ausreichende Anzahl von Einzelzyklen (Arbeitsspiele) aufzuzeichnen. Die leistungsfähige Datenauswertung ermöglicht eine Reduktion der großen Datenmengen in aussagefähige Parameter. Die Hardware besteht aus einem Datenerfassungssystem, das über ein Interface mit dem PC verbunden ist. Im Anhang sind die technischen Daten von DATAC-1 in [Tabelle 4](#) dargestellt und die für die Inbetriebnahme des Indiziersystems notwendigen Initialisierungsarbeiten am DATAC-1 und an den Druckmeßketten erläutert [67, 68]. Die statistische Auswertung (Mittelwert, Standardabweichung, Minimalwert und Maximalwert für die verschiedenen Meßgrößen des erfaßten Gesamtzyklus läßt sich mit der DATAC-1 Softwareversion 2.5 durchführen [67]. In [Bild 10](#) ist der Versuchsaufbau für das Motorindiziersystems und die Meßgrößen dargestellt.

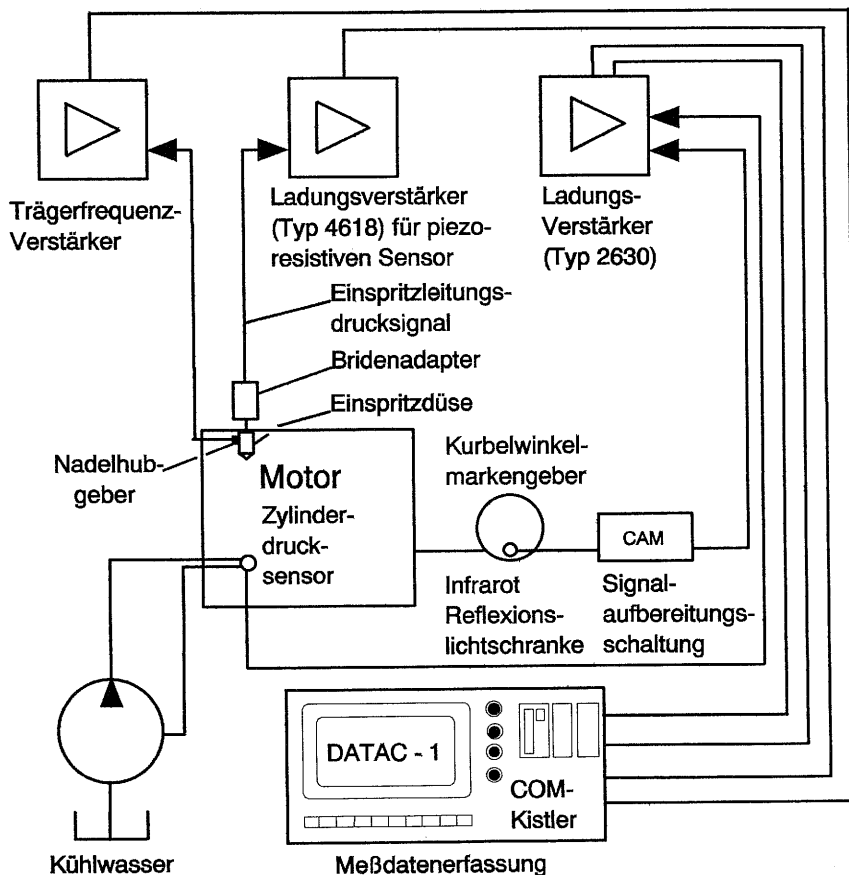


Bild 10: Versuchsaufbau des Motorindiziersystems

4.2.2 Druckverlaufsmessung im Motorbrennraum

Da keine konstruktiven Kolben- und Brennraumänderungen durchzuführen sind, genügt die Druckindizierung in einem Zylinder. Am Versuchsmotor 2 wurde am 4. Zylinder eine Indizierbohrung M14*1,25 angebracht.

4.2.2.1 Druckmessung mit einem Quarzkristall-Sensor

Für die Zylinderdruckindizierung wurde ein Präzisionsdrucksensor (Quarzkristalldrucksensor) vom Typ 7061A der Fa. Kistler verwendet [68]. Er eignet sich wegen seiner Unempfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen und seine Nullpunktstabilität für Messungen in Brennräumen. Damit durch die hohen Verbrennungstemperaturen im Brennraum keine Beschädigung des Sensors auftritt, wurde ein Drucksensor mit Wasserkühlung verwendet. Die integrierte Wasserkühlung wirkt direkt am Quarzpaket und hinter der Membrane. Die Kalibrierung des Quarzkristall-Drucksensors wurde von der Fa. Kistler durchgeführt. Die technischen Daten für die Inbetriebnahme des Sensors mit dem Motorindiziersystem sind im Anhang in Tabelle 5 zusammengefaßt. In Bild 10 ist die Zylinderdruckindizierung dargestellt. Das vom Zylinderdrucksensor erfaßte Meßsignal wird über keramikisolierte Steckverbindungen zum PCA Ladungsverstärker geführt.

4.2.2.2 Ladungsverstärker und Kurbelwinkelgeber

Der PCA Präzisionsladungsverstärker (Precision Charge Amplifier) Typ 2630 der Fa. Kistler wurde speziell für die Druckindizierung von Verbrennungsmotoren entwickelt. Bei der Zylinderdruckmessung wird die Drift des Quarzdruckaufnehmers in Echtzeit kompensiert und liefert dadurch nullpunkttrichtige Meßergebnisse. Der Ladungsverstärker ermöglicht zusammen mit der Kurbelwinkelinformation des CAM Kurbelwinkelgebers die Festlegung des Nullniveaus an einem gewollten Referenzpunkt. Das Meßsignal wird während jedes einzelnen Verbrennungszyklus auf die Nullpunktstrichtigkeit überprüft und Abweichungen echtzeitmäßig korrigiert. Der PCA Ladungsverstärker besteht aus Analog- und Digitalteil. Der Analogteil wandelt das am Eingang anstehende Ladungssignal des piezoelektrischen Aufnehmers in ein Spannungssignal um, wobei eine Verstärkung von 1:100 000 erzielt wird.

Das Digitalteil dient der Verarbeitung von Trigger- und Kurbelwinkelsignal, der Nullpunktdefinition und Nullpunktstabilisierung. Die Nullpunktdefinition erfolgt durch die Festlegung eines Referenzpunktes auf der Druckkurve, welcher durch Kurbelwinkellage und Druckwert bestimmt wird. Der Ladungsverstärker versorgt den angeschlossenen CAM Kurbelwinkelgeber mit Strom. Ein eingebauter Winkelmarkenfehlerdetektor kontrolliert das mit 1° KW Auflösung

abgegebene Kurbelwinkelsignal permanent und gibt eine Fehlermeldung, wenn die Anzahl der Winkelmarken pro Umdrehung ungleich 360 ist. Zur nullpunktsrichtigen Messung in Verbindung mit dem Kurbelwinkelgebers CAM gibt es mehrere Betriebsarten. Für unsere Messungen wurde der thermodynamische Referenzbetrieb gewählt. Bei dieser Betriebsart wird das Zylinderdrucksignal bei der echtzeitmäßigen Auswertung des als Polytrope approximierten Druckverlaufs während des Kompressionsverlaufes von 120° bis 70° vor OT verwendet [70]. Die technischen Daten und die am Ladungsverstärker eingestellten Bedienelemente sind im Anhang in Tabelle 6 dargestellt [67].

Das CAM Kurbelwinkelgebersystem (Crank Angle Marker) ist ein optisches Gebersystem, das die Zuordnung zwischen Meßsignal und Kurbelwinkelposition angibt. An das freie Ende der Kurbelwelle wurde der Winkelmarkengeber mit einem Zwischenflansch montiert. Der Winkelgeber ist mit einer Fixiereinrichtung gegen Verdrehung gesichert. Die technischen Daten für den CAM Kurbelwinkelgeber Typ 2611A1 sind im Anhang in Tabelle 7 dargestellt.

4.2.3 Nadelhubbestimmung der Einspritzdüse

Der Verlauf des Nadelhubes ist für die Beurteilung des Verbrennungsvorganges von grundlegender Bedeutung. Der Nadelhub wird auf den Kurbelwinkel bezogen und liefert den Nadelöffnungs- und Schließzeitpunkt bzw. -winkel. Auch ein erneutes Öffnen (Nachspritzen) wird erkennbar. Der Nadelhubsensor ist ein induktiver Sensor, der für die Messung des Nadelhubs im Motorenbetrieb entwickelt wurde. Er zeichnet sich durch hohe Linearität, hohe Empfindlichkeit und hohe Dynamik aus. Ein permeabler Kern wird am Federteller der Nadel angebracht und verstimmt die induktive Halbbrücke des Nadelhubsenors. Der vom Trägerfrequenzverstärker gespeiste Nadelhubsensor liefert eine dem Nadelhub proportionale Spannung. Die hier eingesetzte hohe Trägerfrequenz von 100 kHz und die kleine Eigenmasse des Gebers garantieren auch bei höchsten Drehzahlen eine gute dynamische Auflösung. Die Adaptierung des Nadelhubsenors an den Düsenhalter wurde von der Firma COM GmbH durchgeführt. Im Anhang in Tabelle 8 sind die technischen Daten des Nadelhubsenors angegeben. Ein Tiefpaßfilter glättet das verstärkte Meßsignal im Trägerfrequenzverstärker, bevor es über den Ausgangsverstärker auf den Ausgangsspannungsbereich von $-10V$ und $+10V$ gebracht wird. Die technischen Daten und die Initialisierung des Trägerfrequenzverstärkers sind im Anhang in Tabelle. 9 angegeben.

4.2.4 Ermittlung des Druckverlaufes in der Einspritzleitung

Der Druck in der Einspritzleitung wurde mit einem piezoresistiven Drucksensor kurz vor der Einspritzdüse an einem geraden Leitungsstück gemessen. Der verwendete Hochdrucksensor Typ 4067A der Fa. Kistler mit robuster Membran und Frontdichtung (Metalldichtung) wird an Einspritzanlagen von Verbrennungsmotoren zur Messung von statischen und dynamischen Einspritzdrücken verwendet. Die Montage des Sensors erfolgt unter Verwendung eines Bridenadapters Typ 4159, der auf die Einspritzleitung geklemmt wurde. Die technischen Daten des verwendeten Sensors sind im Anhang in Tabelle 5 angegeben.

Beim piezoresistiven Meßverstärker Typ 4618A2 für piezoresistive Sensoren mit Konstantstromspeisung erfolgt der Feinabgleich von Nullpunkt und Empfindlichkeit über interne Potentiometer. Die Kalibrierung wurde nach der Motor-Warmlaufphase durch Leitungsöffnung bei atmosphärischem Druck mit einem Voltmeter durchgeführt, und am Druckausgang die Kalibrierwerte in Volt abgelesen. Für die Messungen wurde ein Kalibrierwert von -1,728 am Verstärker (ZERO) nach Herstellerangaben (Fa. Kistler) eingestellt [68].

Die mechanischen Meßgrößen und die verwendeten Meßverfahren sind in Tabelle 10 angegeben.

Tabelle 10: Mechanische Meßgrößen und Meßverfahren [59, 60, 65, 67, 68]

Meßgrößen	Meßgeräte	Gerätetyp	Meßbereich	Meßgenauigkeit
T_0, T_1 T_2 T_3, T_4 $T_5 - T_7$ T_8	Thermoelement	NiCr-Ni, Typ k	-60 bis 110 °C -200 bis 205 °C -200 bis 980 °C -200 bis 205 °C -200 bis 105 °C	$\leq 0,5\%$ vom Meßbereichswert (EW)
p_0 p_1 $p_2 - p_4$	Drucksensor mit Verstärker (1 bis 6 V)	144sc0811 Baro 143sc03 d 143sc30 d	800 bis 1100mbar -172 bis 172mbar 0 bis 2064-mbar	$\leq 0,06\%$ v. EW $\leq 0,70\%$ v. EW $\leq 0,70\%$ v. EW
Be*	Kraftstoffwaage mit 3 Meßgewichten	BZ 150 00036	0 - 999,9 sec.	0,03 %
M_9	Heißfilmluftmassenmesser	HFM 2 - 4.7 Y 280 K16 714	0 - 480 kg/h	$\pm 1\%$ vom Meßbereichswert
F	Rundzeigerkopf mit Neigungspendel	Typ NR	0 - 25 kg Stufe 1 25 - 75 kg Stufe 2	$\leq 2\%$ vom Meßbereichswert
$\dot{V}$	Gaszähler	Typ G10	0 - 10000 l/min	$\leq 1\%$
n	Kurbelwinkelgeber	Typ 2611 A1	360 Kurbelwinkelmarken, 1 Triggermarke	$\pm 0,01^\circ$ KW
p_z	Zylinderdruck	Typ 7061 A	0 - 250 bar	Linearität $\leq \pm 0,1\%$ FSO
p_i	Einspritzleistungsdruck	Typ 4067 A	0 - 2000 bar	Linearität $\leq \pm 0,1\%$ FSO
h_n	Nadelhub der Einspritzdüse	Typ 2620	± 1 mm	$\leq 1\%$ vom Meßbereichswert

4.3 Meßgeräte und Prüfvorgaben zur Ermittlung der Schadstoffemissionen

Die Abgase eines Dieselmotors enthalten im wesentlichen Stickstoff und Wasserdampf, die bezüglich der Umweltbelastung als unbedenklich eingestuft werden können. Das CO_2 befindet sich dabei in einem Grenzbereich, da diesem Gas negative Auswirkung auf das Klima (Treibhauseffekt) zugeschrieben wird. NO_x ist neben SO_2 verantwortlich für den sauren Regen, HC kann mit NO_x zu Smog führen, Partikel in einer bestimmten lungengängigen Größe können Krebs verursachen, CO führt in großer Konzentration zu innerer Erstickung [71].

Die Schadstoffemissionen von Fahrzeugdieselmotoren sind heute durch eine entsprechende Abgasgesetzgebung begrenzt, wobei für viele europäische Länder eine einheitliche Regelung nach ECE R49 besteht. In der Test- und Prüfmethode sind Lastpunkte und Gewichtungen festgelegt [72]. Es gelten Grenzwerte für die folgenden Schadstoffkomponenten: Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x) und Partikel.

Neben den limitierten Abgaskomponenten werden bei dieser Untersuchung im Rohabgas zusätzlich die Meßgrößen Sauerstoffgehalt (O_2), Kohlendioxid (CO_2) und der Rauchwert erfaßt. Die Abgasentnahme wird von zwei Entnahmeleitungen für die jeweiligen Meßgeräte hinter der Turbine des Turboladers vorgenommen. Es handelt sich hierbei um eine beheizte Leitung zum Flammenionisations-Detektor (FID) und eine nicht beheizte Leitung zu den anderen Meßgeräten. Die verwendeten Entnahmeleitungen sind in Edelstahl (V2A) und Teflon ausgeführt. Die Messung des Rauchwertes (nach Bosch) wird mit einer Meßsonde im Abgasrohr durchgeführt. Das Abgas wird mit einem drehzahlgesteuerten Gebläse aus dem Abgasstrang abgesaugt. Die beheizte Leitung verhindert das Auskondensieren der höhersiedenden Kohlenwasserstoffe. Für die Schadstoffemissionserfassung sind Meßgeräte für die vorgeschriebenen Prüfverfahren verwendet worden und in Bild 8 dargestellt [62]. In Tabelle 11 sind die Meßverfahren, Gerätetypen und Meßbereiche aufgeführt.

Tabelle 11: Meßgeräte und Meßprinzipien zur Schadstofffassung [73, 74]

Meßgröße	Meßverfahren	Gerätetyp	Meßbereich	Meßgenauigkeit
CO	NDIR (nicht-dispersive Infrarot-Absorption)	Rosemount BINOS 1002	0 - 1200 ppm	$\leq 2 \%$ vom Meßbereichsendwert
CO ₂	NDIR (nicht-dispersive Infrarot-Absorption)	Rosemount 1002	0 - 15 Vol.-%	$\leq 2 \%$ vom Meßbereichsendwert
O ₂	elektrochemische Meßzelle	Rosemount BINOS Oxinos 200S	0 - 20 Vol.-%	$\leq 2 \%$ vom Meßbereichsendwert
HC	FID (Flammenionisationsdetektor)	Bernath Atomic 3005	0 - 1000 ppm	Linearität: $\leq 2 \%$ vom Meßbereichsendwert
NO _x	CLD (Chemilumineszenzdetektor)	Tecan CLD 700 EL ht	0 - 2500 ppm	Linearität: $\leq 1 \%$ vom Meßbereichsendwert
Partikel	VDI-Richtlinie 2066 Blatt 7	Planfilterkopfggerät	1 - 1000 mg/m ³	$\leq 20 \%$ vom Meßbereichsendwert
Auspuffrauch	Bosch-Dieselauchtester	EFAW 65 A	Saugvolumen 330 cm ³	Kolbenlaufzeit ca. 2 sec.
Schwärzungszahl (BSZ)	Bosch-Auswertegerät	ETD 020.50	0 - 10	-

Zur gravimetrischen Partikelmessung kam das Planfilterkopfverfahren in Zusammenarbeit mit dem IVD Abteilung Reinhaltung der Luft der Universität Stuttgart im unverdünnten Abgas zum Einsatz. Dabei wird aus dem Auspuff ein Abgasteilstrom über ein teflonbeschichtetes Glasfaserfilter abgesaugt. Vor jeder Wägung werden die Filter in einem Heizofen konditioniert. Die Filterbeladung wird durch Differenzwägung von Leerfilter und beladenem Filter bei konstanter Feuchte und Temperatur mit einer Präzisionswaage ermittelt. Dieselpartikel enthalten vor allem Ruß, der als reiner Kohlenstoff oder mit angelagerten Kohlenwasserstoffen auftreten kann [75]. Aufgrund des starken Adsorptionsvermögens des Kohlenstoffs sind an ihm eine Vielzahl von organischen Substanzen angelagert. Es sind dies hauptsächlich höheresie-

dende Kohlenwasserstoffe des Kraftstoffs, die zum Teil auch kanzerogen und mutagen wirken, so z.B. polyzyklische, aromatische Kohlenwasserstoffe (PAH) oder gar Benzo(a)pyren [75].

4.3.1 Belastungskollektiv für Dauerlauf

Das Lastkollektiv für den Prüfstandsdauerlauf wird nach dem 8-Stufenzyklus C1 nach ISO 18178 festgelegt und ist in Tabelle 12 wiedergegeben.

Tabelle 12: Lastkollektiv für den Dauerlaufbetrieb [76]

Laststufe [-]	Drehzahl [U/min]	Last [%]	Faktor [-]	Zeit [h]
1	2200	100	0,15	90
2	2200	75	0,15	90
3	2200	50	0,15	90
4	2200	10	0,10	60
5	1500	100	0,10	60
6	1500	75	0,10	60
7	1500	50	0,10	60
8	750	0	0,15	90

Die einzelnen Drehzahl-Laststufen werden bei dem Wechsellast-Dauerlauf in der angegebenen Reihenfolge im 8-Tage-Zyklus durchgeführt. Dabei beträgt die tägliche Motorlaufzeit 9 bzw. 6 Betriebsstunden. Die 600 Betriebsstunden ergeben sich aus den zehn Wiederholungen der acht Drehzahl-Laststufen.

4.3.2 Belastungskollektiv und Prüfnormen

Die Untersuchungen zur Optimierung werden ebenfalls nach den in folgenden beschriebenen gesetzlichen Abgasvorschriften durchgeführt. In den USA wurde in den 70er Jahren für die Ermittlung der gasförmigen Schadstoffe ein 13-Stufentest entwickelt und dafür zulässige Grenzwerte festgelegt. Dieser Test wurde dann im Auftrag der UN-Wirtschaftskommission für

Europa (ECE) von der Universität Clausthal-Zellerfeld an die europäischen Einsatzbedingungen angepaßt und als Regelung ECE-R49 den Vertragsstaaten im April 1982 zur Einführung empfohlen. Die Abgasvorschrift ECE-R49 wurde 1988 von der EG als Richtlinie 88/77 EWG übernommen [72, 77]. Seit dem 01.10.1990 müssen alle neu in den Verkehr kommenden Fahrzeuge die EG-Richtlinie erfüllen. Sie gilt für Nutzfahrzeuge mit mehr als 3,5 t zulässigem Gesamtgewicht. Für Kraftfahrzeuge mit weniger als 3,5 t zulässigem Gesamtgewicht gelten andere Regelungen [72]. Der Abgastestzyklus (13-Stufentest) legt fest, daß dreizehn stationäre Motorbetriebszustände eingestellt werden müssen. Der Test beschreibt die Motorbeanspruchung im Stadtverkehr. Bei der Abgasmessung werden die zu den einzelnen Betriebspunkten gemessenen Massenemissionen entsprechend dem Fahrkollektiv unterschiedlich gewichtet. Es muß dabei die Betriebszeit (6 min/Kennfeldpunkt) und die Reihenfolge der stationären Motorbelastung eingehalten werden. Die gewichteten Emissionswerte werden dann auf die Leistungssumme während des Prüfzyklus bezogen. Die Meßpunkte und die Gewichtungsfaktoren des 13-Stufentest ECE R49 sind in Bild 11 und Tabelle 13 dargestellt.

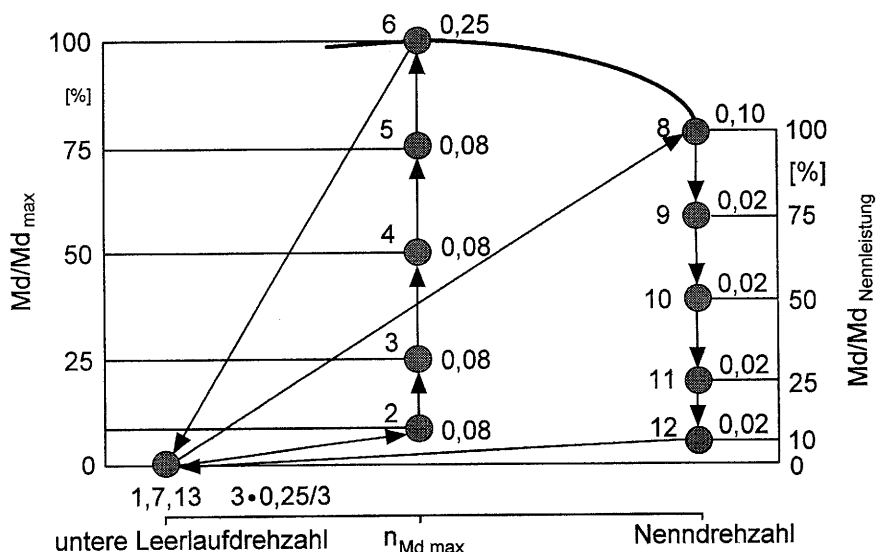


Bild 11: Meßpunkte und Gewichtungsfaktoren im 13-Stufentest nach ECE R49 [72, 76]

Die Festlegung der 13 stationären Laststufen wird durch die Ermittlung der Vollastkurve für die entsprechende Versuchsreihe bestimmt. Durch die gemessene Vollastkurve wird die Nennleistung (100%) und das Nennmoment (100%) ermittelt. Der 13-Stufentest setzt sich zusammen aus 3 Laststufen bei Leerlaufdrehzahl ohne Moment, 5 Laststufen bei dem zum maximalen Moment gehörenden Drehzahl $n_{M_{dmax}}$ sowie 5 Laststufen bei Nenndrehzahl mit Lasten zwischen 10% und 100% des Motornennmoments.

Tabelle 13: 13-Stufentest nach ECE R49 [72]

Laststufe [-]	Motordrehzahl [1/min]	Teillastverhältnis [%]	Wichtungsfaktor [-]
1	750	0	0,25 / 3
2	1600	10	0,08
3	1600	25	0,08
4	1600	50	0,08
5	1600	75	0,08
6	1600	100	0,25
7	750	0	0,25 / 3
8	2350	100	0,10
9	2350	75	0,02
10	2350	50	0,02
11	2350	25	0,02
12	2350	10	0,02
13	750	0	0,25 / 3

Die zulässigen Grenzwerte für die gasförmigen Schadstoffkomponenten und die Entwicklung der Schadstoffabsenkung innerhalb der EU ist in Bild 12 dargestellt. Die Typprüfwerte der Emissionen für die Motorenhersteller liegen 10% unter den angegebenen Seriengrenzwerten.

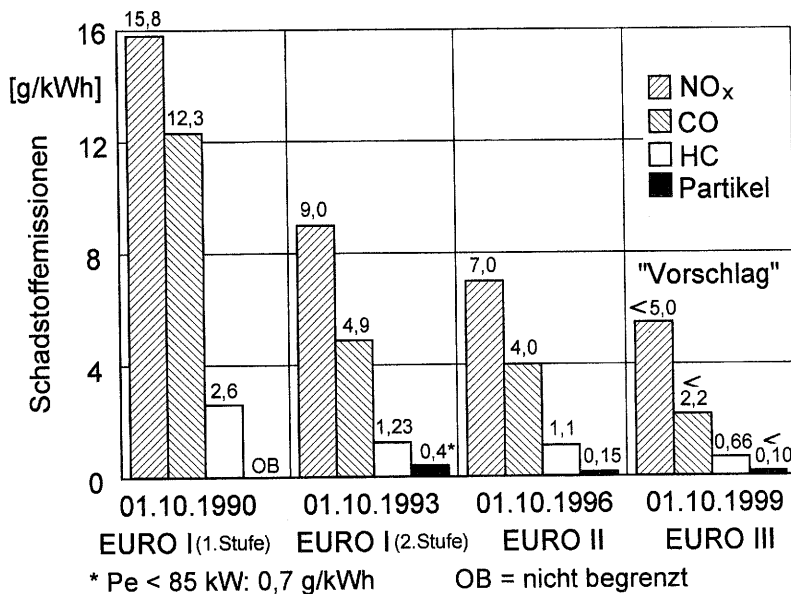


Bild 12: Schadstoffgrenzwerte (Serie) ECE 13-Stufentest für Nutzfahrzeugmotoren mit mehr als 3,5 t zulässigem Gesamtgewicht [72, 77]

Bei der Abgasmessung werden die zu den einzelnen Betriebspunkten gemessenen Massenemissionen entsprechend dem Fahrkollektiv unterschiedlich gewichtet (Gewichtungsfaktoren) bei gleichzeitiger Einhaltung der Betriebszeiten und Reihenfolge der stationären Motorbelastungen (Tab. 13). Die gewichteten Emissionswerte werden dann auf die Leistungssumme während des Prüfzyklus bezogen. Die emittierten Schadstoffe (CO, HC, NO_x und CO₂) werden nach folgenden Berechnungsvorschriften bestimmt:

$$CO' = \frac{\sum CO_{mass} \cdot WF_i}{\sum P_i \cdot WF_i} \quad (2)$$

$$NO_x' = \frac{\sum NO_{x_{mass}} \cdot WF_i}{\sum P_i \cdot WF_i} \quad (3)$$

$$HC' = \frac{\sum HC_{mass} \cdot WF_i}{\sum P_i \cdot WF_i} \quad (4)$$

$$CO_2' = \frac{\sum CO_{2_{mass}} \cdot WF_i}{\sum P_i \cdot WF_i} \quad (5)$$

Die Mittelwerte der jeweiligen Emissionen werden mit NO_x' , CO' , HC' und CO_2' bezeichnet. Der Index i bedeutet jeweils eine Meßpunkteinstellung.

Der 13-Stufentest ist für Schleppermotoren nicht vorgesehen. Hier handelt es sich definitionsgemäß um Arbeitsmaschinen. Zur Untersuchung des Emissionen wird der von Welschhof [78] vorgeschlagene 5-Stufentest verwendet. In Bild 13 und Tabelle 14 ist der 5-Stufentest und die Art und Lage der Betriebspunkte im Motorkennfeld dargestellt. Bei diesem Test wird der Motor ebenfalls stationär belastet.

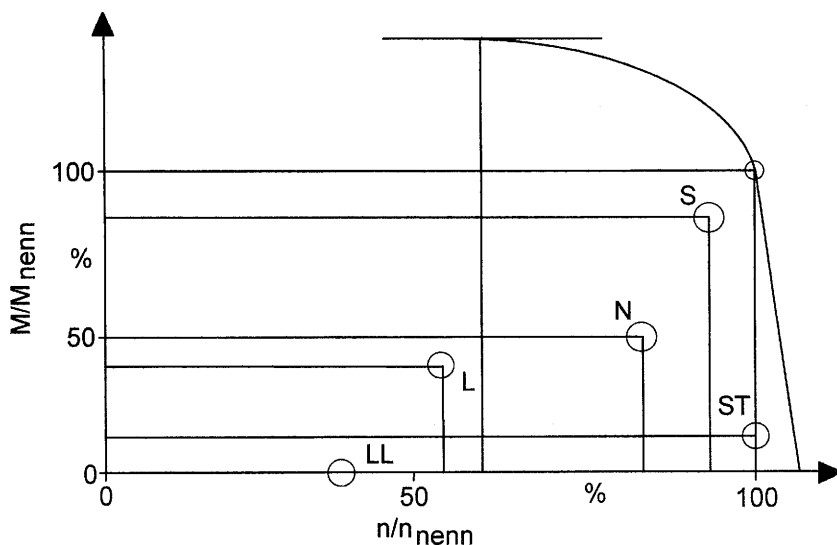


Bild 13: Art und Lage der Betriebspunkte im Motorkennfeld (5-Stufentest)

Für Schleppermotoren sind derzeit keine Grenzwerte für Emissionen vorgeschrieben. Die Tatsache, daß Emissionsgrenzwerte nur in Verbindung mit einem vorgeschriebenen Prüfzyklus sinnvoll sind, spricht wiederum für die Anwendung des 13-Stufentests, für den im Gegensatz zum 5-Stufentest auch die Emissionsgrenzwerte vorgeschrieben sind. Aufgrund der angesprochenen Problematik werden bei diesen Untersuchungen teilweise beide Testzyklen angewendet.

Tabelle 14: Charakteristische Betriebspunkte für Traktoren von 50 kW bis 75 kW [78]

Betriebspkt.	Belastung, Art d. Arbeit	M.- Dreh- moment ¹⁾	M.- Dreh- zahl ²⁾	M.- Lei- stung	Zeitanteile
		[%]	[%]	[%]	[%]
L	leicht	40	53	21,2	19
N	normal	48	85	40,8	18
S	schwer	88	95	83,6	31
ST	Straßenfahrt	15	100	15,0	20
LL	Leerlauf	0	40	0,0	12

1) u. 2) Motordrehmoment und -drehzahl sind auf den Nennleistungspunkt bezogen

Für land- und forstwirtschaftliche Traktoren gibt es einen von der EU-MVEG erarbeiteten Regellentwurf. Dieser Entwurf sieht Grenzwerte für die Abgasemissionen in Abhängigkeit von drei Motorleistungsklassen (Leistungsbereich 37-560 kW) vor. Im Gegensatz zu den von der EG-Kommission vorgeschlagenen höchstzulässigen Grenzwerten EURO I (1. Stufe) 1992, EURO I (2. Stufe) 1993 basieren diese Grenzwerte jedoch auf Messungen im 8-Punkte Meßzyklus C1 nach ISO 8178 (Tab. 12). Die Grenzwerte in der 1. Stufe sind ab 1996/1998 und für die 2. Stufe ab 2001/2003 vorgesehen. In Tabelle 15 sind die Abgasgrenzwerte für Dieselmotoren in land- und forstwirtschaftlichen Traktoren in der EU nach dem Vorschlag MVEG (23.9.1993) Stufe I und Stufe II dargestellt.

Tabelle 15: Vorschlag MVEG - Abgasgrenzwerte für Traktormotoren in der EU [76]

Leistungsgruppen P [kW]	NO _x [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	Partikel PM [g/kWh]	Einführungsdatum
(37 - 75) ¹	9,2	6,5	1,3	0,85	01.10.1998
(75 - 130) ¹	9,2	5,0	1,3	0,70	01.10.1997
(130 - 560) ¹	9,2	5,0	1,3	0,54	01.10.1997
(37 - 75) ²	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (0,20)	01.10.2002
(75 - 130) ²	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,5 (0,20)	01.10.2001
(130 - 560) ²	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,3 (0,20)	01.10.2001

¹⁾ Stufe 1

²⁾ Stufe 2

Klammerwerte: Vorschlag der Bundesrepublik Deutschland, Stand 02/1995

Kraftstoff: CZ: 45-50, S: 0,1-0,2 Gew.%, Dichte bei 15°C: 0,835-0,845 g/cm³

4.3.3 Verkokungsverhalten bei Kurzzeittests

Bei Verwendung von Pflanzenölkraftstoffen ist die Verhinderung der Düsenverkokung noch nicht hinreichend geklärt, ebenso wie sich Ablagerungen auswirken. Hierzu wurden Versuche mit Zündbeschleuniger, maximal 2 %, durchgeführt. Dadurch soll durch besseres Zündverhalten (höhere Cetanzahl) eine Reduzierung der Verkokungsneigung insbesondere an den Düsen auftreten. Von Meurer [79] wird ein Prüfverfahren für die Untersuchung von Dieselmotorkraftstoffzusätzen vorgestellt. Die Prüfungsmethode sieht vor, daß durch Verhinderung der

Wärmeabfuhr von der Einspritzdüse diese auf höhere Temperaturen ($\geq 200^\circ\text{C}$) gebracht werden kann. Reproduzierbare Ergebnisse lassen sich über den Verkokungsverlauf bereits schon nach drei- bis fünfstündiger Vollastlaufzeit erhalten. Dieses Verfahren wird in Versuchszeiträumen von 5 und 10 Betriebsstunden angewendet. Als Indikator der Verkokung wird die Rauchwertmessung verwendet. Die Kurzdauerläufe werden mit einer Belastung von 75 % und einer Nenndrehzahl von 2350 min^{-1} durchgeführt. Weitere Versuche werden mit einer Niedriglast von 10 % Belastung und der Drehzahl 1600 min^{-1} getätigt.

Für die Kurzdauerläufe werden die vom Motorhersteller eingesetzten Stahldichtscheiben zur Abdichtung des Düsenhalters gegen den Zylinderkopf durch wärmeisolierende Dichtungen ersetzt. Dazu wurden Spezialdichtungen mit hoher Temperaturbeständigkeit und hydrophober Imprägnierung von der Fa. Elring entwickelt, die eine ausreichende Wärmeisolierung haben. Die Dichtung (FW 520) besteht aus einem Stahl-Trägerblech mit beidseitig vorstehenden Zacken und darauf aufgetragenen Asbestauflagen [80]. Nach jedem Versuchslauf werden die Dichtscheiben mit einer Dicke von 2,1 mm vom Zylinderkopf demontiert und durch neue ersetzt.

4.4 Gleichungen zur Berechnung von Motorleistung, Motordrehmoment, Kraftstoffverbrauch, Wirkungsgrad und Durchblase-Durchfluß

Die Motorleistung (Gl. 6) wird aus Drehmoment und Motordrehzahl berechnet. Das Drehmoment ergibt sich aus dem bauartbedingten Hebelarm ($H = 0,716 \text{ m}$) der Leistungsbremse und der Bremskraft F . Die Motordrehzahl wird über den Kurbelwinkelmarkengeber ermittelt.

$$P_M = M_d \cdot \omega = F \cdot H \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60} \cdot n_M \quad (6)$$

Aus Gleichung (6) folgt die Zahlenwertgleichung für die Motorleistung:

$$P_M = F \cdot 0.716 \cdot n_M \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60 \cdot 75 \cdot 1.36} = \frac{F \cdot n_M}{1360} \quad (7)$$

Die Motorleistung P_M wird durch einen Leistungskorrekturfaktor K_d (Beiwert) auf die

atmosphärischen Bezugsbedingungen ($T_0 = 25 \text{ °C}$, $p_0 = 1000 \text{ mbar}$) bezogen. In Gleichung (8) ist der Korrekturwert (Dieselmotor) und die Berechnung auf Normzustand enthalten [81, 82]:

$$P_{red} = K_d \cdot P_M = \left(\frac{1000 \text{ mbar}}{p} \right)^{0,65} \cdot \left(\frac{T}{298 \text{ K}} \right)^{0,5} \cdot P_M \quad (8)$$

Die Lufttemperatur ($T = T_1$) und der Luftdruck ($p = p_1$) werden vor dem Verdichter ermittelt. Damit eine Motorprüfung nach der Richtlinie (88/195/EWG und 89/491/EWG) [81] als gültig anerkannt wird, gilt für den Korrekturfaktor K_d :

$$0,96 \leq K_d \leq 1,06 \quad (9)$$

Das Motordrehmoment wird durch Gleichung (10) errechnet [82, 83]:

$$M_d = 9545 \cdot \frac{P_{red}}{n_M} \quad (10)$$

Das maximale Drehmoment, welches in der Regel bei 1400 bis 1600 min^{-1} erreicht wird, ist größer als das Nenndrehmoment. Diese Differenz, auf das Nenndrehmoment bezogen und in % angegeben, wird als Drehmomentanstieg bezeichnet [84]:

$$\text{Drehmomentanstieg} = \frac{M_{d_{\max}} - M_{d_{\text{enn}}}}{M_{d_{\text{enn}}}} \cdot 100\% \quad (11)$$

Der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e berechnet sich nach Gleichung (12)

$$b_e = \frac{B_e^* \cdot 60}{P_{red}} \quad (12)$$

Der Motorwirkungsgrad wird nach Gleichung (13) ermittelt.

$$\eta = \frac{P_{red} \cdot 3,6}{B_e \cdot H_u} \quad (13)$$

Die entweichende Gasmenge (Durchblase-Durchfluß) ins Kurbelwellengehäuse (Kap. 3.2.4) wird anhand Gleichung (14) berechnet:

$$D_D = \frac{2 \cdot \dot{V}}{n_M \cdot \dot{V}_H} \cdot 100\% \quad (14)$$

4.5 Grundlagen zur Gemischzusammensetzung und zum Heizverlauf

Der motorische Arbeitsprozess am realen Motor gegenüber dem idealisierten Prozess wird aufgrund mehrerer komplizierter Vorgänge durch Rechenansätze näherungsweise möglich. Für die Prozeßrechnung am realen Motor werden Modellannahmen vorgenommen. Soll aus dem Zylinderdruckverlauf der Heizverlauf bestimmt werden, wird vorwiegend das Einzonenmodell verwendet [64].

4.5.1 Gemischzusammensetzung und Verbrennungsluftverhältnis

Beim Einzonenmodell wird angenommen, daß sowohl Druck als auch Temperatur des Gaszustands im Zylinder während des gesamten Arbeitsspiels im Brennraum vollständig homogen sind, d.h. daß örtliche Unterschiede nicht auftreten. Beim luftansaugenden Motor (innere Gemischbildung) ist die Gemischzusammensetzung jedoch sehr unterschiedlich. Besonders am Verbrennungsbeginn treten Mischungsverhältnisse im gesamten Bereich von reiner Luft bis zum reinen Kraftstoff auf. Zudem ändern sich im Laufe der Verbrennung die Bedingungen der Gemischzusammensetzung, weil die verfügbare Luftmasse kleiner wird. Die Gemischzusammensetzung weist demnach eine zeitliche und örtliche Abhängigkeit auf. Wegen der Annahme einer stets vollständigen Durchmischung werden allerdings beim Einzonenmodell die örtlichen Unterschiede vernachlässigt und nur der zeitliche Einfluß durch Einführung des sogenannten momentanen Verbrennungsluftverhältnisses λ_v berücksichtigt. Dieses ist in Analogie zum Luftverhältnis λ definiert. Das Luftverhältnis λ ist das Verhältnis der für die Verbrennung vorhandenen Luftmenge L [kg_L/kg_{Kr}] zum stöchiometrischen Luftbedarf L_{st}

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} \quad (15)$$

Mit $L = m_L / m_K$ gilt:

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st} \cdot m_K} \quad (16)$$

Das momentane Verbrennungsluftverhältnis λ_v beim luftansaugenden Motor errechnet sich mit $m_K = B + B_{Ro}$

$$\lambda_v = \frac{m_L}{(B + B_{Ro}) L_{st}} \quad (17)$$

Die Luftmasse m_L erhält man aus der vorhandenen Gesamtmasse m : $m_L = m - B - B_{Ro}$.

4.5.2 Heizverlaufsrechnung nach dem Einzonenmodell

Die Anwendung des Einzonenmodells ist dann von Interesse, wenn Näheres über Verbrennung, Beginn, Dauer und Verlauf zu berechnen ist. Aus dem Zylinderdruckverlauf ergibt sich direkt der Heizverlauf, da Wärmeübergangsverluste, verursacht durch Konvektion und Strahlung, unter dem Druck des Arbeitsgases nicht berücksichtigt werden. Gleichung (18) beschreibt allgemein den Zusammenhang zwischen Heizverlauf Q_H , Brennverlauf Q_B und den Wärmeübergangsverlusten Q_{w0}

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_B - \dot{Q}_{w0} \quad (18)$$

Der Heizverlauf kennzeichnet die im Arbeitsgas vorhandene momentane Wärme und folgt dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik [64, 70]

$$dQ = dU + p dV \quad (19)$$

sowie der Energiebilanz

$$dm = \frac{dQ}{H_u} \quad (20)$$

und der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (21)$$

Aufgrund dieser physikalischen Gesetze hat die Fa. COM ein Programmsystem entwickelt,

das die hier beschriebenen Heizverlaufsrechnungen ausführt. Dazu wird die in einem Intervall stattfindende polytrope Zustandsänderung des Gases von 1 nach 2 (Bild 14) in zwei definierte Zustandsänderungen zerlegt [85].

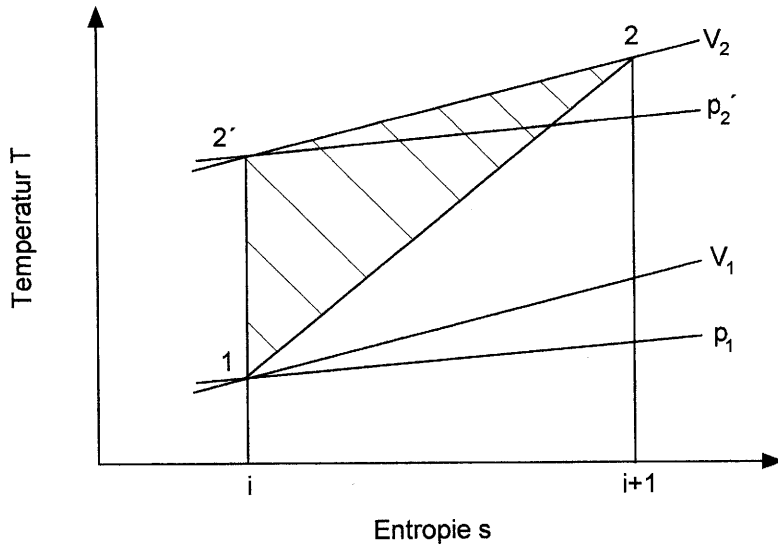


Bild 14: Zustandsänderung von Punkt 1 nach Punkt 2

Das Gas wird zuerst rechnerisch durch eine adiabate Zustandsänderung von 1 nach 2' verdichtet

$$p_2' = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} \quad (22)$$

Anschließend wird getrennt die Wärmezufuhr durch die Verbrennung berücksichtigt (isochor, d.h. Zustandsänderung bei konstantem Volumen von 2' nach 2)

$$\Delta Q = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_2') \quad (23)$$

Mit der thermischen Zustandsgleichung gilt

$$\Delta Q_{1,2} = \frac{c_V}{R} \cdot V_2 \cdot (p_2 - p_1) \quad (24)$$

Die freigesetzte Wärmemenge bei einer polytropen Zustandsänderung von 1 nach 2 erhält man dann aus

$$\Delta Q_{1,2} = \frac{c_V}{R} \cdot V_2 \left[p_2 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \right] \quad (25)$$

Der beschriebene Rechenweg weicht vom realen Wärmefreisetzungsverlauf nur geringfügig ab (3 %). Durch Integration von Gleichung (25) entsteht die Heizfunktion, d.h. die Energie, die dem Arbeitsgas bis zum jeweiligen Zeitpunkt zugeführt wurde. Die einzelnen Größen werden wie folgt bestimmt: Der Druck p liegt als Meßwert vor, das Volumen V wird mit der Geometrie des Kurbeltriebes aus den Motordaten berechnet. Für diese Prozeßrechnung werden reale Gase eingesetzt. Die spezifische Wärme c_v $\{c_v/R = 1/(\kappa-1)\}$ und der Adiabatenexponent κ $\{\kappa = f(T)\}$ werden mit empirischen Ansätzen aus der Temperatur bestimmt. Hierbei werden die Gaskonstante R und die Stoffwerte von Luft verwendet [86].

5 Versuchskraftstoffe

Für sämtliche Versuchsreihen wurden 4 Reinkraftstoffe, 6 Tessolkraftstoffe und 4 Rapsöl-Wasser-Emulsionen verwendet. Die Reinkraftstoffe sind in Tabelle 16 zusammengestellt.

