

Potentialanalyse bedarfsgerecht betriebener Nebenaggregate an einem Off-Highway-Motor

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

M.Sc., Dipl.-Ing. (FH) Stefan Berlenz
aus Schweinfurt

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

14. August 2015
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

**Forschungsberichte aus dem
Institut für Kolbenmaschinen
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch**

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

© Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2015

Alle Rechte vorbehalten.

ISBN 978-3-8325-4136-1

ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin GmbH
Comeniushof, Gubener Str. 47,
10243 Berlin
Tel.: +49 030 42 85 10 90
Fax: +49 030 42 85 10 92
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

Vorwort des Herausgebers

Die Komplexität des verbrennungsmotorischen Antriebes ist seit über 100 Jahren Antrieb für kontinuierliche Aktivitäten im Bereich der Grundlagenforschung sowie der anwendungsorientierten Entwicklung. Die Kombination eines instationären thermodynamischen Prozesses mit einem chemisch reaktiven und hochturbulenten Gemisch, welches in intensiver Wechselwirkung mit einer Mehrphasenströmung steht, stellt den technologisch anspruchsvollsten Anwendungsfall dar. Gleichzeitig ist das Produkt des Verbrennungsmotors aufgrund seiner vielseitigen Einsetzbarkeit und zahlreicher Produktvorteile für sehr viele Anwendungen annähernd konkurrenzlos. Nun steht der Verbrennungsmotor insbesondere aufgrund der Abgasemissionen im Blickpunkt des öffentlichen Interesses. Vor diesem Hintergrund ist eine weitere und kontinuierliche Verbesserung der Produkteigenschaften des Verbrennungsmotors unabdingbar.

Am Institut für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie wird deshalb intensiv an der Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors geforscht. Übergeordnetes Ziel dieser Forschungsaktivitäten ist die Konzentration auf drei Entwicklungsschwerpunkte. Zum einen ist die weitere Reduzierung der Emissionen des Verbrennungsmotors, die bereits im Verlauf der letzten beiden Dekaden um circa zwei Größenordnungen reduziert werden konnten, aufzuführen. Zum zweiten ist die langfristige Umstellung der Kraftstoffe auf eine nachhaltige Basis Ziel der verbrennungsmotorischen Forschungsaktivitäten. Diese Aktivitäten fokussieren gleichzeitig auf eine weitere Wirkungsgradsteigerung des Verbrennungsmotors. Der dritte Entwicklungsschwerpunkt zielt auf eine Systemverbesserung. Motivation ist beispielsweise eine Kostenreduzierung, Systemvereinfachung oder Robustheitssteigerung von technischen Lösungen. Bei den meisten Fragestellungen wird aus dem Dreiklang aus Grundlagenexperiment, Prüfstandversuch und Simulation eine technische Lösung erarbeitet.

Die Arbeit an diesen Entwicklungsschwerpunkten bestimmt die Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten des Instituts. Hierbei ist eine gesunde Mischung aus grundlagenorientierter Forschung und anwendungsorientierter Entwicklungsarbeit der Schlüssel für ein erfolgreiches Wirken. In nationalen als auch internationalen Vorhaben sind wir bestrebt, einen wissenschaftlich wertvollen Beitrag zur erfolgreichen Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors beizusteuern. Sowohl Industriekooperationen als auch öffentlich geförderte Forschungsaktivitäten sind hierbei die Grundlage guter universitärer Forschung.

Zur Diskussion der erarbeiteten Ergebnisse und Erkenntnisse dient diese Schriftenreihe, in der die Dissertationen des Instituts für Kolbenmaschinen verfasst sind. In dieser Sammlung sind somit die wesentlichen Ausarbeitungen des Instituts niedergeschrieben. Natürlich werden darüber hinaus auch Publikationen auf Konferenzen und in Fachzeitschriften veröffentlicht. Präsenz in der Fachwelt erarbeiten wir uns zudem durch die

Einreichung von Erfindungsmeldungen und dem damit verknüpften Streben nach Patenten. Diese Aktivitäten sind jedoch erst das Resultat von vorgelagerter und erfolgreicher Grundlagenforschung.