Tabelle 16: Vorschriften und Lieferanten der Reinkraftstoffe

Reinkraftstoffe	Vorschriften	Lieferant
Tankstellendiesel (DK)	DIN 51601	Fa. MHK (Mineralölhandel GmbH)
Referenzdiesel (RDK)	Norm für Europa CEC RF-03-A-84 ¹⁾	Fa. Haltermann Hamburg
Rapsölmethylester (RME)	Vornorm (ÖNORM C1190)	Fa. VNR Würzburg
Rapsöl (RÖL)	Qualitätsempfehlung als Kraftstoffstandard [Maurer, VDI-Berichte 1126)	Ölmühle Unsöld Herrenberg

¹⁾ Kraftstoffkennndaten für Testkraftstoffe sind insgesamt enger und genauer spezifiziert. Sie werden auf einem Zertifikat festgehalten.

Bei den Tessolkraftstoffen handelt es sich um Rapsöl mit Zusätzen (Benzin, Alkohol, Zündbeschleuniger). Die Versuchsvarianten sind in Tabelle 17 angegeben.

Tabelle 17: Zusammensetzung der Tessolkraftstoffe

Kraftstoffbezeichnung (Kurzbez.)	Rapsöl (roh) [Vol.-%]	Verwendete Zusätze		
		Benzin (Testbenzin) / RME [Vol.-%]	Alkohol 1 ¹⁾ , 2 ²⁾ [Vol.-%]	ZB ³⁾ a, b [Vol.-%]
Tessol 1/1 (T1/1)	80 %	14 % Benzin	6 % Alkohol 1	--
Tessol 1/2 (T1/2)	80 %	14 % Benzin	6 % Alkohol 2	--
Tessol 1/3 (T1/3)	80 %	14 % Benzin	6 % Alkohol 2	1,0 % ZB a
Tessol 1/4 (T1/4)	80 %	14 % Benzin	6 % Alkohol 2	0,5 % ZB a
Tessol 1/5 (T1/5)	80 %	14 % Benzin	6 % Alkohol 2	1,0 % ZB b
Tessol 2/0 (T2/0)	60 %	35 % RME	5 % Alkohol 2	--

¹⁾ Alkohol 1 = Isopropanol ²⁾ Alkohol 2 = 2-Ethylhexanol ³⁾ Zündbeschleuniger a, b

Die Analysekenndaten der Kraftstoffzusätze sind im Anhang (Tabelle 18) angegeben. Nach den Optimierungen (Wahl der Einspritzdüsen, Veränderung des Förderbeginns) werden die Zündbeschleunigeradditive (ZB a/b) einerseits zur Zündwilligkeitsverbesserung eingesetzt und andererseits zur Verhinderung von Verbrennungsrückständen sowie zur Überprüfung der Dauerbetriebssicherheit. In Tabelle 19 sind die Cetanzahlen für die Tessolkraftstoffe (T1/3, T1/4 und T1/5) nach der Untersuchungsmethode DIN 51773 aufgelistet.

Tabelle 19: Änderung der Cetanzahl durch Verwendung von Additiven (ZB) [87]

Kraftstoffe	T1/3 (1,0 ZB a)	T1/4 (0,5 % ZB a)	T1/5 (1,0 % ZB b)
Cetanzahl	46,2	44,3	48,0

Die Zusammensetzung der Additive a und b ist im Anhang (Tab. 20) dargestellt. Das verwendete Additiv a in den Tessolkraftstoffen T1/3 und T1/4 ist ein Cetanzahlverbesserer, der durch einen verkürzten Zündverzug eine frühere Entflammung und somit vorzugsweise den

Beginn der Verbrennung beeinflussen müßte. Zündbeschleuniger haben eine katalytische Wirkung und fördern die Oxidation durch verbesserte Sauerstoffaufnahme. Der Katalysator setzt dabei die Aktivierungsenergie herunter, verkürzt die Reaktionsgeschwindigkeit und sollte nach der Verbrennungsreaktion in unveränderter Form im Abgas wieder vorliegen [10]. Das Additiv b ist ein multifunktionales Dieseladditiv. Zur Sauberhaltung von Einspritzdüsen sind Oxidationsinhibitoren und Detergentien enthalten. Positive Wirkungen konnten bisher mit Dieselmotoren mit Direkteinspritzung nachgewiesen werden [75].

Neben den Rein- und Tressolkraftstoffen ist der Einsatz einer Pflanzenöl/Wasser-Emulsion als eine weitere Kraftstoffvariante untersucht worden. Bei dieser Emulsion ist Wasser in Form kleinster Tröpfchen ($\varnothing \leq 5 \mu\text{m}$) im Öl verteilt (Wasser-in-Öl-Emulsion). Zur entmischungsfreien Stabilisierung dieses Zwei-Phasen-Gemisches ist neben der mechanischen Einstellung der Wassertropfengröße im Dispergier- und Homogenisierungsverfahren auch der Einsatz eines Emulgators notwendig. Als Emulgator wird ein Gemisch aus Fettsäurepolyethylenglykolester (modifiziertes Rizinusöloxethylat) mit dem Handelsnamen MARLOWET LVS verwendet. Die Zusammensetzung dieser Emulsion sowie das Herstellverfahren im halbertechnischen Maßstab wurde vom Fraunhofer-Institut für Lebensmitteltechnologie und Verpackung in München (ILV) entwickelt [48]. Ihre Zusammensetzung ist in Tabelle 21 angegeben.

Tabelle 21: Zusammensetzung der Rapsöl-Wasser-Emulsionen

Kraftstoff-bezeichnung	Rapsöl (roh) [Gew.-%]	Demineralisiertes Wasser [Gew.-%]	Emulgator (Marlowet) [Gew.-%]
Emulsion 1 (E1)	97,94	2,0	0,06
Emulsion 3 (E3)	93,80	6,0	0,20
Emulsion 5 (E5)	89,30	10,0	0,70
Emulsion 7 (E7)	85,00	14,0	1,00

Der Emulgator stammt von der Fa. Hüls AG, Marl. Die Emulsion wird durch unterschiedliche Wasserzugaben vor Ort nach dem Rotor-Stator-Dispergierprinzip hergestellt. Dabei wird mit der hochoberigen Dispergier- bzw. Emulgiereinheit ULTRA-TURRAX T50 (Dispergier-

werkzeuge $\varnothing$ 45 mm) von der Fa. Janke & Kunkel Rapsöl, Emulgator und Wasser dispergiert. Das demineralisierte Wasser wird während einer Minute bei Rotordrehzahl von 7000 min^{-1} langsam zugegeben. Die verwendete Dispergiereinheit begrenzte den Ansatz auf maximal 15 l Emulsion. Zusammensetzung und Elementaranalyse des Emulgators sind im Anhang (Tabelle 22) vermerkt.

5.1 Kraftstofftechnische Kenndaten

In Tabelle 23 sind die Daten der physikalischen Analyse der Versuchskraftstoffe im Vergleich zu Referenzdiesel dargestellt.

Bei den physikalischen und chemischen Analysen ist der Anteil an Gesamtschwefel, Aromaten, Aschegehalt und Stickstoff bei allen Versuchskraftstoffen $< 0,01 \text{ Gew.-%}$. Der Koksrückstand und somit die Verkokungsneigung nach der Conradson-Methode liegt bei allen Varianten oberhalb vom zulässigen Grenzwert von maximal $0,10 \%$ [26]. Dadurch wird die Bildung von Ablagerungen im Bereich der Ventile, Zylinderbuchsen, Kolben und Einspritzdüsen begünstigt. Die Jodzahl und somit der Anteil an mehrfach ungesättigten Fettsäuren ist bei RME am größten. Als problematisch für das motorische Einspritzverhalten (schlechtere Kraftstoffzerstäubung) erweist sich die noch höhere Viskosität der Emulsion 3 gegenüber reinem Rapsöl. Der geringe Schwefelgehalt und die schwere Entflammbarkeit (hoher Flammpunkt) des Rapsöls und der Tesselkraftstoffe (nicht T1/1) sprechen für den Einsatz als Kraftstoff. Die Pflanzenölkraftstoffe enthalten im Gegensatz zu Diesel ca. 11% Sauerstoff, der die Heizwerte verringert. Bei einer Erhöhung der Einspritzmenge könnte unter der Voraussetzung gleichen Luftüberschusses mehr Leistung erzielt werden. Die Ergebnisse der Elementaranalyse und das Fettsäuremuster sind im Anhang (Tabelle 24) angegeben. Beim Fettsäuremuster wird der prozentuale Anteil der einzelnen Fettsäuren an der Summe der Fettsäuren vermerkt. Die freien Fettsäuren begünstigen die Mischbarkeit der Tesselkraftstoffe. Die vom TÜV Umwelt Südwest angewandten Untersuchungsmethoden sind im Anhang (Tabelle 25) angegeben. Im Anhang (Tabelle 26) ist der Heizwert des Emulgators und der Emulsionen dargestellt.

Tabelle 23: Physikalische Kenngrößen der Versuchskraftstoffe [87, 88]

Kraftstoffvariante		RDK	RÖL	RME	T1/1	T1/2	T2	E3
Kenngröße	Einheit							
Dichte (20 °C)	kg/dm ³	0,834	0,916	0,852	0,895	0,895	0,891	0,924
Flamm-punkt	°C	74	246	116	15	77	100	>200
kin. Visko-sität (20 °C)	mm ² /s	4,30	76,9	6,0	26,3	29,4	22,3	96,9
Vol. Heiz-wert H _u	kJ/dm ³	35676	34074	32918	33283	33738	34425	32264
Heizwert H _u (20 °C)	kJ/kg	42778	37199	38637	37188	37697	38637	34918
Cetanzahl (CZ)	--	52,1	39,5 ¹⁾	53,8 ¹⁾	39,1 ¹⁾	38,2	45,1	20,5
Cloudpoint	°C	3,9 ¹⁾	-1,0	-6,0 ¹⁾	-5,0	-4,0	-4,0	*
CFPP	°C	-10	+14	-8,0	-5,5 ¹⁾	+5,0	+1,0	+18
Jodzahl	g Jod / 100g	--	114	122	97	96	114	111
Freie Fett-säuren	Gew.-%	--	0,64	0,08	0,53	0,52	0,42	0,65
Gesamt-phosphat	mg/kg	--	3,0	<1,0	<1,0	<1,0	3,0	<1,0
Koksrück-stand n. Conradson	Gew.-%	--	0,56	0,43	0,33	0,35	0,42	0,45
Wasserge-halt	Gew.-%	--	0,044	0,031	0,047	0,035	0,05	7,76

¹⁾ gemessen vom Lehrstuhl für Kraft- und Arbeitsmaschinen, Universität Kaiserslautern

* nicht durchführbar

Mit den Tessolkraftstoffen könnte ein Kraftstoff zur Verfügung gestellt werden, der größtenteils biologisch abbaubar ist und ein verbessertes Kaltstartverhalten bewirkt. Die Gefahrenklasse nach der Verordnung über brennbare Flüssigkeiten (VbF A III), wie sie für Mineralöl-Dieselmkraftstoffe und Heizöl gilt, wäre eingehalten. Der zukünftige Tessolkraftstoff (T1/2,

T2/0, T1/3, T1/5) muß geradkettige oder verzweigte Alkohole mit 6 bis 10 Kohlenstoffatome aufweisen. Dadurch wird ein Flammpunkt oberhalb 55 °C erreicht und die Explosionsfähigkeit herabgesetzt. Bei Tesselkraftstoff (T1/1) mit einem C₁ bis C₃-Alkohol ist der Gemischflammpunkt unterhalb von 55 °C.

5.2 Siedeverlauf der Kraftstoffvarianten

Nach DIN 51601 haben Dieselmotorkraftstoffe einen Siedebereich zwischen 180 °C und 360 °C (90 % Umsatzrate) Bild 15. Die Siedeverlaufslinie hat einen bedeutenden Einfluß auf die Kraftstoffverdampfung nach dem Einspritzen und auf die Gemischbildung. Ein hoher Siedeendpunkt wirkt sich negativ auf die Partikelemission und auf Verkokungseffekte an der Einspritzdüse aus. Der Siedebeginn kann den Kaltstart und den anschließenden Warmlauf beeinflussen. Somit ergibt sich eine entsprechende Auswirkung auf Blau- bzw. Weißrauch, sowie auf das Geräusch während des Warmlaufs. Ein niedriger Siedebeginn wirkt sich diesbezüglich positiv aus. Untersuchungen von May et al. [21] haben gezeigt, daß ein höher liegender, 10 Vol.-% Umsatzpunkt positive Auswirkungen auf die HC-Emissionen hat. Das Siedeverhalten der Pflanzenölmotorkraftstoffe weicht wesentlich von dem des Dieselmotorkraftstoffes ab. Bei Tesselkraftstoffen liegt der Siedebeginn ca. 55 % unterhalb desjenigen von Dieselmotorkraftstoff. Nach einer verdampften Destillatmenge von über 50 % steigt die Siedetemperatur auf Werte, die etwa 100 °C oberhalb der Dieselmotorkraftstofflinie liegen. Alle Siedeendtemperaturen der untersuchten Rein- und Mischmotorkraftstoffe sind gegenüber dem Vergleichsmotorkraftstoff (Referenz-Diesel) höher. Während die Temperatur für den Siedebeginn von RME und Dieselmotorkraftstoff gleich sind, ist die Siedelinie von reinem Rapsöl um ca. 100 °C nach oben verschoben. Dies bedeutet, daß der Anteil an hochsiedenden Bestandteilen bei den Tesselkraftstoffen höher ist als bei Diesel. Bei RÖL und E3 siedet 80 % der Bestandteile erst oberhalb von 320 °C.

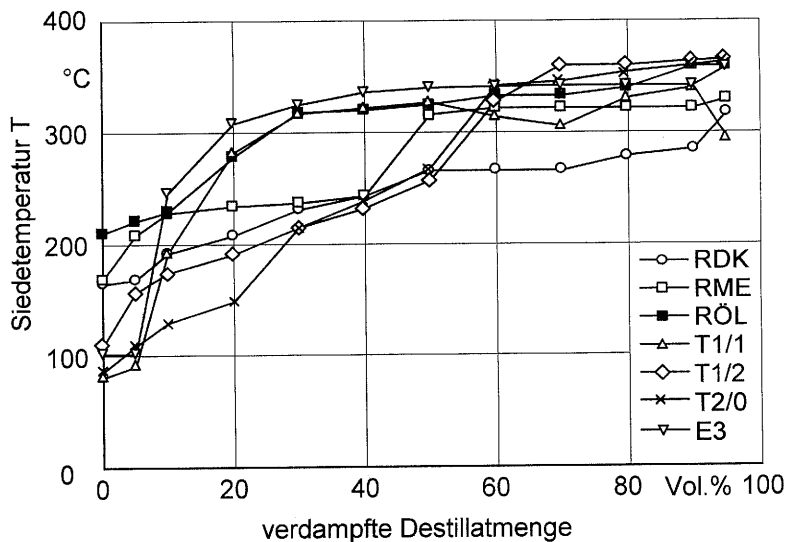


Bild 15: Siedeverlauf der untersuchten Kraftstoffe [87]

Bei den Laboruntersuchungen der Tesselkraftstoffe wurden mehrere Messungen aufgrund eventuell auftretender Verdampfung der Zusatzkomponenten durchgeführt.

5.3 Viskositätsverhalten der Versuchskraftstoffe

Die Viskosität des Kraftstoffs wirkt über die Beeinflussung der Fließvorgänge im Einspritzsystem durch die Zerstäubungsgüte des Einspritzstrahls direkt auf den Verbrennungsprozeß. Die Neigung zur Rußbildung bei hohen Viskositäten ergibt sich aus dem durch diese verursachten Anstieg des mittleren Tropfendurchmessers mit den entsprechenden Auswirkungen auf die Gemischbildung. Darüber hinaus beeinflusst die Viskosität das Volumen der eingespritzten Kraftstoffmenge und damit eventuell die Rauchemission bei Vollast [22]. Nadelhub und Einspritzzeitpunkt werden im wesentlichen über den Druck im Einspritzsystem gesteuert. Somit werden alle Betriebseigenschaften der Motoren wie beispielsweise Kraftstoffverbrauch, Leistung und Schadstoffemissionen durch die Viskosität beeinflusst. In Bild 16 ist das Viskosi-

tätsverhalten im Temperaturbereich von 0 °C bis 100 °C dargestellt. Die kinematische Viskosität von Referenzdiesel hat bei 20 °C einen Wert von 4,3 mm²/s (Tab. 23). Die Kraftstoffe RME und RDK unterscheiden sich nicht wesentlich voneinander. Dagegen ist die Viskosität der Wasseremulsion (E3) und des reinen Rapsöls (RÖL) im niedrigen Temperaturbereich sehr hoch. Bei den Tessolkraftstoffen T1/1, T1/2, und T2/0 hat sich aufgrund der Zusätze eine deutliche Viskositätsabsenkung im geprüften Temperaturbereich eingestellt. Die verwendeten Alkoholkomponenten (Isopropanol/2-Ethylhexanol) fungieren als Lösungsvermittler zwischen Pflanzenöl und Kohlenwasserstoffen. Bei der Emulsion (E3) ist die hohe Viskosität eventuell auf Quervernetzungen der dispersen Wasserphase durch Interaktionen mit den lipophilen Emulgatoranteilen zurückzuführen [48].

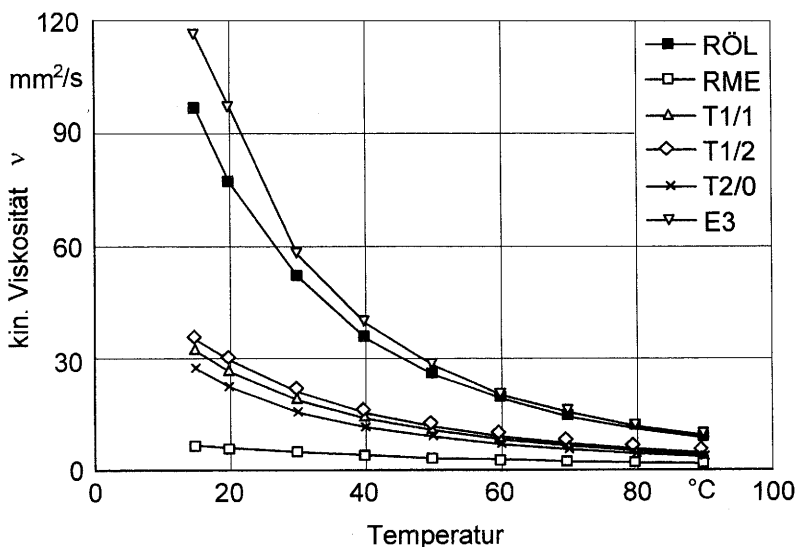


Bild 16: Viskositätsverlauf der untersuchten Kraftstoffe [87]

6 Experimentelle Untersuchungen

6.1 Ermittelte Meßgrößen

Während des Dauerlaufs (mit dem Tesselkraftstoff T1/1) werden vor und nach jeder Drehzahl-Laststufe folgende Daten des Motors überwacht und gemessen: Drehzahl, Bremskraft, Kraftstoffverbrauch, Rauchwert, Motorölverbrauch, Druck vor Verdichter, Druck nach Verdichter, Druck vor Turbine, Druck nach Turbine und Abgasgegendruck. Überdies werden Prüfraumtemperatur, Lufttemperatur nach dem Verdichter, Kühlwassertemperatur (Motorblock), Motoröltemperatur, Kraftstofftemperatur vor der Einspritzpumpe und Abgastemperatur vor und nach der Turbine ermittelt. Da zum Zeitpunkt des Dauerlaufs noch keine elektronische Meßdatenerfassung am Motorenprüfstand installiert war, sind die Drücke mit U-Rohrmanometer (Quecksilber und Silikonöl) erfaßt worden. Die Temperaturen werden mit Temperaturfühlern NiCr-Ni vom Typ K bestimmt und über elektronisch programmierbare Festwertspeicher (EPROM EB 1202) erfaßt (Auflösung 0.1°C). Die Kraftstoffmengenbestimmung wird mittels Waage (SATORIUS) mit einer Meßgenauigkeit von 1g durchgeführt.

6.2 Durchführung der Langzeiterprobung

In den ersten 30 Stunden des Dauerlaufs wird der Versuchsmotor 1 mit Dieselmotorkraftstoff nach dem Lastkollektiv (Tab. 12) betrieben und erst danach auf Pflanzenölmotorkraftstoff umgestellt. Während des Dauerlaufs (600 Stunden) wird alle 50 Stunden der Momentenverlauf in Abhängigkeit von der Motordrehzahl (Vollastkurve) sowie der Kraftstoffverbrauch ermittelt. Ständig überwacht wird die Durchblasemenge (Blow by) der Motorentlüftung. Der Richtwert dieser Überwachung zur frühzeitigen Erkennung von Motorschäden beträgt $\leq 1\%$ der theoretischen Ansaugluftmenge. Der Ölstand wird täglich zweimal kontrolliert. Bei Ölzunahme wird eine Ölprobe entnommen und analysiert [89]. Die Ölwechselintervalle werden nach entsprechenden Analysedaten durchgeführt, wobei Intervalle unterschiedlich und abhängig von den jeweiligen Motor-Betriebszuständen sind. Ein besonderes Problem ist die Ölanreicherung bei niedrigen Motordrehzahlen, hervorgerufen durch unvollständige Verbrennung.

6.3 Optimierung der Motorausrüstung

Am Versuchsmotor 2 wird der Einfluß des Förderbeginns und der Einspritzdüsenlochgeometrie untersucht.

6.3.1 Förderbeginn und Einspritzzeitpunkt

Die Förderbeginneinstellung ist entscheidend für eine optimale Verbrennung und somit Voraussetzung für günstigen Kraftstoffverbrauch, Verringerung von Schadstoffemissionen und Motorleistung. Der Versuchsmotor 2 ist mit einer Reiheneinspritzpumpe ohne Spritzversteller ausgerüstet. Die Art der Mengensteuerung erfolgt nach dem Überströmprinzip mit Schrägkantensteuerung [90]. Bei der Regelstangenbetätigung ist der Förderbeginn konstant, wogegen das Förderende sich mit der eingespritzten Menge ändert. Zwischen Förder- und Einspritzbeginn vergeht eine konstante Zeit, die sich aus der Länge der Einspritzleitung und der Druckfortpflanzungsgeschwindigkeit des verwendeten Kraftstoffs ergibt. Die Serieneinstellung des Förderbeginns ist bei Versuchsmotor 2 auf 20° vor OT festgelegt. Das motorische Verhalten wird neben der serienmäßigen Einstellung des Förderbeginnes zusätzlich bei 17°, 19°, 22° und 24° untersucht. Der Förderbeginn wird mit der Überlauf-Hochdruckmethode eingestellt [67, 69].

6.3.2 Geometrie der Einspritzdüsen

Für Motoren mit Direkteinspritzung werden (außer M-Verfahren) Lochdüsen verwendet. Bei Lochdüsen hat die Düsennadel an ihrem Ende einen Kegel. Es gibt Ein- und Mehrlochdüsen (kleinster Spritzlochdurchmesser ca. 0,2 mm). Sie übernehmen den wesentlichen Teil der Kraftstoffverteilung. Das zeitlich eingespritzte Kraftstoffvolumen ergibt sich aus der Druckdifferenz an der Düse und ihren geometrischen Abmessungen

$$\dot{V} = \frac{dV}{dt} = \mu \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_D - p_{2M})} \quad (26)$$

Dabei wird der Faktor μ für die Strahleinschnürung in der Düse mit $\approx 0,6$ angenommen [90].

Es werden druckgesteuerte Lochdüsen verwendet. Der Kraftstoff wird unter hohem Druck (500-600 bar) in den Brennraum gespritzt. Der Abspritzdruck ist beim Versuchsmotor 2 auf 220 bar eingestellt. Die Energie der Einspritzstrahlen reicht zur Gemischbildung im allgemeinen aus (viele Düsenlöcher mit kleinem Querschnitt). Andernfalls wird gesteuerte Luftbewegung durch Verdrängung bzw. Drehung zu Hilfe genommen (weniger Düsenlöcher mit größerem Querschnitt). Für Pflanzenölkraftstoffe werden neben der Seriendüse vier weitere Düsen untersucht. Dabei werden Spritzlochanzahl, Spritzlochlänge, Spritzlochkegelwinkel und Spritzlochdurchmesser verändert (Tabelle 27). Die Versuchsdüsen wurden von der Fa. Robert Bosch GmbH geliefert.

Tabelle 27: Kenndaten der verwendeten Versuchsdüsen

	Serien Düse	Düsen- Var.1	Düsen- Var.2	Düsen- Var.3	Düsen- Var.4
Düsenbezeichnung (Endung)	1180	972	474	1184	477
Spritzlochanzahl [-]	5	4	4	5	5
Spritzlochdurchmesser d [mm]	0,276	0,320	0,344	0,258	0,258
geom. Gesamtquerschnitt $A_{\text{geom.}}$ [mm ²]	0,2991	0,3216	0,3717	0,2613	0,2613
geom. Gesamtquerschnitt $A_{\text{geom.}}$ [%]	100	107	124	87	87
Spritzlochkegelwinkel δ [°]	152	151	151	152	152
Spritzlochlänge l [mm]	0,8	0,8	0,65	0,8	0,6
Durchflußkennwerte:					
Rotawert KT[l/h] (Luftvolumen bei 4bar)	170-182	184-212	195-222	141-161	141-160
Hydr. Durchfluß [cm ³ /30 s bei 100 bar ISO]	900	967-1068	982-1053	728-780	728-780

Der Düsenquerschnitt bestimmt die Menge des Kraftstoffs, die in den Brennraum des Motors gelangt. Über Lochlänge und -durchmesser sowie Strahlrichtung (Spritzlochkegelwinkel) beeinflusst die Einspritzdüse die Kraftstoffaufbereitung und damit die Motorleistung sowie Kraftstoffverbrauch bzw. Schadstoffemissionen des Motors [91]. In Bild 17 (a-e) ist die Anordnung der Spritzlöcher bei den einzelnen Versuchsdüsen dargestellt.

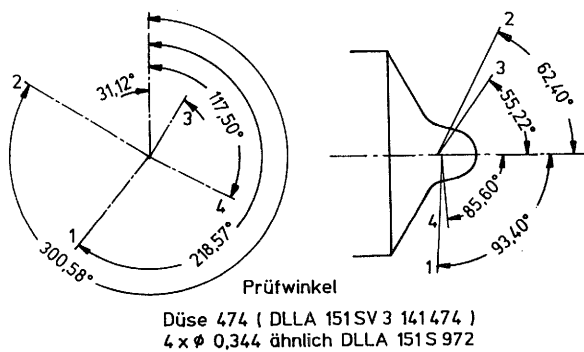
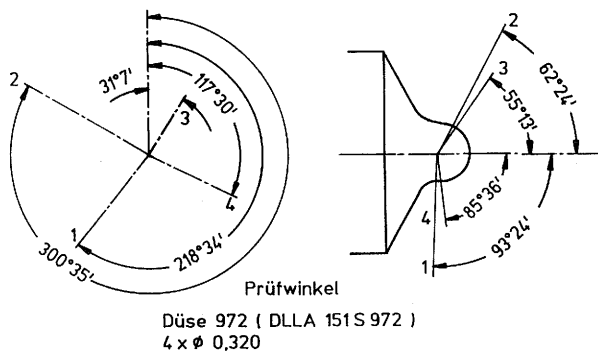
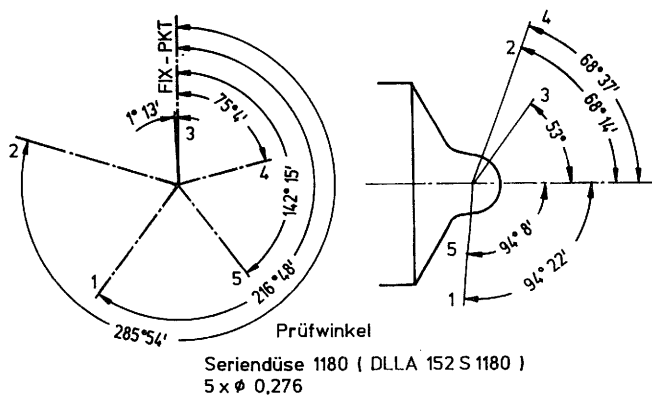
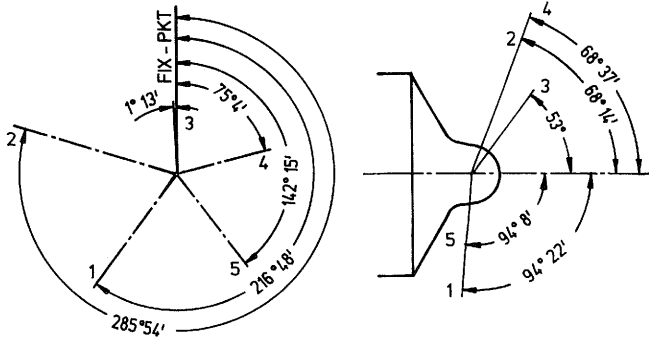
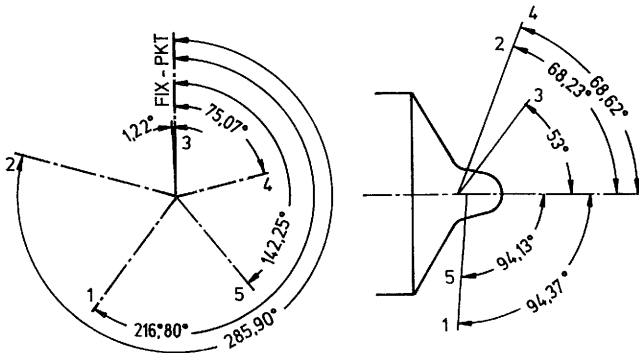


Bild 17 (a-c): Prüfwinkel der Versuchsdüsen



Prüfwinkel

Düse 1184 (DLLA 152 S 1184)
 5 x ϕ 0,258 ähnlich DLLA 152 S 11840



Prüfwinkel

Düse 477 (DLLA 152 SV 3 141477)
 5 x ϕ 0,258 ähnlich DLLA 152 S 11840

Bild 17 (d-e): Prüfwinkel der Versuchsduisen

Die Spritzlochkegelwinkel liegen nicht alle auf einer Schnittebene. Zudem schneiden sich die Spritzlochmittellachsen nicht bei allen untersuchten Düsen in einem Schnittpunkt. Bild 18 (a-e) zeigt Schnittzeichnungen der Düsenkörper und der Düsenadeln. Das Maß A bezeichnet den Abstand vom Kegeldurchmesser der Düsenadelspitze (ϕ 2 mm) zum Zentrum der Spritzlochmittellachsen. Bei der Düse 972 treffen sich alle Mittellachsen der Spritzlöcher an einem Punkt. Die Lochdüsen (1180; 1184; 474 und 477) unterscheiden sich bei der Anordnung der Spritzlö-

cher in der Düsenkuppe durch das in Bild 18 angegebene Maß A für die jeweilige Spritzlochnummer. Im Sackloch der Düsenkuppe kann das Kraftstoffvolumen beim Schließen der Düsennadel einerseits ungehindert zum Brennraum hin ausdampfen. Andererseits kann es sich auf die Schadstoffemissionen und das motorische Betriebsverhalten (Motorölverdünnung) auswirken. Die Düsen 1180 und 972 besitzen ein zylindrisches Sackloch und unveränderte Düsennadelspitzen. Bei der Düse 1184 ist das Sackloch reduziert, bei der Düse 474 ist das Sackloch zudem konisch reduziert. Bei der Lochdüse 477 ist das Sackloch stark konisch reduziert, ähnlich der Düse 1184. Die Fertigung der reduzierten und konisch reduzierten Einspritzdüsen ist aufgrund der kleinen Maße schwieriger und kostenintensiver als bei Düse 1180 und 972. Die 5-Loch Düse 477 wurde für die Optimierungsverbesserungen nicht eingesetzt. Sie wurde für die Verkokungsuntersuchungen unter Teillast im Langzeitbetrieb verwendet.

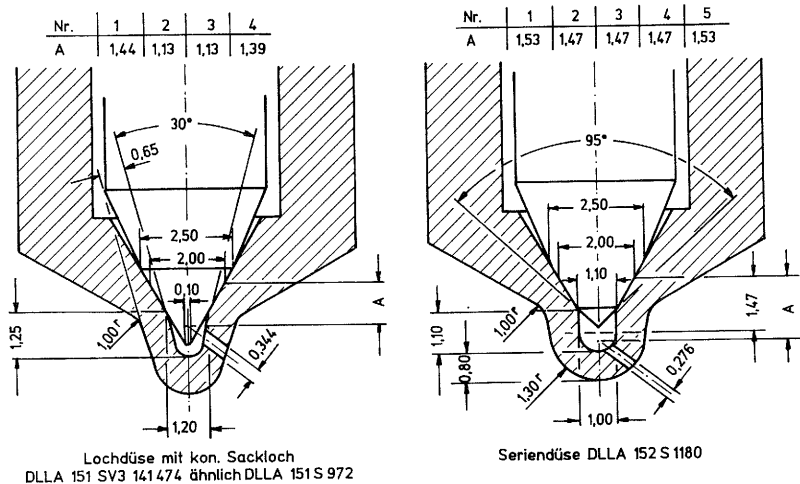
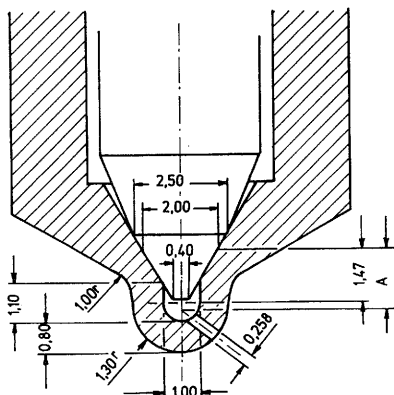


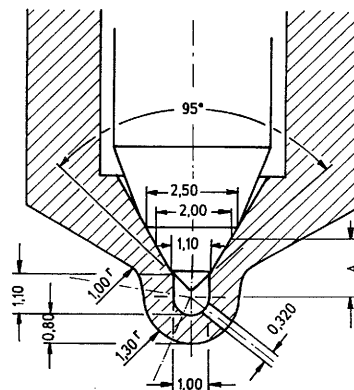
Bild 18 (a-b): Schnittzeichnungen der Düsenkörper und der Düsennadeln

Nr.	1	2	3	4	5
A	1,53	1,47	1,47	1,47	1,53



Lochdüse DLLA 152 S 1184 ähnlich DLLA 152 S 1180

Nr.	1	2	3	4
A	1,47	1,47	1,47	1,47



Lochdüse DLLA 151 S 972

Nr.	1	2	3	4	5
A	1,43	1,03	1,03	1,03	1,43

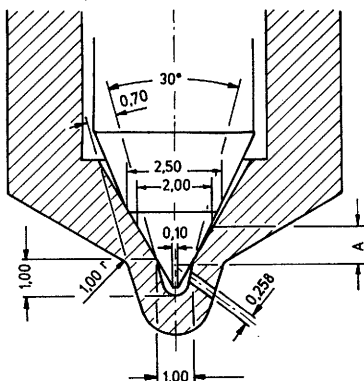
Lochdüse mit kon. Sackloch
DLLA 152 SV3 141477 ähnlich 152 S 1184

Bild 18 (c-e): Schnittzeichnung der Düsenkörper und der Düsenadeln

6.4 Versuchsdurchführung

Zu Beginn einer Versuchsreihe wird der Kompressionsdruck gemessen und das Ventilspiel überprüft (Anhang Tab. 28 u. 29). Die Einspritzdüsen werden auf Funktionsfähigkeit der Düsennadeln (Beweglichkeit), optisches Spritzbild und den vom Hersteller angegebenen Öffnungsdruck (220 bar) mit Düsenprüfgerät vor Einbau in den Zylinderkopf überprüft und gegebenenfalls mit Prüföl gereinigt. Alle Kraftstoffmischungen (außer Tessolkraftstoff T1/1) werden vor dem Versuch angemischt. Die Meßanlage für die Abgasersassung (Kap. 4.3) wird vor und nach jedem Versuchslauf mit Prüfgasen kalibriert. Vom Starten des Motors bis zum Erreichen stabiler Betriebstemperaturen von Motor und Prüfgeräten sowie Anpassung der Druckverhältnisse im Prüfraum dauert es ca. 30 min. Innerhalb dieser Zeit wird das Kraftstoffversorgungssystem von der ersten durchgeführten Versuchsreihe durch eine vom System abgekoppelte separate Kraftstoffrücklaufleitung (Düsenlecköl und Kraftstoffpumpenlecköl) und durch Kraftstofffilterwechsel auf die zu messende Versuchsreihe umgestellt. Am Ende eines Versuchs werden die Einspritzdüsen 8-10 h im Ultraschallbad (ELMA Transonic T 780 H) in verdünnter Natronlauge bei 60°C gereinigt. In Bild 19 ist die Versuchsdurchführung und die schrittweise Optimierung der Motorausrüstung (Einspritzdüsen und -beginn) bezüglich der Partikelemissionen schematisch dargestellt.

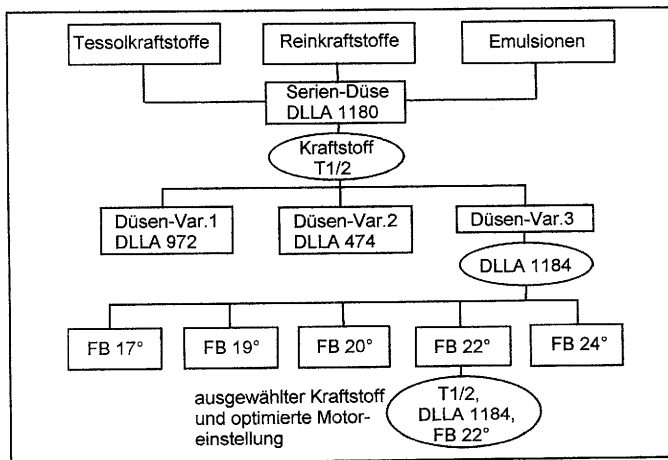


Bild 19: Schrittweise Optimierung von Kraftstoff und der Motorausrüstung (Einspritzdüse und Förderbeginn) nach Partikel-Emissionen

Zu Beginn der Optimierungen werden für die Tesselkraftstoffe (T1/1, T1/2, T2/0), Reinkraftstoffe (RÖL, RME, RDK) und Emulsionen (E1, E3, E5, E7) bei Motorserieneinstellung (DLLA 1180, Förderbeginn 20°v.OT) Vollastkurven ermittelt. Aus den Vollastkurven werden die Laststufen für den 13-Stufen-Test festgelegt. Die schrittweise Optimierung für Kraftstoff und Motorausrüstung wird in drei Stufen durchgeführt. Die Kraftstoffauswahl (1. Stufe) wird nach folgenden Kriterien durchgeführt: Motorleistung und -drehmoment, Kraftstoffverbrauch, Wirkungsgrad, spezifischer Energiebedarf und Emissionen. Mit dem ausgewählten Tesselkraftstoff T1/2 werden Versuche mit verschiedenen Düsen nach dem 13-Stufentest durchgeführt (2. Stufe). Die bereits genannten Auswahlkriterien werden um die Ergebnisse aus der Verbrennung, wie Zündverzögerung, max. Druckgradient, Lage des max. Druckgradienten, Brenndauer und max. Druck im Brennraum, erweitert. Nach erfolgter Düsenwahl werden anschließend die Förderbeginne so verstellt, daß möglichst eine Verringerung der Partikelemissionen erreicht wird, welches letztlich das Ziel dieser schrittweisen Optimierung darstellt (3. Stufe). Weitere Emittenten wie HC und CO können durch einen Oxidationskatalysator verringert werden.

Die Tesselkraftstoffe (T1/3, T1/4, T1/5) werden während der Emissionsoptimierung nach Partikel nicht berücksichtigt. Sie kommen erst nach diesem Optimierungsschritt zum Einsatz. Dieser Folgeschritt soll das Verkokungsverhalten der Düsen im Teillastbetrieb klären. Erst dann sind Aussagen über einen langfristig störungsfreien Motorbetrieb möglich. Reinkraftstoffe wurden in gleicher Weise mituntersucht, sie dienten als Vergleichskraftstoffe. Schließlich wurde noch die Emulsion E3 ausgewählt, da sie hinsichtlich des spezifischen Energiebedarfs am günstigsten abschnitt. Hinzu kam, daß sie eine Mischungsstabilität von 3 Tagen aufwies, was andere Versuchskraftstoffe nicht erreichten.

7 Versuchsergebnisse mit Diskussion

In diesem Kapitel sind Ergebnisse des Motorbetriebs mit dem Versuchsmotor 1 im Langzeitbetrieb (ca. 600 h), die Serien- und optimierte Motorausrüstung am Versuchsmotor 2 und das Verkokungsverhalten im Teillastbetrieb dargestellt.

7.1 Motorkenndaten mit Diesel- und Tesselkraftstoff im Langzeitbetrieb des Dieselmotors in Serieneinstellung

7.1.1 Motorkennfeld und Betriebsverhalten

In Bild 20 sind die Leistungskurven und in Bild 21 der Drehmomentverlauf des Versuchsmotors 1 unter Vollastbedingungen mit Diesel- und Tesselkraftstoff (T1/1) während des Langzeitbetriebes angegeben.

Die Überprüfung der Motorleistung während des Dauerlaufbetriebes mit Tesselkraftstoff T1/1 ergab eine Leistungsminderung von ca. 4%. Da jedoch die volumetrische Energiezufuhr (Heizwert H_u) des Tesselkraftstoffs (T1/1) um ca. 8% niedriger gegenüber Dieselmotorkraftstoff lag, bedeutet dies eine etwas günstigere Energieumsetzung. Der Drehmomentanstieg des Versuchsmotors 1 mit Diesel- und Tesselbetrieb liegt im Bereich zwischen 12 und 13,5%.

In Bild 22 ist der Durchblase-Durchfluß und die Motorleistung beim Langzeitbetrieb mit Tesselkraftstoff (T1/1) dargestellt.

Es ergab sich ein nahezu gleichbleibender Meßwert der Durchblasemenge mit einer Abweichung von <1%. Alle 50 Betriebsstunden wurde eine Vollastkurve mit dem Tesselkraftstoff (T1/1) aufgenommen, die zeigt, daß über die ca. 600 Betriebsstunden kein nennenswerter Motorleistungsabfall aufgetreten ist. In Bild 23 ist der spezifische Kraftstoffverbrauch während des Langzeitbetriebes dargestellt.

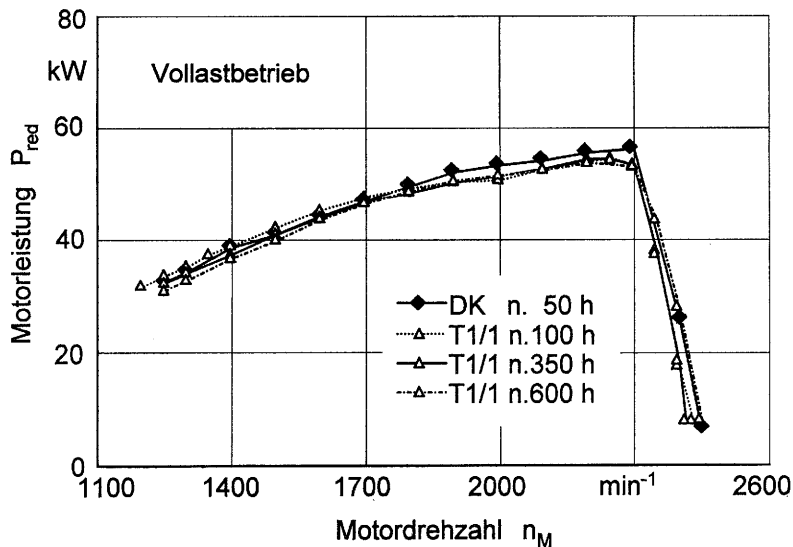


Bild 20: Leistungskurven des Versuchsmotors 1 im Vollastbetrieb

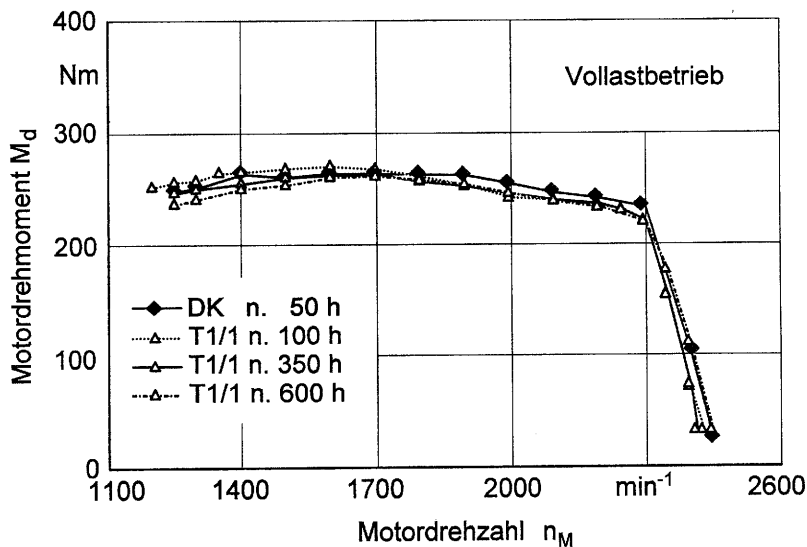


Bild 21: Drehmomentverlauf für Diesel- und Tesselkraftstoff (T1/1)

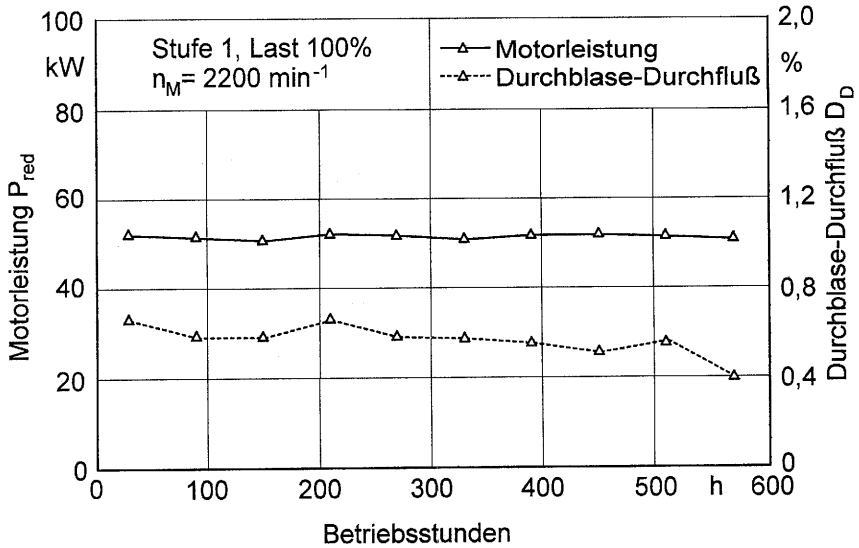


Bild 22: Durchblase-Durchfluß und Motorleistung beim Langzeitbetrieb mit Tessolkraftstoff (T1/1)

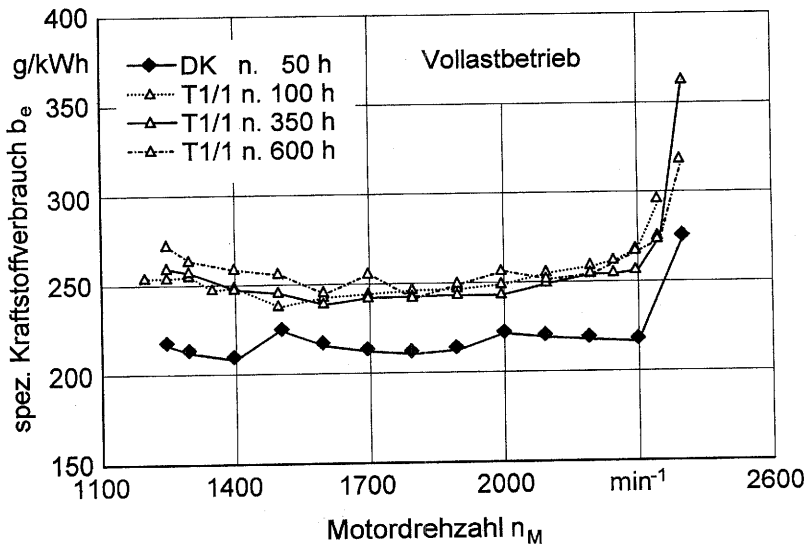


Bild 23: Spezifischer Kraftstoffverbrauch mit Diesel- und Tessolkraftstoff (T1/1)

Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist mit Tesselkraftstoff, gravimetrisch ermittelt, ca. 15 % höher als mit Diesel. Der stündliche, volumetrische Kraftstoffverbrauch ist ca. 6% höher als beim Dieselbetrieb. In Bild 24 ist der Motorwirkungsgrad mit Diesel- und Tesselkraftstoff beim Langzeitbetrieb angegeben.

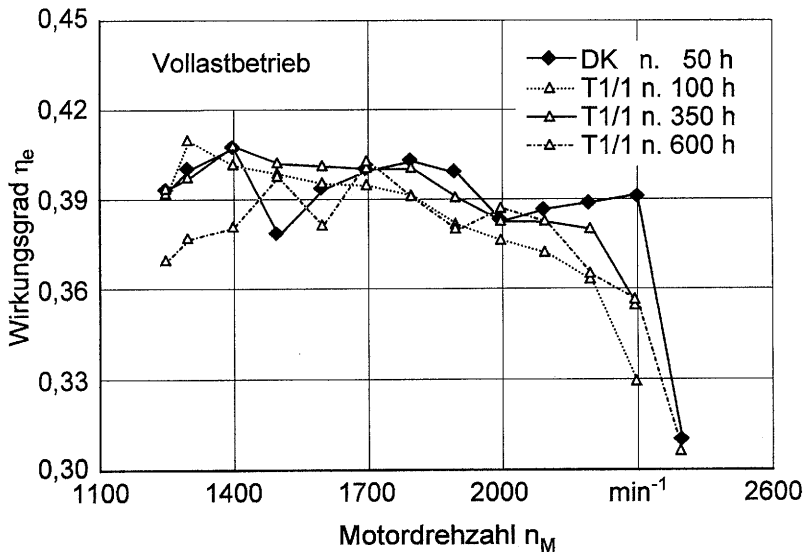


Bild 24: Motorwirkungsgrad mit Diesel- und Tesselkraftstoff (T1/1)

Der Wirkungsgrad von Tessel 1/1 ist nach 600 Betriebsstunden ca. 4% geringer als der von Diesel nach 50 Betriebsstunden.

7.1.2 Betriebssicherheit

Beim Langzeitbetrieb wurden die Schmierölkennwerte fortlaufend ermittelt. Es zeigte sich während des Leerlaufs (Laststufe 8) eine starke Schmierölverdünnung, so daß danach immer ein Ölwechsel vorgenommen werden mußte. Die spezifische Schmierölverdünnung ist in Tabelle 30 für die einzelnen Laststufen (Tab. 12) beim Betrieb mit Tesselkraftstoff (T1/1) wiedergegeben.

Tabelle 30: Spezifische Schmierölverdünnung beim 600 Stunden-Langzeitbetrieb

Laststufe	1	2	3	4	5	6	7	8
spez. Ölzunahme [g/h] ¹⁾	0,32	0,33	0,32	0,21	0,21	0,22	0,21	97

¹⁾ Mittelwert über die Laufzeit einer Laststufe

Die Schmierölverdünnung beim Motorbetrieb wurde auch ohne Last mit verschiedenen Drehzahlen untersucht. Es zeigt sich dabei, daß mit zunehmender Drehzahl die Schmierölverdünnung kleiner wurde. Die Veränderungen der Schmierölkennwerte beim Langzeitbetrieb sind in den Bilder 25 und 26 dargestellt.

In Bild 25 ist die Viskositätsänderung in Abhängigkeit von der Motorlaufzeit wiedergegeben. Bei jeder Leerlaufstufelstufe wird das Motorschmieröl mit unverbranntem Tessolkraftstoff angereichert und dadurch eine Viskositätsabnahme des Schmieröls verursacht. Aus Untersuchungen von May, Hattingen und Croissant [21] sowie Weidmann et al. [26] geht hervor, daß bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung infolge schlechterer Kraftstoffzerstäubung Rapsöl in das Schmieröl gelangen, und dadurch eine Schmierölverdünnung bis zum Motorausfall auftreten kann. Ein Dauerlaufstest an einem 4-Zylinder-Dieselmotor mit Direkteinspritzung und Abgasturbolader zeigte mit einem Kraftstoffgemisch (Tessol/Bionol) eine Pflanzenölanreicherung im Motorenöl bis etwa 10% [92]. Ergebnisse von Praxistests mit Versuchsschleppern und dem Tessolkraftstoff (T1/1) ergaben teilweise Motorölzunahmen bis zu 150 Gramm pro Betriebsstunde [93].

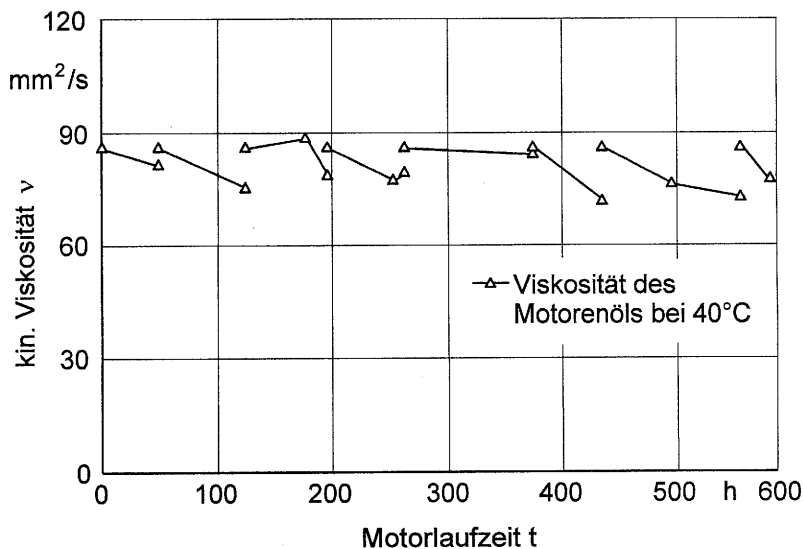


Bild 25: Schmierölkennwerte (kin. Viskosität) beim Langzeitbetrieb (600 h)

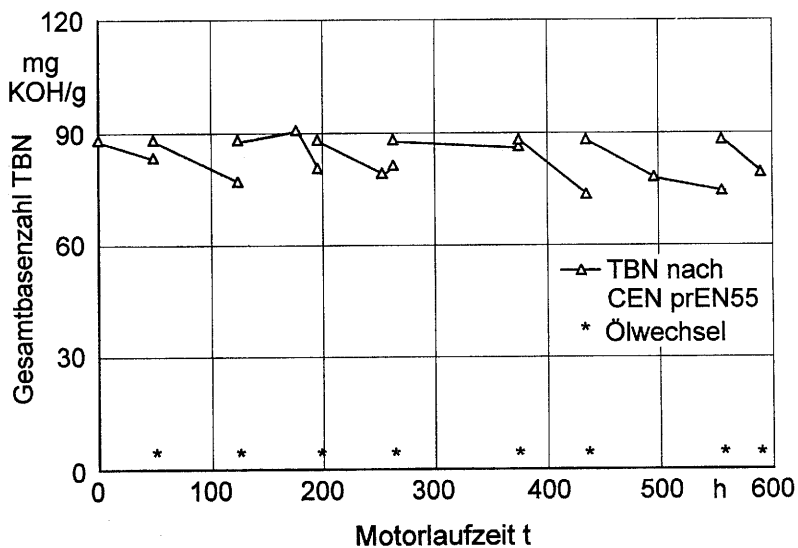


Bild 26: Schmierölkennwerte (TBN) beim Langzeitbetrieb (600 h)

In Bild 26 ist die Gesamtbasenzahl (TBN) der Motorlaufzeit gegenübergestellt. Da mit Tessolkraftstoff noch keine Erfahrungen im Hinblick auf Schmierölveränderungen vorhanden waren, wurden Ölproben nach jeder gefahrenen Laststufe analysiert [89]. Die Bestimmung der Gesamtbasenzahl wurde durch die potentiometrische Perchlorsäure-Titration (CEN prEN55) durchgeführt. Bei einer Verringerung der Basenzahl wird die alkalische Reserve und somit die Schmierfähigkeit im Motorenöl abgebaut. Das verwendete HD-Mehrbereichs-Ganzjahresöl vom Typ Multigrade C3 15/W40 hatte zu Versuchsbeginn eine Basenzahl von 11,6 mg KOH/g. Ein Viskositätsanstieg, Dunkelfärbung und die Verdampfung leicht flüchtiger Anteile bei thermisch stärker beanspruchten Ölen sind typische Folgen der Ölalterung. Das verbrauchte Öl hatte im Schwachlastbetrieb eine sehr starke Dunkelfärbung und eine geringere Viskosität gegenüber Frischöl.

Der Versuchsmotor 1 wurde am Ende des Langzeitbetriebes bei der Fa. MWM in Mannheim demontiert und auf Verschleiß und Verkokungsrückständen geprüft. Vor der Demontage wurde das Ventilspiel gemessen. Es zeigte sich, daß das Einlaßventilspiel nach den Herstellerangaben im Toleranzbereich, jedoch alle Auslaßventilspiele zu klein waren. Bei allen Einspritzdüsen wurde eine schlechte Zerstäubung der Düsenstrahlen festgestellt. Am gesamten Düsenkörper waren starke, festgebackene Koksablagerungen vorhanden. Die Ventile konnten im Ultraschallbad nicht mehr gereinigt werden. Die Abspritzdrücke erreichen nicht mehr den Anfangswert von 220 bar. Die Kolben waren im gesamten Feuersteg- und Ringbereich sehr stark verkocht. Im Feuerstegbereich baute sich eine dicke Ölkohleschicht auf, teilweise auch am Kolben und an der Buchse. Dies führte zu einer Riefenbildung im Feuersteg, verursacht durch das Aufreiten des Kolbens auf der harten Ölkohleschicht im Buchsenbereich. Störungen der Einspritzdüsenfunktionen können zu noch höherem Koksaufbau im Motor führen.

7.1.3 Abgasverhalten des Versuchsmotors 1

Zum Zeitpunkt des Langzeitbetriebs mit Tessolkraftstoff (T1/1) konnten auf dem Prüfstand der Universität Hohenheim noch keine limitierten Schadstoffemissionen ermittelt werden. Währenddessen wurde der Rauchwert nach Bosch gemessen. Nach dem Langzeitbetrieb wurde der Motor an der Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Kraft- und Arbeitsmaschinen, auf sein Emissionsverhalten untersucht. Das Abgasrauchverhalten mit Tessolkraftstoff bei verschiedenen Belastungsstufen ist in Bild 27 dargestellt.

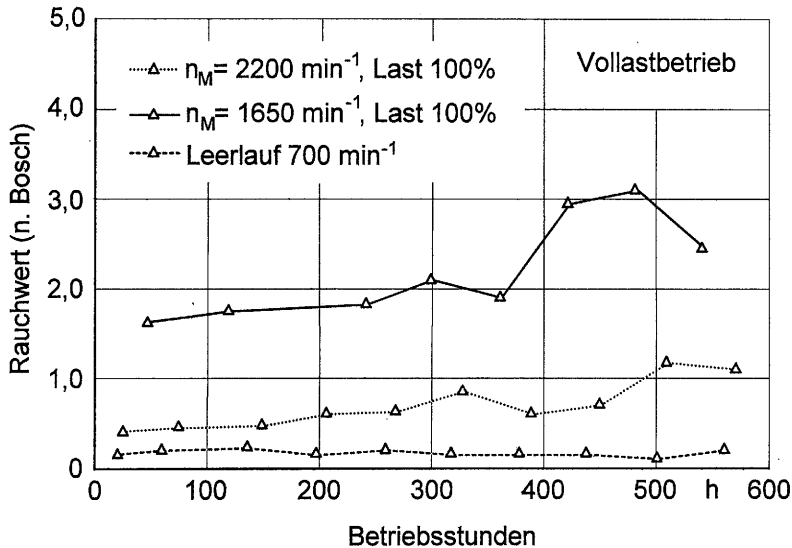


Bild 27: Rauchwerte mit Tessolkraftstoff (T1/1) während des Langzeitbetriebes

Es zeigt sich, daß beim Betreiben des Versuchsmotors 1 mit Tessolkraftstoff (T1/1) die Rauchwerte geringfügig zunehmen und nach einer längeren Betriebszeit wieder etwas abnehmen. Dieser positive Rauchwerteffekt könnte durch abplatzende Ablagerungen an den Einspritzdüsen verursacht worden sein, die sich zuvor während des Motorbetriebes an den Düsenkuppen aufgebaut haben. Der Rauchwert liegt durchschnittlich um ca. 30% niedriger als beim Dieselbetrieb.

Die limitierten Schadstoffe, Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x) und Partikel, werden nach dem 13-Stufentest für Nutzfahrzeuge ermittelt und sind in Bild 28 dargestellt. Die spezifischen Emissionen von HC und CO unterschreiten für die Betriebsvarianten mit und ohne Katalysator und dem Tessolkraftstoff (T1/1) die Grenzwerte der EURO I-Norm und die erst ab 1996 geltenden Grenzwerte nach EURO II. Die Ergebnisse mit Tessolkraftstoff liegen geringfügig über denen mit Diesel. Bei Verwendung eines Oxidationskatalysators werden die spezifischen Emissionen mit Tessolkraftstoff wesentlich verringert. Der aktuelle Grenzwert für den Ausstoß an Stickoxiden (NO_x) kann in keiner Betriebsvariante eingehalten werden. Der Einsatz von Ladeluftkühlung und Ab-

gasrückführung könnte hier zu einer signifikanten Verbesserung führen. Die spezifischen Partikelemissionen liegen für alle Betriebsvarianten unterhalb des festgelegten Grenzwertes (EURO I). Durch Verwendung eines Oxidationskatalysators können die angelagerten, organisch löslichen Anteile an den Partikeln oxidiert werden und so die Verminderung der Partikelemission hervorrufen [88].

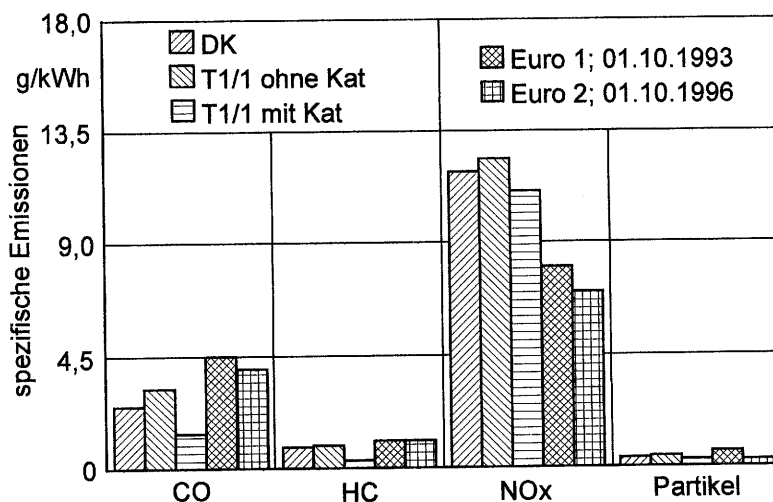


Bild 28: Spezifische Emissionen limitierter Abgaskomponenten (13-Stufentest nach ECE-R 49) am Versuchsmotor 1 nach [88]

7.2 Ergebnisse bei der Optimierung der Motorausrüstung

Die bisherigen Erfahrungen aus dem Langzeitbetrieb 600 h mit dem Tessolkraftstoff (T1/1) lassen einen störungsfreien Betrieb im Dauerlauf bei Wechsellast und Serieneinstellung aufgrund von starken Verkokungsneigungen an Kolben und insbesondere an den bisher verwendeten Serieneinspritzdüsen noch nicht zu. Die physikalischen Kraftstoffkennwerte lassen auf ein problematisches Zerstäubungs- und Verbrennungsverhalten des Tessolkraftstoffs (T1/1) schließen. Darüber hinaus wurde im Leerlaufbetrieb des Motors Schmierölverdünnung festgestellt, so daß die Schmierfähigkeit des Motoröls stark beeinträchtigt wurde. Um das

Betriebsverhalten mit Tessolkraftstoff gegebenfalls zu verbessern, wurde der Kraftstoff und die Motorausrüstung verändert. Dabei sind Veränderungen des Förderbeginns und der Geometrie der Einspritzdüsen am Versuchsmotor 2 vorgenommen worden. Der Einfluß der unterschiedlich vorgestellten Kraftstoffgemische in Verbindung mit den oben beschriebenen Veränderungen auf die Motorkennndaten werden ebenfalls verdeutlicht.

7.2.1 Leistungs- und Drehmomentverhalten

Beim Betreiben des Motors im Teillastbetrieb wirken sich die unterschiedlichen Eigenschaften von Diesel- und Tessolkraftstoffe stark aus. Zur Festlegung der Laststufen für die Abgasmessungen wurden im Serienzustand der Versuchsmotor 2 mit Einspritzdüse 1180 und FB 20° v. OT Vollastkurven ermittelt, einerseits mit Dieselmotorkraftstoff und andererseits mit den Tessol- und Reinkraftstoffen. In Bild 29 (a-f) sind die gemessenen Motorleistungen bei der Serieneinstellung des Motors, sowie bei Veränderung der Motorausrüstung und den verwendeten Kraftstoffen dargestellt.

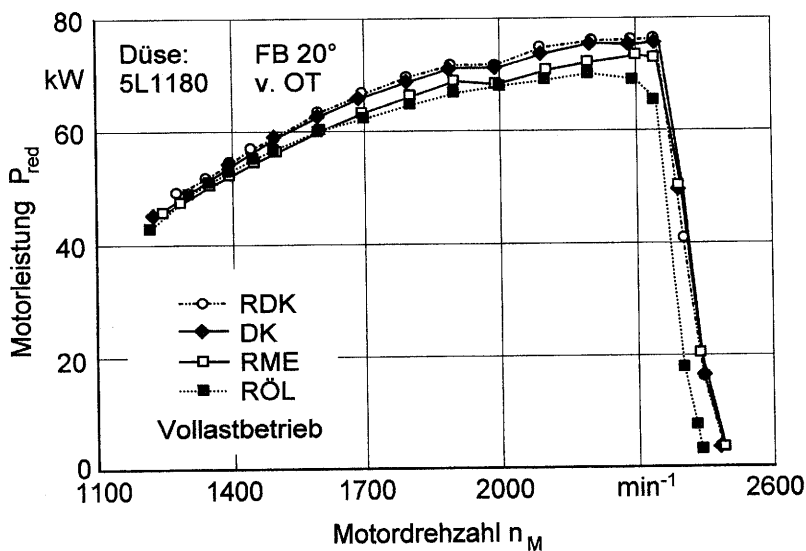


Bild 29 a: Motorleistung mit Reinkraftstoffen und Serieneinstellung

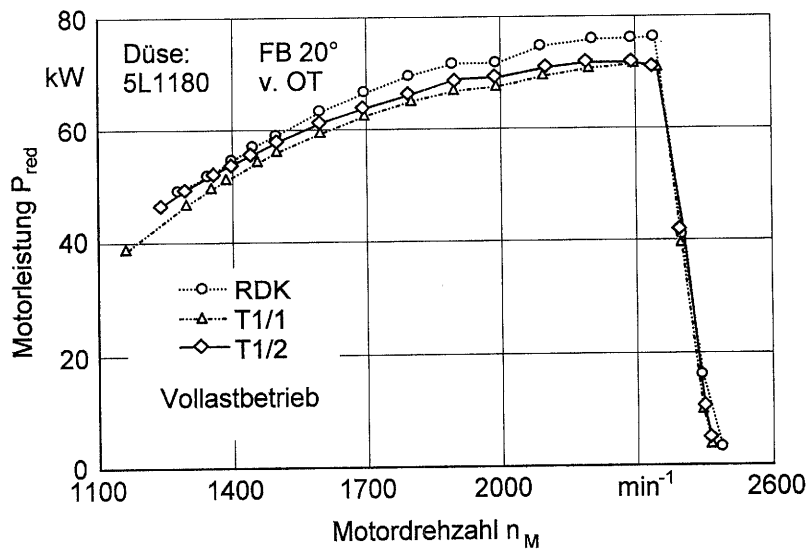


Bild 29 b: Motorleistung mit Diesel- und Tesselkraftstoffen bei Serieneinstellung

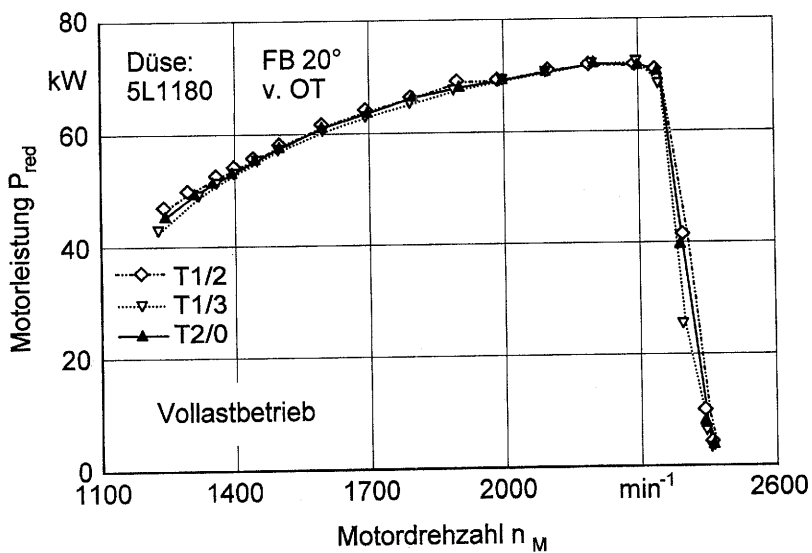


Bild 29 c: Motorleistung mit Tesselkraftstoffen bei Serieneinstellung

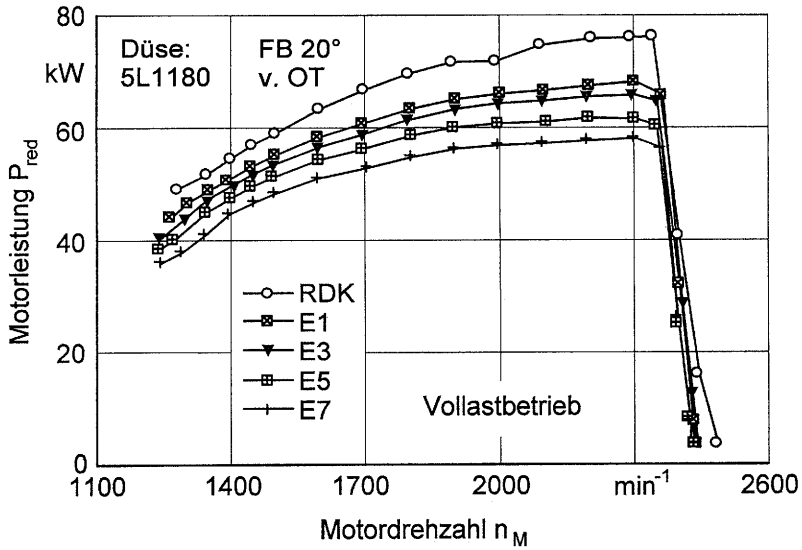


Bild 29 d: Motorleistung mit Dieselmotorkraftstoff u. Emulsionen bei Serieneinstellung

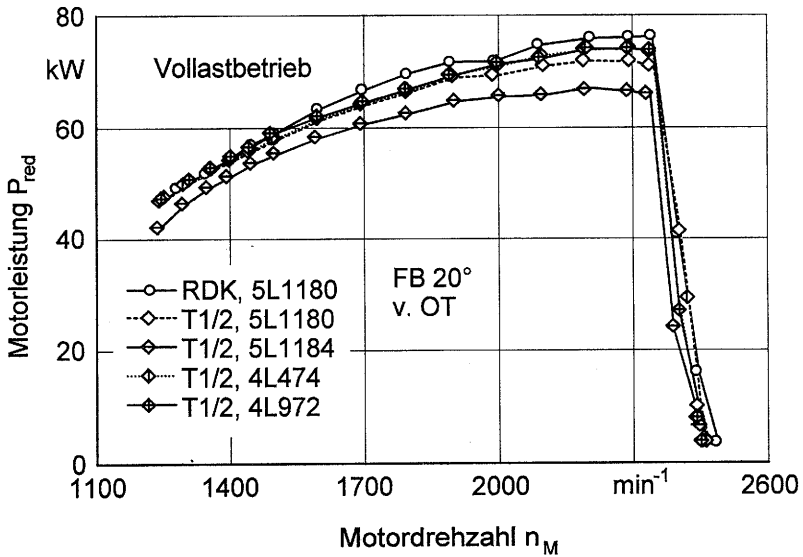


Bild 29 e: Motorleistung mit Tesselkraftstoff (T1/2) verschiedenen Düsen und FB-Serieneinstellung

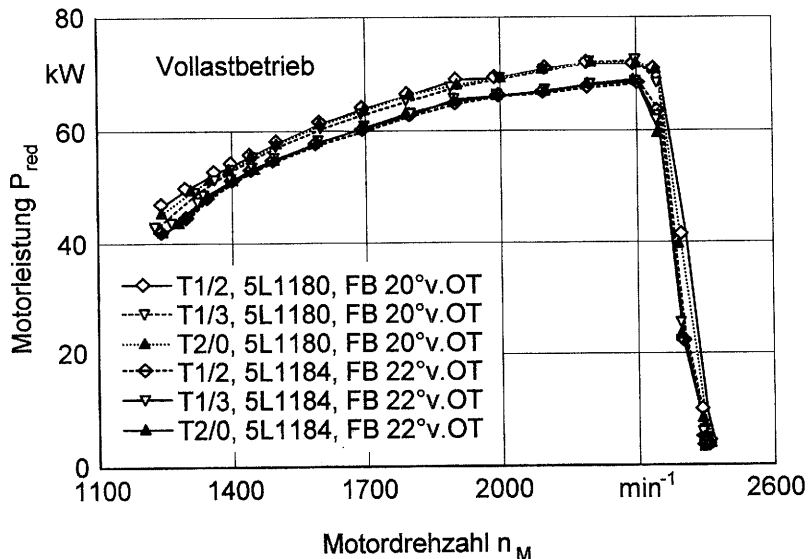


Bild 29 f: Motorleistung bei Serien- und optimierter Einstellung und Tesselkraftstoffen

In **Bild 29 a** erreichen die Dieselmotoren (RDK und DK) aufgrund höherer Heizwerte (43,1 und 42,5 MJ/kg) Motorleistungen von 76,2 kW und 75,7 kW gegenüber den Reinkraftstoffen (RME 73,3 kW, RÖL 68,0 kW mit Heizwerten von 38,6 MJ/kg und 37,1 MJ/kg). Die Motornenn Drehzahlen bewegen sich bei den Dieselmotoren bei 2350 min^{-1} und bei RME 2300 min^{-1} und RÖL 2200 min^{-1} . Die Ergebnisse der Motorleistungen mit Referenzdieselmotoren (RDK) und Dieselmotoren (DK) zeigen keine Unterschiede. Reines Rapsöl bringt eine niedrigere Motorleistung als Diesel. Der Kraftstoff RME bewegt sich zwischen Dieselmotoren und reinem Rapsöl. Der massenbezogene Heizwert von RME ist um 10,3 % und der von RÖL um 13,8 % niedriger als Diesel (RDK). Aufgrund der höheren Dichte und dem volumenbezogenen Heizwert verringert sich die Abweichung auf 7,7 % bei RME und 4,5 % bei RÖL gegenüber RDK. Die maximale Motorleistung weicht gegenüber dem Motorbetrieb mit Diesel bei RME um 3,85 % und RÖL um 8,0 % ab. Der durch den Sauerstoffgehalt im Pflanzenölkraftstoff geringere Heizwert gleicht die Abweichung bei den Motorkennwerten durch die höhere Dichte wieder etwas aus [51, 94].

In Bild 29 b ist der Leistungsvergleich des Motorbetriebs mit Diesel- und Tessolkraftstoffen bei Serieneinstellung im Vollastbetrieb dargestellt. Die Motorleistung mit den Tessolkraftstoffen ist geringer als mit Diesel. Die Tessolkraftstoffe T1/1 und T1/2 unterscheiden sich geringfügig im Nennleistungsbereich.

Der Vollastbetrieb mit den Tessolkraftstoffen T1/2, T1/3 und T2/0 (Bild 29 c) ergibt bei den Motorleistungen keinen Unterschied. Mit den Kraftstoffen T1/1, T1/2, T1/3 u. T2/0 werden maximale Motorleistungen von 71,5 kW, 71,8 kW, 72,3 kW, 72,0 kW im Motornenn-drehzahlbereich zwischen 2200 min^{-1} und 2300 min^{-1} erreicht. Bei Diesel wird die max. Motorleistung bei 2344 min^{-1} erreicht. Die massenbezogenen Heizwerte der Tessolkraftstoffe T1/1, T1/2 und T2/0 sind um 13,5 %, 12,5 % und 12,7 % niedriger als Referenzdiesel. Volumetrisch unterscheiden sie sich um 6,7 %, 5,4 % und 3,5 %. Die Heizwerte der untersuchten Kraftstoffe T1/2 und T1/3 scheinen gleich zu sein, da bei Zumischung von 1 % Additiv zum Tessolkraftstoff T1/2 sich keine merkliche Veränderung bei den gemessenen Versuchswerten ergab. Die Abweichungen der maximal erreichten Motorleistungen gegenüber Dieselbetrieb betrugen für T1/1 7,8 %, T1/2 5,8 %, T1/3 5,1 % und T2/0 5,5 %.

Bei den Emulsionen (Bild 29 d) wird mit zunehmendem Wassergehalt die Motorleistung gegenüber Dieselbetrieb (RDK) vermindert. Der Leistungsunterschied aus den Emulsionen E1, E3, E5 und E7 beträgt gegenüber Diesel 10,6 %, 13,7 %, 18,9 % und 23,8 %. Die maximalen Motorleistungen werden im Drehzahlbereich von 2200 min^{-1} bis 2300 min^{-1} erreicht.

In Bild 29 e sind die Ergebnisse (Förderbeginn 20°v.OT) des Motorbetriebes mit verschiedenen Düsen und Tessolkraftstoff (T1/2) dargestellt. Mit dem Basiskraftstoff (RDK) und Seriendüse 5L1180 wurde der Kraftstoff T1/2 mit den Düsen 5L1184, 4L474 und 4L972 untersucht. Tessolkraftstoff (T1/2) ergab bei der Düsenänderung gegenüber der Serieneinstellung (5L1180, FB 20°v.OT , RDK) eine Leistungsminderung von 5,8 % (5L1180), 12 % (5L1184), 2,8 % (4L474) und 2,8 % (4L972).

In Bild 29 f ist der Vergleich der Motorleistungen von verändertem Förderbeginn zum Serienförderbeginn und von ausgewählter Einspritzdüse zur Seriendüse mit den Tessolkraftstoffen T1/2, T1/3 und T2/0 dargestellt. Tabelle 31 zeigt die Abweichung der max. Motorleistung P_{max} aus dem Motorbetrieb mit Tessolkraftstoffen (T1/2, T1/3 und T2/0) gegenüber Diesel bei Serieneinstellung (5L1180, FB 20°v.OT).

Tabelle 31: Abweichung der maximalen Motorleistung bei Serien- oder optimierter Motoreinstellung bezüglich Serieneinstellung mit Diesel- oder Tesselkraftstoff

Abweichung der max. Motorleistung $P_{\max}$ (a-c)	Tesselkraftstoffe		
	T1/2	T1/3	T2/0
a.) bezüglich Serieneinstellung (FB 20°v.OT, Düse 5L1180) u. Dieselkraftstoff [%]	- 5,1	- 4,5	- 4,8
b.) bei optimierter Motoreinstellung (FB 22°v.OT, Düse 5L1184) bezüglich Serieneinstellung und Tesselkraftstoff [%]	- 4,9	- 5,1	- 4,2
c.) bei optimierter Motoreinstellung (FB 22°v.OT, Düse 5L1184) bezüglich Serieneinstellung und Dieselkraftstoff [%]	- 9,9	- 9,4	- 9,0

Die Tesselkraftstoffe zeigen bei Serieneinstellung gegenüber Diesel geringfügige Abweichungen. Diese Leistungsabweichungen der Kraftstoffe T1/2, T1/3 und T2/0 sind auf die unterschiedlichen Heizwerte und Kraftstoffdichten zurückzuführen. Auch bei optimierter Motoreinstellung wurden keine wesentlichen Änderungen gegenüber Serieneinstellung erreicht. Dagegen treten größere Abweichungen beim Betrieb mit optimierter Motoreinstellung gegenüber Serieneinstellung und Dieselkraftstoff auf. Eine Vorverlegung des Förderbeginns auf 22°v.OT und die zusätzliche Verkleinerung des Gesamtquerschnitts (13 %) der Einspritzdüse 5L1184 erhöht die Abweichungen der Motorleistungen gegenüber Serieneinstellung.

Das Drehmomentverhalten (Bild 30 a-f) der Rein- und Tesselkraftstoffe bei Motorgrund- und optimierter Einstellung sowie verschiedener Düsen verhält sich analog zu den Motorleistungen. Während die maximalen Motordrehmomente mit den Kraftstoffen RDK, DK und RME (Bild 30 a) bei 1600 min⁻¹ erreicht werden, lag beim Motorbetrieb mit reinem Pflanzenöl (RÖL) das max. Drehmoment bei 1452 min⁻¹. In Tabelle 32 ist die Abweichung der Drehmomente bei verschiedenen Pflanzenölkraftstoffen bei unveränderter Pumpeneinstellung (Serienzustand) gegenüber Diesel dargestellt.

Tabelle 32: Abweichungen der Motordrehmomente mit Rein-, Tessolkraftstoffe und Emulsionen gegenüber Diesel

Abweichung [%] bei Serieneinstellung des Motors	Rein-, Tessolkraftstoffe und Emulsionen				
	T1/1 (- 5,8)	T1/2 (- 2,9)	T1/3 (- 4,0)	T2/0 (- 3,2)	RÖL (- 4,1)
	E1 (- 7,4)	E3 (- 9,7)	E5 (- 13,4)	E7 (- 18,5)	--
bei emissionsoptimierter Einstellung	--	T1/2 (- 5,2)	T1/3 (- 3,3)	T2/0 (- 4,7)	--

Die maximalen Drehmomente beim Motorbetrieb mit den Tessolkraftstoffen T1/1, T1/2, T1/3 und T2/0 wurden bei 1500 min⁻¹ erreicht (Bild 30 b u. c), die der Emulsionen (Bild 30 d) im Drehzahlbereich zwischen 1450 min⁻¹ und 1500 min⁻¹. Die Drehmomentanstiege im Vergleich zum Diesel sind in Tabelle 33 wiedergegeben.

Tabelle 33: Drehmomentanstieg bei Serieneinstellung für Rein-, Tessolkraftstoffe und Emulsionen, verschiedenen Düsen mit ausgewähltem Tessolkraftstoff (T1/2) und FB-Serieneinstellung

Drehmomentanstieg bei Serieneinstellung (5L1180, 20° v. OT) [%]	Rein-, Tessolkraftstoffe und Emulsionen			
	RDK (21,7)	DK (21,6)	RME (17,8)	RÖL (19,0)
	T1/1 (20)	T1/2 (17,8)	T1/3 (21,3)	T2/0 (17,4)
	E1 (24,1)	E3 (25,0)	E5 (22,3)	E7 (23,0)
Drehmomentanstieg, bei verschiedenen Düsen, Tesselkraftstoff T1/2 und FB-Serieneinstellung [%]	Einspritzdüsen			
	5L1180 (17,8)	5L1184 (20,7)	4L474 (20,1)	4L972 (22,1)
Drehmomentanstieg bei optimierter Einstellung (5L1184, FB 22° v. OT) [%]	T1/2 (23,3)	T1/3 (23,4)	T2/0 (21,7)	--

Bei verschiedenen Düsen (Bild 30 e) ergaben sich mit dem Tessolkraftstoff (T1/2) geringfügige Abweichungen des maximalen Drehmomentes gegenüber Diesellokraftstoff. Die größte Abweichung von 7,1 % wurde mit der Düse 5L1184 aufgrund der kleineren Spritzlöcher erreicht. In Bild 30 f wird das Drehmoment bei Motorgrund- und optimierter Einstellung mit

den Tesselkraftstoffen T1/2, T1/3 und T2/0 verglichen. Der Drehmomentanstieg für die Rein- und Tesselkraftstoffe im Motorserien- und optimierten Zustand und bei verschiedenen Düsen und ausgewähltem Tesselkraftstoff (T1/2) ist in Tabelle 33 dargestellt.

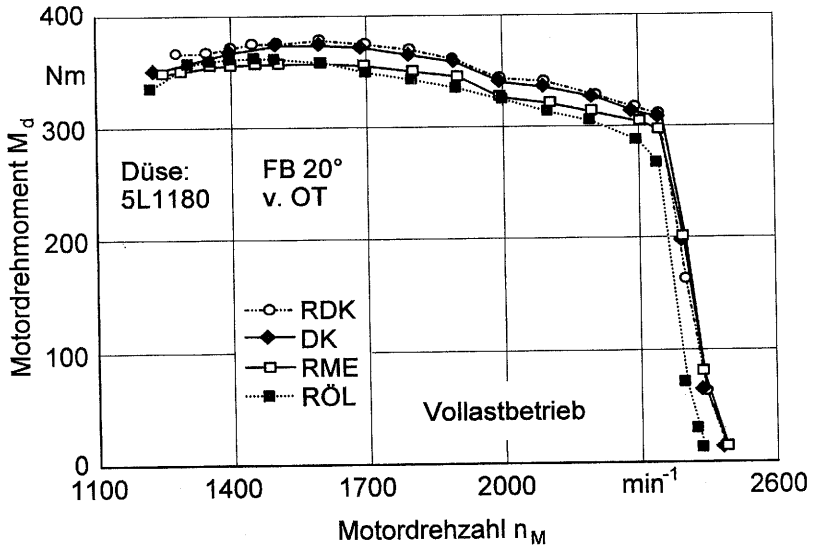


Bild 30 a: Motordrehmoment mit Reinkraftstoffen und Serieneinstellung

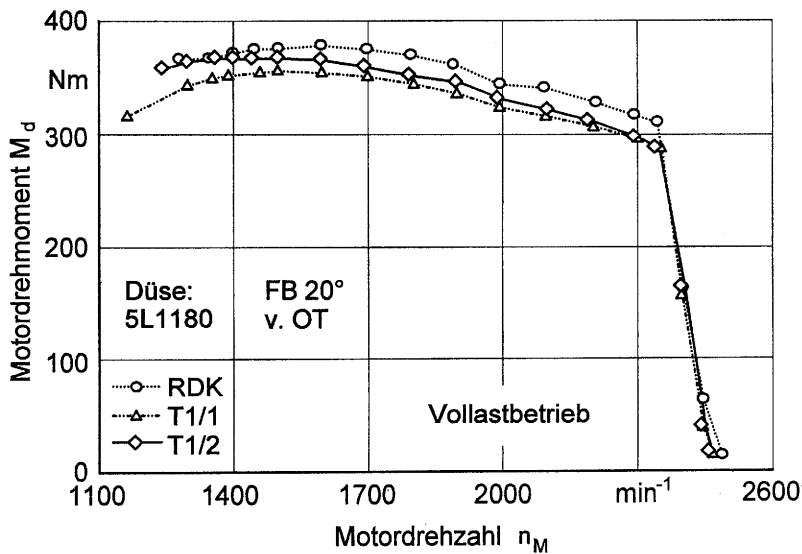


Bild 30 b: Motordrehmoment mit Diesel- und Tesselkraftstoffen bei Serieneinstellung

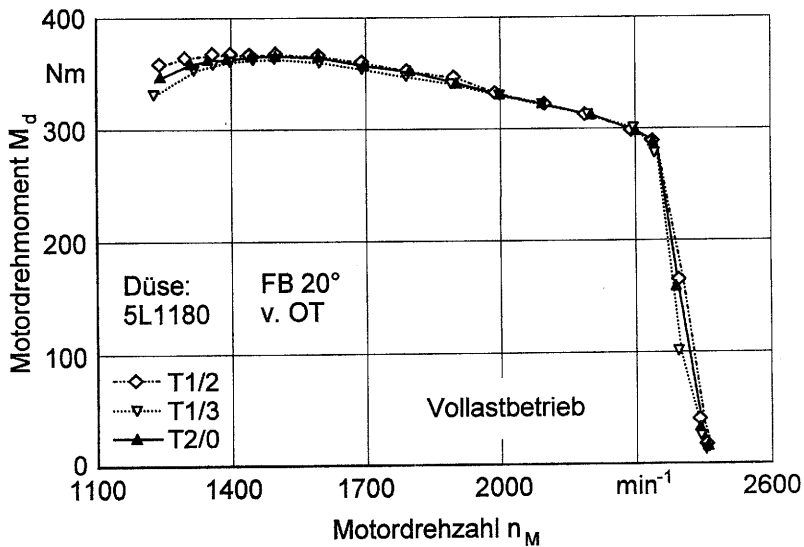


Bild 30 c: Motordrehmoment mit Tesselkraftstoffen bei Serieneinstellung

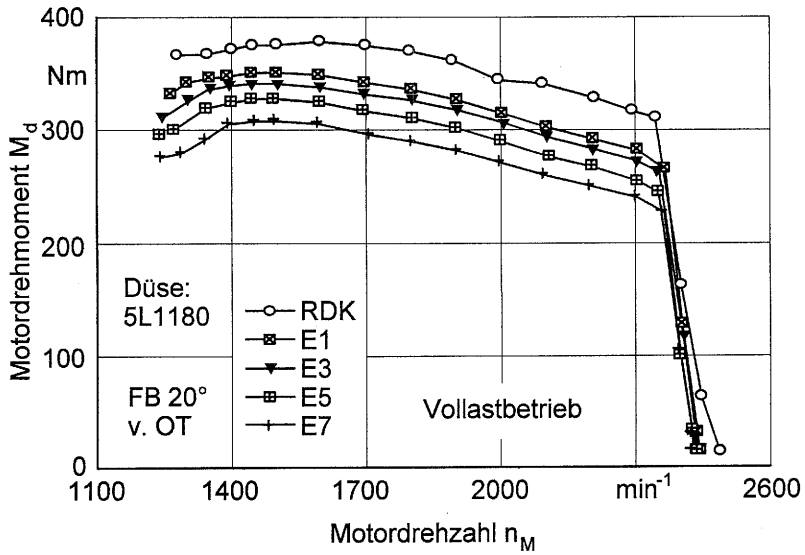


Bild 30 d: Motordrehmoment bei Diesekraftstoff, Emulsionen und Serieneinstellung

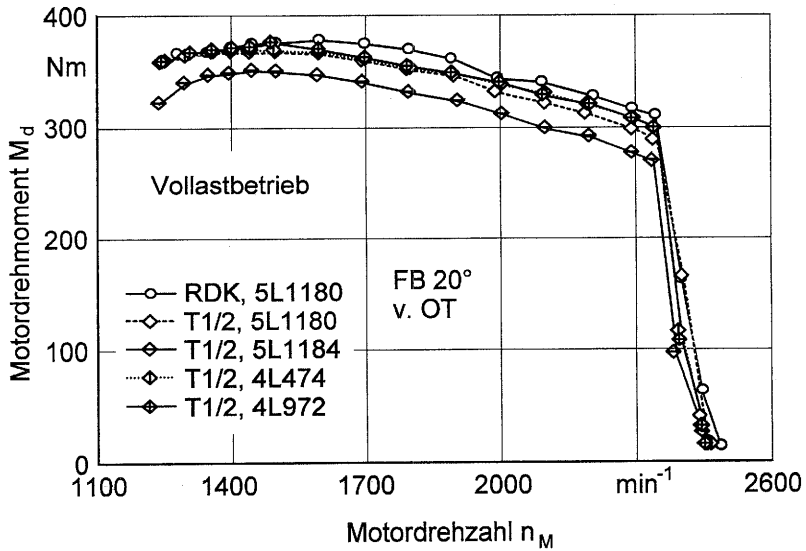


Bild 30 e: Motordrehmoment bei Diesel- und Tessolkraftstoff (T1/2), verschiedene Düsen und FB-Serieneinstellung

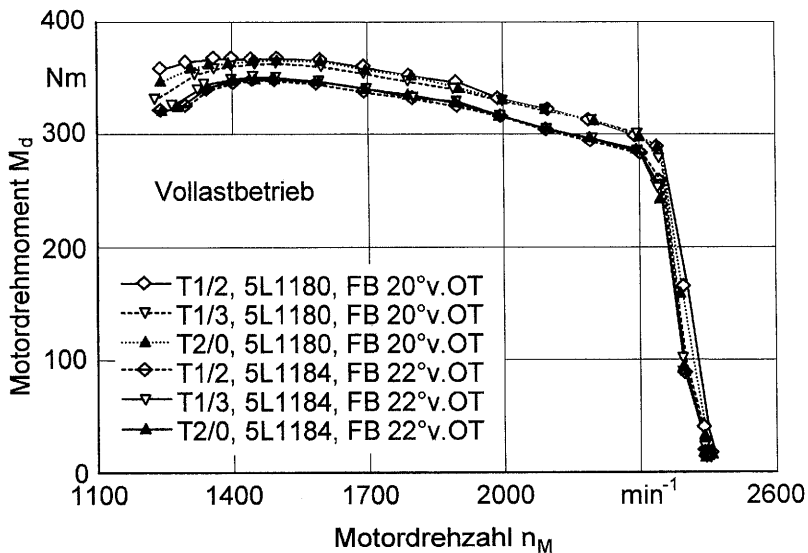


Bild 30 f: Motordrehmoment bei Serien- und optimierter Einstellung und Tessolkraftstoffen

Die in Bild 29-30 (a-f) vorgestellten Ergebnisse zeigen ihre Abhängigkeit von Heizwert und Dichte. Aufgrund der geringen Leistungsunterschiede im Motorbetrieb mit Dieselmotorkraftstoff wurde als Basiskraftstoff im weiteren nur noch Referenzdiesel verwendet. Die Kraftstoffe T1/1 und T1/2 enthalten unterschiedliche Alkohole im Gemisch. Bei Tessolkraftstoff T1/1 wurde Isopropanol verwendet. Dabei entstanden Nachteile beim Kaltstartverhalten wegen des niedrigen Flammpunkts. Das Kraftstoffgemisch (T1/2) hat dagegen einen höheren Flammpunkt ($>55^\circ\text{C}$). Beim Kraftstoffgemisch T2/0 wurde der Benzinanteil durch Rapsölmethylester ersetzt. Aus den Emulsionen E1, E3, E5 und E7 ergab sich aus Absetzversuchen für die Emulsion E3 eine mehrtägige Stabilität. Gefordert wurde eine mindestens 3-tägige Emulsionsstabilität.