Jeder Doktorand am Institut beschäftigt sich mit Fragestellungen von ausgeprägter gesellschaftlicher Relevanz. Insbesondere Nachhaltigkeit und Umweltschutz als Triebfedern des ingenieurwissenschaftlichen Handelns sind die Motivation unserer Aktivität. Gleichzeitig kann er nach Beendigung seiner Promotion mit einer sehr guten Ausbildung in der Industrie oder Forschungslandschaft wichtige Beiträge leisten.

In diesem Band der Schriftenreihe berichtet Herr Berlenz über experimentelle und numerische Untersuchungen zu bedarfsgerecht betriebenen Nebenaggregaten an einem Off-Highway-Motor. Im Fokus der Arbeit steht die Analyse des Leistungs- und Kraftstoff einsparpotentials durch den bedarfsgerechten Betrieb der Nebenaggregate. Im ersten Teil der Arbeit werden die wesentlichen Nebenaggregate eines Off-Highway-Verbrennungsmotors sowie der Nachteil ihres direkt übersetzten Antriebs beschrieben. Ferner werden unterschiedliche Entkopplungsmöglichkeiten vorgestellt, mit denen die Leistungsabgabe der Nebenaggregate in den unterschiedlichsten Motorbetriebspunkten bedarfsgerechter erfolgen kann. Im weiteren Verlauf wird ein geeigneter Ansatz vorgestellt, mit dem die Einsparpotentiale der jeweiligen Nebenaggregate und unterschiedlichen Antriebsvarianten unter realistischen Randbedingungen ermittelt werden können. Die verschiedenen Nebenaggregatvarianten werden mit samt ihren Arbeitskreisen ausführlich unter charakteristischen Lasten vermessen. Die wesentlichen analysierten Betriebspunkte wurden hierbei aus den für landwirtschaftliche Anwendungen etablierten DLG-PowerMix-Betriebszyklen erarbeitet, wodurch die Bewertung der Einsparpotentiale an typischen Anwendungsfällen erfolgt. Es wird ein Simulationsmodell vorgestellt, mit Hilfe dessen die experimentell ermittelten Daten detailliert ausgewertet und Einsparpotentiale an Leistung und Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen Betriebspunkten und -zyklen ermittelt werden. Dabei werden verschiedene Anwendungsbeispiele entkoppelter, bedarfsgerecht betriebener Nebenaggregate analysiert und verglichen. Mit Hilfe der Simulationsumgebung werden auch Entkopplungsvarianten analysiert, die experimentell nicht erfasst wurden, wie beispielsweise ein zweistufig übersetztes Nebenaggregat oder eine wirkungsgradoptimierte Variante.

Karlsruhe, im September 2015

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher, dem ehemaligen Leiter des Instituts, für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Ermöglichung der Promotion unter seiner Betreuung. Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer danke ich für die Zusammenarbeit in diesem Forschungsvorhaben mit seinem Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen und die Übernahme des Korreferats. Herrn Professor Dr. sc. techn. Thomas Koch sei für die Möglichkeit zur Fortführung meiner Arbeit am Institut für Kolbenmaschinen gedankt. Herrn Dr.-Ing. Uwe Wagner danke ich für die fachlichen, motivierenden und konstruktiven Gespräche sowie seine Funktion als mein Gruppenleiter. Für die Einführung in die Institutsabläufe sowie die fachliche Unterstützung in den ersten Monaten danke ich Dr.-Ing. Fatih Sarikoç besonders.

Allen ehemaligen Kollegen des Instituts für Kolbenmaschinen und der MOT GmbH danke ich für die äußerst angenehme und stets freundschaftliche Arbeitsatmosphäre. Die gemeinsamen Fahrradtouren, die vielen netten und konstruktiven Gespräche, der rege Austausch bei dem man stets etwas lernen konnte, die zahlreichen "FAD"-Abendstunden oder im Kap und die privaten Unternehmungen werden mir sehr fehlen. Helge Dageförde, Philipp Hügel, Wolfgang Zulehner, Daniel Ghebru, Christian Disch, Gerald Banzhaf und vielen weiteren danke ich für die tolle Zeit und wünsche Ihnen selbst alles Gute und hoffe auf lange Beständigkeit der Freundschaft.

Auch meinen Studenten möchte ich herzlich danken und Ihnen für Ihren privaten und beruflichen Weg alles Gute wünschen. Nur durch Ihren Einsatz war die erfolgreiche Bearbeitung mehrere Projekte gleichzeitig möglich. Weiterhin hatte ich stets Spaß an der Lehre und hoffe, ihnen etwas beigebracht haben zu können. Stellvertretend für sie möchte ich besonders Panagiotis Maniatis alles Gute für seine eigene Promotion wünschen.