7.2.2 Kraftstoffverbrauch und Wirkungsgrad

In Bild 31 (a-f) ist der spezifische Kraftstoffverbrauch der Rein- und Tessolkraftstoffe bei Serienzustand, verschiedenen Düsen und optimierter Einstellung dargestellt. Wie Bild 31 a zeigt, erhöht sich der Kraftstoffverbrauch beim Motorbetrieb mit Pflanzenölkraftstoffen gegenüber Diesel (RDK, DK) im gesamten Drehzahlbereich. Dies ist vornehmlich auf die erhöhte Dichte und Viskosität gegenüber Diesel zurückzuführen. Bei höherer Drehzahl entsteht eine größere Abweichung aufgrund höherer Viskosität der Pflanzenölkraftstoffe im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff. Bei niedrigeren Drehzahlen ist die Abweichung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs geringer. Die Abweichungen des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei Serieneinstellung bei Vollastbetrieb liegen bei RME 10,6 % und RÖL 13 % höher gegenüber Diesel. Die Tessolkraftstoffe T1/1 und T1/2 bewirken bei Serieneinstellung einen Mehrverbrauch von 12 % gegenüber Diesel (Bild 31 b). In Bild 31 c ist der Tessolkraftstoff (T2/0) mit einem verringerten Kraftstoffverbrauch gegenüber Tessolkraftstoff (T1/2) bei Serieneinstellung von 2,8 % dargestellt. Der Tessolkraftstoff T1/3 verhält sich ähnlich zu T2/0.

Beim Einsatz von Emulsionen (Bild 31 d) ist der Kraftstoffmehrverbrauch mit steigender Drehzahl ausgeprägter. Gegenüber Diesel ist der durchschnittliche Mehrverbrauch im Vollastbetrieb und Serieneinstellung bei den Emulsionen E1 12,4 %, E3 16,6 %, E5 20,0 % und E7 23,6 %.

Die Ergebnisse aus Versuchen mit verschiedenen Düsen bei FB-Serieneinstellung sind in Bild 31 e dargestellt. Der höhere Kraftstoffverbrauch gegenüber Diesel und Förderbeginn 20° v.OT ergab mit dem Tessolkraftstoff (T1/2) mit Düse 5L1184 (6,8 %), Düse 4L474 (7,4 %) und Düse 4L972 (9,5 %). Die größte Abweichung von 12 % ergab sich bei Düse 5L1180. Mit der optimierten Motoreinstellung (Düse 5L1184, FB 22° v.OT) verringert sich die Abweichung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs gegenüber Serieneinstellung beim Vollastbetrieb um 4 % bei T1/2, 1,5 % bei T1/3 und 1,2 % bei T2/0 (Bild 31 f).

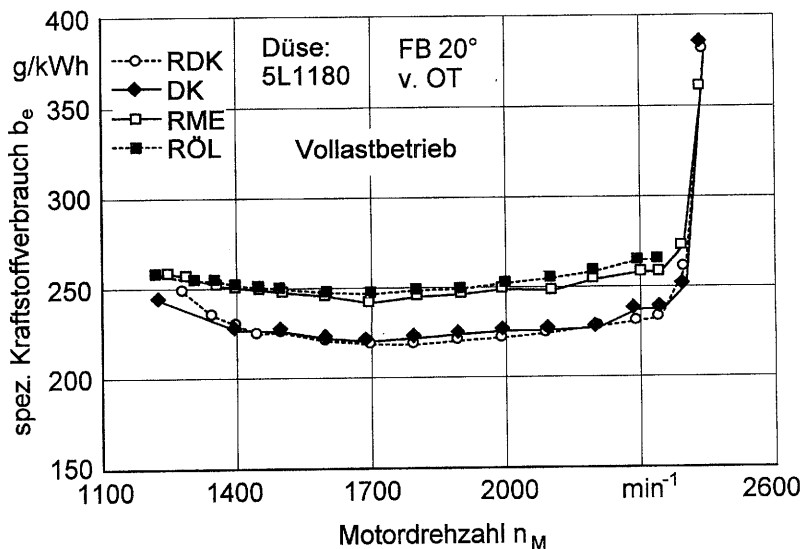


Bild 31 a: Kraftstoffverbrauch bei Serieneinstellung und mit Reinkraftstoffen

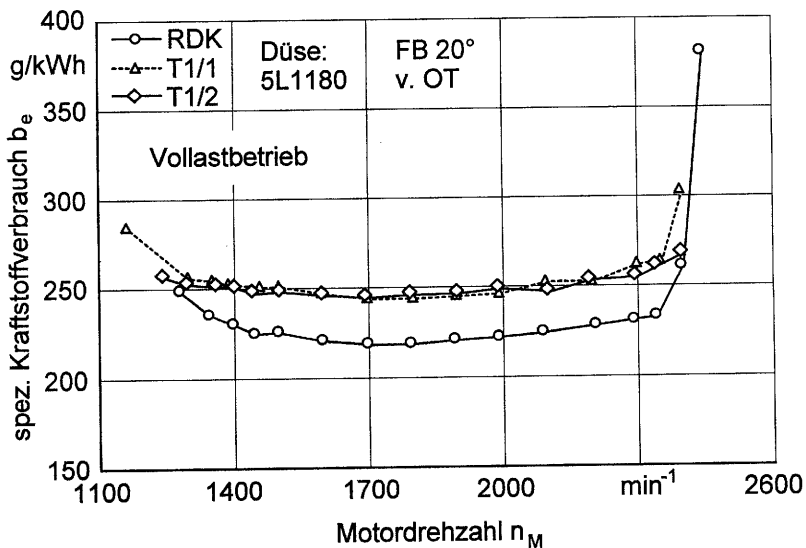


Bild 31 b: Kraftstoffverbrauch bei Serieneinstellung mit Diesel- und Tessolkraftstoffen

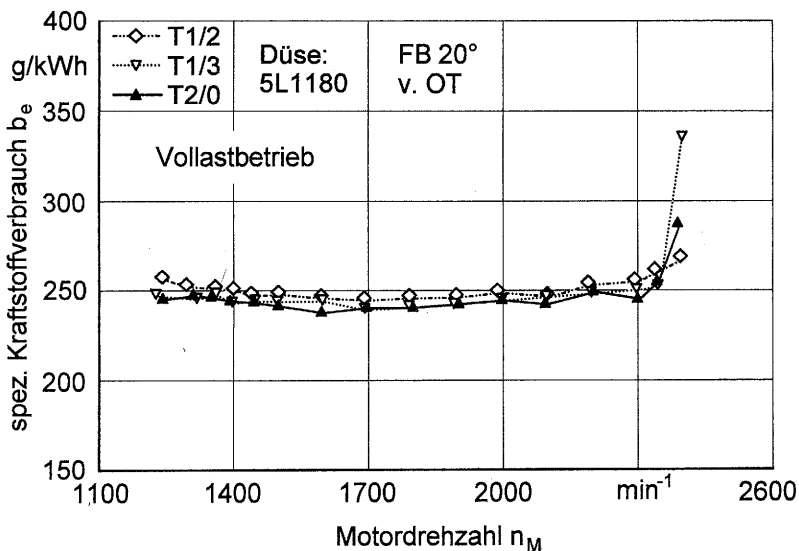


Bild 31 c: Kraftstoffverbrauch bei Serieneinstellung mit Tessolkraftstoffen

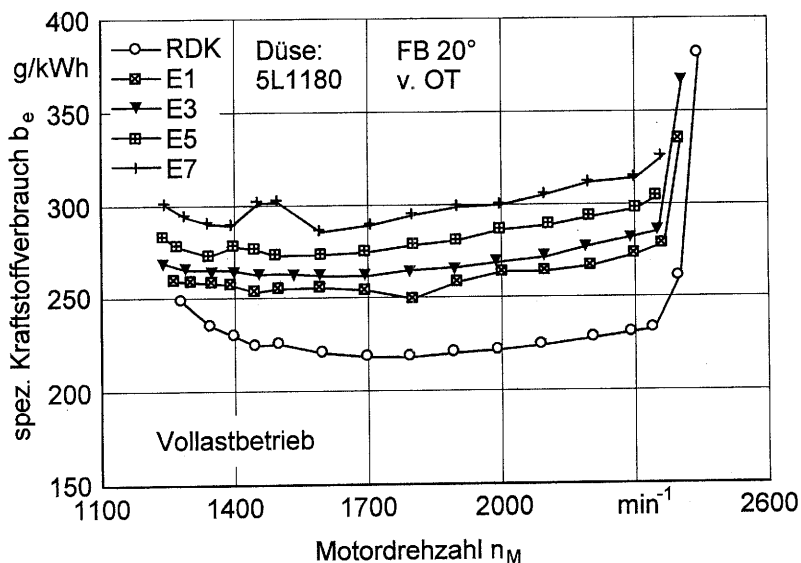


Bild 31 d: Kraftstoffverbrauch bei Serieneinstellung mit Dieselkraftstoff und Emulsionen

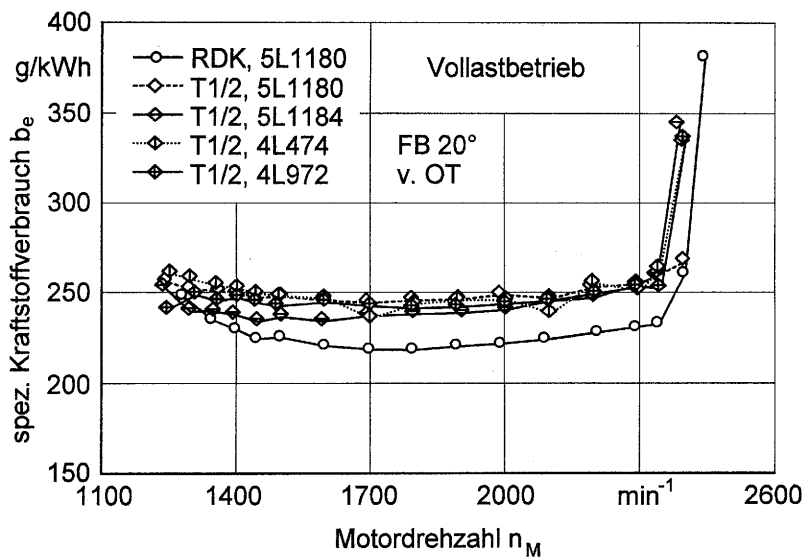


Bild 31 e: Kraftstoffverbrauch bei FB-Serieneinstellung, verschiedenen Düsen und Tessolkraftstoff (T1/2)

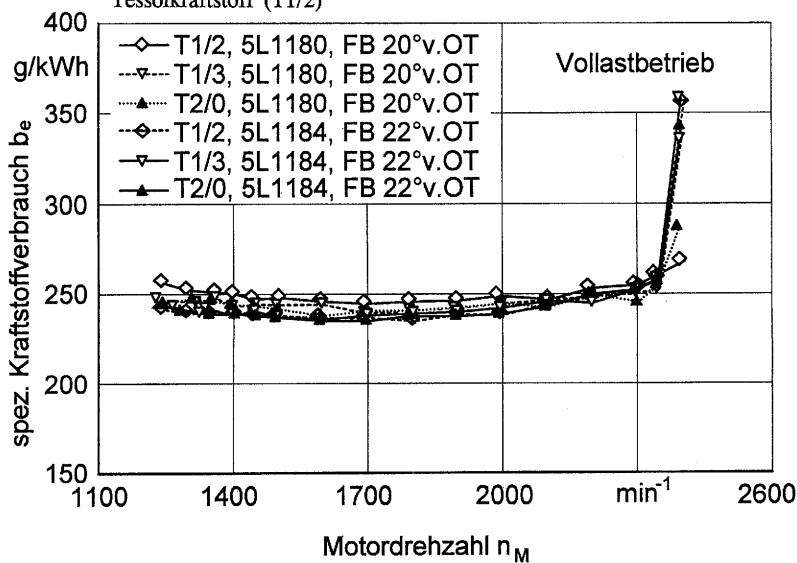


Bild 31 f: Kraftstoffverbrauch bei Serien- und optimierter Einstellung und Tessolkraftstoffen

In Bild 32 (a-f) sind die Ergebnisse der Wirkungsgrade für die Rein- und Tessolkraftstoffe im Vollastbetrieb bei Serien- und optimierter Einstellung dargestellt. Das Bild 32 a zeigt einen etwas günstigeren Wirkungsgrad für RÖL bei Serieneinstellung aufgrund des geringeren Heizwertes und der höheren Kraftstoffdichte. Der Wirkungsgrad beträgt mit Dieselmotorkraftstoff 38 %, RME 38,6 % und RÖL 39,3 %.

Mit dem Kraftstoff T1/1 (Bild 32 b) wird ein Wirkungsgrad von 40 % aufgrund des etwas geringeren Heizwertes von T1/1 bei gleichen Kraftstoffdichten als Kraftstoff T1/2 (39 %) bei Serieneinstellung. Die Ergebnisse mit den Tessolkraftstoffen T1/3 und T2/0 (Bild 32 c) zeigen gegenüber Kraftstoff T1/2 bei Serieneinstellung etwas höhere Werte.

Bei den Emulsionen (Bild 32 d) liegt der Wirkungsgrad wegen geringerer Heizwerte mit steigendem Wasseranteil und Serieneinstellung bei E1 (39,8 %), E3 (39,4%), E5 (39,9%) und E7 (40,0 %). Der größte Wirkungsgrad ergibt sich mit Kraftstoff T1/2 und der Düse 1184 (40,8 %). Die Ergebnisse (Bild 32 e) mit den Düsen 4L474 und 4L972 liegen mit 40,5 % und 39,6 % zwischen Diesel (RDK, Düse 5L1180) und optimierter Einstellung (T1/2, Düse 5L1184). Der größere Wirkungsgrad von Düse 5L1184 ist durch geringeren Kraftstoffverbrauch (233,87 g/kWh) gegenüber Düse 4L474 (235,69 g/kWh) und Düse 4L972 (241,17 g/kWh) erklärbar.

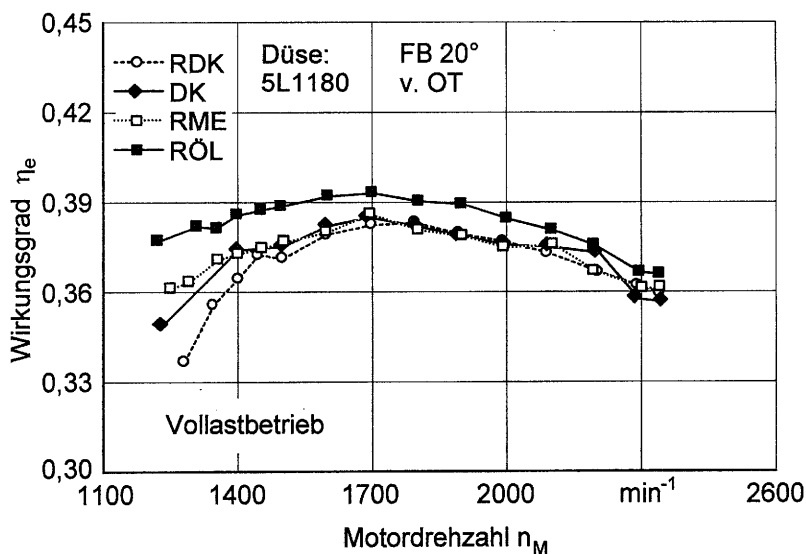


Bild 32 a: Wirkungsgrad mit Reinkraftstoffen und Serieneinstellung

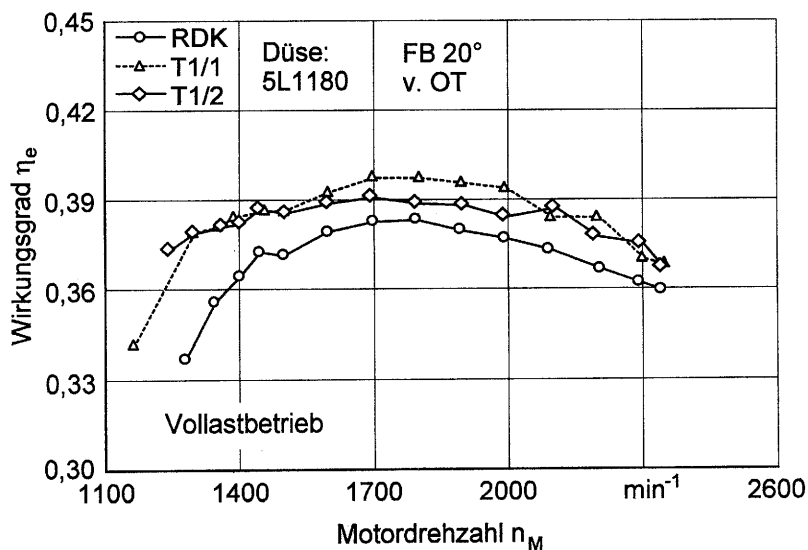


Bild 32 b: Wirkungsgrad mit Diesel- und Tessolkraftstoffen bei Serieneinstellung

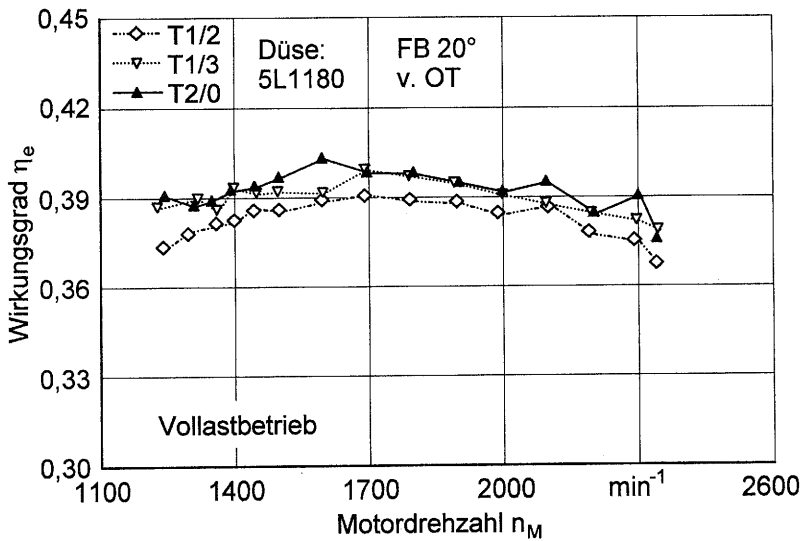


Bild 32 c: Wirkungsgrad mit TESSOLkraftstoffen und Serieneinstellung

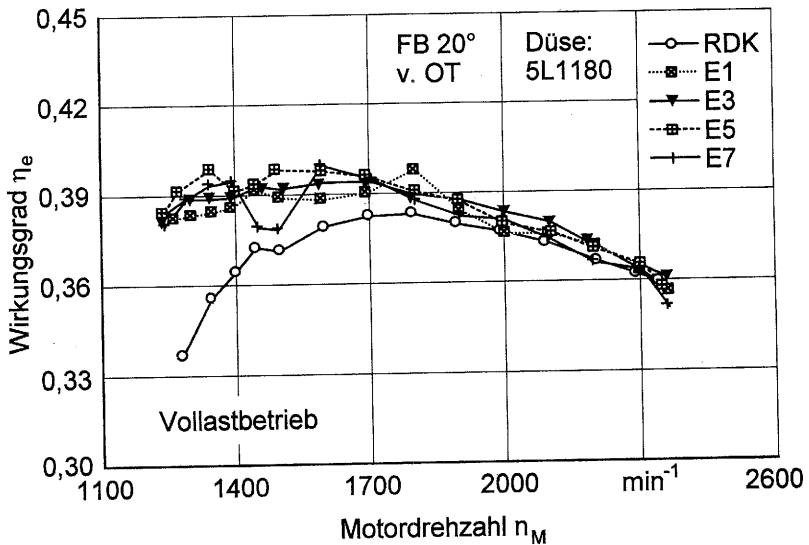


Bild 32 d: Wirkungsgrad mit Dieselmotorkraftstoff und Emulsionen bei Serieneinstellung

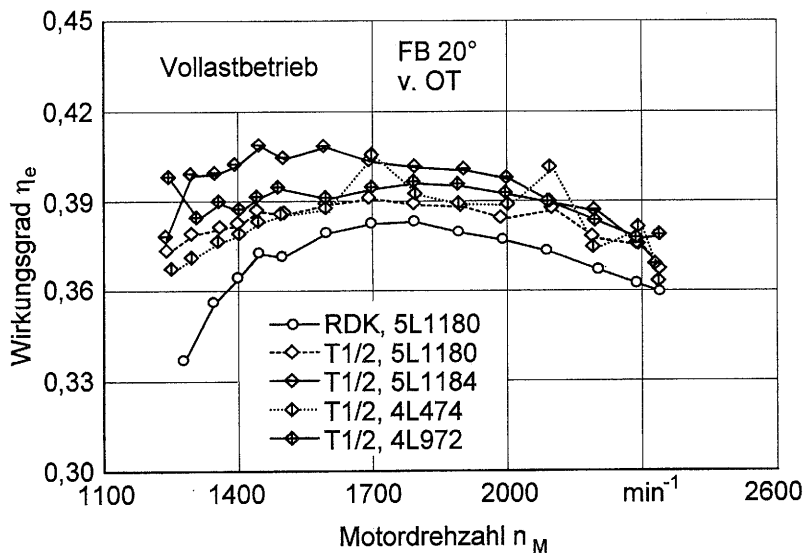


Bild 32 e: Wirkungsgrad mit Diesel- und Tesselkraftstoffen bei verschiedenen Düsen

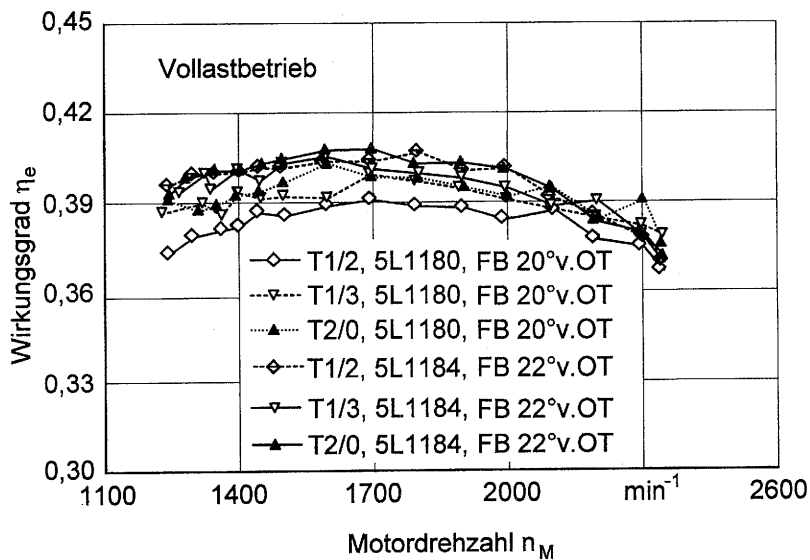


Bild 32 f: Wirkungsgrad mit Tesselkraftstoffen bei Serien- und optimierter Einstellung

Die Wirkungsgrade (Bild 32 f) mit optimierter Einstellung (5L1184, FB 22*v.OT) ergaben höhere Werte. Sie liegen für T1/2 bei 40,7 %, T1/3 40,5 % und T2/0 40,8 %. In der Serieneinstellung wurden folgende Wirkungsgrade erreicht: T1/2 39 %, T1/3 39,9 % und für T2/0 40,3 % erreicht.

In Bild 33 (a-f) sind Wirkungsgrade im Teillastbetrieb dargestellt. Die Wirkungsgrade sind bei der Teillastdrehzahl 1600 min^{-1} und den Laststufen 2 bis 6 sowie der Nenndrehzahl 2350 min^{-1} und Laststufen 8 bis 12 aufgezeichnet. Die Motorleistungen bei Leerlaufdrehzahl der Laststufen 1, 7 und 13 wurden nicht berücksichtigt. Jedoch wurden beim 13-Stufentest alle Laststufen gemessen.

Das Bild 33 a zeigt bei den Kraftstoffen RDK, T1/2, T1/3, T2/0 und E3 mit zunehmender Motorleistung bei Serieneinstellung und Teillastdrehzahl 1600 min^{-1} bis Laststufe 4 (50 %) einen steilen Wirkungsgradanstieg. Danach wird bis Laststufe 6 (100 %) eine geringere Wirkungsgradzunahme erreicht. Es ist zu erkennen, daß mit steigendem Teillastverhältnis die Wirkungsgrade der Tessolkraftstoffe und der Emulsion über dem von Diesel liegen. In den Belastungsstufen 5/6 und 8/9 traten bei der Motorleistung mit den Tessolkraftstoffen Schwankungen auf (Bild 33 a u. d). Die Abweichungen der Wirkungsgrade im Teillastverhalten (1600 min^{-1} , Laststufe 2 bis 6) bei Serieneinstellung sind geringfügig.

Die Ergebnisse (Bild 33 d) zeigen eine Verbesserung des Wirkungsgrades mit Dieseldieselkraftstoff bei Serieneinstellung und Drehzahl 2350 min^{-1} und abnehmendem Teillastverhältnis (Laststufe 8 bis 12) gegenüber den Tessolkraftstoffen und der Emulsion. Die Wirkungsgrade der Tessolkraftstoffe steigen mit zunehmender Motorleistung gegenüber Diesel einerseits, andererseits nimmt die Streuung der Wirkungsgrade mit zunehmender Motorleistung zu. Wie schon in Bild 31 a, b u. d deutlich wurde, tritt mit zunehmender Drehzahl eine stärkere Abweichung der Kraftstoffverbräuche mit Tessolkraftstoffen und Emulsion gegenüber Diesel auf. In den unteren Laststufen 2 und 12 stellt sich bei den Drehzahlen 1600 min^{-1} und 2350 min^{-1} nur eine geringe Wirkungsgradänderung von Tessolkraftstoffen und Emulsion ein. In den niedrigen Laststufen ist der Wirkungsgrad beim Betrieb mit Diesel höher.

Beim Einsatz verschiedener Düsen (Bild 33 b u. e) ergab sich bei FB-Serieneinstellung und Drehzahl 1600 min^{-1} sowie Tessolkraftstoff T1/2 und Düse 5L1184 gegenüber Diesel (5L1180)

der höchste Wirkungsgrad. Die Wirkungsgrade mit den Düsen 5L1180, 4L474 und 4L972 und Tessolkraftstoff (T1/2) liegen dazwischen. Mit einem Teillastverhältnis $> 50\%$ (Laststufe 5 und 6) und Drehzahl 1600 min^{-1} , den Laststufen 8 und 9 bei Drehzahl 2350 min^{-1} sind die Wirkungsgrade von Tessolkraftstoffen und der Emulsionen gegenüber Diesel geringfügig höher. Die Wirkungsgrade im Teillastbetrieb bei 1600 min^{-1} liegen zwischen 18% und 40% . Bild 33 e zeigt mit steigendem Teillastverhältnis eine zunehmende Streubreite der Wirkungsgrade mit Tessolkraftstoff aufgrund der höheren Drehzahl 2350 min^{-1} . Diese Wirkungsgradkurven sind, bedingt durch höheren Kraftstoffverbrauch, geringfügig nach unten verschoben und bewegen sich im Bereich 14% und 37% . Bei den Laststufen 2 und 3 (10% und 25%) mit Drehzahl 1600 min^{-1} sowie den Laststufen 11 und 12 (25% und 10%) mit Drehzahl 2350 min^{-1} verringert sich die Abhängigkeit der Düsengeometrie aufgrund des geringeren Kraftstoffverbrauchs und des höheren Luftverhältnisses ($\lambda = 3 \text{ bis } 5$) beim Betrieb mit Tessolkraftstoff (T1/2).

In den Bildern 33 c u. f ist die Änderung des Förderbeginns und ihre Auswirkungen auf den Motorwirkungsgrad erläutert. Bei Drehzahl 1600 min^{-1} verbessert sich der Wirkungsgrad von Düse 5L1184 und Tessolkraftstoff (T1/2) bei Förderbeginnverstellung nach "früh" ($22' \text{ v. OT}$). Eine Förderbeginnverstellung nach "spät" ($17' \text{ v. OT}$) verschlechtert den Wirkungsgrad geringfügig. Bei höherer Drehzahl 2350 min^{-1} werden mit zunehmender Motorleistung die beschriebenen Ergebnisse bestätigt (Bild 33 f).

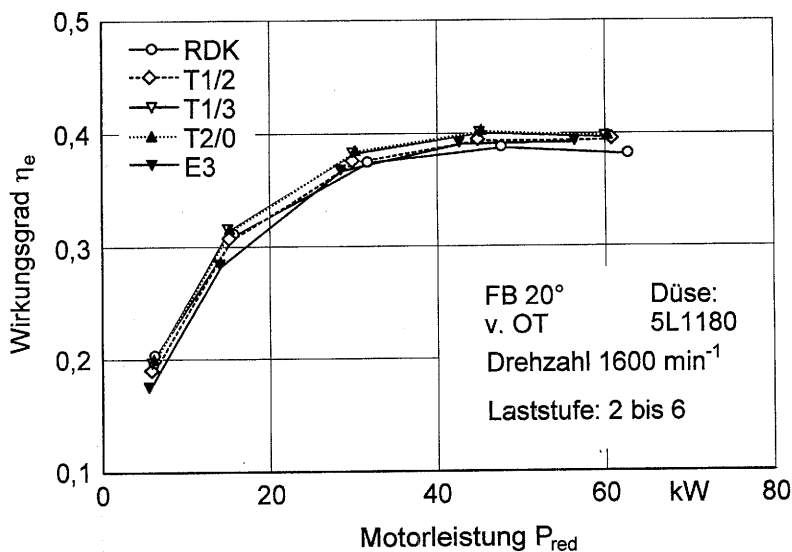


Bild 33 a: Wirkungsgrad bei Teillast 1600 min⁻¹, Diesel- und Tesselkraftstoffe, Emulsion und Serieneinstellung

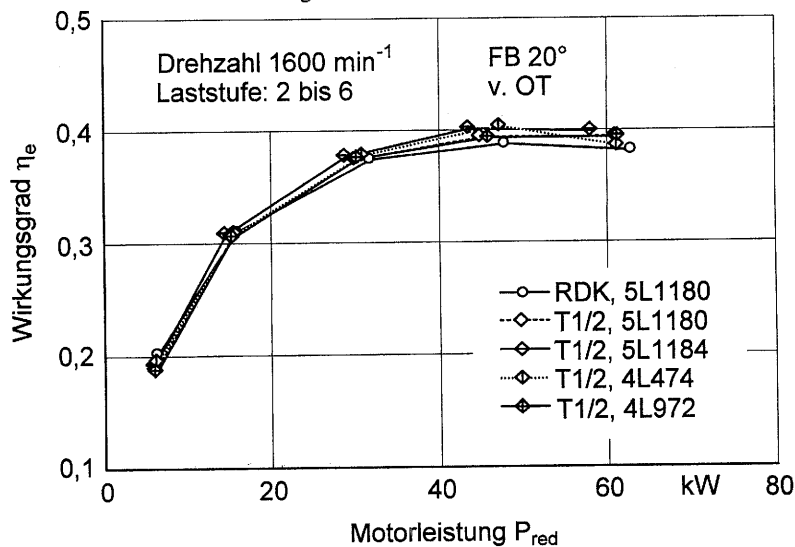


Bild 33 b: Wirkungsgrad bei Teillast, Diesel- und Tesselkraftstoff, verschiedene Düsen und FB-Serieneinstellung

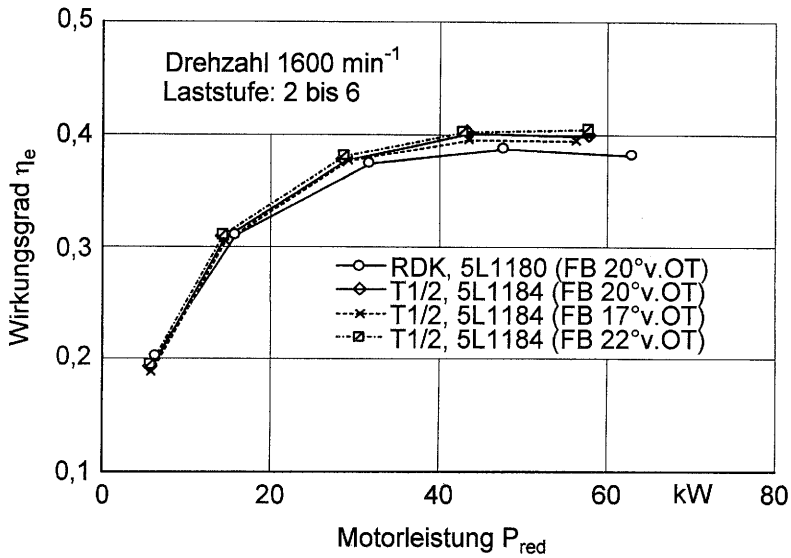


Bild 33 c: Wirkungsgrad bei Teillast und Förderbeginnverstellung und Vergleich zur Serieneinstellung mit Diesel

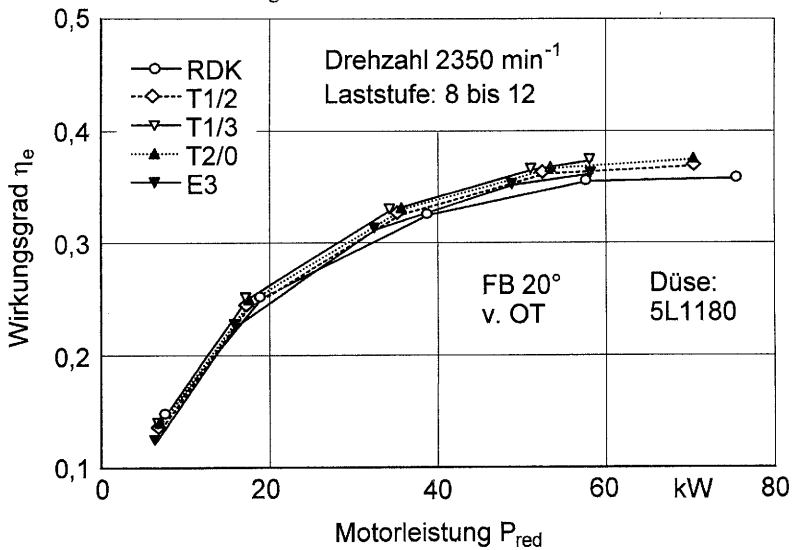


Bild 33 d: Wirkungsgrad bei Teillast 2350 min⁻¹, Diesel- Tessolkraftstoffe und Emulsion und Serieneinstellung

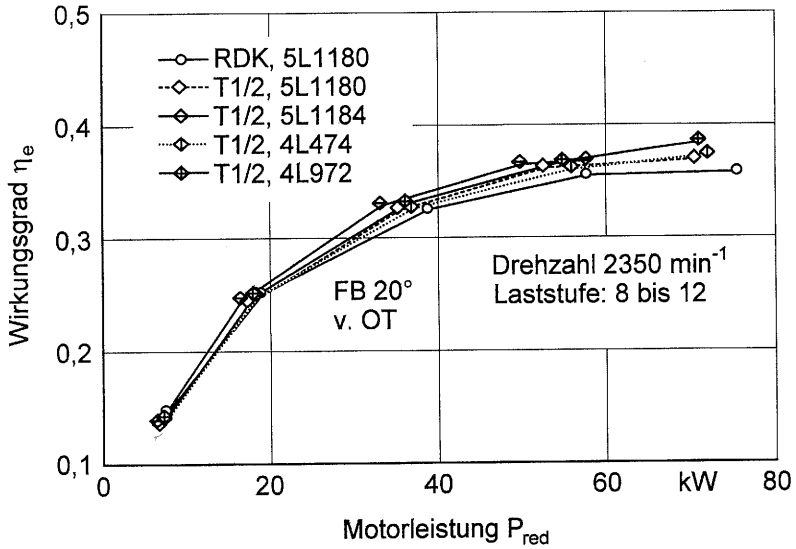


Bild 33 e: Wirkungsgrad bei Teillast 2350 min⁻¹, verschiedene Düsen, FB-Serieneinstellung bei Diesel und Tesselkraftstoff

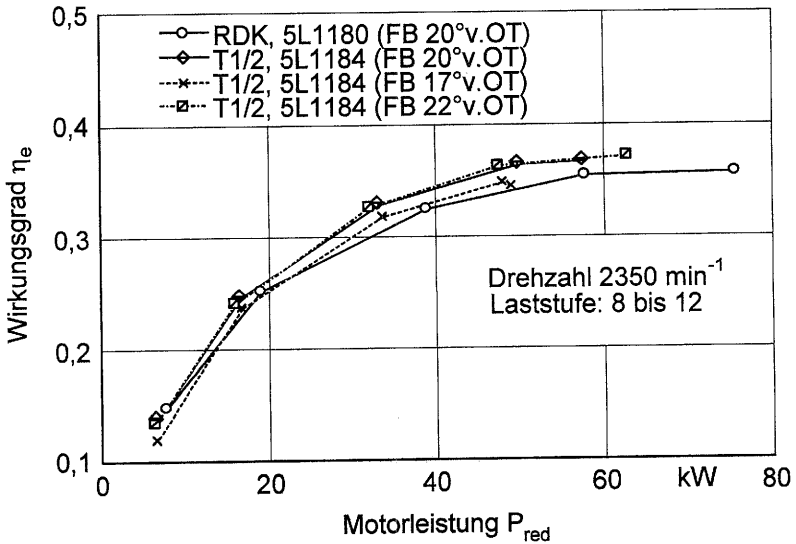


Bild 33 f: Wirkungsgrad bei Teillast 2350 min⁻¹, Förderbeginneinstellungen im Vergleich zur Serieneinstellung

7.2.3 Spezifischer - und differenzbezogener Energiebedarf

Der spezifische Energiebedarf E^* [MJ/kWh] ist für die verschiedenen Rein- und Tesselkraftstoffe bei Serien- und optimierter Motoreinstellung nach Gl. (27) ermittelt worden und in Bild 34 (a-f) dargestellt.

$$E^* = \frac{B_e \cdot H_u}{P_{red}} \quad (27)$$

Bild 34 a zeigt einen geringeren Energiebedarf E^* von RÖL bei Serieneinstellung und Vollastbetrieb gegenüber Diesel im gesamten Drehzahlbereich. Dieser geringere Energiebedarf wird bei den Pflanzenölkraftstoffen durch günstigere Verbrennungsvorgänge erreicht. Der spezifischen Energiebedarf der Tesselkraftstoffe T1/1 und T1/2, Bild 34 b, überlagert sich bei niedrigem und hohem Drehzahlbereich. Er ist geringer als der von Diesel.

Der Vergleich der Tesselkraftstoffe T1/2, T1/3 und T2/0 ist in Bild 34 c dargestellt. Bei Serieneinstellung ergibt sich ein geringer spezifischer Energiebedarf für Tesselkraftstoffe T1/3 und T2/0 gegenüber Tesselkraftstoff T1/2 durch eine bessere Verbrennung.

Demgegenüber wird bei Emulsionen Bild 34 d und Serieneinstellung mit zunehmendem Wasseranteil der spezifische Energiebedarf gegenüber Diesel günstiger. Bei Emulsionen nimmt einerseits der spezifische Energiebedarf mit steigendem Wasseranteil zu andererseits die Motorleistung ab. Wird der Motor mit verschiedenen Einspritzdüsen (Bild 34 e) bei Serieneinstellung im Vergleich zu Diesel und Düse 5L1180 untersucht, ergibt sich für Düse 5L1184 und Tesselkraftstoff T1/2 der geringste spezifische Energiebedarf im Vollastbetrieb.

Der Vergleich der Tesselkraftstoffe T1/2, T1/3 und T2/0 mit Serien- und optimierter Einstellung im Vollastbetrieb ist in Bild 34 f dargestellt. Die Verstellung des Förderbeginns nach "früh" (22° v. OT) ergibt einen geringeren spezifischen Energiebedarf gegenüber der FB-Serieneinstellung (20° v. OT) im gesamten Drehzahlbereich. Die Abweichungen des spezifischen Energiebedarfs beim Motorbetrieb mit Tesselkraftstoffen T1/2, T1/3 und T2/0 sind gering.