Der gesamten Werkstatt des IFKMs, nicht zuletzt Helge Rosenthals Geschick und Know-how, verdanke ich einige und auch schwierigere Auf- und Umbauten in meinen Projekten. Besten Dank hierfür!

Danken möchte ich auch den Förderern und Beteiligten des DFG-Projekts, die dieses durch die Finanzierung oder durch Unterstützung mit Bauteilen ermöglicht haben.

Uwe Wagner und Daniel Ghebru bin ich für das Korrekturlesen der Arbeit dankbar.

Meiner Freundin sowie meiner Familie danke ich für die Geduld und mentale Unterstützung. Meinem Vater und meinen Brüdern verdanke ich meine Technikbegeisterung.

Karlsruhe, im September 2015

Stefan Berlenz

Kurzfassung

Stetig schärfere Abgasemissionsgrenzen, damit einhergehend immer komplexere Abgasnachbehandlungssysteme sowie steigende Kraftstoffpreise fordern zur weiteren Optimierung des Kraftstoffverbrauchs verstärkt die Optimierung des Verbrennungsmotors in seiner Gesamtheit mit den Nebenaggregaten. Die Steigerung der Effizienz herkömmlicher Nebenaggregate besitzt insbesondere bei mobilen Arbeitsmaschinen eine große Hebelwirkung auf Grund des prinzipbedingten hohen absoluten Kraftstoffverbrauchs sowie hoher Betriebszeiten.

In einem gemeinsamen Forschungsprojekt zwischen dem Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (MOBIMA) sowie dem Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), das von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) finanziert wurde, wurde hierzu die Entkopplung der Nebenaggregate mobiler Arbeitsmaschinen von der Motordrehzahl untersucht. Die Leistungsaufnahmen und anteiligen Kraftstoffverbräuche der wesentlichen Nebenaggregate einer mobilen Arbeitsmaschine werden hierzu unter charakteristischen Belastungen ermittelt. Leistungsüberschüsse und somit Verluste werden aufgedeckt und mögliche Potenziale zur Kraftstoffeinsparung mittels Drehzahlentkopplung zur bedarfsgerechten Regelung dieser bezüglich eines wirkungsgradoptimalen Gesamtsystems aufgezeigt.

Durch die Entkopplung von Nebenaggregaten lassen sich diese wesentlich bedarfsgerechter betreiben und daher Leistungsüberschüsse und somit Verluste reduzieren, effizient Kraftstoff und CO₂-Emissionen senken. Je nach Nebenaggregat sind teilweise schon technische Lösungen zur Entkopplung verfügbar, die ohne aufwändige und kostenintensive Modifikation am Antriebsstrang eingesetzt werden können.

Die Variabilität entkoppelter Nebenaggregate kann in bestimmten Betriebsbereichen auch mit Wirkungsgradnachteilen einher gehen, sodass Anwendungsfälle vorkommen können, in denen ein konventionelles Aggregat effizienter wäre. Daher werden die Nebenaggregate in unterschiedlichen repräsentativen Betriebspunkten analysiert und einzeln bewertet.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	iii
Vorwort des Autors.....	v
Kurzfassung	vii
Inhaltsverzeichnis.....	ix
Nomenklatur	xi
1. Einleitung und Aufgabenstellung.....	1
1.1 Einführung.....	1
1.2 Zielsetzung.....	2
1.3 Aufbau der Arbeit.....	3
2. Theoretische Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1 Energiewandlungsprozess und Wirkungsgradkette im Verbrennungsmotor	5
2.2 Grundlagen der Wärmeübertragung	9
2.3 Nebenaggregate und deren Aufgabe.....	11
3. Optimierungsansätze durch bedarfsgerechte Nebenaggregate.....	31
3.1 Variable Antriebskonzepte	31
3.2 Bedarfsgerechte Ölfördermengen.....	38
3.3 Bedarfsgerechter Kühlmittelförderstrom	40
3.4 Alternatives Lüfterkonzept.....	44
3.5 Optimierungen am elektrischen Bordnetz.....	47
3.6 Luftpresse mit Entkopplungsmöglichkeit.....	48
3.7 Kältekreis-Optimierungen.....	49
4. Messverfahren und Analysemethoden.....	51
4.1 Messmethodik	51
4.2 Bestimmung repräsentativer Betriebspunkte	57
4.3 Matlab/Simulink-Modell zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchsersparpotentials	59
5. Versuchsträger, Prüfstände und Messtechnik.....	65
5.1 Verbrennungsmotor	65
5.2 Untersuchte Nebenaggregate.....	66