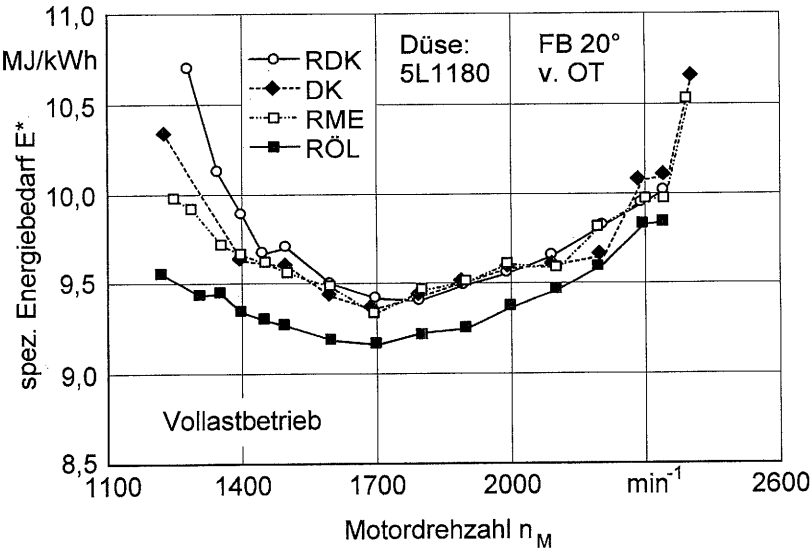


Bild 34 a: Energiebedarf für Reinkraftstoffe bei Serieneinstellung

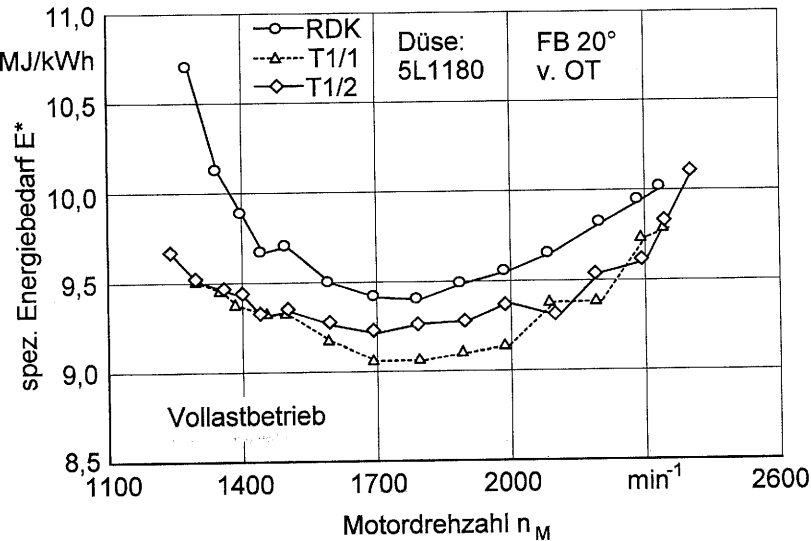


Bild 34 b: Energiebedarf für Diesel- und Tressolkraftstoffe bei Serieneinstellung

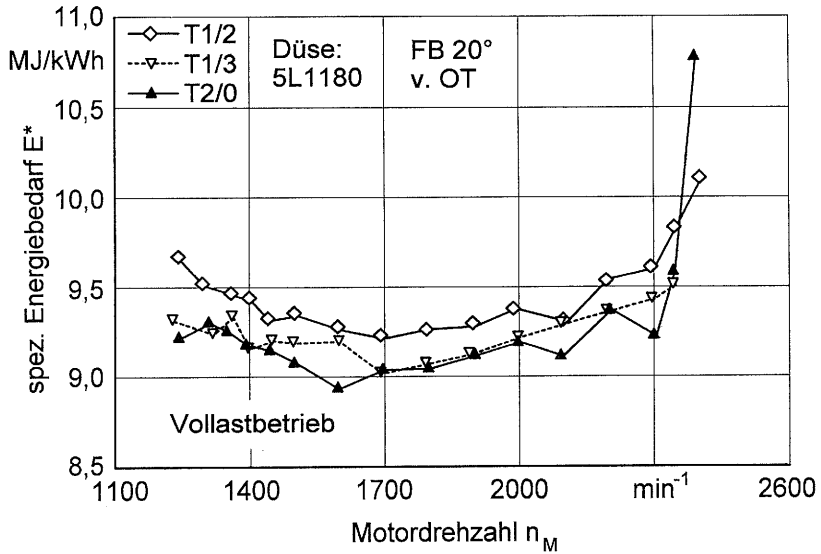


Bild 34 c: Energiebedarf für Tressolkraftstoffe und Serieneinstellung

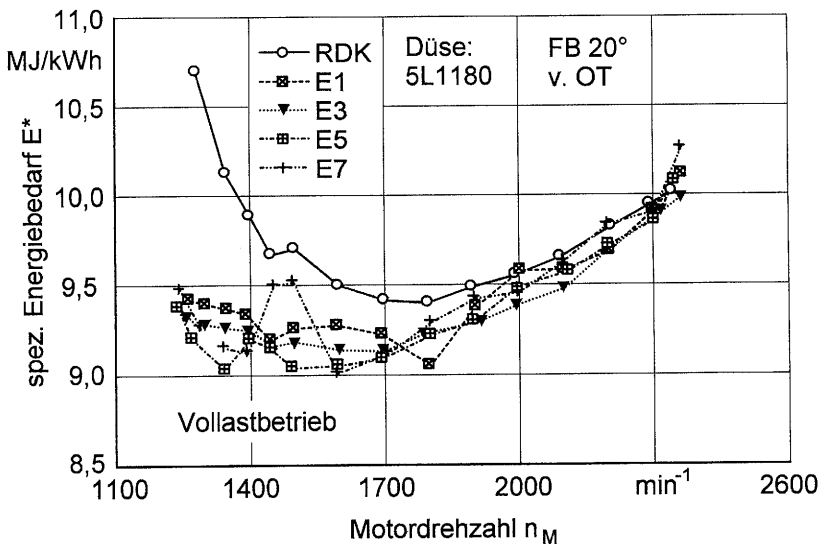


Bild 34 d: Energiebedarf für Diesolkraftstoffe und Emulsionen bei Serieneinstellung

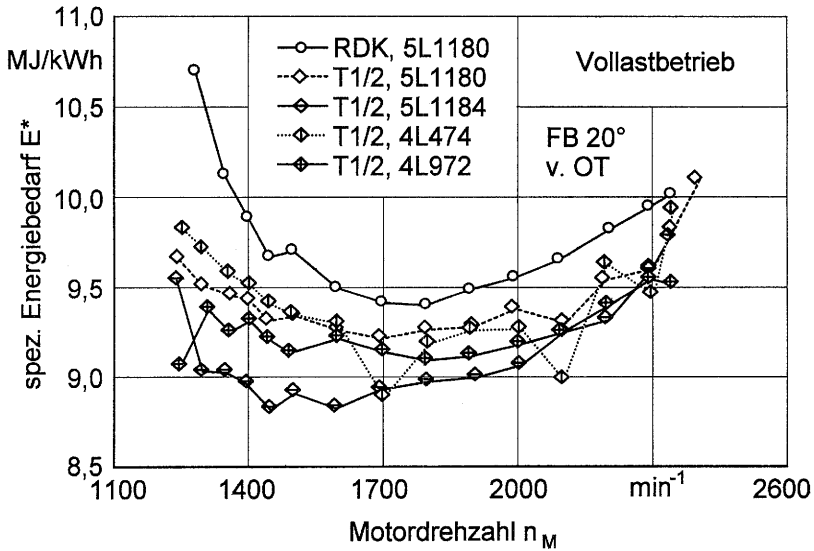


Bild 34 e: Energiebedarf für Diesel- und Tessolkraftstoff (T1/2) bei FB-Serieneinstellung und verschiedenen Düsen

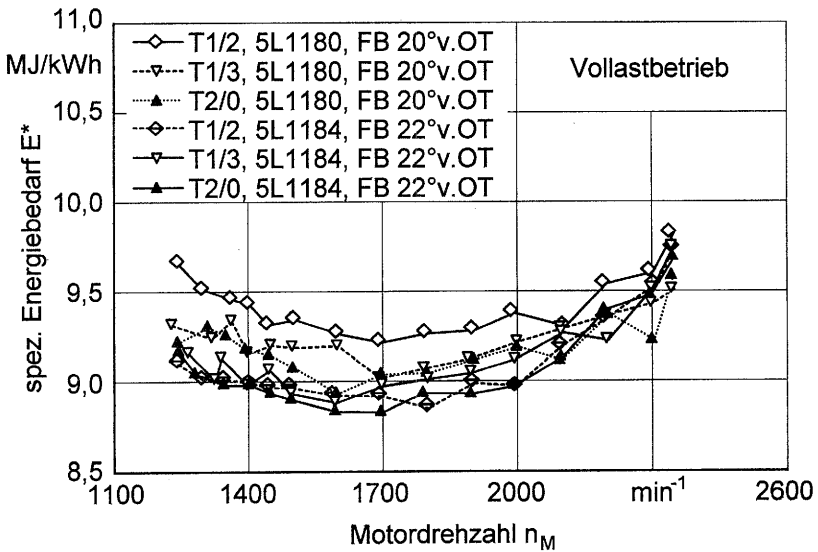


Bild 34 f: Energiebedarf für Tessolkraftstoffe bei Serien- und optimierter Einstellung

Bild 35 zeigt den differenzbezogenen Energiebedarf E bei Teillastbetrieb und Serieneinstellung. Er wurde nach Gl. (28) bestimmt.

$$E = \frac{E^*_{POL} - E^*_{DK}}{E^*_{DK}} \cdot 100\% \quad (28)$$

Der Vergleich der Pflanzenölkraftstoffe zeigt, daß bei Drehzahlen 1600 min^{-1} und 2350 min^{-1} ab $\geq 50 \%$ Teillastverhältnis der differenzbezogene Energiebedarf von Pflanzenöl günstiger wird als mit Diesel. Beim Teillastverhältnis $< 50 \%$ ist der spezifische Energiebedarf E^* von Pflanzenölkraftstoff größer als mit Diesel. Bei Drehzahlen 1600 min^{-1} und 2350 min^{-1} und einem Teillastverhältnis von 10% ergeben sich ungünstigere Verbrennungsvorgänge für Pflanzenölkraftstoffe als mit Diesel. Hier ist der spezifische Energiebedarf von Pflanzenölkraftstoffen höher als bei Diesel. Diese Verbrennungsvorgänge lassen sich auf unterschiedliche Siedeverläufe (Bild 15) bei Pflanzenölkraftstoffen gegenüber Diesel zurückführen. Untersuchungen von May und Klee [88] ergeben, daß die Verbrennung im Teillastbetrieb ($\leq 50 \%$) und Drehzahlen 1500 min^{-1} und 2250 min^{-1} mit zunehmender Zeit beim Einsatz von Tesselkraftstoff T1/1 stetig schlechter wird. Diese ungünstigen Verbrennungsvorgänge bilden Ablagerungen im Brennraum insbesondere an den Einspritzdüsen. Die hohe Viskosität bedingt bei Pflanzenölkraftstoffen mit einem Teillastverhältnis $< 50 \%$ eine schlechtere Kraftstoffzerstäubung. Dadurch bilden sich größere Kraftstofftröpfchen als bei Dieselmkraftstoff. Zudem herrscht im unteren Teillastverhältnis ein geringeres Temperaturniveau im Brennraum, das zu schlechterer Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung führt [88].

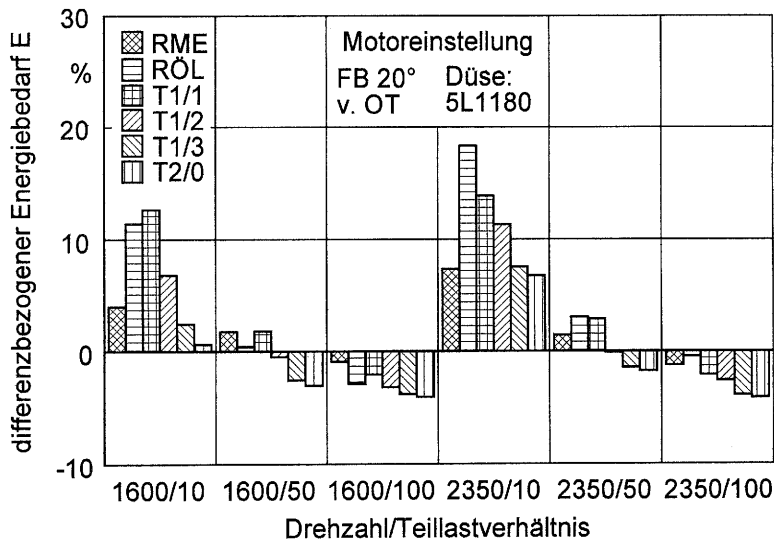


Bild 35: Differenzbezogener Energiebedarf E bei Motor-Serieneinstellung im Teillastbetrieb mit Pflanzenölkraftstoffen

In Bild 36 ist der differenzbezogene Energiebedarf bei optimierter Motoreinstellung (FB 22° v. OT u. Düse 5L1184) für Pflanzenölkraftstoffe gegenüber Serieneinstellung mit Diesel im Teillastbetrieb dargestellt. Bei den Laststufen mit niedrigem Teillastverhältnis liegt der spezifische Kraftstoffbedarf von T1/2, T1/3, T1/5 und T2/0 höher als bei Diesellokraftstoff. Die Drehzahl 2350 min⁻¹ und 10 % Teillastverhältnis zeigt einen differenzbezogenen Energiebedarf von T1/2 11,4 %, T1/3 16,6 %, T1/5 24,3 % und T2/0 18 % im Vergleich zu Diesellokraftstoff. Bei Drehzahl 1600 min⁻¹ und 10 % Teillastverhältnis ist der differenzbezogene Energiebedarf der Pflanzenölkraftstoffe geringer als bei Drehzahl 2350 min⁻¹, jedoch über dem von Diesellokraftstoff. Als herausragender Tessolkraftstoff zeigt sich T1/2, da er bei den ausgewählten Teillastverhältnissen den geringsten differenzbezogenen Energiebedarf aufweist [95].

In Bild 36 wurde ein weiterer Tessolkraftstoff T1/5 (mit Zündbeschleuniger b) mit den

bisherigen Kraftstoffen verglichen. Der Tessolkraftstoff (T1/5) wurde für das Verkokungsverhalten im Langzeitbetrieb des Motors eingesetzt. Ergebnisse mit diesem Tessolkraftstoff im Langzeitbetrieb sind in [Kapitel 7.5.3](#) angegeben.

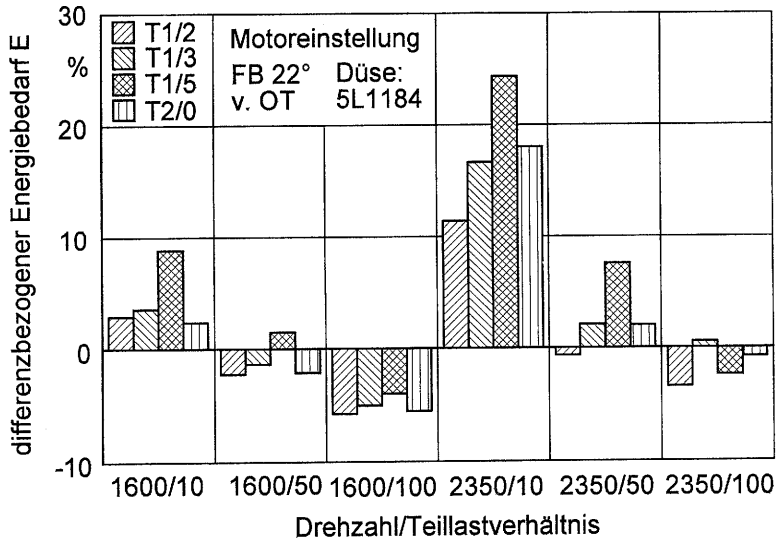


Bild 36: Differenzbezogener Energiebedarf E mit Pflanzenölkraftstoffen bei optimierter Motoreinstellung (FB 22° v. OT, Düse 5L1184) im Vergleich zur Serieneinstellung (FB 20° v. OT, Düse 5L1180) bei ausgewählten Teillastverhältnissen

7.3 Ergebnisse zum Einspritzbeginn und zur Einspritzdauer

In Bild 37 a ist der Einspritzbeginn für Drehzahlen 1600 min⁻¹ und 2350 min⁻¹ bei ausgewählten Teillastverhältnissen und verschiedenen Düsen mit Tesselkraftstoff T1/2 gegenüber Diesel bei Serieneinstellung angegeben. Bei der FB-Serieneinstellung (20° v. OT) liegen die Einspritzzeitpunkte bei Drehzahl 2350 min⁻¹ später als bei Drehzahl 1600 min⁻¹. Die Querschnittsänderungen der Einspritzdüsen wirken sich bei niedrigem Teillastverhältnis stärker auf die Einspritzzeitpunkte aus als bei Vollastbetrieb. Bei der Verstellung der Einspritzzeitpunkte (Bild 37 b) und Verwendung der Düse (5L1184) hinsichtlich der Reduzierung von Partikelemissionen, wurden beim Motorbetrieb mit Tesselkraftstoff (T1/2) auch gleichermaßen die Einspritzzeitpunkte verändert.

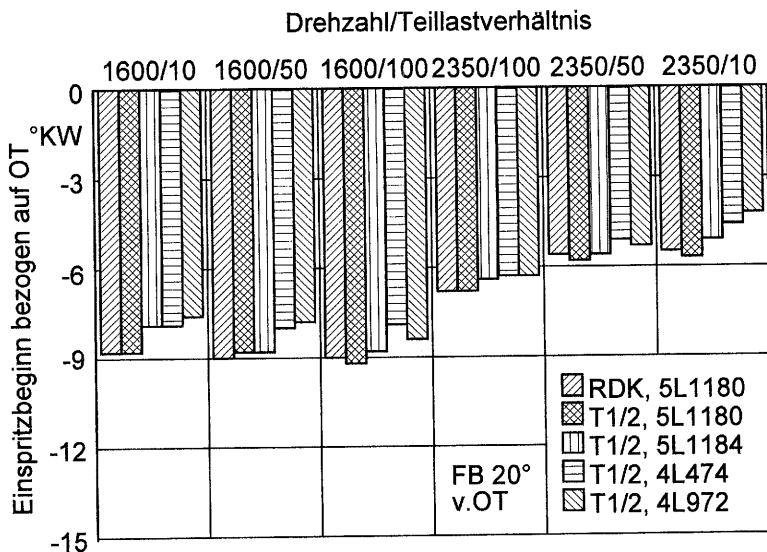


Bild 37 a: Einspritzzeitpunkt mit verschiedenen Düsen und Tesselkraftstoff gegenüber Serieneinstellung u. Diesel

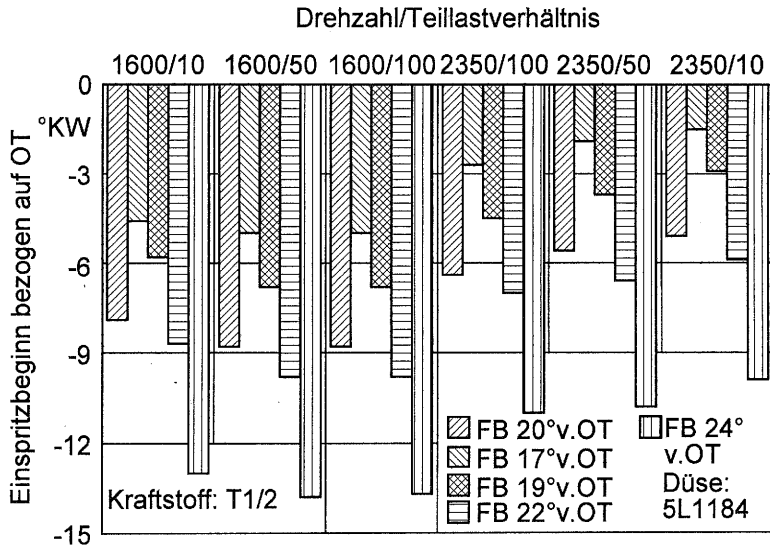


Bild 37 b: Einspritzzeitpunkt mit Verstellung des Förderbeginns, Tessolkraftstoff (T1/2) und Düse 5L1184

In **Bild 38 (a-b)** ist die Einspritzdauer bei Drehzahlen 1600 min^{-1} und 2350 min^{-1} mit ausgewählten Teillastverhältnissen dargestellt. Aus **Bild 38 a** geht hervor, daß die Einspritzdauer mit Tessolkraftstoff T1/2 und Düse 5L1184 bei der Drehzahl 1600 min^{-1} und zunehmendem Teillastverhältnis länger wird als bei Dieselmkraftstoff und Seriendüse (5L1180). Bei der Drehzahl 2350 min^{-1} ist für Tessolkraftstoff T1/2 und Düse 5L1184 keine eindeutige Aussage möglich. Bei höherer Drehzahl 2350 min^{-1} ist die Einspritzdauer kürzer als bei Drehzahl 1600 min^{-1} . Bei extremer Förderbeginnverstellung (17° und 24°), Drehzahl 1600 min^{-1} und abnehmendem Teillastverhältnis wird die Einspritzdauer länger gegenüber FB 20° , 19° und 22° . Mit Drehzahl 2350 min^{-1} ist die Einspritzdauer bei höherem Teillastverhältnis insgesamt kürzer.

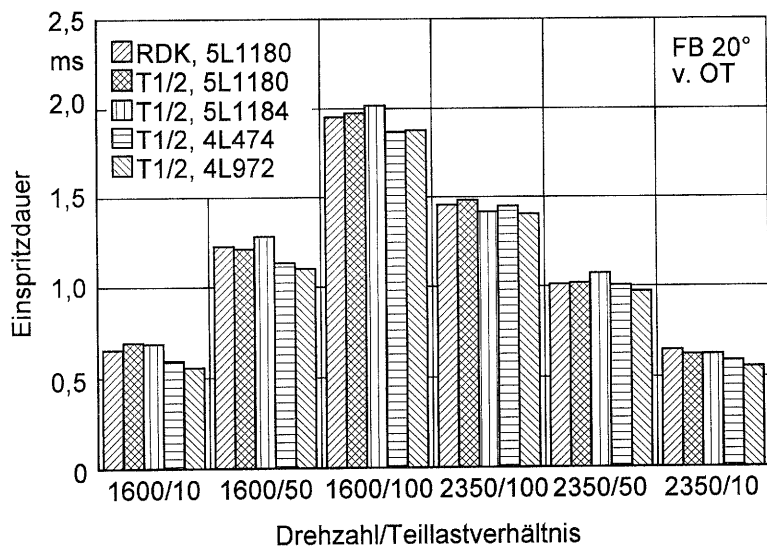


Bild 38 a: Einspritzdauer mit Tessolkraftstoff T1/2 und verschiedenen Düsen

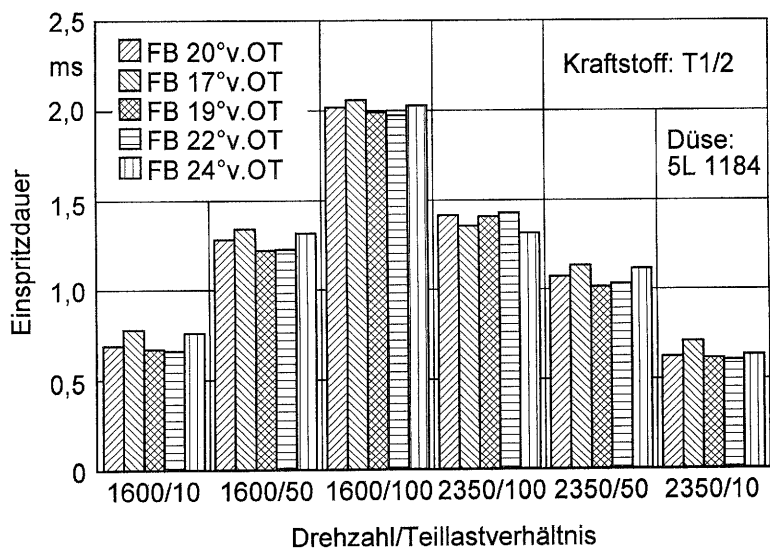


Bild 38 b: Einspritzdauer bei Veränderung des Förderbeginns mit Tessolkraftstoff T1/2 und Düse 5L1184

Bild 39 zeigt den Einspritzleitungsdruck, Brennraumdruck und Nadelhub der Einspritzdüse in Abhängigkeit zum Kurbelwinkel bei der Drehzahl 2350 min^{-1} und Laststufe 10. Bei optimierter Motoreinstellung (5L1184, 22° v. OT) und dem Tessolkraftstoff T1/2 wird deutlich, daß der Einspritzleitungsdruck früher ansteigt und zudem größer als bei Serieneinstellung mit Diesel ist. Die Düsennadel öffnet bei Tessolkraftstoff T1/2 schneller und weiter. Die Einspritzdauer nach Bild 38 a gegenüber Dieselmotorkraftstoff und Seriendüse 5L1180 ändert sich beim Kraftstoff T1/2 nicht wesentlich. Das frühere Öffnen der Düsennadel kann durch die höhere Viskosität einerseits und höheren Leitungsdruck infolge der kleineren Spritzlöcher andererseits verursacht werden. Nach Ausführungen von Breuer [96] ist die Kompressibilität von Rapsöl ($2,24 \text{ kN/mm}^2$) und RME ($1,91 \text{ kN/mm}^2$) im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff ($1,4 \text{ kN/mm}^2$) größer. Demzufolge ist gleiches auch für Tessolkraftstoff T1/2 (Düse 5L1184) gültig. Nach Schließen der Düsennadel können sich aber auch nachträgliche Druckwellen in der Einspritzleitung ausbilden. Der Brennraumdruck bei Tessolkraftstoff T1/2 ergab im Verdichtungsbereich aufgrund eines geringfügig kleiner eingestellten Teillastverhältnisses eine minimale Abweichung. In der Verbrennungsphase wird mit Tessolkraftstoff T1/2 ein früherer Druckanstieg erreicht. Zudem führt ein früher Druckanstieg auch zu einem früher auftretenden Druckmaximum.

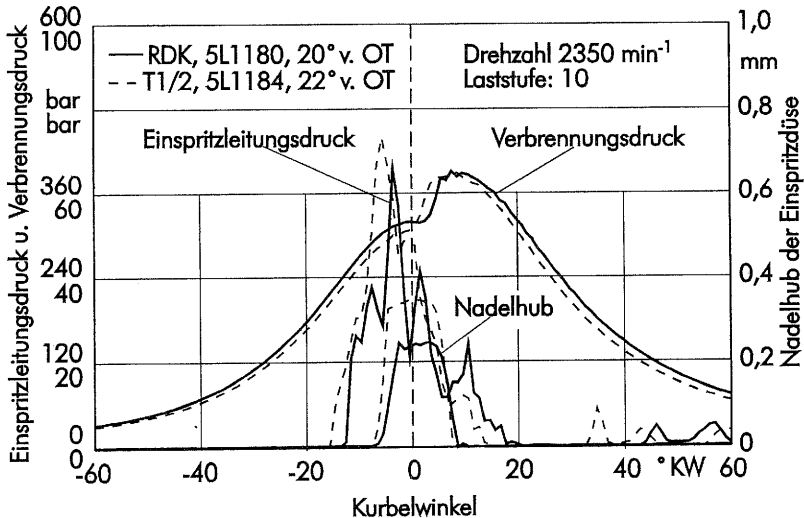


Bild 39: Einspritzleitungsdruck, Brennraumdruck und Nadelhub der Einspritzdüse bei Motorserien- und optimierter Einstellung bei ausgewählter Laststufe

7.4 Ergebnisse der Verbrennung

7.4.1 Zündverzug und maximaler Druckgradient

Der Zündverzug kennzeichnet die Zeit zwischen Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt. Während der Zündverzugsdauer laufen in der Mischzone Vorreaktionen bis zur thermischen Entflammung ab [97]. Der Zündverzug ist eine wichtige Kenngröße für die Kraftstoffumsetzung im Dieselmotor. Mit abnehmendem Teillastverhältnis nimmt der Brennraumdruck und damit die Temperatur ab, sodaß der Zündverzug länger wird [64].

In Bild 40 (a-d) sind die Zündverzüge für Rein-, Tesselkraftstoffe und Emulsion E3 in Abhängigkeit von der Motorleistung dargestellt. Die Zündverzugsbestimmung wurde nach dem Verfahren von Kuhnt und Hohenberg [86] durchgeführt. Der Einspritzbeginn wird aus dem Nadelhubsignal (Düsenadel öffnet) graphisch ermittelt, indem eine horizontale Linie im Abstand von 0,01 mm von der Abszisse und das aufsteigende Nadelhubsignal zum Schnitt gebracht wird.

In Bild 40 a zeigen die Kraftstoffe RDK, T1/2, T1/3, T2/0 und E3 mit zunehmender Motorleistung bei Serieneinstellung und Drehzahl 1600 min^{-1} eine Verkürzung des Zündverzugs. Die Pflanzenölkraftstoffe haben in Abhängigkeit von der Motorleistung einen kürzeren Zündverzug als Diesel. Dabei wurde mit Tesselkraftstoff T1/3 der kürzeste Zündverzug gemessen. Bei diesem Kraftstoff bewirkte die Zugabe des Zündbeschleunigers a einerseits eine verbesserte Gemischbildung und andererseits eine höhere Cetanzahl. Die kürzere Zündverzugsdauer könnte sich durch die höhere Viskosität und die höheren Einspritzleistungsdrücke bei Pflanzenölkraftstoffen ergeben. Höhere Einspritzdrücke kompensieren die ungünstigen Siedeverläufe der Pflanzenölkraftstoffe und bewirken zudem ein verbessertes Zerstäubungsverhalten des eingespritzten Kraftstoffs. Bei höherer Drehzahl 2350 min^{-1} weisen die Zündverzüge in Abhängigkeit von der Motorleistung gleiches Verhalten auf, jedoch sind sie gegenüber der Drehzahl 1600 min^{-1} um ca. 0,2 ms kürzer.

In Bild 40 b ist der Einfluß verschiedener Düsen auf den Zündverzug aufgezeichnet. Dabei verursacht die Düse 1184 mit dem Tesselkraftstoff T1/2 den geringsten Zündverzug in Abhängigkeit von der Motorleistung. Der Vergleich der Düsen 5L1184 und 4L972 ergaben

keine signifikanten Änderungen des Zündverzugs. Der Motorbetrieb mit Tesselkraftstoff T1/2 und Düse 5L1184 ergab eine Verkürzung des Zündverzugs gegenüber 4L972, jedoch kann durch den geringen Unterschied keine eindeutige Aussage über die Abhängigkeit von Anzahl und Geometrie der Düsenbohrungen gegeben werden. Ähnliche Erkenntnisse wurden auch von Breuer [96] gewonnen.

In Bild 40 c ist der Einfluß des Förderbeginns in Abhängigkeit von der Motorleistung dargestellt. Tesselkraftstoff T1/2 und Düse 5L1184 zeigen, daß eine extreme FB-Verlegung nach "früh" (24° v. OT) oder FB-Verstellung nach "spät" (17° v. OT) bei niedrigem Teillastbereich (10 % und 25 %) gegenüber Serieneinstellung eine geringe Verlängerung des Zündverzugs verursacht. Bei höherem Teillastverhältnis und späterem Förderbeginn (17° v. OT) ergibt sich eine Angleichung an die Serieneinstellung. Bei optimierter Motoreinstellung (5L1184, FB 22° v. OT) ändert sich der Zündverzug beim Betrieb mit T1/2, T1/3, T1/5 und T2/0 nur noch unwesentlich. Einen stärkeren Einfluß auf den Zündverzug hat nach Breuer [96] die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, das bei diesen Untersuchungen konstant gehalten wurde.

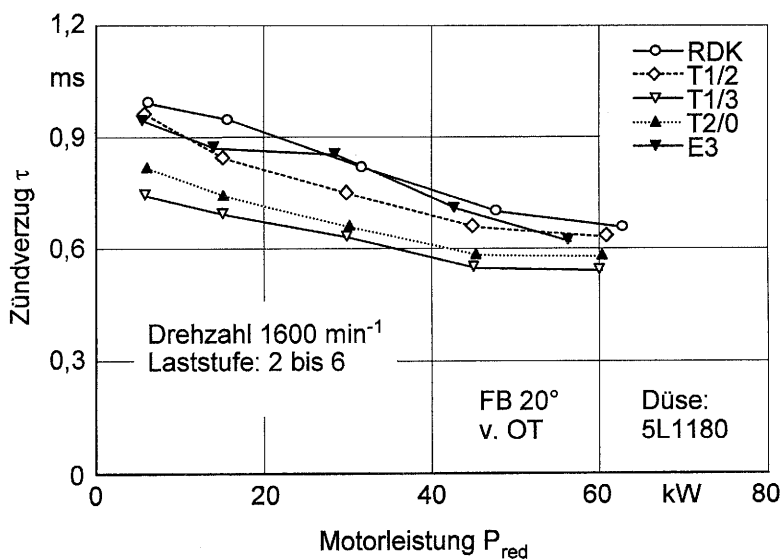


Bild 40 a: Zündverzug in Abhängigkeit der Motorleistung bei Serieneinstellung mit Rein-, Tesselkraftstoffen und Emulsion

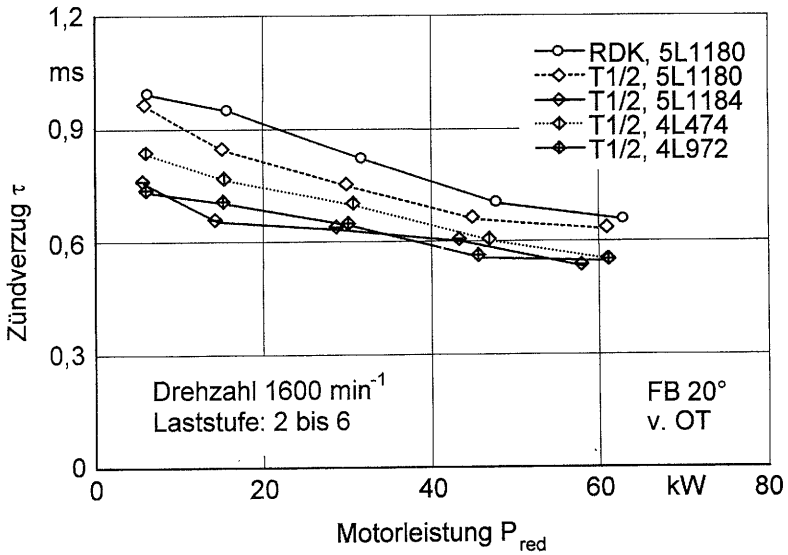


Bild 40 b: Zündverzugs mit günstigstem Tesselkraftstoff und verschiedenen Einspritzdüsen bei FB-Serieneinstellung gegenüber Diesel mit Seriendüse

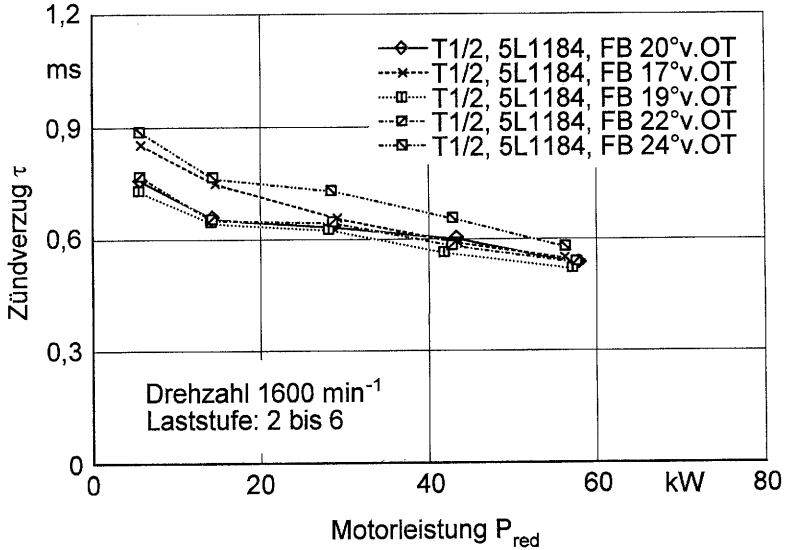


Bild 40 c: Zündverzugs mit günstigstem Tesselkraftstoff und Einspritzdüse bei verschiedenen Förderbeginnen

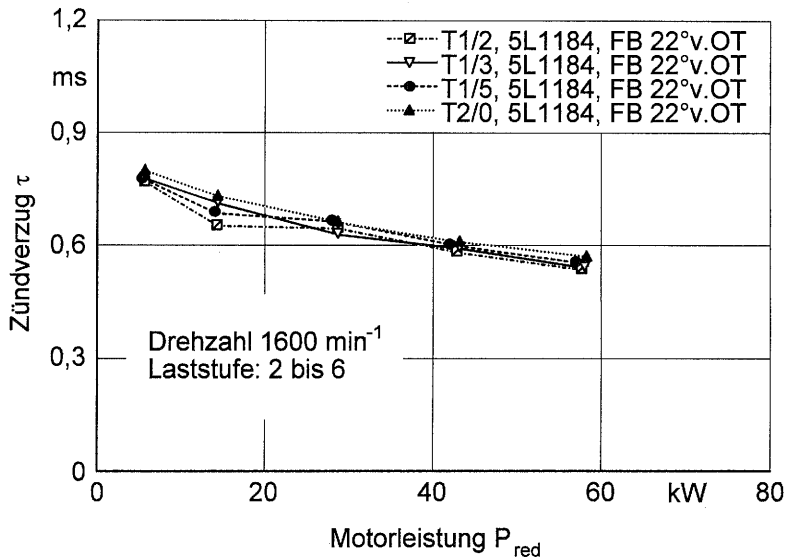


Bild 40 d: Vergleich der Zündverzögerungen bei optimierter Motoreinstellung (5L1184, FB 22°v.OT) und verschiedenen Tesselkraftstoffen

Der Druckgradient ist ein Maß für die Beurteilung der mechanischen Belastung des Triebwerks (Lagerbelastung) und für die Geräuschbildung des Motorlaufs [84]. Der maximale Druckgradient tritt vorwiegend in der ersten Verbrennungsphase auf. Ein langer Zündverzug kann einen hohen Druckgradient bewirken, wenn viel aufbereiteter Kraftstoff im Zylinder schlagartig zur Verbrennung kommt.

Im **Bild 41 a** werden die maximalen Druckgradienten bei Serieneinstellung mit Pflanzenölkraftstoffen gegenüber Diesellokraftstoff verdeutlicht. Es zeigt sich ein extremer Druckanstieg dp_{max} mit zunehmender Motorleistung bis zu einem Teillastverhältnis von 75 %. Bei einem Teillastverhältnis von 75 bis 100 % nimmt der Druckanstieg ab. Der Tesselkraftstoff T1/2 verhält sich in Abhängigkeit vom Teillastverhältnis ähnlich wie Diesel. **Bild 41 b** zeigt, daß der geringere Zündverzug von Tesselkraftstoff T1/2 bei Serieneinstellung einen teilweise größeren Druckgradienten bei geringem Teillastverhältnis (10%) und höherer Motorleistung (> 50%) verursacht. Die Tesselkraftstoffe T1/3, T2/0 und E3 haben zum geringeren Zündverzug auch einen geringeren Druckgradienten gegenüber Diesel. Bei Tesselkraftstoff T1/2 ist durch die

lastabhängigen Überlagerungen der Ergebnisse mit denen von Diesel kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Zündverzug und maximalem Druckgradienten erkennbar, jedoch wirkt bei Tesselkraftstoff T1/2 im Vergleich zu anderen Tesselkraftstoffen (T1/3, T2/0 und E3) der größte Druckanstieg. Beim Tesselkraftstoff T1/2 könnte eine gute Kraftstoffzerstäubung und -aufbereitung durch den pflanzenölbedingt höheren Einspritzleitungsdruck ein kürzerer Zündverzug und als Folge daraus eine langsame Verbrennung diesen Druckanstieg bewirken. Die verringerten Druckgradienten gegenüber Diesel bei den Tesselkraftstoffen T1/3, T2/0 und E3 deuten auf eine unzureichende Kraftstoffaufbereitung, Zerstäubung und Brennraumbedingungen, hin.

Die untersuchten Düsen (Bild 41 b) weisen mit Tesselkraftstoff T1/2 beim Förderbeginn von 20° v.OT auf teilweise gegenläufige Einflüsse hin. Während bei einem Teillastverhältnis von 10 % alle Druckgradienten über dem von Diesel liegen, bleiben sie bei einem Teillastverhältnis mit 25 und 50 % darunter. Bei einem Teillastverhältnis > 50% wird der Druckgradient von Tesselkraftstoff T1/2 mit Düse 5L1180 größer als bei Verbrennung von Diesel.

In Bild 41 c sind verschiedene Förderbeginneinstellungen für Tesselkraftstoff T1/2 dargestellt. Eine extreme Verstellung nach "früh" (24° v.OT) ergab einen signifikanten Druckgradientenanstieg. In Bild 41 d zeigen die späteren Förderbeginnzeitpunkte 17° und 19° v.OT weichere Druckanstiege in der Brennkammer. Der Vergleich der Tesselkraftstoffe T1/2, T1/3 und T1/5 (Bild 41 e) ergeben nur geringe Änderungen im Druckanstieg bei optimierter Motoreinstellung in Abhängigkeit von der Motorleistung. In Bild 41 f ergeben sich für Tesselkraftstoffe T1/2, T1/3 und T1/5 bei einer Förderbeginneinstellung von 22° v.OT gegenüber Serieneinstellung (20° v.OT) höhere Druckgradienten.

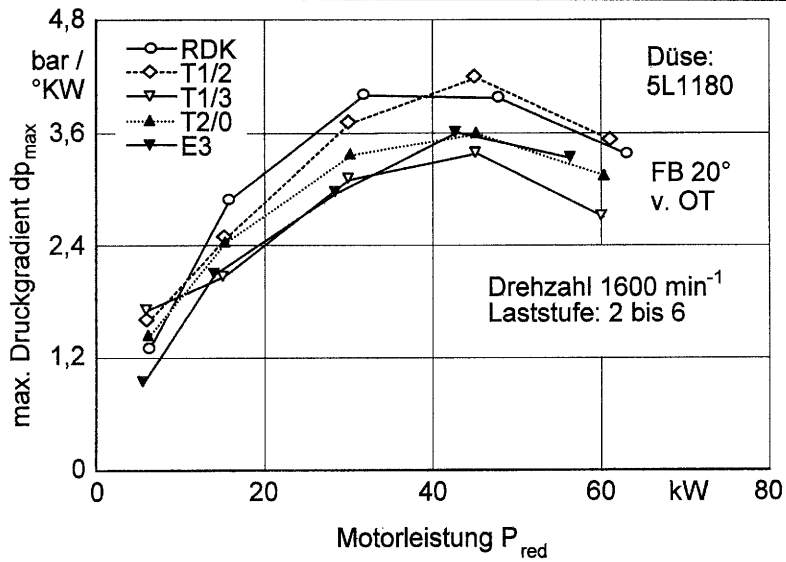


Bild 41 a: Maximaler Druckgradient bei Serieneinstellung für die Rein-, Tessolkraftstoffe und Emulsion

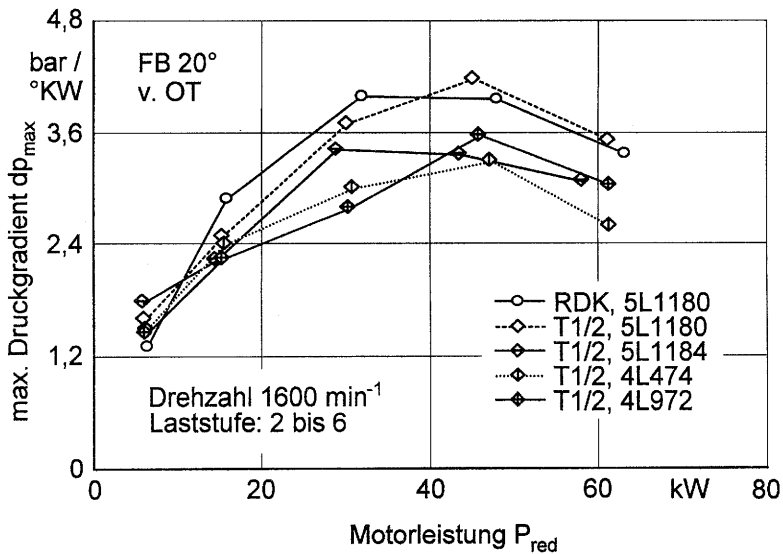


Bild 41 b: Maximaler Druckgradient bei günstigstem Tessolkraftstoff und verschiedenen Einspritzdüsen im Vergleich zur Serieneinstellung und Diesellokraftstoff

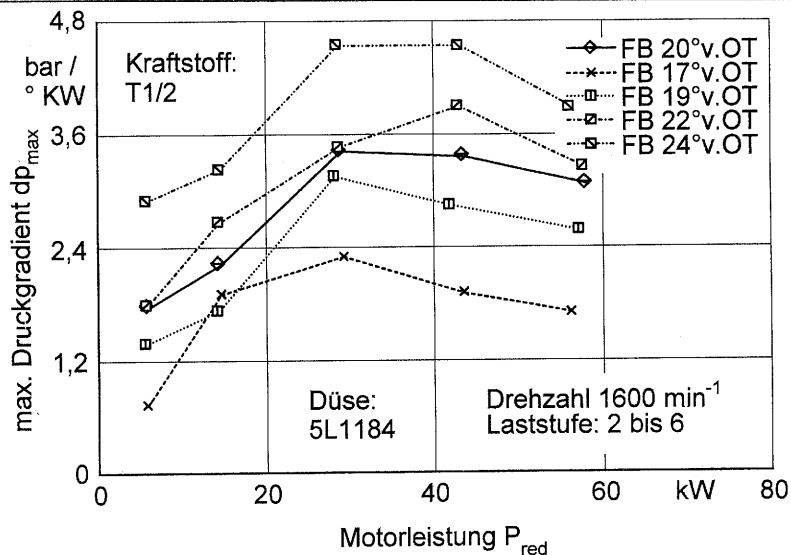


Bild 41 c: Maximaler Druckgradient bei günstigstem Tessolkraftstoff und verschiedenen Förderbeginn-Einstellungen und optimierter Einspritzdüse

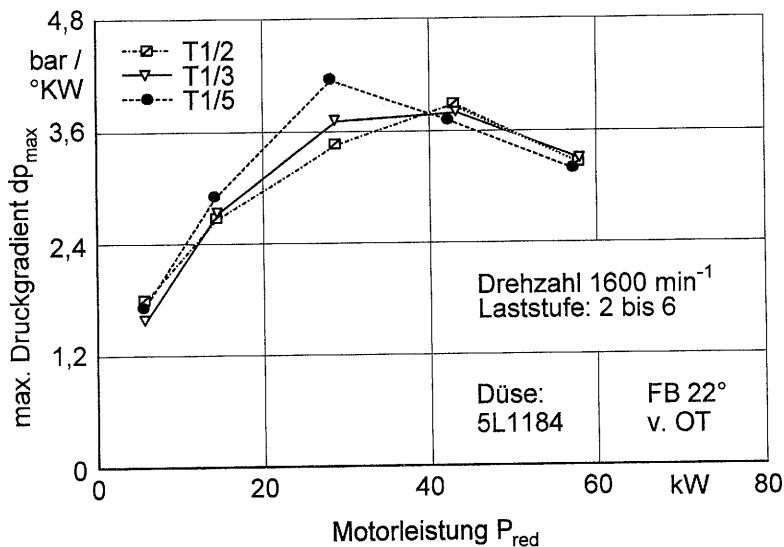


Bild 41 d: Maximaler Druckgradient für verschiedene Tessolkraftstoffe und optimierter Motoreinstellung

Bild 42 stellt die Lage des max. Druckgradienten für ausgewählte Motorbelastungen dar. Es zeigt sich, daß Dieselkraftstoff und Serieneinstellung im niedrigen Teillastverhältnis (10%) und Drehzahl 1600 min⁻¹ der maximale Druckgradient nach OT erreicht wird. Mit zunehmendem Teillastverhältnis und derselben Drehzahl liegt der maximale Druckgradient jedoch vor OT. Bei der Drehzahl 2350 min⁻¹ tritt der Gradient mit abnehmendem Teillastverhältnis (außer bei 100%) schließlich nach OT auf. Die vor OT auftretende Lage des max. Druckgradienten deutet auf schnellere Zündung und zügigere Verbrennung der Tesselkraftstoffe T1/2, T1/3, T1/5 mit der optimierten Motoreinstellung (FB 22° v. OT, 5L1184) hin.

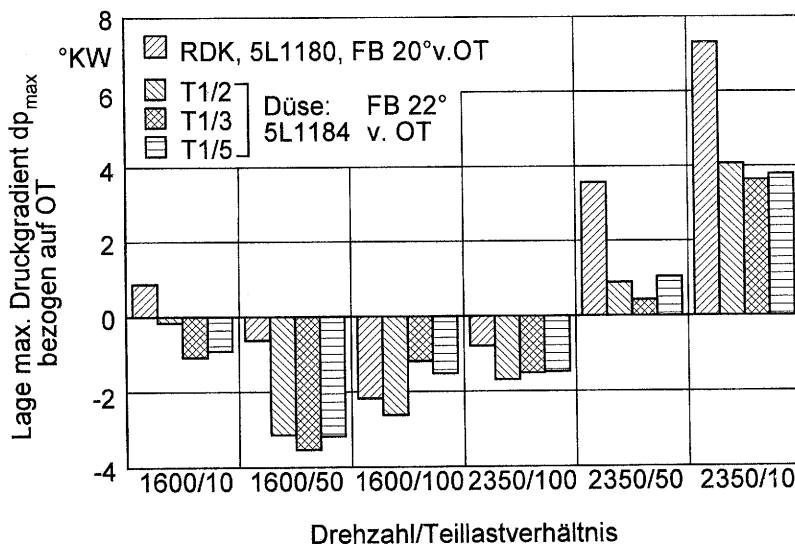


Bild 42: Lage des maximalen Druckgradienten bezogen auf OT bei ausgewählten Motorbelastungen im Dieselserienbetrieb und Tesselkraftstoffen mit Motoroptimierung

7.4.2 Brenndauer

Die Brenndauer wird beim Dieselmotor durch die Motorbelastung und das Luftverhältnis wesentlich beeinflusst und durch das 5%-Niveau der Energieumsetzung (Verbrennungsbeginn) und durch die 95%-Niveau der Energieumsetzung (Verbrennungsende) charakterisiert. In Bild 43 ist die Brenndauer in Abhängigkeit von der Motorleistung dargestellt. Hierbei wird die Brenndauer des bis jetzt besten Tesselkraftstoffs T1/2 und optimierter Düse 5L1184 bei mehreren Förderbeginneinstellungen verglichen. Mit zunehmender Motorleistung wird die Brenndauer länger. Eine Verstellung des Förderbeginns nach "früh" (22°v.OT) verkürzt die Brenndauer, eine Verstellung nach "spät" (17°v.OT) verlängert sie, verhält sich aber wie Dieselmkraftstoff bei Serieneinstellung. Die Brenndauer mit Tesselkraftstoffen T1/3 und T1/5 ergibt bei optimierter Motoreinstellung (5L1184, FB 22°v.OT) im Vergleich zu Tesselkraftstoff T1/2 keine nennenswerten Abweichungen.

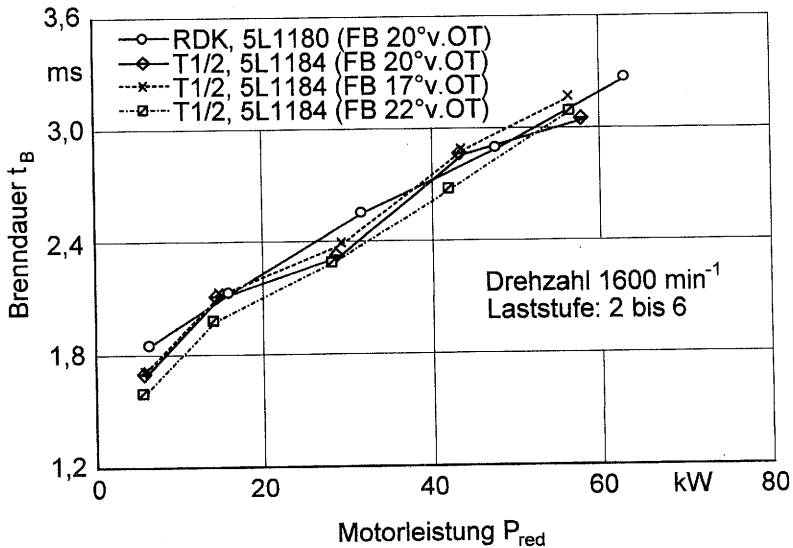


Bild 43: Brenndauer des günstigsten Tesselkraftstoffs und optimierter Einspritzdüse bei verschiedenen Einstellungen des Förderbeginns gegenüber Diesel bei Serieneinstellung

7.4.3 Maximaler Verbrennungsdruck und Lage bezogen auf OT

Der Verbrennungsdruck darf beim Versuchsmotor 2 den maximalen Wert von 125 bar nicht überschreiten [58]. In Bild 44 sind die maximalen Verbrennungsdrücke von ausgewählten Motorbelastungen graphisch festgehalten. Es zeigt den Verbrennungsdruck des günstigsten Tesselkraftstoffs T1/2 mit optimierter Düse (5L1184) mit verschiedenen Einstellungen des Förderbeginns. Die Verstellung des Förderbeginns nach "früh" (22° und 24° v.OT) ergab eine Verbrennungsdruckerhöhung und nach "spät" eine Verbrennungsdruckabsenkung. Mit den Tesselkraftstoffen T1/3 und T1/5 wurde bei optimierter Einstellung (5L1184, FB 22° v.OT) kein nennenswerter Unterschied beim Verbrennungsdruck erreicht. Nach Kuhn und Hohenberg [86] führt die Zunahme des maximalen Verbrennungsdrucks auch zu einer Erhöhung der Verbrennungstemperatur. Mit steigenden Verbrennungsdrücken werden Rußbildungs- und Rußoxidationsreaktionen verstärkt. Es ist daher zu erwarten, daß mit den intensiven Krack-Prozessen auch starke Oxidationsreaktionen einsetzen, die den gerade gebildeten Ruß oxidieren.

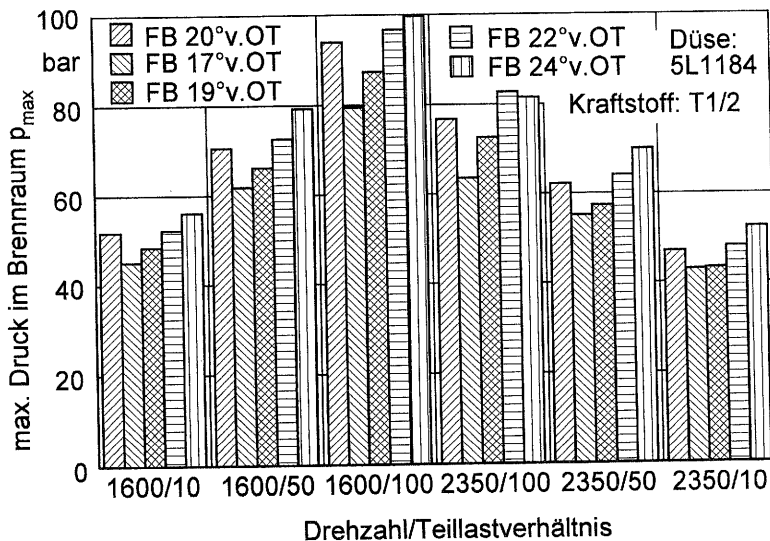


Bild 44: Maximaler Verbrennungsdruck mit günstigstem Tesselkraftstoff T1/2 und optimierter Einspritzdüse bei verschiedenen Einstellungen des Förderbeginns

Die Lage des Verbrennungsdruckmaximums wird vom Einspritzzeitpunkt und Zündverzug beeinflusst. In Bild 45 ist die Lage des Verbrennungsdruckmaximums bezogen auf OT dargestellt. Das Bild zeigt, daß mit Tesselkraftstoffen T1/2, T1/3 und T1/5 die Lage des maximalen Verbrennungsdruckes früher erreicht wird als mit Diesel bei Serieneinstellung (5L1180, FB 20°v.OT). Die Ergebnisse lassen ein zügigeres Durchbrennen der Tesselkraftstoffe erkennen. Das frühere Erreichen des Druckmaximalwerts führt dazu, daß die Zeit, die für die Oxidationsreaktionen zur Verfügung steht, etwas länger ist.

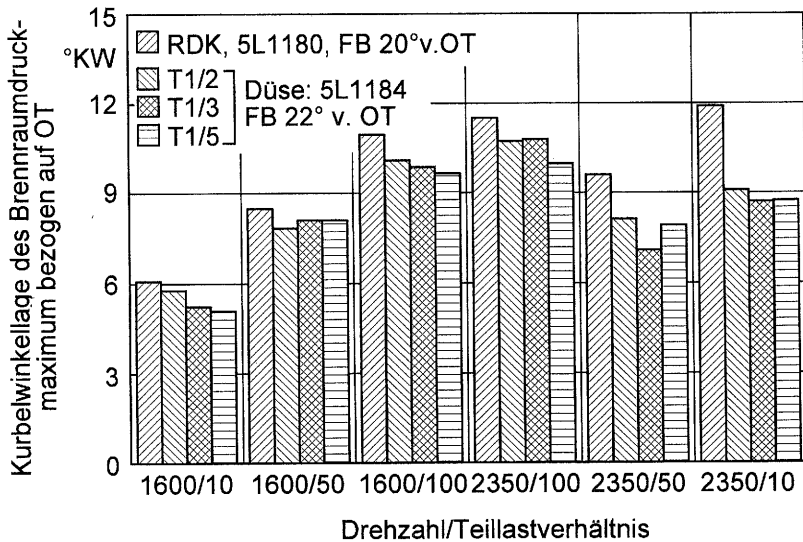


Bild 45: Lage des Brennraumdruckmaximums bezogen auf OT bei ausgewählten Motorbelastungen im Serien- und optimierten Motorzustand

Ein Parameter, der zur Beschreibung der Energieumsetzung verwendet werden kann, ist die Kurbelwinkellage, bei der 50% des berechneten Energieumsatzes erreicht wird [86]. Die Geschwindigkeit der Energieumsetzung ist für die Emissionsbeurteilung (Rußbildung) von Bedeutung. Aus Bild 52 ist die Kurbelwinkellage, bei der 50 % des eingespritzten Kraftstoffes in Energie umgesetzt sind, zu entnehmen. Mit Tesselkraftstoffen T1/2, T1/3 und T1/5 erhält man bei allen ausgewählten Drehzahl/Teillastverhältnissen ein früheres Erreichen der Energieumsetzung (50%) bei optimierter Motoreinstellung gegenüber der Serieneinstellung mit Diesel.

Vor OT liegende Energieumsetzungen (50%) wären ungünstiger, da durch höhere Verbrennungsdrücke und Gastemperaturen der Wärmeübergang stark zunimmt und der Innenwirkungsgrad kleiner wird [64]. Die geringsten Wirkungsgradeinbußen ergeben sich ohne Wärmeübergang, wenn die Energieumsetzung (50%) sich im OT befindet. Mit zunehmendem Wärmeübergang wandert die günstigste Kurbelwinkellage der Energieumsetzung nach "später". Die zügige Energieumsetzung und eine insgesamt kürzere Brenndauer begünstigen das Verbrennungsverhalten der Tessolkraftstoffe hinsichtlich des Emissionsverhaltens. Nach Ergebnissen von Kuhn und Hohenberg [86] entsteht bei späterer Kurbelwinkellage des Energieumsatzes (50%) ein rußsteigernder Einfluß.

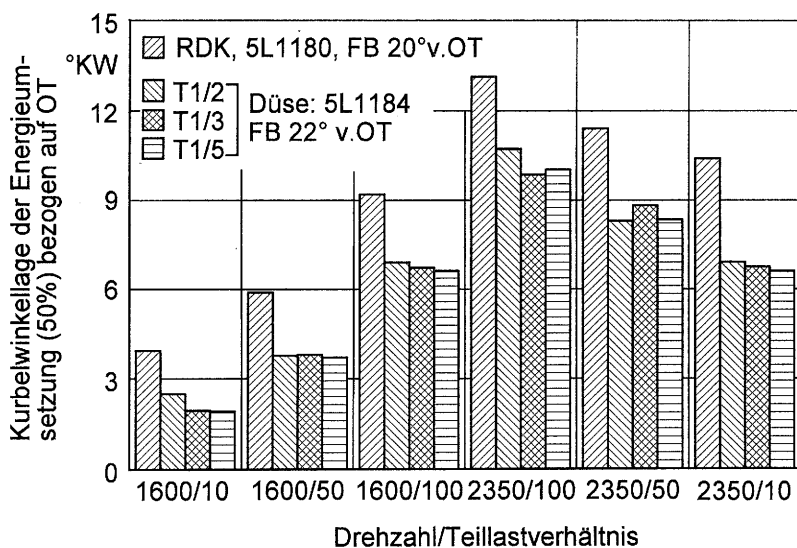


Bild 46: Energieumsetzung (50%) bezogen auf OT für Tessolkraftstoffe und optimierter Einstellung bei ausgewählten Drehzahl/Teillastverhältnissen gegenüber Serieneinstellung und Diesel

7.4.4 Heizverlauf und Gastemperatur

Um auftretende Unterschiede im Ablauf des Heizverlaufs vergleichen und beurteilen zu können, werden die Heizverläufe dargestellt. Die Gastemperaturen lassen sich mit der Gasgleichung (Gl. 21) aus dem gemessenen Druck im Zylinder bei jedem Kurbelwinkel errechnen. In Bild 47 sind die Heizverläufe und die Gastemperaturen über dem Kurbelwinkel dargestellt. Der Tessolkraftstoff T1/2 zeigt bei optimierter Motoreinstellung (5L1184, FB 22° v. OT) mit einer Drehzahl 1600 min^{-1} und einem Teillastverhältnis (10%) gegenüber Diesel und Serieneinstellung (5L1180, FB 20° v. OT) einen zügigeren Heizverlauf in $\text{J}/^\circ\text{KW}$ und früher beginnenden integralen Heizverlauf in J. Zudem wird das Maximum der Gastemperatur früher erreicht mit einem insgesamt größeren Wert. Es zeigt sich bei Tessolkraftstoff T1/2 in der Expansionsphase eine geringe Temperaturabsenkung und ein geringfügig verminderter integraler Heizverlauf gegenüber Diesel und Serieneinstellung. Es wird deutlich, daß die in der Verdichtungsphase entstehende Kompressionswärme und die Verbrennungswärme für eine zügiges Durchbrennen sorgen. Der größere Teil der eingebrachten Energie wird beim Diesel wesentlich nach OT (Bild 46) und bei Tessolkraftstoff T1/2 kurz nach OT umgesetzt. Durch die verbesserten Brennbedingungen und dem kürzeren Zündverzug (Bild 40 c) bei Tessolkraftstoff T1/2 wird die Wärme schneller freigesetzt. Eine frühere Kraftstoffumsetzung wirkt sich positiv auf das Emissionsverhalten aus.

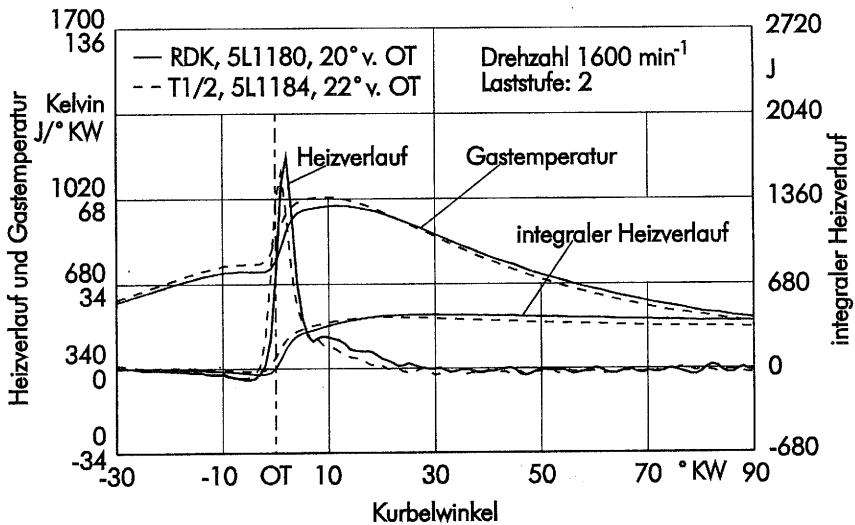


Bild 47: Heizverlauf, integraler Heizverlauf und Gastemperatur über dem Kurbelwinkel mit der Drehzahl 1600 min⁻¹/Teillastverhältnis (10%) bei optimierter Einstellung und Tesselkraftstoff T1/2 gegenüber Diesel und Serieneinstellung

In **Bild 48** ist der Heizverlauf und die Gastemperatur bei der Drehzahl 2350 min⁻¹ und einem Teillastverhältnis (50%) für Tesselkraftstoff T1/2 bei optimierter Motoreinstellung gegenüber Diesel bei Serieneinstellung dargestellt. Bei höherer Motorbelastung wird die Wärme langsamer und das Gastemperaturmaximum für Tesselkraftstoff T1/2 und Diesel langsamer freigesetzt gegenüber Drehzahl 1600 min⁻¹ und einem Teillastverhältnis von 10%. Mit Tesselkraftstoff T1/2 zeigt der integrale Heizverlauf in der Expansionsphase eine Verringerung. Diese langsamere Wärmefreisetzung ist auf die späteren Einspritzzeitpunkte (**Bild 37 b**) für Diesel- und Tesselkraftstoff (T1/2) zurückzuführen.

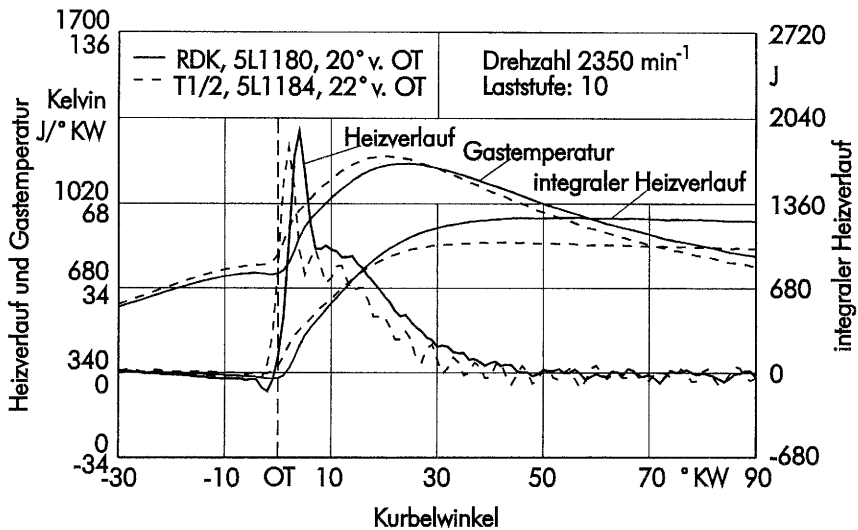


Bild 48: Heizverlauf, integraler Heizverlauf und Gastemperatur über dem Kurbelwinkel mit der Drehzahl 2350 min⁻¹/Teillastverhältnis (50%) bei optimierter Einstellung für Tessolkraftstoff T1/2 gegenüber Diesel und Serieneinstellung

In **Bild 49** ist der Heizverlauf und ihre Abhängigkeit vom Förderbeginn für den Motorbetrieb mit dem Tessolkraftstoff T1/2 bei Drehzahl 2350 min⁻¹ und einem Teillastverhältnis von 50% und der Düse 5L1184 dargestellt. Mit einem früheren Förderbeginn (24° v. OT) wird die Wärme schneller und noch vor OT freigesetzt. Auch der integrale Heizverlauf steigt früher an. Die Gastemperatur erreicht das Maximum früher. Mit einem späteren Förderbeginn (19° v. OT) wird auch die Wärme langsamer freigesetzt und das Maximum der Gastemperatur wird später erreicht. Die Verstellung des Förderbeginns auf 24° v. OT deutet auf einen Zusammenhang mit dem maximalen Druckgradienten hin. Der maximale Druckgradient steigt mit früherem Förderbeginn und nimmt bei spätem Förderbeginn ab (**Bild 41 c**). Der Förderbeginn von 24° v. OT hat ein ungünstiges Wärmeübergangsverhalten und dadurch einen kleineren Innenwirkungsgrad. Beim Förderbeginn von 19° v. OT verschiebt sich die Energieumsetzung (50%) nach OT und ergibt ein ungünstigeres Emissionsverhalten. Die Gastemperatur erreicht ihr kleineres Maximum gegenüber FB 22° und 24° v. OT auch später.

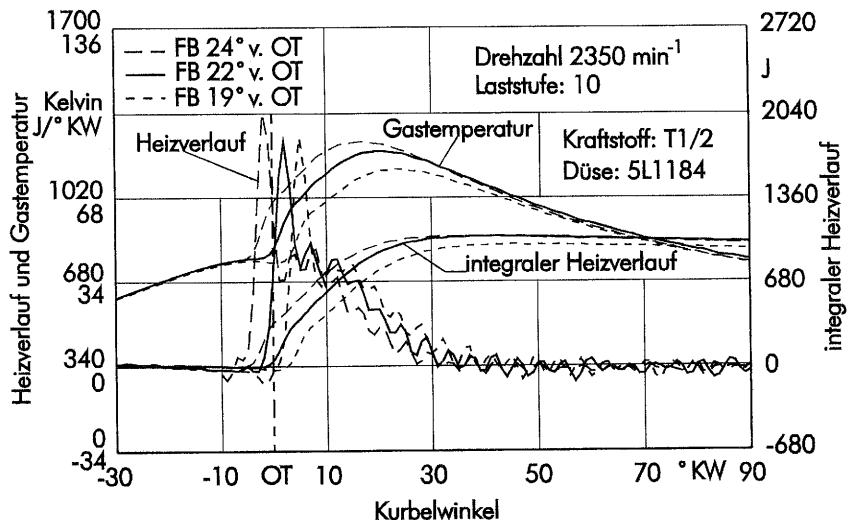


Bild 49: Heizverlauf, integraler Heizverlauf und Gastemperatur in Abhängigkeit vom Förderbeginn mit dem Tessolkraftstoff T1/2 und der Drehzahl 2350 min⁻¹/Teillastverhältnis (50%) mit der Einspritzdüse 5L1184

7.5 Emissionsverhalten bei der Verbrennung von Rein- und Pflanzenölmischkraftstoffen

7.5.1 Limitierte gasförmige Emissionen

Die hier untersuchten Pflanzenölkraftstoffe enthalten nur einen geringen Anteil an Schwefel, so daß die SO_x-Emissionen vernachlässigt werden können. Die Emissionen polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe (PAH) sind deutlich geringer als beim Dieselmischkraftstoff [98]. PAH-Emissionen werden bei diesen Messungen nicht berücksichtigt. Die Optimierung der Motorausstattung wird gemäß den Ergebnissen der Partikelemissionen durchgeführt.

In **Bild 50** sind die spezifischen Emissionen des Motorbetriebs mit Reinkraftstoffen bei Serieneinstellung dargestellt. Es zeigt sich, daß bei Verwendung von Reinkraftstoffen die Grenzwerte

EUROI (2. Stufe) bei CO und Partikeln eingehalten werden. Die CO_2 -Abgaswerte sind nicht limitiert, werden aber vollständigshalber mitgemessen. Die NO_x -Emissionen übersteigen den Grenzwert EUROI für Reinkraftstoffe. Es muß berücksichtigt werden, daß der Versuchsmotor 2 aufgrund seines Einsatzes als Schlepperantrieb diesem Grenzwert nicht unterliegt [98].

Mit dem Kraftstoff RME liegen die NO_x -Emissionen durch den früheren Brennbeginn etwas höher als bei Diesel. Zu dem früheren Verbrennungsbeginn, höheren Druckanstieg bei höherer Verbrennungstemperatur wirkt sich bei RME auch das vermehrte Sauerstoffangebot durch eine Erhöhung der Stickoxidemissionen aus [26, 98]. Sauerstoffüberschuß wirkt sich bei CO- und besonders bei HC-Emissionen positiv auf den Betrag dieser Komponenten aus [22]. Die Partikel bzw. Rußteilchen zeigen beim Motorbetrieb mit Diesel und Serieneinstellung einen geringeren Partikelaußstoß gegenüber dem Grenzwert. Bei Einsatz von Reinkraftstoff RÖL ergibt sich ein geringfügig höherer Partikelaußstoß als bei Diesel. Für RME erfolgte hierzu keine Messung.

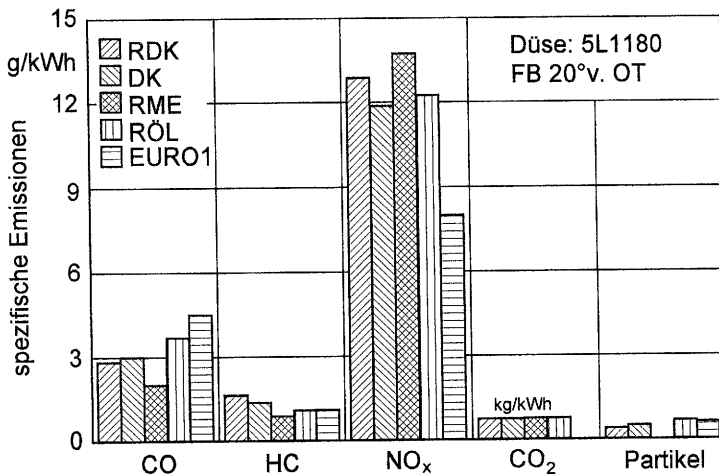


Bild 50: Spezifische Emissionen der Reinkraftstoffe und Motorserieneinstellung beim 13-Stufentest

Bild 51 klärt die spezifischen Emissionen der Tessolkraftstoffe und der Emulsion E3 bei Serieneinstellung gegenüber Diesel. Das Ergebnis ergibt für Tessolkraftstoffe eine geringe

Zunahme von Kohlenmonoxid, außerdem bei Tesselkraftstoff T2/0 eine geringe CO-Ab-senkung. Hinsichtlich Kohlenwasserstoffen wird eine Reduzierung erreicht. Mit der Emulsion (E3) werden ähnliche Werte wie bei Diesel erreicht. Bezüglich Stickoxide ist ein verringerter Schadstoffausstoß bei Tesselkraftstoffen festzustellen. Bei den Partikel-Emissionen liegen alle über dem Dieselausstoß.

Die Emulsion (E3) verursacht eine Zunahme der CO-, HC- und Partikelemission, jedoch wird bei Stickoxiden eine deutliche Absenkung erreicht. Durch die Verminderung der örtlichen Temperaturen im Brennraum und durch das größere Luft/Kraftstoff-Verhältnis aufgrund Wasserzugabe zum Pflanzenöl entsteht eine NO_x- und Schwarzrauch-Reduzierung (Kap. 7.5.2). Da allerdings HC-Emissionen ansteigen, bewirkt die Verringerung der Schwarzrauche-mission nicht gleichermaßen eine Reduzierung der Partikelemission. Dies kann dann erreicht werden, wenn sich durch zusätzliche Maßnahmen am Kraftstoff "dieselähnliche" Cetanzahlen ergeben. Untersuchungen von Binder [49] zur Minderung von Stickoxid- und Partikelemissionen mit Diesel/Wasser-Emulsionen sind durch Versuche mit Pflanzenöl-Wasser-Emulsionen bestätigt worden. Der Tesselkraftstoff T2/0 erreicht aufgrund des größeren Sauerstoffanteils höhere NO_x-Emissionen als die anderen Tesselkraftstoffe und Diesel. Der Tesselkraftstoff T1/2 liegt bei annähernd gleichem Einspritzzeitpunkt (Bild 37 b), etwas früherem Brennbeginn, und des kleineren, lastabhängigen Druckgradienten (Bild 41 c) im Abgasverhalten insgesamt niedriger als Diesel.

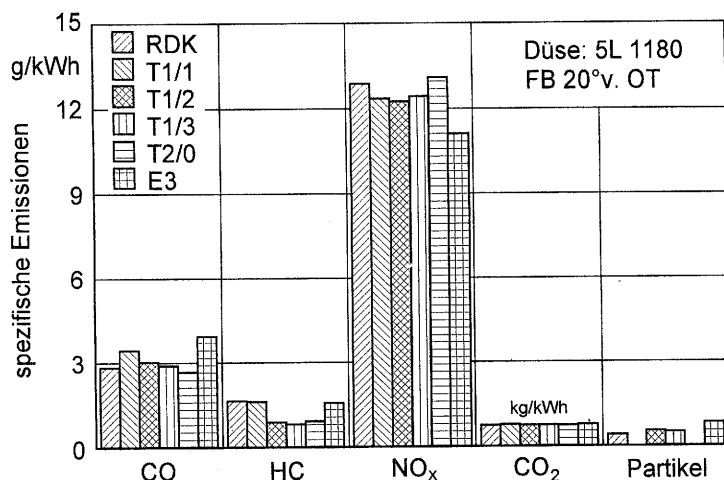


Bild 51: Spezifische Emissionen der Tessolkraftstoffe und Serieneinstellung beim 13-Stufentest gegenüber Diesel

Die spezifischen Emissionen mit Tessolkraftstoff T1/2 bei Förderbeginn-Serieneinstellung und verschiedenen Einspritzdüsen sind in [Bild 52](#) dargestellt. Mit der Düse 5L1184 wird eine Reduzierung der Emissionen CO, HC und Partikel erreicht. Diese Emissionswerte sind unterhalb des Grenzwerts EURO1 (2. Stufe). Dennoch kommt es zu höheren Stickoxidemissionen. Mit den Düsen 4L474 und 4L972 liegen die Partikelemissionen über dem Grenzwert. Mit kleinerem Lochdurchmesser (Düse 5L1184) nehmen die CO-, HC- und Partikelemissionen ab. Mit den 4-Lochdüsen 474 u. 972 steigen die CO- und Partikelemissionen aufgrund des größeren Spritzlochquerschnitts an. Die geringsten HC-Emissionen werden mit Düse 4L474 erreicht. Sie hat ein konisch reduziertes Sackloch ([Bild 18](#)), aus dem nur ein geringes, restliches Kraftstoffvolumen am Ende der Einspritzung ungehindert zum Brennraum hin ausdampfen kann [75].

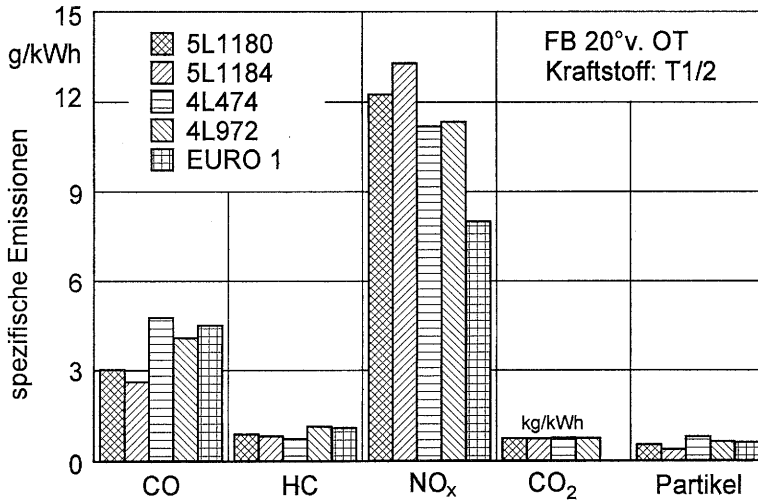


Bild 52: Spezifische Emissionen des günstigsten Tessolkraftstoff T1/2 bei Serieneinstellung und verschiedenen Einspritzdüsen beim 13-Stufentest

Die spezifischen Emissionen mit dem günstigsten Tessolkraftstoff T1/2 und Förderbeginn-Serieneinstellung beim 5-Stufentest zeigt [Bild 53](#). Dort sind verschiedene Einspritzdüsen bei Serieneinstellung (FB 20°v.OT, 5L1180) zusammengefasst. Es zeigt sich, daß die Gesamtemissionen beim 5-Stufentest geringer ausfallen. Mit der Düse 5L1184 tritt ein verbessertes Abgasverhalten gegenüber dem 13-Stufentest ([Bild 52](#)) auf.

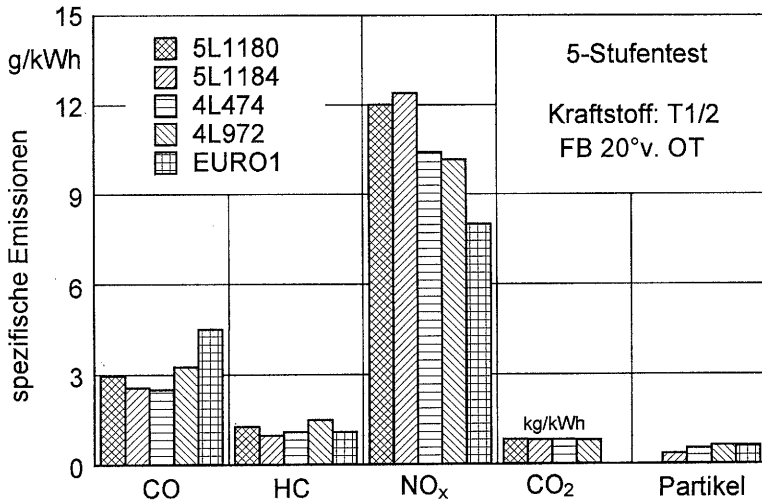


Bild 53: Spezifische Emissionen des günstigsten Kraftstoffs T1/2 mit verschiedenen Einspritzdüsen und FB-Serieneinstellung beim 5-Stufentest

Entscheidend für das Abgasverhalten und für die Höhe der wesentlichen Komponenten Partikel, NO_x und HC ist der Einspritzbeginn (Bild 37 a u. b) und die Einspritzdauer (Bild 38 a u. b) [75]. Es ist bekannt, daß durch Eingriffe in Gemischbildung und Verbrennung, wie z. B. durch Verschiebung des Einspritzvorgangs, die NO_x- und Partikelemissionen meist nicht zugleich reduziert, sondern nur gegenläufig verändert werden können. Zudem werden gleichzeitig auch spezifischer Kraftstoffverbrauch und das Verbrennungsgeräusch mit beeinflusst. Deshalb kann eine Emissionsform allein nicht isoliert betrachtet bzw. optimiert werden [99].

In Bild 54 sind die spezifischen Emissionen für den günstigsten Tesselkraftstoff T1/2 und der Düse 5L1184 dargestellt. Das Bild zeigt die Abhängigkeit der Schadstoffemissionen vom Förderbeginn gegenüber Serieneinstellung (5L1180, FB 20°v.OT). Bei einer FB-Verstellung nach "spät" (17°v.OT) ergeben sich geringere CO-, NO_x- und Partikelemissionen bei nahezu unverändertem HC gegenüber Serieneinstellung. Mit einer FB-Verstellung nach "früh" (24°v.OT) treten durch früheren Brennbeginn und höhere Verbrennungstemperatur auch höhere Emissionen auf, insbesondere steigen Stickoxide extrem an. Mit der Einstellung der Förderbe-

ginne 19°v.OT und 22°v.OT wurden annähernd gleiche Partikelemissionen mit der Düse 5L1184 erreicht. Zur Optimierung der Motorausrüstung wurde somit Einspritzdüse 5L1184 und Förderbeginn 22°v.OT gewählt. Dadurch konnte eine geringfügig höhere Leistung und insgesamt ein größerer Wirkungsgrad (Bild 33 f) im Teillastbetrieb erreicht werden.

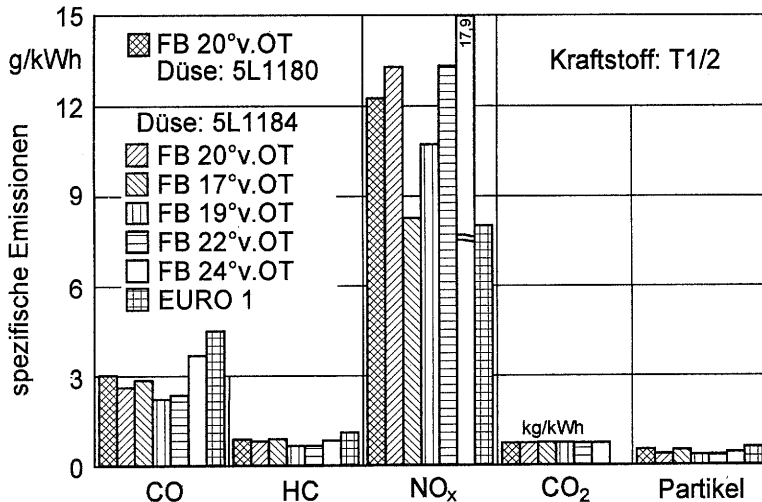


Bild 54: Spezifische Emissionen mit dem günstigsten Tessolkraftstoff T1/2, Serieneinstellung und mehreren Förderbeginneinstellungen mit der ausgewählten Einspritzdüse 5L1184 beim 13-Stufentest

In Bild 55 sind die spezifischen Emissionen für mehrere Tessolkraftstoffe mit der ausgewählten Düse 5L1184 bei optimierter Förderbeginneinstellung 22°v.OT gegenüber Serieneinstellung dargestellt. Mit optimierter Einstellung sind die CO-, HC- und Partikelemissionen der Tessolkraftstoffe unterhalb des Grenzwerts EURO1, dennoch kommt es zu erheblich höheren Stickoxidemissionen. Die Zugabe der Additive ergaben beim Motorbetrieb mit Tessolkraftstoffen T1/3 und T1/5 bei den CO-, HC und Partikelemissionen keine Verbesserungen sondern eine geringe Emissionserhöhung. Die Stickoxide zeigen bei Tessolkraftstoffen T1/2, T1/3 und T2/0 uneinheitliche Ergebnisse. Durch die Additive ergeben sich bei den Kraftstoffen T1/3 und T1/5 zündbeschleunigende Wirkungen. Zudem treten höhere Verbrennungstemperaturen, ein früherer Brennbereich und höherer, lastabhängiger Druckanstieg (Bild 41 d) auf. Bei Tessol-

kraftstoffen T1/2, T1/3 und T1/5 bewirken eine frühere Energieumsetzung (50%) (Bild 46) und eine frühe Verbrennung mit optimierter Motoreinstellung eine Verringerung der Partikelemission.

Die Cetanzahlen der Tesselkraftstoffe ($T1/2=ca.38.2$, $T1/3=ca.46.2$, $T1/5=ca.48.0$, $T2/0=ca.45.1$) üben einen Einfluß auf die CO -, HC -, NO_x - und Partikelemissionen aus. Nach Untersuchungen von May et al. [21] verringerten sich mit zunehmender Cetanzahl Emissionen von HC und CO , jedoch stiegen die NO_x -Emissionen an. Diese Ergebnisse konnten bei den NO_x -Emissionen bestätigt werden.

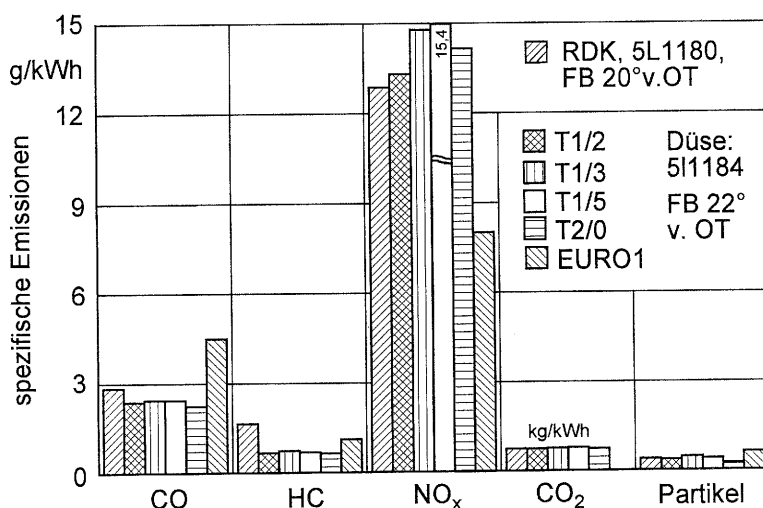


Bild 55: Spezifische Emissionen mehrerer Tesselkraftstoffe mit optimierter Motoreinstellung gegenüber Serieneinstellung mit Diesel

Bild 56 zeigt die Abweichungen der Emissionen mit Tesselkraftstoff T1/2 und optimierter Düse 5L1184 bei verschiedenen Förderbeginneinstellungen bezüglich der Serieneinstellung - (Düse 5L1180 und FB 20° v. OT). Dabei wird deutlich, daß eine Verstellung des Förderbeginns nach "spät" die Stickoxidemission erheblich verringert werden aufgrund geringerer Verbrennungstemperatur und langsamer ablaufenden Energieumsetzung (Bild 49) bei spätem Maximum. Dieser Vorteil wird auf Kosten eines Anstiegs des spezifischen Kraftstoffverbrauchs

und der HC-Emissionen erreicht, jedoch könnte letzteres durch Verwendung eines nachgeschalteten Oxidationskatalysators kompensiert werden. Bei den Partikelemissionen wird durch eine Verstellung des Förderbeginns nach "spät" (17° v.OT) eine Verbesserung gegenüber der Serieneinstellung erreicht.

Eine Verstellung des Förderbeginns nach "früh" (24° v.OT) ergibt für die gasförmigen Emissionen CO und NO_x höhere Werte und für die HC- und Partikelemissionen eine Abnahme gegenüber Serieneinstellung. Die Einstellung des Förderbeginns auf 19° und 20° v.OT bewirkt eine Abnahme der Partikelemissionen gegenüber Serieneinstellung. Wegen höherer Motorleistung bei geringerem spezifischen Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig geringer Stickstoffzunahme wird die optimierte Einstellung auf den Förderbeginn 22° v.OT festgelegt. Bei dieser Motoreinstellung wird mit Düse 5L1184 eine Verringerung der Partikel um 32 % gegenüber Serieneinstellung erreicht.

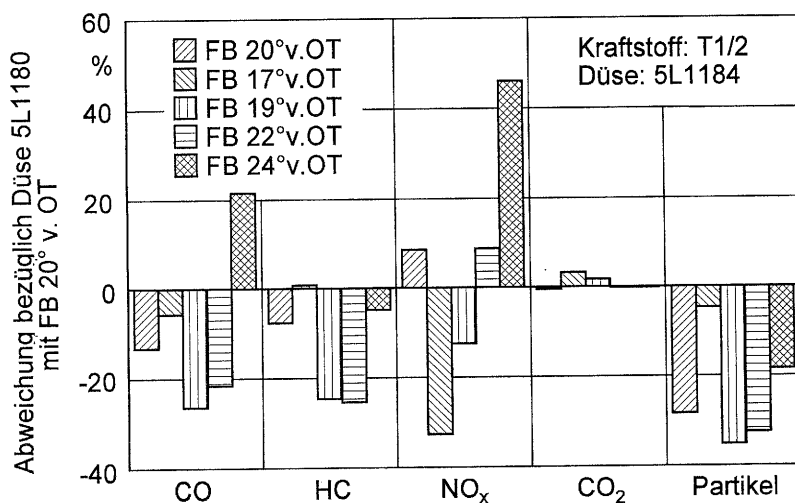


Bild 56: Abweichungen der Emissionen mit der optimierten Einspritzdüse (5L1184) von der Serieneinstellung (Düse 5L1180, FB 20° v.OT) mit dem Tessolkraftstoff T1/2 und verschiedenen Förderbeginneinstellungen

In **Bild 57** sind die Abweichungen der Emissionen mit Düse 5L1184 und verschiedenen Förder-

beginneinstellungen bezüglich Serienförderbeginn (20° v. OT) und Tesselkraftstoff T1/2 dargestellt. Hier erkennt man eine Schadstoffzunahme der CO-, HC- und Partikelemissionen bei Verstellung des Förderbeginns nach "früh" (24° v. OT) und nach "spät" (17° v. OT). Die Einstellungen der Förderbeginne auf (19° und 22°) v. OT zeigen mit der für die Optimierung ausgewählten Einspritzdüse 5L1184 ein günstigeres Abgasverhalten gegenüber FB-Serieneinstellung (20° v. OT).

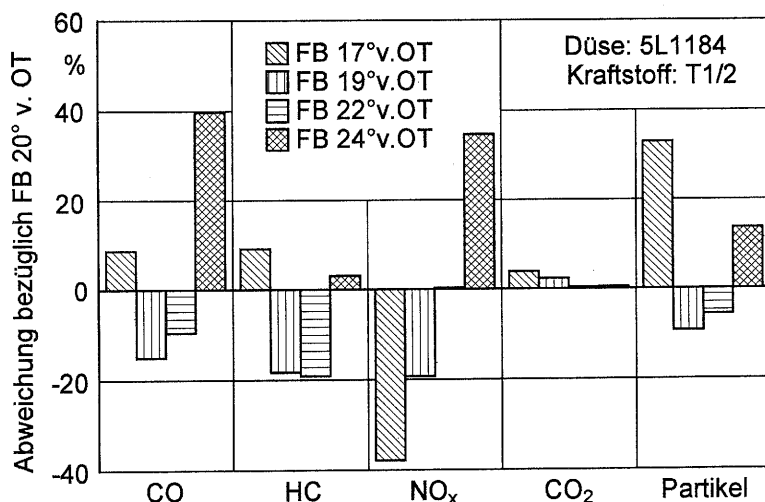


Bild 57: Abweichungen der Emissionen bei Verstellung der Förderbeginne, optimierter Einspritzdüse 5L1184 und Tesselkraftstoff T1/2 gegenüber FB-Serieneinstellung (20° v. OT)

Die Abweichungen der Emissionen mit verschiedenen Düsen bezüglich Seriidüse 5L1180 und Einstellung des Förderbeginns auf 20° v. OT sind in [Bild 58](#) dargestellt. Mit Düse 5L1184 erhält man ein verbessertes Abgasverhalten für CO, HC und Partikel gegenüber Seriidüse (5L1180), jedoch sind Stickoxide um 8 % erhöht. Eine Verringerung der Stickoxide ergibt sich mit Düse 4L474 (24% Querschnittsvergrößerung) bei gleichzeitig höherer Leistung und geringerem spezifischen Kraftstoffverbrauch allerdings zu Lasten einer Zunahme der CO- und Partikelemissionen gegenüber Seriidüse 5L1180. Mit Düse 4L474 wirkt sich das konisch reduzierte Sacklochvolumen ([Bild 18](#)) mindernd auf die HC-Emissionen aus. Der Motorbetrieb mit Düse 4L972 ergibt gegenüber Düse 4L474 geringere Abgaswerte bei CO, NO_x und

Partikel, jedoch nicht im Vergleich zur optimierten Düse 5L1184. Die Zunahme der HC-Emissionen ist beim Motorbetrieb mit Düse (4L972) eine Folge des stärkeren Nachtropfens aus dem zylindrischen Sacklochvolumen.

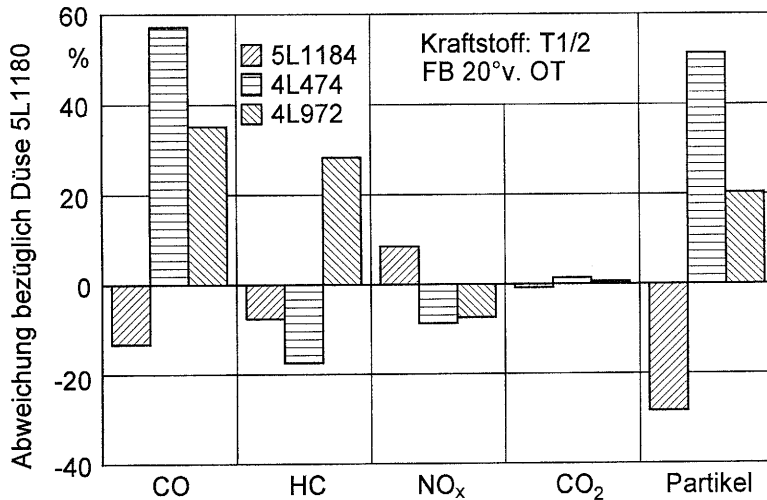


Bild 58: Abweichung der Emissionen mit verschiedenen Düsen und günstigstem Tessolkraftstoff T1/2 beim Förderbeginn (20°v. OT) bezüglich Seriendüse 5L1180

In **Bild 59** sind die Abweichungen der Emissionen von der optimierten Motoreinstellung (FB 22°v. OT, Düse 5L1184) bezüglich Serieneinstellung (5L1180, FB 20°v. OT) für die Tessolkraftstoffe T1/2, T1/3, T2/0 dargestellt. Mit optimierter Motoreinstellung ergibt sich neben der Partikelreduktion auch ein verbessertes Abgasverhalten hinsichtlich der CO- und HC-Emissionen. Der Anstieg der Stickoxidemissionen ist auf die Einstellung des früheren Förderbeginns und der höheren Verbrennungstemperatur zurückzuführen. Für Tessolkraftstoff T2/0 wurde bei Serieneinstellung keine Messung durchgeführt.

Die Erhöhung der Cetanzahl durch Additive (Zündbeschleuniger) ergibt einen geringfügig kürzeren Zündverzug (**Bild 40**) und dadurch eine frühere Entflammung. Umfangreiche Unter-

suchungen von Schäfer et al. [75] ergaben, daß mit Zündbeschleuniger eine Verminderung der HC-, CO- und Partikelemissionen erreicht wird, ohne daß NO_x ansteigt. Dieses Ergebnis kann zumindest bei Tesselkraftstoff (T1/3) nicht bestätigt werden.

Mit Tesselkraftstoff T2/0 konnte ein verbessertes Abgasverhalten für HC-Emissionen (ca. 30%) gegenüber Serieneinstellung erreicht werden. Die Optimierung wurde einerseits mit Tesselkraftstoff T1/2 und andererseits mit Einspritzdüse 5L1184 und Förderbeginn 22° v. OT durchgeführt. Für Tesselkraftstoff T2/0 mußte aufgrund anderer Zusammensetzung die schrittweise Optimierung erneut durchgeführt werden. Bei der durchgeführten Optimierung sind insbesondere Minderungen der CO-, HC- und Partikelemissionen erreicht worden. In Abhängigkeit vom Luftverhältnis verhalten sich NO_x - und HC-Emissionen weitgehend gegenläufig [75].

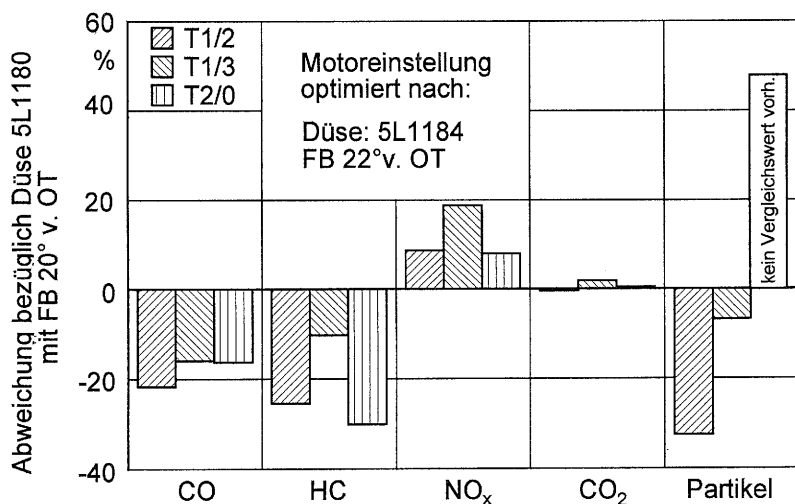


Bild 59: Abweichung der Emissionen bei optimierter Motoreinstellung bezüglich Serieneinstellung für mehrere Tesselkraftstoffe

7.5.2 Kennwerte für Ruß

Die Abgasschwärzung wird durch nicht verbrannte Rußteilchen im Abgas verursacht. Sie hängt vorwiegend von der Brennraumtemperatur, dem Luftverhältnis und der Gemischbildung ab. In Bild 60 a sind die Rauchwerte (nach Bosch) im Vollastbetrieb bei Serien- und optimierter Einstellung für Diesel- und Reinkraftstoffe dargestellt. Die Schwärzungszahlen nehmen mit abnehmender Motordrehzahl und verringertem Luftverhältnis zu. Die Reinkraftstoffe RME und RÖL zeigen bei Serieneinstellung im gesamten Motordrehzahlbereich deutlich geringere Schwärzungszahlen als Diesel.

In Bild 60 b hat Tesselkraftstoff T1/1 bei höherer Drehzahl geringere Rauchwerte als Diesel. Jedoch übertreffen sie mit abnehmender Drehzahl jene von Diesel. Mit Tesselkraftstoff T1/2 werden ähnliche Rauchwerte erreicht, die allerdings die Dieselwerte bei verringerter Motordrehzahl übersteigen. Die Tesselkraftstoffe T1/3 und T2/0 (Bild 60 c) erreichen geringere Schwärzungszahlen, jedoch übersteigt Tesselkraftstoff T1/3 geringfügig den Dieselrauchwert bei niedriger Drehzahl.

Das verbesserte Rauchwertverhalten von Tesselkraftstoff T2/0 könnte sich durch höheren Wassergehalt und frühere Verbrennung ergeben. Bei Emulsionen (Bild 60 d) wird mit zunehmendem Wasseranteil die Schwärzungszahl in Abhängigkeit der Motordrehzahl verringert. Mit 14% Wasser verringert sich die Schwärzungszahl um ca. 50% bei niedriger Motordrehzahl und Serieneinstellung.

In Bild 60 e sind die Ergebnisse mit Tesselkraftstoff T1/2, verschiedenen Düsen und Serienförderbeginn im Vollastbetrieb dargestellt. Es zeigt sich, daß mit Düse 5L1184 die Schwärzungszahl geringer ist. Die anderen Düsen zeigen bei Serieneinstellung teilweise höhere Schwärzungszahlen mit abnehmender Drehzahl als Diesel. Der Vergleich Serien- mit optimierter Einstellung (Bild 60 f) ergibt für Tesselkraftstoffe T1/2, T1/3, T2/0 und Verstellung des Förderbeginns nach "früh" eine deutliche Rußabsenkung. Nach Untersuchungen von Kuhn und Hohenberg [86] ergibt eine späte Verbrennung erhöhte Rußwerte im Abgas. Die vorliegenden Ergebnissen der Energieumsetzung (50%) in Abhängigkeit von der Kurbelwinkellage mit Tesselkraftstoffen T1/2, T1/3, T1/5 zeigen gleiches Verhalten. Eine Verstellung des Förderbeginns nach "früh" ergibt einen steigenden maximalen Brennraumdruck und demzufolge

eine Abnahme der Schwärzungszahl. Mit einem späteren Förderbeginn wird auch das Brennraumdruckmaximum später erreicht. Daraus entsteht höherer Rußausstoß und somit eine höhere Schwärzungszahl für die Motoreinstellung (5L1180, FB 20° v. OT).

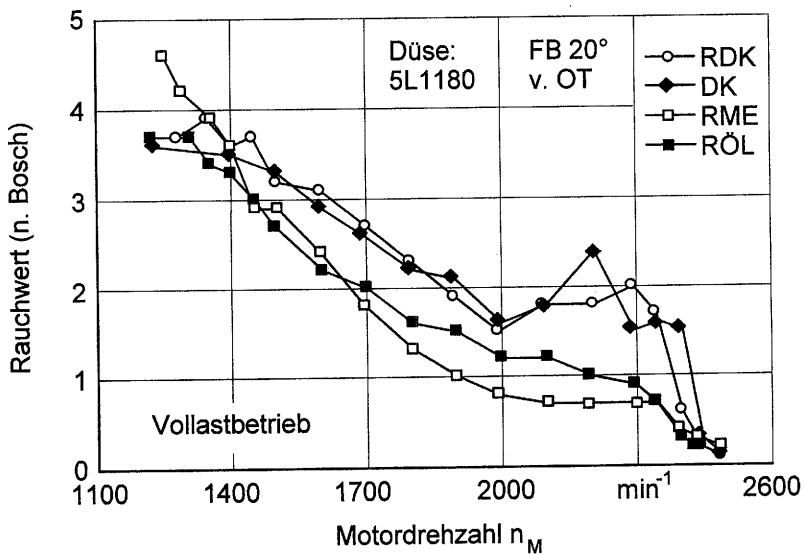


Bild 60 a: Rauchwert in Abhängigkeit der Motordrehzahl bei Serieneinstellung mit verschiedenen Reinkraftstoffen

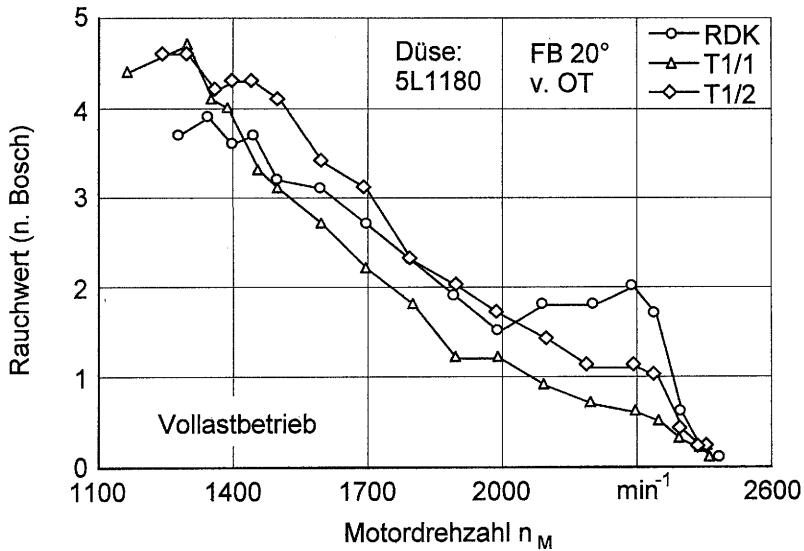


Bild 60 b: Rauchwert in Abhängigkeit der Motordrehzahl bei Serieneinstellung mit verschiedenen Tessolkraftstoffen gegenüber Diesel

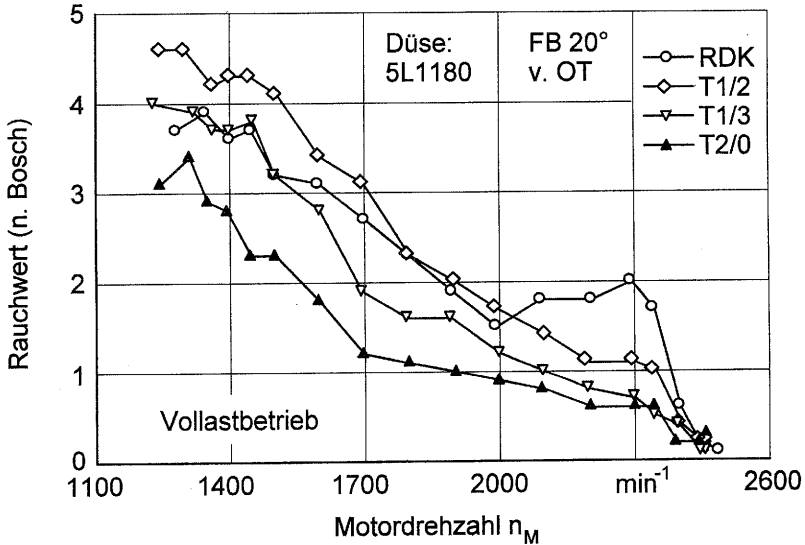


Bild 60 c: Rauchwert in Abhängigkeit der Motordrehzahl bei Serieneinstellung mit verschiedenen Tessolkraftstoffen gegenüber Diesel

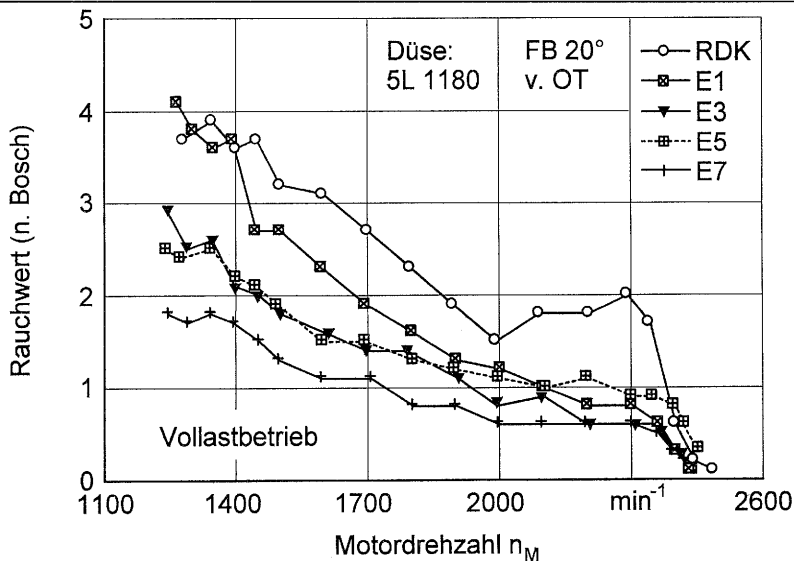


Bild 60 d: Rauchwert in Abhängigkeit der Motordrehzahl bei Serieneinstellung mit verschiedenen Emulsionen gegenüber Diesel

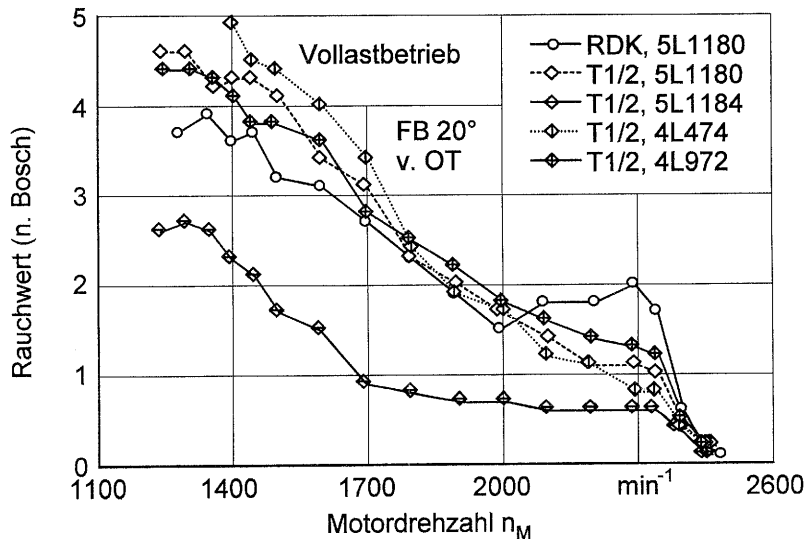


Bild 60 e: Rauchwert in Abhängigkeit der Motordrehzahl mit ausgewähltem Tessolkraftstoff T1/2, Serienförderbeginn und verschiedenen Düsen gegenüber Serieneinstellung und Diesel

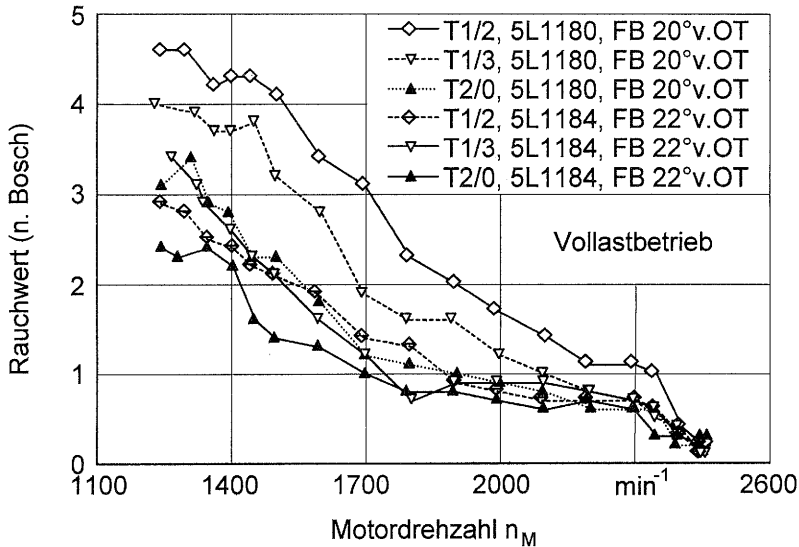


Bild 60 f: Rauchwert in Abhängigkeit der Motordrehzahl mit mehreren Tesselkraftstoffen bei Serien- und optimierter Einstellung

Mit den Pflanzenölkraftstoffen sind wesentliche Vorteile hinsichtlich der Schwärzungszahlen besonders in Vollastnähe erreicht worden. Im unteren Lastbereich war die Abgastrübung so gering, daß keine wesentlichen Unterschiede festzustellen waren. Jedoch wird die Boschzahl auch von der Farbe der Rußpartikel beeinflusst. In Untersuchungen von May et al. [53] und Breuer [96] wurden an Dieselmotoren mit Pflanzenölkraftstoffen geringere Boschzahlen gegenüber Diesel gemessen. Ein Grund dafür ist das graue Aussehen der Pflanzenölrüßteilchen. Die grauen Rußpartikel könnten sich durch die andersartigen Reflexionen aufgrund des Siedeverhaltens der an die Partikel vermehrt angelagerten Kohlenwasserstoffe ergeben.

7.5.3 Verkokungsverhalten

Durch Verwendung von Additiven kann insbesondere auf die Entflammung, eine rückstandsärmere Verbrennung und auf die Sauberkeit der Einspritzdüsen eingewirkt werden. Neben den Ablagerungen auf den Düsen spitzen deuten Veränderungen der Rauchwerte auf eine beginnende Verkokung hin.

In Bild 61 a sind die Rauchwerte beim 10-Stunden-Kurzdauerlauf bei einem Mitteldruck von 8,9 bar und Drehzahl 2350 min^{-1} bei Serieneinstellung dargestellt. Mit zunehmender Betriebsstundenzahl ergibt sich bei Serieneinstellung mit den Tesselkraftstoffen T1/2, T1/3 und T1/4 ein langsames Ansteigen der Rauchwerte. Dabei erreicht der Tesselkraftstoff T1/2 ohne Additiv die höheren Rauchwerte. Während der Motorlaufzeit ist ein schwingendes Rauchwertverhalten festzustellen, das sich durch verkokungsaufbauende und immer wieder abplatzende Rußpartikel an der Düsenspitze ergeben könnte. Dadurch wird die Kraftstoffzerstäubung behindert und die Gemischbildung verschlechtert. Nach dem 10-Stunden-Kurzdauerlauf mit Tesselkraftstoff T1/2 zeigten die Düsen 5L1180 starke Rußablagerungen um die Spritzlöcher herum. Die Spritzlöcher selbst waren jedoch frei und ergaben beim Abdrücken ein zufriedenstellendes Spritzbild. Das Nachtropfen führte an den Düsen zu einem Rußkeil.

Der Additivzusatz verursacht bei Tesselkraftstoff T1/3 während des 10-Stunden-Kurzdauerlaufs ein stärkeres Rußbild als bei Tesselkraftstoff T1/2. Die starke Rußbildung und Verkrustungen an den Düsenspitzen zeigen jedoch beim Abdrücken ein gleichmäßiges Spritzbild. Der Tesselkraftstoff T1/4 ergibt mit den Seriendüsen 5L1180 gegenüber den Tesselkraftstoffen T1/2 u. T1/3 die stärksten Verkrustungen an den Düsenspitzen.

In Bild 61 b sind die Ergebnisse mit dem Tesselkraftstoffen T1/2 bei Serieneinstellung und die Tesselkraftstoffe T1/2 u. T1/5 bei optimierter Einstellung und der Drehzahl 2340 min^{-1} mit einem Mitteldruck von 8,9 bar dargestellt. Dort ergaben sich bei der optimierten Einstellung (FB 22°v.OT, Düse 5L1184) geringere Rauchwerte im 10-Stunden-Kurzdauerlauf als bei Serieneinstellung. Die Verstellung des Förderbeginns auf 22°v.OT ergibt für die Düsen 5L1184 ein stärkeres Rußbild gegenüber Serieneinstellung. Jedoch zeigt sich aufgrund des reduzierten, zylindrischen Sacklochs ein nicht so stark ausgeprägtes Rußverhalten. Das reduzierte zylindrische Sackloch senkt auch die Kohlenwasserstoffemissionen, da weniger Kraftstoff ausdampft. Die Spritzlöcher waren bei den Düsen 5L1184 frei von Rußpartikeln.

Die Ergebnisse in Bild 61 c mit Tesselkraftstoff T2/0 und optimierter Einstellung zeigen einen geringeren Rauchwert als mit Tesselkraftstoff T1/2. Beim Kraftstoff T2/0 begünstigt der niedrigere Siedeverlauf und der höhere Wasseranteil das Verbrennungsverhalten, was sich im Rauchwert auswirkt. Mit der optimierten Einstellung und dem Tesselkraftstoff T1/2 ergibt sich mit den Düsen 5L477 gegen Ende des 10-Stunden-Kurzdauerlaufs ein abnehmender Rauch-

wert. Düse 5L477 unterscheidet sich von Düse 5L1184 durch eine kürzere Spritzlochlänge und ein konisch reduziertes Sackloch. Das konisch reduzierte Sacklochvolumen der Düse 5L477 wirkt sich positiv auf das Motorschmierölverhalten aus. Es konnte keine Schmierölzunahme durch unverbrannten Kraftstoff festgestellt werden. Die Düse 5L477 ergibt nach dem 10-Stunden-Kurzdauerlauf mit dem Tessolkraftstoff T1/2 kleinere und trockenere Rußberge an der Düsen Spitze und zudem freigespritzte Düsenlöcher.

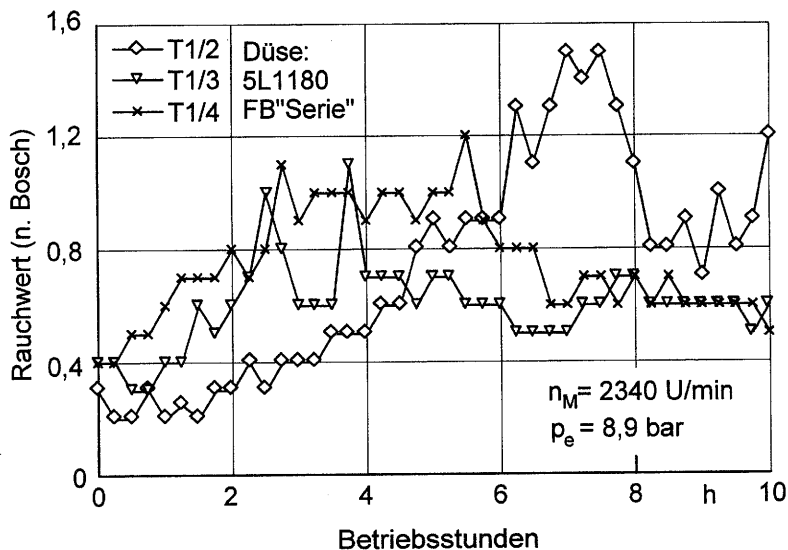


Bild 61 a: Rauchwerte bei Serieneinstellung mit verschiedenen Tessolkraftstoffen beim 10-Stunden-Kurzdauerlauf

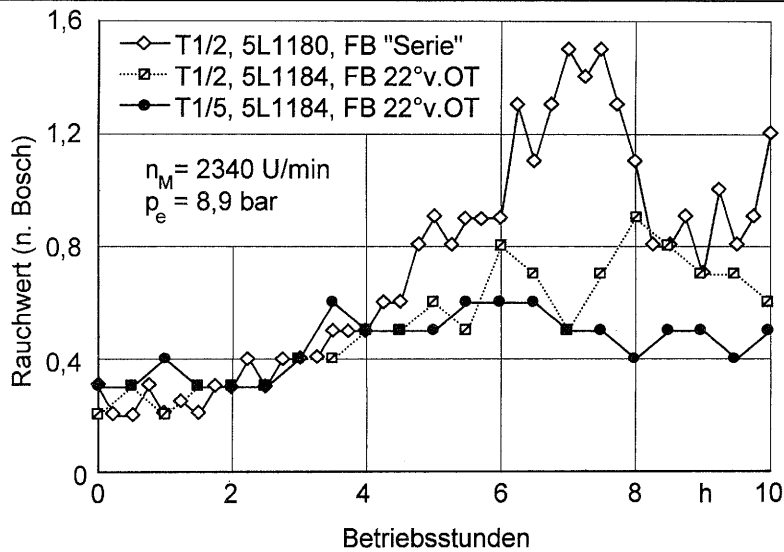


Bild 61 b: Rauchwerte bei Serien- und optimierter Einstellung mit verschiedenen Kraftstoffen im 10-Stunden-Kurzdauerlauf

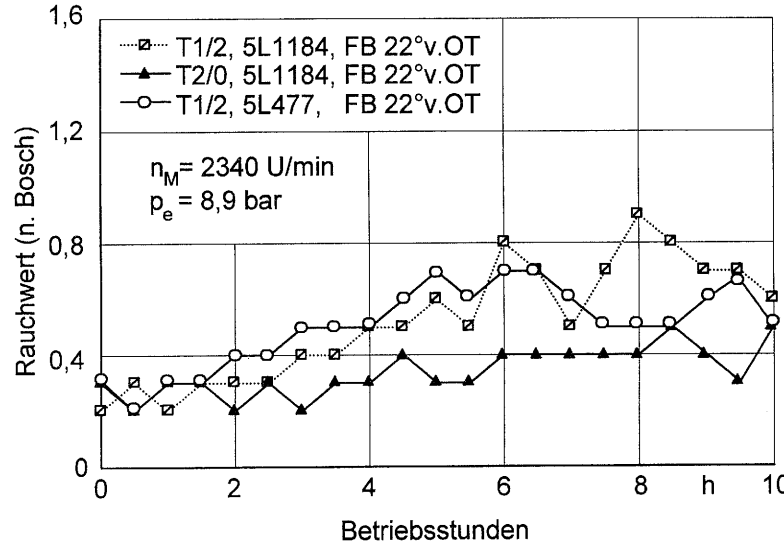


Bild 61 c: Rauchwerte bei optimierter Einstellung mit verschiedenen Tesselkraftstoffen und zudem mit einer weiteren Düse mit dem günstigsten Tesselkraftstoff beim 10-Stunden-Kurzdauerlauf

In Bild 62 a sind weitere Rauchwerte bei Serieneinstellung im 5-Stunden-Kurzdauerlauf dargestellt. Der Rauchwert mit Diesel bleibt bei Serieneinstellung, Drehzahl 2350 min⁻¹ und einem Mitteldruck von 7,3 bar größtenteils unverändert. Der Tessolkraftstoff T1/2 zeigt ein Ansteigen des Rauchwerts, doch vermutlich durch abplatzende Rußpartikel an der Düsenspitze nimmt der Rauchwert wieder ab. Die Emulsion hat die geringsten Rauchwerte. Dieses Verhalten könnte bei der Emulsion auf den Wassergehalt von 7,6 Gew.-% und die verbesserten Verbrennungseigenschaften zurückzuführen sein. Sie steigen durch eine zunehmende Verkokungsbildung der Düsenspitzen während des Kurzdauerlaufs langsam an. Mit der Serieneinstellung und den größeren Düsenlochquerschnitte werden gegenüber der optimierten Einstellung höhere Rauchwerte erreicht. Zudem begünstigt das größere Sacklochvolumen bei der Düse 5L1180 die Rauchwert- und Verkokungsbildung beim Kurzdauerlauf.

Die Ergebnisse in Bild 62 b mit dem Tessolkraftstoff T1/1 und Reinkraftstoff RÖL ergeben bei Serieneinstellung einen Rauchwertanstieg. Zudem hat sich eine langsam aufbauende Verkokungsbildung an den Düsen ergeben. Reinkraftstoff RME verursacht geringeren Rauchwert. Das ist auf die dieselähnlichen Verbrennungseigenschaften zurückzuführen was sich auch im schwächeren Rußbild niederschlägt.

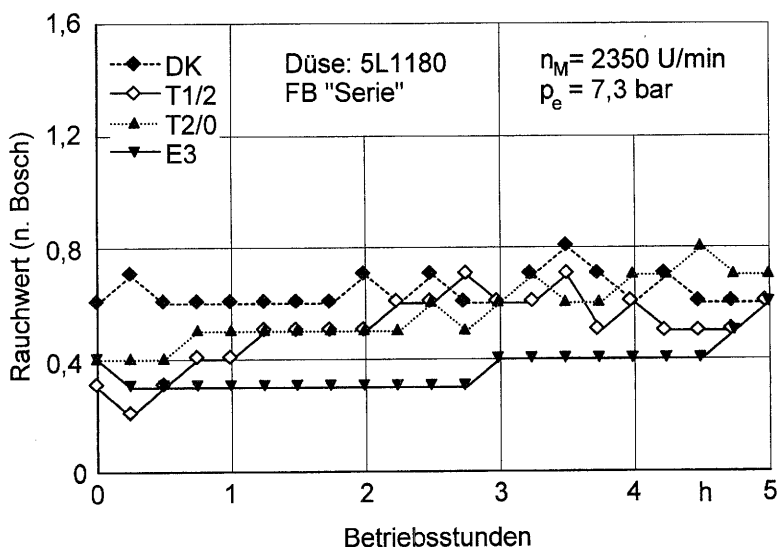


Bild 62 a: Rauchwerte bei Serieneinstellung mit verschiedenen Pflanzenölkraftstoffen gegenüber Diesel beim 5-Stunden-Kurzdauerlauf

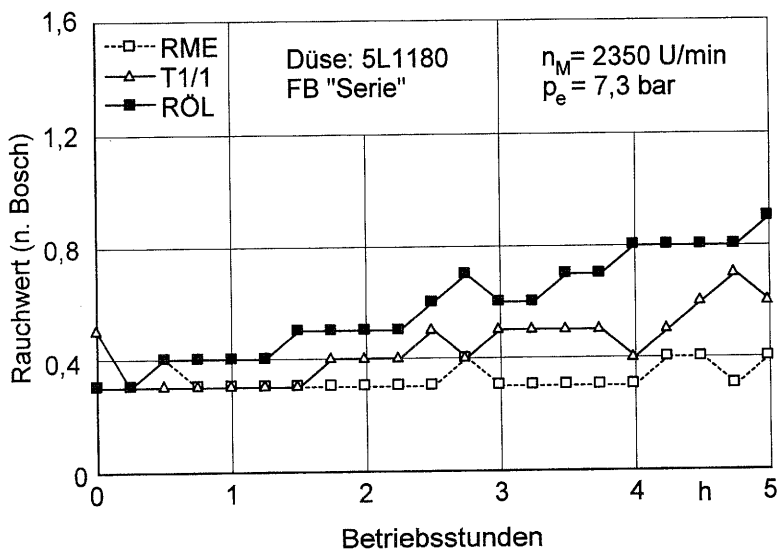


Bild 62 b: Rauchwerte bei Serieneinstellung mit Rein- und Tessolkraftstoff beim 5-Stunden-Kurzdauerlauf

Nach Untersuchungen von Mischke et al. [100] ist die Rückstandsbildung auf der Düse eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung auf die großen Ölmoleküle zurückzuführen. Diese Moleküle mit einem Molekulargewicht, welches um ein Vielfaches größer ist als das von Diesel, verursachen wegen fehlender Verdampfbarkeit und geringer thermischer Stabilität starke Rückstandsbildungen bis hin zum Düsenverkoken und Festgehen der Kolbenringe.

Die geringe Verkokungsneigung mit dem Reinkraftstoff RME ist durch den Umesterungsprozeß auf ein Drittel des abgesenkten Molekulargewichtes zurückzuführen. Daraus resultieren physikalische Eigenschaften, die denen von Diesel nahekomen. Die Molekulargewichte von Tessolkraftstoffen mit $T1/1 = 731 \text{ g/mol}$, $T1/2 = 736 \text{ g/mol}$ liegen um das 2,7 fache höher als bei Rapsölmethylester mit $267,5 \text{ g/mol}$. Reines Rapsöl hat ein Molekulargewicht von ca. 881 g/mol . Nach Untersuchungen der Düsengeometrie von Megahed et al. [101] verursachen zumindest bei Diesel eine Verlängerung der Spritzlochlänge, die Verkleinerung des Lochdurchmessers und die Erhöhung des Zylinderdrucks eine schnellere Verdampfung.

Für die geforderten Eigenschaften, wie hohe Zündwilligkeit, rückstandsarme und saubere Verbrennung, müssen die entsprechenden Additive, die in unterschiedlichen Phasen der Verbrennung wirksam sind, auf den jeweiligen Pflanzenölkraftstoff abgestimmt werden. Untersuchungen von Brandt [102] zeigen bei Verwendung von multifunktionellen Additiven zum Diesel verbesserte Ergebnisse der Emissionen und eine saubere Verbrennung. Dieses Verhalten der Additive kann auf Pflanzenölkraftstoffe aufgrund der andersartigen physikalischen und chemischen Zusammensetzung nicht übertragen werden. Nach Untersuchungen von Nierhauve [103] hängt die unterschiedliche Wirksamkeit der Additive und der Einsatz des richtigen Additivs mit einem sehr komplexen Entwicklungsaufwand zusammen.

8 Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

In jüngster Zeit wird zur Schonung fossiler Energievorräte und aus Sorge vor einer nachteiligen Umweltbeeinflussung verstärkt an der Nutzung von alternativen Treibstoffen für Verbrennungsmotoren gearbeitet. Eine kurzfristig realisierbare Möglichkeit wird in der Verwendung von Pflanzenölen und deren Derivaten gesehen. Dazu bietet sich in Europa hauptsächlich Rapsöl an, wobei der erforderliche Rapsanbau zudem als Möglichkeit zur Verringerung der vorhandenen agrarischen Überproduktion gesehen wird und zugleich als boden- und klimaschonend gilt. Rapsöl kann als Kraftstoff für moderne Dieselmotoren eingesetzt werden, wenn es dieselähnliche Eigenschaften aufweist. Hierfür ist die Verwendung von verestertem oder additiviertem Rapsöl denkbar, während naturbelassenes Rapsöl spezielle angepaßte Motorkonzepte erfordert.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden in einem direkteinspritzenden Seriidieselmotor vergleichsweise zu Dieselmotorkraftstoff auf Rapsöl basierende Kraftstoffe wie Rapsmethylester und insbesondere unterschiedlich additiviertes Rapsöl in Dauerlauf- und Kurztests eingesetzt. Die Einflüsse dieser Kraftstoffvarianten auf Motor und Umwelt sind untersucht worden. Die Prüfstandsuntersuchungen dienten der Verbesserung des Kraftstoffs einerseits und der Motoreinstellung andererseits. Ziel war, Serienmotoren ohne konstruktive Änderungen mit Pflanzenölkraftstoffen betreiben zu können.

Pflanzenöle sind wegen ihres chemischen Aufbaus und ihrem Energieinhalt grundsätzlich als Kraftstoff für Dieselmotoren geeignet. Allerdings würde wegen der kraftstoffspezifischen Eigenschaften von Pflanzenöl eine Anpassung des Motors notwendig. Dies läßt sich vermeiden, wenn das Pflanzenöl an die Eigenschaften von Dieselmotorkraftstoff angepaßt wird. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten. Durch Umesterung kann ein dieselähnlicher Kraftstoff, z.B. Pflanzenölmethylester, erzeugt werden, der für alle serienmäßig auf dem Markt befindlichen Dieselmotoren (DI und IDI) geeignet ist. Desweiteren lassen sich die Eigenschaften von Pflanzenöl durch Zusätze verbessern, so daß eine Nutzung auch in direkteinspritzenden Dieselmotoren möglich wird. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die Einflüsse verschiedener, so hergestellter Pflanzenölkraftstoffe auf Verbrennungsverhalten und Schadstoffemissionen untersucht.

Zum Einsatz kamen neben Diesel (DK), Rapsmethylester (RME), Rapsöl-Wasseremulsionen mit 2 bis 14 % Wasseranteil (E1, E3, E5, E7) und Rapsölmischungen aus 80 % Rapsöl und 20 % Zusatz eines Benzin-Alkoholgemisches (T1/1 bestehend aus 14 % Testbenzin 180 / 210 mit 6 % Isopropanol und T1/2 bestehend aus 14 % Testbenzin mit 6 % 2-Ethylhexanol) und die Mischung T1/2 mit einer zusätzlichen, unterschiedlichen Additivgemischzugabe (T1/3, T1/4 und T1/5). Außerdem wurde eine Mischung aus 60 % Rapsöl, 35 % RME und 5 % Alkohol (T2/0) in die Untersuchungen miteinbezogen. Zur Optimierung des Motors wurden fünf verschiedene Düsenbauarten untersucht und der Kraftstoffförderbeginn bis zu 4° Kurbelwellenwinkel nach "früher" und bis zu 3° Kurbelwellenwinkel nach "später" gegenüber der Serieneinstellung verändert.

Ausgehend von einem 600-Stunden-Prüfstandslauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors unter Serienbedingungen wurde dann untersucht, inwieweit durch Veränderung der Grundeinstellungen bessere Leistungs-, Verbrauchs- und Emissionswerte erreichbar sind. Das Betriebsverhalten des Motors (MWM TD 226B-4, 1990) wurde unter Heranziehung folgender Eckdaten ermittelt:

1. Motorkenndaten mit Diesel- und Pflanzenölkraftstoffen beim Langzeitbetrieb (Leistung, Drehmoment, Kraftstoffverbrauch, Wirkungsgrad, Durchblasemenge, Schmierölkennwerte und Rauchwert)
2. Motorkenndaten bei Optimierung (Leistung, Drehmoment, Kraftstoff- und Energieverbrauch, Wirkungsgrad)
3. Kenngrößen der Verbrennung (Zündverzug und maximaler Druckgradient, Brenndauer, maximaler Verbrennungsdruck, Heizverlauf und Gastemperatur)
4. Emissionsverhalten der Pflanzenölkraftstoffe
5. Verkokungsverhalten im Teillastbetrieb

Die Überprüfung der Dauerlaufsicherheit und die Beurteilung des Verschleißverhaltens wurde am Versuchsmotor mit 600 Betriebsstunden und Pflanzenölkraftstoff T1/1 durchgeführt. Die Motorleistung lag über die gesamte Versuchszeit um ca. 4 % niedriger als bei Diesel. Die spezifische Energiezufuhr des Pflanzenölmischkraftstoffs liegt um ca. 8 % niedriger als bei Diesel, so daß trotzdem eine etwas günstigere Energieumsetzung erreicht wird. Der Rauchwert liegt durchschnittlich um ca. 30 % niedriger als bei Diesel. Ein besonderes Problem ergibt

sich durch die Ölzunahme bei geringer Last und niedriger Drehzahl, hervorgerufen durch ein ungünstiges Verbrennungsverhalten.

Durch Optimierung der Motorausrüstung mit einer 5 Loch-Einspritzdüse (5L1184) mit reduziertem Sackloch und Verstellung des Förderbeginns nach "früh" 22° v.OT verbessert sich bei den untersuchten Motordrehzahlen 1600 min⁻¹ und 2350 min⁻¹ der Wirkungsgrad. Eine Verstellung des Förderbeginns nach "spät" 17° v.OT ergibt eine Wirkungsgradverschlechterung. Die Abnahme des Drehmoments und der Leistung bei Mischkraftstoffen wird durch die geringer eingebrachte Energiemenge hervorgerufen. Die Einspritzmenge war beim Motorbetrieb mit Pflanzenölkraftstoff gegenüber Diesel nicht angepaßt worden. Der Einsatz der Mischkraftstoffe T1/2, T1/3 und T2/0 bei Serien- und optimierter Einstellung (FB 22° v.OT, Düse 5L1184) ergab im Teillastbetrieb bei der Verstellung des Förderbeginns nach "früh" einen geringeren spezifischen Energiebedarf gegenüber Serieneinstellung. Der differenzbezogene Energiebedarf bei den Mischkraftstoffen T1/2, T1/3 und T2/0 war im Teillastverhältnis > 50 % geringer als bei Diesel. Im Teillastverhältnis von 10 % ergibt sich bei den Drehzahlen 1600 min⁻¹ und 2350 min⁻¹ ein ungünstigeres Verbrennungsverhalten gegenüber Dieselmischkraftstoff. Dieses Verhalten ist auf höhere Siedeverläufe sowie niedrigere Cetanzahlen der Mischkraftstoffe zurückzuführen. Zudem führt die hohe Viskosität bei einem Teillastverhältnis < 50 % zu einer schlechteren Kraftstoffzerstäubung als bei Diesel. Vorallem herrscht im kleineren Teillastverhältnis ein tieferes Temperaturniveau, das letztlich zu einer schlechteren Gemischaufbereitung führt.

Die Ergebnisse der Mischkraftstoffe ergaben kürzere Zündverzüge als bei Diesel. Der kürzeste Zündverzug wurde mit Mischkraftstoff T1/2 und der optimierten Düse (5L1184) erreicht. Eine Verstellung des Förderbeginns nach "früh" ergab eine Verlängerung des Zündverzugs. Die Verstellung des Förderbeginns nach "spät" bewirkte dagegen Zündverzugsverkürzung. Mit demselben Kraftstoff wurde einerseits ein kürzerer Zündverzug und andererseits ein geringfügig größerer Druckgradient gegenüber Diesel erreicht. Die gute Zerstäubung und Aufbereitung des Kraftstoffs durch den pflanzenölbedingt höheren Einspritzleitungsdruck bewirkt eine schnellere Verbrennung und größeren Druckanstieg durch einen kürzeren Zündverzug. Mit einer extremen Verstellung des Förderbeginns nach "früh" wird eine signifikante Druckgradientensteigerung erreicht. Dagegen ergibt eine Verstellung des Förderbeginns nach "spät" weichere Druckanstiege in der Brennkammer. Mit Mischkraftstoff T1/2 wird die Kurbelwinkel-

lage des max. Druckgradienten früher als bei Dieselmischkraftstoff erreicht. Diese Erkenntnis deutet auf schnellere Zündung und somit auch auf zügigere Verbrennung der Mischkraftstoffe T1/2, T1/3 und T1/5 bei optimierter Einstellung hin. Für alle Belastungszustände wurde mit einer Verstellung des Förderbeginns nach "früh" eine Brennraumdruckerhöhung und durch eine Verstellung des Förderbeginns nach "spät" eine Druckabsenkung erreicht. Zudem führt höherer maximaler Brennraumdruck zu einer Zunahme der Verbrennungstemperatur und somit zu verstärkten Rußbildungs- und Rußoxidationsreaktionen. Ein früher erreichtes Brennraumdruckmaximum bei optimierter Einstellung mit Tressmischkraftstoffen T1/2, T1/3 und T1/5 deutet auf ein zügigeres Durchbrennen der Kraftstoffe hin.

Die Kurbelwinkellage der Energieumsetzung von 50% bei Mischkraftstoffen liegt geringfügig näher zum oberen Totpunkt und begünstigt somit einen höheren Innenwirkungsgrad. Die zügigere Energieumsetzung und eine insgesamt kürzere Brenndauer begünstigen auch das Verbrennungsverhalten der Mischkraftstoffe hinsichtlich des Emissionsverhaltens. Zudem hat das frühere Erreichen der Kurbelwinkellage, bei der 50% Mischkraftstoff (T1/2) in Wärme umgesetzt sind, neben dem verkürzten Zündverzug auch verringerte Rußwerte im Abgas.

Mit der optimierten Motoreinstellung konnte eine Verbesserung der limitierten Abgasemissionen erreicht werden. Bei der Verstellung des Förderbeginns nach "spät" ergaben sich geringere CO-, NO_x- und Partikelemissionen sowie nahezu gleiche Emissionen von Kohlenwasserstoffen HC als bei Serieneinstellung. Bei Verstellung des Förderbeginns nach "früh" entstanden durch früheren Brennbeginn und höhere Verbrennungstemperaturen etwas höhere Emissionen, insbesondere stiegen die Stickoxide an. Die Auswahl der Förderbeginneinstellung 22° v. OT gegenüber 19° v. OT wurde wegen gleich hoher Partikelemissionen (Düse 5L1184) deshalb in Richtung "früh" festgelegt, weil dabei eine geringfügig höhere Leistung und insgesamt ein größerer Wirkungsgrad im Teillastbetrieb erreicht wurde. Mit einer Spritzlochverkleinerung (Düse 5L1184) wurde bei optimierter Einstellung "früh" (22° v. OT) eine Partikelreduzierung von ca. 32% bei leichter Erhöhung der NO_x-Emissionen gegenüber Serieneinstellung erreicht. Die Ergebnisse optimierter Einstellung ließen für Mischkraftstoffe T1/2, T1/3 und T2/0 Rauchwertverbesserungen erkennen.

Mit den Mischkraftstoffen T1/2, T1/3, T1/4 und T1/5 wurde das Verkokungsverhalten im Teillastbetrieb durch Kurzzeittests untersucht. Trotz vorhergehender Optimierung der

Motorausrüstung konnten durch Zugabe von Additiven mit Zündbeschleuniger und der Verwendung des Mischkraftstoffes T1/2 keine wesentlichen Verbesserungen im Teillastbereich erreicht werden.

Das Betriebsverhalten des Versuchsmotors brachte bei geringer Motorbelastung, wie sie beispielsweise beim Einsatz in landwirtschaftlichen Schleppern häufig auftritt, ein unbefriedigendes Ergebnis. Dagegen hat sich bei höherer Belastung ein gutes Betriebsergebnis gezeigt. Deshalb sollten die untersuchten Mischkraftstoffe nur eingesetzt werden, wenn eine hohe Leistungsabgabe der Motoren sichergestellt ist. Solche Einsatzbedingungen sind am ehesten in Blockheizkraftwerken gegeben.

Über die hier vorgestellte Optimierung der Motorausrüstung hinaus könnten eine abgastemperaturgesteuerte Kühlmittelregelung oder eine lastangepaßte Mischung von Diesel und Rapsölmischkraftstoffe (Duales Tanksystem) sowie eine gezielte Kraftstoffvorwärmung eine zusätzliche, verbrennungsfördernde Maßnahme darstellen.

9 Anhang

Tabelle 4: Technische Daten der Datenerfassungsanlage [67]

Anzahl Eingangskanäle	4 bis 12
Speicherkapazität	1 Megabyte Meßwerte je 4Kanäle
Abtaste der ADCs	500 kHz Gesamtabtaste je 4 Kanäle
Auflösung des ADCs	12 Bit
Kurbelwinkelauflösung	0,1°, 0,25°, 0,5° oder 1° KW
Eingangsspannungsbereich	0 - 10 V

1. Eingabe der Motorparameter für den Versuchsmotor 2

Pleuellänge [mm]	201	Kompression [-]	15,5
Kolbenbolzendesachsierung [mm]	1,25	Hub [mm]	120
Polytropyenexponent [-]	1,35	Bohrung [mm]	105

Der Polytropyenexponent n bezieht sich auf den Verdichtungstakt. Es wird angenommen, daß er während der Kompression konstant ist. Durch die Desachsierung der Bolzenmitte werden Geräusche des Kolbens - Kolbenkippen - in den Totpunkten vermieden [69].

2. Eingabe der Kanalparameter

	Verbrennungsdruck Kanal 1	Nadelhub Kanal 2	Einspritzleistungsdr. Kanal 3
Phys. Dimension	bar	bar	bar
Kalibrierfaktor	10 bar / Volt	0,1 mm / Volt	30 bar / Volt
Offset	0 bar	0 mm	0 bar
Triggermarke v. OT	65,15	65,15	65,15

3. OT-Bestimmung aus dem geschleppten Zylinderdruckverlauf

Mittelwert der Lage des Druckmaximums (TDC):	64,5 ± 0,01
max. Motordrehzahl: [U / min]	2314
thermodynamischer Verlustwinkel: [°]	0,65

Der thermodynamische Verlustwinkel ist ein Wert, der zur ermittelten Lage des Druckmaximums addiert wird. Er berücksichtigt, daß der Maximaldruck nicht exakt im oberen Totpunkt sondern bereits früher erreicht wird.

Tabelle 5: Technische Daten von Brennraum- und Einspritzleistungsdrucksensor [68]

Technische Daten	Brennraumdrucksensor Typ: 7061 A	Piezoresistiver Sensor Typ: 4067 A
Kalibrierter Bereich [bar]	0...250	0...2000
Max. Druck [bar]	-	2500
Empfindlichkeit [pC/bar] Kalibriert bei 20°C	77,9	0...10 V / 2000 bar
Linearität ≤ ± %FSO	0,1	0,1
Betriebstemperaturbereich [°C]	-50...350	-40...140

Tabelle 6: Technische Daten des PCA Ladungsverstärker [67]

Betriebsart	Referenzbetrieb: thermodynamisch
Meßbereiche	4 Stufen (10, 100, 200 und 500 bar)
Aufnehmerempfindlichkeit	digital einstellbar in pC/bar von 0,01 - 99,99 pC/bar
Ausgangsspannung	± 10 V
Ausgangsstrom	10 mA
Frequenzbereich	ca. 0 - 180 kHz
Linearität	± 0,05 %
Stromversorgung	220 V, 50 Hz, 10 VA

Tabelle 7: Technische Daten des CAM Kurbelwinkelgeber [67]

CAM Geber	
Prinzip	Infrarot Reflexionslichtschranke
Winkelmarkenscheibe	360 Kurbelwinkelmarken, 1 Triggermarke
Statischer Fehler	$\pm 0,01^\circ$ KW
Dynamischer Fehler	$\pm 0,05^\circ$ KW bei 6000 U/min
Drehzahlbereich	20 - 12000 U/min
CAM Electronic	
Prinzip	Selbstadaptierende Signalaufbereitungsschaltung

Tabelle 8: Technische Daten des induktiven Nadelhubsensors [67]

Prinzip	induktiver Sensor in Halbbrückenschaltung
Erregung	max. 12 V bei 100 kHz
Induktivität	$2 * 150 \mu\text{H}$
Empfindlichkeit	1 V / 0,1 mm Hub bei angepassten Sensor für den Trägerfrequenzverstärker
Max. Hub	$\pm 1 \text{ mm}$
Linearität	1 %

Tabelle 9: Technische Daten des Trägerfrequenzverstärkers [67]

Spannung der Trägerfrequenz	$5 V_{\text{eff}} \pm 0,5 \%$
Frequenz	$100 \text{ kHz} \pm 5 \%$
Anschließbare induktive Aufnehmer	Impedanz von $2 * 100 \dots 600 \mu\text{H}$
Ausgangsspannung	$\pm 10 \text{ V}$ bei einem Widerstand $\geq 5 \text{ k}\Omega$
Linearität	$\leq 0,5 \%$
Frequenzbereich	0 - 20 kHz
Temperaturänderung der Empfindlichkeit	$\leq 0,015 \%$ / $^\circ\text{C}$ bei max. Empfindlichk.
Stromversorgung	$220 \text{ V} \pm 10 \%$, 50 Hz, 10 W

Tabelle 18: Analysekenndaten der Additive [87]

Additive		NADI1	NADI2	Alkohol1	Alkohol2	TB ¹⁾
Kenngroößen	Einheit					
Dichte (20°C)	kg/m ³	791	803	785	832	793
kin. Viskosität (20°C)	mm ² /s	1,6	2,0	3,1	12,7	1,4
Sauerstoff	%	8,0	3,7	26,62	12,3	<0,1
Cetanzahl	--	14,5	38,6	+	*	46,3
Mindestluft-masse	kgL/kgKr	11,4	15,8	11,5	14,1	16,5
Heizwert	KJ/kg	38354	41466	29471	37331	42576

* nicht meßbar

+ Probe zündet nicht, keine Cetanzahlbestimmung möglich

¹⁾ Testbenzin 180°/210°

14% Benzin + 6% Alkohol 1 = NADI 1

14% Benzin + 6% Alkohol 2 = NADI 2

Alkohol 1 = Isopropanol: C_3H_8O Alkohol 2 = 2-Ethylhexanol: $C_8H_{18}O$

Tabelle 20: Zusammensetzung der Additive (ZB) [87]

Additiv a			Additiv b		
Kenngrößen	Einheit		Kenngrößen	Einheit	
Heizwert H_u	KJ/kg	15622	Heizwert H_u	KJ/kg	39169
Brennwert H_o	KJ/kg	17646	Brennwert H_o	KJ/kg	45888
Komponenten:			Komponenten:		
Nitromethan	%	7,2	Naphthalin	%	3,0
Methanol	%	42,1	Diethylmethylbenzol	%	9,0
Ameisensäuremethylester	%	33,9	Methylnaphthalin	%	12,0
Dimethoxy-methan	%	5,7	Ferrocen	%	5
Dichlormethan	%	3,2	Dimethylnaphthalin	%	25
1.4 Dioxan	%	0,8	Methylbiphenyl	%	2
Xylol	%	1,0	Trimethylnaphthalin	%	17
Gemisch aus C_9 - C_{10} -Aromaten	%	5,7	Fluoren	%	4
			Dimethylbiphenyl	%	9

Tabelle 22: Zusammensetzung und Elementaranalyse des Emulgators [87]

Elementaranalyse		Marlowet LVS	Zusammensetzung		
Bestandteile	Einheit		[Mol]	Bestandteile	[g/Mol]
Kohlenstoff	Gew.-%	69,015	1	Rizinusöl	887
Wasserstoff	Gew.-%	11,015	18	Äthylenoxyd	44
Sauerstoff	Gew.-%	19,970	2	Ölsäure	282
Molekulargewichte			Zusammensetzung der Bestandteile		
129 C-Atome			Rizinusöl = 57 C + 107 H + 6 O		
247 H-Atome			Äthylenoxyd = 2 C + 4 H + 1 O		
28 O-Atome			Ölsäure = 18 C + 34 H + 2 O		
Molekulargewicht des Gemisches 2243 g					

Die Heizwertberechnung des Emulgators ist nach Formel $H_u = 34,04 c + 101,71 h - 9,84 o$ [MJ/kg] bestimmt worden [104]. Die Verdampfungsenthalpie von Wasser beträgt 2,45 MJ/kg [105].

Tabelle 24: Chemische Analysen und Fettsäuremuster [87]

Kraftstoffvariante		RDK	RÖL	RME	T1/1	T1/2	T2	E3
Kenngröße	Einheit							
Kohlenstoff	Gew.-%	87,00	77,09	79,23	77,93	78,72	79,34	72,64
Wasserstoff	Gew.-%	12,97	10,28	12,63	11,61	12,26	12,29	11,25
Sauerstoff (rechnerisch)	Gew.-%	0,01	12,63	8,14	10,46	9,02	8,37	16,11
Mindestluft- masse ¹⁾	kg L / kg Kr	16,0	13,1	13,7	12,7	13,6	14,3	12,8
Fettsäuremuster								
Ölsäure C18:1	%	--	68,7	69,9	69,8	68,6	68,9	71,1
Linolsäure C18:2	%	--	23,4	20,5	21,9	21,6	21,7	22,3
Palmitinsäure C16:0	%	--	5,1	5,4	5,1	5,0	5,2	5,1
Stearinsäure C18:0	%	--	1,3	1,8	1,4	1,3	1,8	2,3
Erucasäure C22:1	%	--	1,0	1,3	1,1	1,1	1,2	1,0
Eicosansäure	%	--	0,3	0,6	0,4	0,4	0,6	0,4
Docosansäure	%	--	0,3	0,5	0,4	2,0	0,4	0,4

¹⁾ Luftmasse wurde durch Rechnung ermittelt

Tabelle 25: Verwendete Untersuchungsmethoden

Kohlenstoff	gaschromatographisch	Aschgehalt	EN 7
Wasserstoff		Aromaten im Dampfraumverfahren.	GC - FID
Stickstoff	DIN 51722	Gesamtphosphat	DIN 51363 T1
Sauerstoff	berechnet	Fettsäuremuster	DGF C - VI Ma (81)
Verseifungszahl	DGF C-VI 3 (77)	Dichte	DIN 51757
Cloudpoint	DIN 51400 T2	Gesamtschwefel	ISO 3015
Wasser	DIN 51777 T1	Cold Filter Plugging Point	DIN EN 116
Heiz- und Brennwert	DIN 51900	Pourpoint	ISO 3016
Flammpunkt	DIN 51758	Koksrückstand	DIN 51551
Cetanzahl	DIN 51773	Heizwert v. ZB (a u. b) nach DIN 51720	

Tabelle 26: Heizwert des Emulgators und der Emulsionen

	Marlowet	E 1	E 3	E 5	E 7
Heizwert [KJ/kg _{BR}]	32727	36333	34744	33138	31541

Tabelle 28: Überprüfungsdaten des Verdichtungsdruckes (Versuchsmotor 2)

Betriebsstunden [h]	Kompressionsdaten			
	Zyl.1 [bar]	Zyl.2 [bar]	Zyl.3 [bar]	Zyl.4 [bar]
320	35,0	34,5	36,6	35,0
500	35,0	34,5	35,0	35,4

Tabelle 29: Überprüfungsdaten der Einlaß- und Auslaßventilspiele (Versuchsmotor 2)

Ventile / Betriebsstunden [h]	Aus- und Einlaßventilspiel			
	Zyl.1 [mm]	Zyl.2 [mm]	Zyl.3 [mm]	Zyl.4[mm]
Auslaß (0 h)	0,3	0,3	0,3	0,3
Einlaß (0 h)	0,2	0,2	0,2	0,2
Auslaß (320 h)	0,4 ¹⁾ (0,3) ²⁾	0,4 (0,3)	0,4 (0,3)	0,4 (0,3)
Einlaß (320 h)	0,3 (0,2)	0,3 (0,2)	0,3 (0,2)	0,3 (0,2)
Auslaß (420 h)	0,35	0,35	0,35	0,35
Einlaß (420 h)	0,25	0,25	0,25	0,35
Auslaß (500 h)	0,4	0,4	0,45	0,45
Einlaß (500 h)	0,25	0,3	0,3	0,3

¹⁾ geprüftes Ventilspiel²⁾ neu eingestelltes Ventilspiel

10 Literaturverzeichnis

- [1] *Friedrich, A. et al.*: Ökologische Bilanz von Rapsöl bzw. Rapsölmethylester als Ersatz von Dieselmotortreibstoff. Umweltbundesamt Berlin, 1993.
- [2] • *Grawe, J.*: Zukunftsenergien - Neue Techniken der Energiegewinnung. München/Landsberg: Verlag BONN AKTUELL, 1992.
- [3] *Meyer-Pittroff, R.*: Pflanzenöle als regenerative Energieträger. VDI-Bericht 1126 (1994), S. 5 - 21.
- [4] • *Winter, C. J. und Nitsch*: Wasserstoff als Energieträger. Berlin/Heidelberg/New York /Tokyo: Springer-Verlag, 1986.
- [5] • *Cramer, N.*: Raps, Züchtung-Anbau und Vermarktung von Körnerraps. Stuttgart, Eugen Ulmer Verlag, 1990.
- [6] • *Lennerts, L.*: Ölschrote, Ölkuchen, pflanzliche Öle und Fette, Herkunft, Gewinnung und Verwendung. Verband Deutscher Ölmühlen, Bonn, 1984.
- [7] *Gaupp, K.*: Pflanzenöle als Dieselmotortreibstoffe. ATZ 39 (1937) H. 8, S. 203-207.
- [8] *Maurer, K.*: Standardisierung roher Pflanzenöle. VDI-Bericht 1126 (1994), S. 77 - 87.
- [9] • *Geisler, G.*: Ertragsphysiologie von Kulturarten des gemäßigten Klimas. Berlin: Verlag P. Parey, 1983.
- [10] • *Kemper, A. und R. Fladt*: Kemper - Fladt Chemie. Stuttgart: Ernst Klett Verlag, 1976.
- [11] • *Bartholome, E.*: Ullmanns Encyklopädie der technischen Chemie. 4. Auflage, Weinheim: Verlag Chemie 11 (1983).
- [12] *Maurer, K., Obergefell, U. und H. Mestrom*: Erste Erfahrungen bei der Rapsölgewinnung und -verwertung als Treibstoff. ALB-Fachtagung, Hohenheim, 22./23. März 1990, Tagungsband, S. 70 - 74.
- [13] *Maurer, K.*: Pflanzenölgewinnung und -verwertung in landwirtschaftlichen Betrieben als Treibstoff. Landtechnik 46 (1991) H. 12, S. 604 - 608.
- [14] *Bunk, A., Dietze, R., Maurer, K. und A. Janzen*: Technologien für die Pflanzenölgewinnung und Aufbereitung - Beispiele aus Paraguay. Entwicklung u. ländlicher Raum 25 (1991) H. 3, S. 8 - 9.
- [15] *Batel, W., Graef, M., Meyer, G. J., Möller, R. und F. Schoedder*: Pflanzenöle für die Kraftstoff- und Energieversorgung. Grundlagen der Landtechnik 30 (1980) H. 2,

S. 40 - 51.

- [16] *Krause, R. u. G. Espig*: Treibstoff vom eigenen Boden, dezentrale Selbstversorgung durch Pflanzenöle. Entwicklung u. ländlicher Raum 25 (1991) H. 3, S. 3 - 7.
- [17] *Heinrich, H., Decker, G. und R. Wegener*: Alternative Kraftstoffe, Chancen und Risiken aus der Sicht von Volkswagen. VDI-GFT, Jahrbuch, 1993, S. 253 - 286.
- [18] *Maurer, K.*: Demonstrationsvorhaben Euro-Biodiesel. ALB-Fachtagung, Hohenheim, 20./21. Febr.1992, Tagungsband, S. 57 - 61.
- [19] *Baldauf, W. u. U. Balfanz*: Verarbeitung von Pflanzenölen zu Kraftstoffen in Mineralöl-Raffinerieprozessen. VDI-Bericht 1126 (1994), S. 153 - 168.
- [20] *Widmann, B. A.*: Pflanzenöl als Energieträger -Kraftstoffeigenschaften, Emissionen, Erfahrungen. VDI Bericht 851 (1991), S. 365 - 379.
- [21] *May, H., Hattingen, U. und K. Croissant*: Einfluß der Kraftstoffeigenschaften auf das Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Betriebsverhalten von Fahrzeugmotoren. Fortschritt-Berichte Nr. 122, Reihe 12, VDI-Verlag Düsseldorf, 1989, S. 184 - 202.
- [22] *Horstmann, B.*: RME/SME-Untersuchungsergebnisse. Internationale Tagung Landtechnik (VDI/MEG), Stuttgart-Hohenheim, 13./14. Okt.1994, Tagungsband S. 19.1 - 19.5.
- [23] *Maurer, K.*: Anforderungen an pflanzliche Öle als Treibstoff. Landwirtschaftlicher Hochschultag an der Universität Hohenheim, Landinfo Baden-Württemberg (1995), H. 3, S. 5 - 9.
- [24] *Syassen, O.*: Chancen und Problematik nachwachsender Kraftstoffe. MTZ 53 (1992), H. 11, S. 510 - 517 und H. 12, S. 560 - 568.
- [25] *Widmann, B. A., Apfelbeck, R., Gessner, B. H. und P. Pontius*: Verwendung von Rapsöl zu Motorentreibstoff und als Heizölersatz in technischer und umweltbezogener Hinsicht. "Gelbes Heft" Nr. 40, Bayerisches Staatsministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten, München (1992), RB-Nr. 08/92/05.
- [26] *Weidmann, K.*: Betriebserfahrungen beim Einsatz von rapsölstämmigen Kraftstoffen in Dieselmotoren. VDI-Bericht 1126 (1994), S. 137 - 151.
- [27] *Elsbett, K.*: Der "Elsbett"-Motor. Technische Akademie Esslingen, Vortrag beim Symposium Nr. 13982/68.263, Biokraftstoffe für Dieselmotoren, 1991.
- [28] *Widmann, B. A. und H. Schön*: Minderung des Phosphorgehaltes von Rapsöl. Landtechnik 50 (1995), H. 2, S. 84 - 85.
- [29] *Widmann, B. A.*: Verfahrenstechnische Maßnahmen zur Minderung des Phosphorgehal-

- tes von Rapsöl bei der Gewinnung in dezentralen Anlagen. Forschungsbericht Agrartechnik (MEG) 262, Weihenstephan 1994.
- [30] *Hoffmann, M.*: Aspekte einer ökologischen landwirtschaftlichen Produktionstechnik für nachwachsende Rohstoffe. 2. Symposium "Im Kreislauf der Natur - Naturstoff für die moderne Gesellschaft", Würzburg, 28. - 30. Juni 1993, Tagungsband, S. 189 - 199.
 - [31] *Schäfer, A.*: Pflanzenölfettsäuremethylester als Dieselmotorenkraftstoffe. Technische Akademie Esslingen, Vortrag beim Symposium Nr. 13982/68.263, Biokraftstoffe für Dieselmotoren, 1991.
 - [32] *Wörgetter, M.*: Erprobung von Biodiesel-Flottenversuch, Kraftstoffqualität und Emissionen. Technische Akademie Esslingen, Vortrag beim Symposium Nr. 13982/68.263, Biokraftstoffe für Dieselmotoren, 1991.
 - [33] *Schrottmaier, J.*: Praktische Erfahrungen bei der Markteinführung von Biodiesel in Österreich. Technische Akademie Esslingen, Vortrag beim Symposium Nr. 13982/68.263, Biokraftstoffe für Dieselmotoren, 1991.
 - [34] *Wörgetter, M. und Mitarbeiter*: Pilotprojekt Biodiesel. Forschungsberichte der Bundesanstalt für Landtechnik, Wiesenburg (1991), H. 25 und 26.
 - [35] *Scharmer K.*: Biokraftstoffe für Dieselmotoren. Technische Akademie Esslingen, Vortrag beim Symposium Nr. 13982/68.263, Biokraftstoffe für Dieselmotoren, 1991.
 - [36] *Vellguth, G.*: Methylester von Rapsöl als Kraftstoff für Schlepper im Praxiseinsatz. Grundlagen der Landtechnik 35 (1985) H. 5, S. 137 - 141.
 - [37] *Wolfensberger, U., Stadler, E. und I. Schiess*: Rapsmethylester als Treibstoff. Tänikon, FAT-Bericht 427 (1993).
 - [38] *Wörgetter, M. und J. Schrottmaier*: Pilotprojekt "Biodiesel". VDI Bericht 1020 (1992), S. 173 - 187.
 - [39] • *Flaig, H. und H. Mohr*: Energie aus Biomasse. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 1993, S. 117 - 137.
 - [40] *Prankl, H., Wörgetter, M. und H. Schaufler*: Untersuchung der Emissionen eines Traktormotors mit Mischungen aus Dieselmotorkraftstoff, Rapsölmethylester und n-Butanol. Forschungsberichte der Bundesanstalt für Landtechnik, Wiesenburg (1993), H. 38.
 - [41] *Grüttner, F. und R. Moeck*: Einfluß unterschiedlicher Brennstoffzusammensetzungen DK/Rapsöl auf das Betriebs- und Emissionsverhalten eines Dieselmotors. Beiträge des Innovations- und Bildungszentrums, Höhen Luckow (1994), Tagungsband, S. 83 - 102.

-
- [42] *Richter, H.*: Einsatz von Kraftstoffen aus Rapsöl in Verbrennungsmotoren. Vortrag bei Forum Nachwachsende Rohstoffe -Pflanzenöle im Maschinen- und Kraftfahrzeugbereich-, Haus der Wirtschaft, Stuttgart, 9. Okt. 1991.
- [43] *Menrad, H., Weidmann, K., Bernhardt, W., Heilmann, G. und U. Behn*: Rapsöl als Motorenkraftstoff. Vortrag, Technische Arbeitstagung Hohenheim, 12. April 1989.
- [44] *Havemann, H. A.*: Schnellaufende Dieselmotoren mit Alkohol-Mischkraftstoffen. MTZ 15 (1954) H. 6, S. 177 - 185.
- [45] *Goering, C. E., Schwab, A. W., Campion, R. M. Campion und E. H. Pryde*: Evaluation of Soybean Oil-Aqueous Ethanol Microemulsions for Diesel Engines. Proceedings of the International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels, Fargo, North Dakota, August 1982, S. 279 - 286.
- [46] *Mannebeck, H.*: Ein Schlepper fährt mit Rapsöl. Vortrag bei ALB-Fachtagung, Hohenheim, 21./22. Febr. 1980.
- [47] *Herzog G. H.*: Mit Wasser im Dieselöl umweltfreundlicher fahren, Kultur und Technik 12 (1988), H. 1, S. 2 - 7.
- [48] *Rehmann, D. und H. J. Höwener*: Entwicklung der stofflichen Zusammensetzung einer Pflanzenöl-Wasser-Kraftstoffemulsion sowie eines Herstellverfahrens im halbtechnischen Maßstab. Fraunhofer-Institut für Lebensmitteltechnologie und Verpackung (ILV) München, Zwischenbericht zum Projekt-Nr.210528, Dezember 1991.
- [49] *Binder, K.*: Minderung der Stickoxid- und Partikelemissionen durch Diesel/Wasser-Emulsionen. Vortrag bei der Technische Arbeitstagung Hohenheim, 1. April 1992.
- [50] *Vellguth, G., Schoedder F. und M. Graef*: Pflanzenöl als Energieträger und Kraftstoff für Dieselmotoren. Symposium "Regenerative Energiequellen", Arbeiten des Instituts für Biosystemtechnik (1980 - 1989), Braunschweig, 8./9. Juni 1989.
- [51] *Vellguth, G.*: Pflanzenöl als Dieselmotoren-Kraftstoff-Substitut. Landbauforschung Völkenrode 38 (1988) H. 1, S. 12 - 16.
- [52] *Vellguth G.*: Eignung von Pflanzenölen und Pflanzenölderivaten als Kraftstoff für Dieselmotoren. Grundlagen der Landtechnik 32 (1982) H. 5, S. 177 -186.
- [53] *May, H., Hattingen, U., Birkner, C. und H. U. Adt*: Neuere Untersuchungen über die Umweltverträglichkeit und die Dauerstandfestigkeit von Vorkammer- und direkt einspritzenden Dieselmotoren bei Betrieb mit Rapsöl und Rapsölmethylester. VDI Berichte 1020 (1992), S. 189 - 212.
- [54] *May, H., Hattingen, U., Birkner, C., Adt, U. und W. Dietrich*: Entwicklung eines

- Nutzfahrzeug-Vorkammer-Dieselmotors für rohe Pflanzenöle als Kraftstoff. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 182 (1993), S. 331 - 351.
- [55] *Kampmann, H.-J.*: Pflanzenöлтаugliche Dieselmotoren. 2. Symposium "Im Kreislauf der Natur-Naturstoffe für die moderne Gesellschaft, Würzburg (1993), Tagungsband, S. 148 - 152.
- [56] *Lüpfert, U. und G. Braungarten*: Verbrennungsmotoren für naturbelassenes Pflanzenöl im ländlichen Einsatz. Stuttgart-Hohenheim, Internationale Tagung Landtechnik (VDI-MEG), 13./14. Okt. 1994, Tagungsband, S. 18.1 - 18.3.
- [57] *Jurisch, C. und R. Meyer-Pittroff*: Pflanzenölgereignete Dieselmotoren deutscher Hersteller. VDI Berichte 1126 (1994), S. 89 - 105.
- [58] *N.N.*: Betriebsanleitung TD 226B-3 und TD 226B-4. MWM Diesel und Gastechnik GmbH, Mannheim, 1991.
- [59] *N.N.*: Technische Beschreibung "Hydraulische Leistungsbremsen". Carl Schenck, Maschinenfabrik Darmstadt, 1964.
- [60] *N.N.*: Bedienungsanleitung Kraftstoff-Verbrauchs-Meßgerät BZ 150 000 36 für Motorprüfzellen K5/EMF. Fa. Bosch Stuttgart, 1977.
- [61] *N.N.*: Technische Kundenunterlagen für Heißfilmluftmassenmesser Typ HFM 2-4.7 Gehäuseversion. Fa. R.Bosch, Stuttgart, 1992.
- [62] • *Grohe, H.*: Messen an Verbrennungsmotoren. Kamprath-Reihe-Technik, Würzburg: Vogel Buchverlag, 1986.
- [63] *Busch, M.*: Vorlesungsmanuskript über Meßtechnik 1. Lehrstuhl und Institut für thermische Strömungsmaschinen, Stuttgart, 1982, S. 5.4.1 - 5.4.12.
- [64] • *List H. und A. Pischinger*: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien/New York: Springer-Verlag, 1989.
- [65] *N.N.*: Elster-Handel GmbH Mess-und Regeltechnik. Mainz-Kastel, 1991.
- [66] *N.N.*: Meßdatenerfassung mit PC. Soclair Electronic, ASM GmbH, Unterhaching, 1993.
- [67] *N.N.*: Bedienungsanleitung DATAC-1 "Typ 2601A1", PCA Ladungsverstärker "Typ 2630", CAM Kurbelwinkelgeber "Typ 2611A1, Trägerfrequenzverstärker und Nadelhubsensor "Typ 2620". Fa. COM GmbH, Graz, 1993.
- [68] *N.N.*: Technische Daten über Brennraum- und Einspritzleitungsdrucksensor (Datenblätter 3,7061A und 3,4067), Meßverstärker Typ 4618A2. Fa. Kistler Instrumente GmbH, Winterthur.

-
- [69] • *Leyhausen, H. -J.*: Die Meisterprüfung im Kfz Handwerk 1 (12. Auflage), Würzburg: Vogel-Verlag, 1991.
- [70] *Bargende, M.*: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Dissertation, Universität Stuttgart 1993.
- [71] *Teetz, C. und A. Velji*: Potential zur Senkung schädlicher Bestandteile im Abgas eines schnellaufenden Dieselmotors. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Universität Stuttgart (1995), Tagungsband Nr.1, S. M 12.1 - 12.10.
- [72] *N.N.*: Schadstoffe aus Dieselmotoren. EWG-Richtlinien und ECE-Regelungen, FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE, 88/77/EWG, geändert durch 91/542/EWG, Bonn: Kirschbaum Verlag, 1992.
- [73] *N.N.*: Betriebsanleitung für Meßverfahren und -geräte zur Schadstofffassung (NDIR, FID, CLD), Meßbereich und Meßgenauigkeit. Institut für Verfahrenstechnik und Dampfkesselwesen (Abteilung ALS), Universität Stuttgart, 1992.
- [74] *N.N.*: Betriebsanleitung der BOSCH-Dieselauch-Dosierpumpe 0 684 102 000 ETD 020.00 und BOSCH-Dieselauch-Auswertegerät 0 684 102 050 ETD 020.50. Robert Bosch GmbH, Geschäftsbereich Industrieausrüstung und Prüftechnik, 1989.
- [75] • *Schäfer, F. und R. van Basshuysen*: Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren. Verbrennungskraftmaschine Neue Folge Band 7, Wien: Springer Verlag, 1993.
- [76] *N.N.*: Abgasgesetzgebungen in der EU, Nationale und Internationale Normen und gesetzliche Bestimmungen. DEUTZ Industriemotoren GmbH, Köln, 1995 (unveröffentlicht).
- [77] *Havenith, C.*: Potential von Nutzfahrzeug-Pflanzenölmotoren zur Einhaltung zukünftiger europäischer Schadstoffgrenzwerte. Technische Akademie Esslingen, Symposium Nr. 19676/68.367 (1995).
- [78] *Welschof, G.*: Der Ackerschlepper - Mittelpunkt der Landtechnik. VDI-Berichte 407 (1981), S. 11 - 17.
- [79] *Meurer, J.-S.*: Beitrag zur Frage der Wirksamkeit von Diesel-Kraftstoff-Zusätzen. MTZ 18 (1957) H. 12, S. 384 - 387.
- [80] *N.N.*: Technisches Datenblatt für den Werkstoff FW520. Fa. Elring, Dichtungswerke GmbH, Fellbach, 1991.
- [81] *N.N.*: Motorleistung. EWG-Richtlinien und ECE-Regelungen, FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE, 80/1269/EWG, geändert durch 88/195/EWG und 89/491/EWG, Bonn:

Kirschbaum Verlag, 1990.

- [82] *Kutzbach, H. D.*: Untersuchungen an Ackerschleppern. Skriptum für Laborpraktikum im Fachgebiet Landmaschinen, Universität Stuttgart, 1986.
- [83] • *Fa. Bosch*: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 21. Auflage, Robert Bosch GmbH, Stuttgart (1991).
- [84] • *Kutzbach, H.-D.*: Lehrbuch der Agrartechnik. Band 1, Hamburg/Berlin: Verlag Paul Parey, 1989.
- [85] *Hohenberg, G.*: Historischer Überblick, Entwicklung bis heute beim 1. Darmstädter Indiziersymposium. AVL Deutschland und Technische Hochschule Darmstadt (1994), Beiträge, S. 19 - 23.
- [86] *Kuhnt, H.-W. und G. Hohenberg*: Verbesserung des Abgasverhaltens von turboaufgeladenen Dieselmotoren im Instationärbetrieb. Arbeiten des Projektes Europäisches Forschungszentrum für Maßnahmen zur Luftreinhaltung, Kernforschungszentrum Karlsruhe (1992), S. 43 - 54.
- [87] *N.N.*: Prüfberichte. TÜV Umweltmeßtechnik GmbH, Niederlassung Stuttgart, Auftrags-Nr.1: 940002862, Nr.2: 940001655, Nr.3: 940000213 (1994).
- [88] *May, H. und P. Klee*: Zwischenbericht zum Forschungsvorhaben "Untersuchungen zum Einsatz von Rapsöl und Rapsöl-Produkten im landwirtschaftlichen Bereich". Lehrstuhl für Kraft- und Arbeitsmaschinen, Universität Kaiserslautern, 1994.
- [89] *Gockel, H. und K. u. G. Weischedel*: Untersuchungsbefund 8-1949.92. Institut für angewandte Chemie, Mikroskopie und biologische Untersuchungen, Stuttgart, 1992.
- [90] • *Groth, K.*: Grundzüge des Kolbenmaschinenbaus I (Verbrennungskraftmaschinen). Hannover: Vieweg-Verlag, 1993.
- [91] • *Grohe, H.*: Otto- und Verbrennungsmotoren. 9. Auflage, Würzburg: Vogel-Verlag, 1990.
- [92] *Ackermann, I. und J. Wolf*: Perspektiven einer dezentralen Pflanzenölgewinnung. Landtechnik 49 (1994), H. 5, S. 302 - 303.
- [93] *König, W.*: Tessol - der Dieselerersatz für Traktoren? Erste Einsatzerfahrungen aus der landwirtschaftlichen Praxis. BML-Arbeitstagung, KTBL-Arbeitspapier 202, Münster-Hiltrup (1994), S. 30 - 33.
- [94] *Weidmann, K. und H. Heinrich*: Einsatz von Kraftstoffen aus nachwachsenden Rohstoffen im VW/Audi Dieselmotor. VDI-Berichte 1020 (1992), S. 149 - 171.
- [95] *Reiser, W.*: Einfluß von unterschiedlich aufbereitetem Rapsöl auf das Betriebs- und

- Emissionsverhalten eines direkteinspritzenden Dieselmotors. Tagung CIGR IV, Universität Hohenheim, 1995, Paper 16.
- [96] *Breuer, C.*: Beitrag zur Verbrennung von Rapsöl und Rapsmethylester in direkteinspritzenden Dieselmotoren. Dissertation, Universität Hannover, 1994.
- [97] *Woschni, G.*: Verbrennungsmotoren, Skriptum zur Vorlesung. 2. Auflage, Technische Universität München, Lehrstuhl und Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, 1988.
- [98] *May, H., Dietrich, W., Hattingen, U. und C. Birkner*: Emissionsverhalten pflanzenölbetriebener Dieselmotoren. VDI Berichte 1126 (1994), S. 183 - 203.
- [99] *Chmela F. und P. Werlberger*: Eine Methode zur zeitaufgelösten Erfassung der NO_x - und Rußbildung im Zylinder eines direkteinspritzenden Motors. Mitteilungen des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technische Universität Graz, 1993, H. 66, S. 131 - 156.
- [100] *Mischke, A., Hardenberg, H. und A. Schäfer*: Aspekte alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren. ATZ 82 (1980) H. 12, S. 633 - 638.
- [101] *Megahed, M. und P. Roosen*: Einfluß der Düsengeometrie auf die Dieselstrahlausbreitung. MTZ 54 (1993) H. 12, S. 656 - 659.
- [102] *Brandt, G., Morris, J. und S. King*: Multifunktionelle Dieseladditive für eine saubere Verbrennung. Vortrag, Technische Arbeitstagung Hohenheim, 13. März 1991.
- [103] *Nierhauve, B.*: Die Bedeutung von Kraftstoffadditiven für Anwendungstechnik und Umwelt. Vortrag, Technische Arbeitstagung Hohenheim, 12. März 1994.
- [104] • *Martin, A. F.*: Technische Wärmelehre. Berlin: Erich Schmidt Verlag, 1980.
- [105] *Papadopoulos, S.*: Reduktion der Stickoxidemissionen des direkteinspritzenden Dieselmotors durch Dieselölwasseremulsionen bzw. Wassereinspritzung. Dissertation, Zürich, ETH 8317 (1993).

**Bereits veröffentlicht wurden in der Reihe 12
„Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik“ u.a.**

	DM
Nr. 302 N. STAMER: Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realisierung durch Allradlenkung. 1996. ISBN 3-18-330212-8	79,00
Nr. 301 F. WEND: Konzept eines neuartigen Umschlagsystems für den Kombinierten Ladungsverkehr. 1996. ISBN 3-18-330112-1	92,00
Nr. 300 D. A. STEINEBACH: Untersuchung zur Auslegung von luftatmenden Antriebssystemen für horizontal startende Raumtransporter. 1996. ISBN 3-18-330012-5	105,00
Nr. 299 W. TÖLLE: Ein Fahrmanöverkonzept für einen maschinellen Kopiloten. 1996. ISBN 3-18-329912-7	103,00
Nr. 298 H.-J. VOSS: Optimale Fahrprofilausnutzung bei schienengebundenen Nahverkehrsfahrzeugen durch die Kombination von konventioneller Regelungstechnik und Fuzzy Control. 1996. ISBN 3-18-329812-0	91,00
Nr. 297 H. ILIAS: Nichtlineare Wechselwirkungen von Radsatz und Gleis beim Überrollen von Profilstörungen. 1996. ISBN 3-18-329712-4	108,00
Nr. 296 D. LEINHOS: Analyse und Entwurf von Ortungssystemen für den Schienenverkehr mit Strukturierten Methoden. 1996. ISBN 3-18-329612-8	135,00
Nr. 295 S. LEONHARDT: Modellgestützte Fehlererkennung mit Neuronalen Netzen – Überwachung von Radaufhängungen und Diesel-Einspritzanlagen. 1996. ISBN 3-18-329512-1	109,00
Nr. 294 R. KÖNIG: Dynamische Modellanpassung bei der Verkehrssimulation. 1996. ISBN 3-18-329412-5	88,00
Nr. 293 G. SAUER: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes. 1996. ISBN 3-18-329312-9	107,00
Nr. 292 F. A. de NORONHA CASTRO PINTO: Theoretische und experimentelle Untersuchung zur Sensorik und Regelung von Unterwasserfahrzeugen. 1996. ISBN 3-18-329212-2	78,00
Nr. 291 F. DIERKS: Freie Navigation autonomer Fahrzeuge. 1996. ISBN 3-18-329112-6	106,00
Nr. 290 D. KÖNIG: Analyse nichtstationärer Triebwerkssignale insbesondere solcher klopfender Betriebszustände. 1996. ISBN 3-18-329012-X	107,00
Nr. 289 U. D. GREBE: Möglichkeiten zur ansaugseitigen Querschnittsteuerung und deren Analyse an einem Vierventil-Ottomotor. 1996. ISBN 3-18-328912-1	131,00
Nr. 288 S. STICHEL: Betriebsfestigkeitsberechnung bei Schienenfahrzeugen anhand von Simulationsrechnungen. 1996. ISBN 3-18-328812-5	79,00

ISBN 3-18-3**31612**-9