Inhaltsverzeichnis

5.3	Befeuerter Motorenprüfstand	68
5.4	Komponentenprüfstand.....	69
5.5	Messtechnik.....	69
6.	Beschreibung der experimentellen und numerischen Untersuchungen	73
6.1	Versuchsprogramm.....	73
6.2	Randbedingungen und Ablauf der Versuche.....	75
6.3	Basis- und Motorgrundvermessung.....	76
6.4	Untersuchungen zur Lüfterleistung	76
6.5	Vermessung des Kühlmittelkreislaufs.....	79
6.6	Messungen an Ölpumpe und Ölkreislauf	81
6.7	Generatoruntersuchungen.....	83
6.8	Untersuchungen am Luftpresser	84
6.9	Untersuchungen am Kältemittelverdichter	85
7.	Ergebnisse und Diskussion.....	87
7.1	Leistungsaufnahme der Serienaggregate / IST-Analyse.....	87
7.2	Kraftstoffverbrauch und Verbrauchsreduktion	89
7.3	Kühlmittelpumpe	90
7.4	Ölpumpe.....	93
7.5	Lüfter.....	97
7.6	Generator.....	104
7.7	Luftpresser.....	107
7.8	Kältemittelverdichter	109
7.9	Zusammenfassende Ergebnisdarstellung.....	112
8.	Zusammenfassung und Ausblick	117
	Anhang.....	123
A.1	Ergänzende Abbildungen und Tabellen.....	123
	Literaturverzeichnis.....	131

Nomenklatur

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bedeutung
0	Bezugs- oder Standardzustand / Startindex
a	Jahr, außen
A	Aufnahme oder Arbeitsspiele
ab	abgeführt
AGR	Abgasrückführung
AS	Arbeitsspiel
Aux	Auxiliary (englisch für Nebenaggregat)
COP	Coefficient of Performance (englisch für Leistungszahl)
DFG	Deutschen Forschungsgemeinschaft
DOC	Diesel oxidation catalyst (englisch für Diesel Oxidationskatalysator)
e	effektiv
ECU	Engine Control Unit (englisch für Motorsteuergerät)
el, e	elektrisch
Eng	Engine (englisch für Motor)
EU	Europäische Union
evap	evaporator (englisch für Verdampfer)
FL	Full Load (englisch für Volllast)
G	Gas
Gen	Generator
ges	gesamt
gross	englisch für Brutto (ohne Verluste)
h	Stunde
HFM	Heißfilm-Luftmassenmessers
hyd	hydraulisch, hydrodynamisch
i	inneres, indiziert

Nomenklatur

IFKM	Institut für Kolbenmaschinen
ISO	gleichbleibend
KA	Kolbenarbeit
KFZ	Kraftfahrzeug
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
Kr	Kraftstoff
l	Liter
m, mech	mechanisch
MOBIMA	Lehrstuhl für mobil Arbeitsmaschinen
NA	Nebenaggregat
NEFZ	Neuen Europäischen Fahrzyklus
net	englisch für Netto (nach Abzug von Verlusten)
NFZ	Nutzfahrzeug
OC	Oil cooler (englisch für Ölkühler)
OilPu	Oil Pump (englisch für Ölpumpe)
OP	Operating Point (englisch für Betriebspunkt)
opt	optimiert
out	englisch für ausgehend
PKW	Personenkraftwagen
r	Reibung
SCR	Selective catalytic reduction (englisch für selektive katalytische Reduktion)
SOC	State of Charge (englisch für Ladezustand)
sum	Summe
th	theoretisch, thermisch
u	unterer
VKM	Verbrennungskraftmaschine
vol	volumetrisch
WaPu	Wasserpumpe
Wat	Water (englisch für Wasser bzw. Kühlmittel)
w/	with (englische Abkürzung für mit)
w/o	without (englische Abkürzung für ohne)
z	Anzahl der Zylinder
zu	zugeführt

Physikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
B	kg/h	Kraftstoffmassenstrom
b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
b_i	g/kWh	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
c_p	kJ/kgK	isobare spezifische Wärmekapazität
D	mm	Durchmesser
dQ	J	Wärmeänderung
dS	J/K	Entropieänderung
dT	K	Temperaturänderung
dV	cm ³	Volumenänderung
F	N	Kraft
FC	kg/h	Fuel consumption (englisch für Kraftstoffverbrauch)
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h_A	kJ/kg	spezifische Enthalpie der Abwärme
h_L	kJ/kg	spezifische Enthalpie der Luft
H	m	Förderhöhe
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
i	-	Anzahl der Arbeitsspiele pro Umdrehung ($i=0,5$ für 4-Takt-Motoren; $i=1$ für 2-Takt-Motoren) Übersetzungsverhältnis
M	Nm	Drehmoment
\dot{m}_A	kg/h	Abwärmestrom
\dot{m}_B	kg/h	Kraftstoffmassenstrom
\dot{m}_L	kg/h	dem Motor zugeführter Luftmassenstrom
n	1/min	Drehzahl
n_A	1/min	Anzahl der Arbeitsspiele pro Minute
p	bar	Druck
P	kW	Leistung
$P_{A, NA}, P_{Aux, mech}$	kW	(mechanische) Aufnahmeleistung der Nebenaggregate
$P_e, P_{e, net}, P_{Brake}$	kW	Effektive Leistung, (Netto-)Nutzleistung
$P_{e, gross}$	kW	Schwungradleistung ohne Nebenaggregatverluste

Nomenklatur

P_i	kW	Innere oder indizierte Leistung
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck
P_R	kW	Reibleistung bzw. mechanisch bedingter Leistungsverlust (Motor- sowie Nebenaggregatreibung)
P_{Reib}	kW	Verlustleistung durch Motorreibung
P_v	kW	Leistung des Vergleichsprozesses
Q	l/s	Volumenstrom
Q	J, Ws	Energie, Wärmemenge
\dot{Q}	J/s, W	Energiestrom, Wärmestrom
\dot{Q}_{ab}	J/s	Abwärmestrom
$\dot{Q}_{Kälte}$	kJ/s, kW	Kälteleistung
T	°C, K	Temperatur
T_q	Nm	Torque (englisch für Drehmoment)
V_h	cm ³	Hubvolumen des Zylinders
V_H	cm ³	Hubvolumen aller Zylinder
W	kJ	Arbeit
ρ	kg/m ³	Dichte
η	-	Wirkungsgrad
η_e	-	effektiver Wirkungsgrad
η_g	-	Gütegrad
η_i	-	innerer Wirkungsgrad
η_m, η_{mech}	-	mechanischer Wirkungsgrad
η_{vol}	-	volumetrischer Wirkungsgrad
λ	-	volumetrische Verluste
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

1. Einleitung und Aufgabenstellung

1.1 Einführung

Auf Grund der Leistungsdichte und des geringen spezifischen Kraftstoffverbrauchs wird der Dieselmotor auch in den nächsten Jahrzehnten insbesondere im Off-Highway-Bereich die dominierende Antriebsmaschine darstellen und speziell in dieser Branche kaum ersetzt werden können [72], [73], [74]. „Während Kaufentscheidungen für Pkw in der Regel noch vielfach emotional getroffen werden, ist das Nutzfahrzeug ein Investitionsgut, das maximale Rendite erwirtschaften muss“ [90]. Die Produktivität steht hierbei im Vordergrund. Dies gilt ebenso für mobile Arbeitsmaschinen. Optimierungen des Verbrennungsmotors hinsichtlich Kraftstoffverbrauch sind also insbesondere wegen strengerer Abgasemissionsrestriktionen, dem Trade-Off emissionsreduzierender Maßnahmen mit dem Verbrauch und steigender Kraftstoffpreise stets Aufgabe der Entwicklung. „Das rein verbrennungstechnische Einsparpotential liegt...“ aber inzwischen „...im unteren einstelligen Bereich.“ [35] Bei der Motorperipherie stecken höhere Potentiale, wobei die Nebenaggregate hierbei eine wesentliche Rolle spielen können. Nebenaggregate von Verbrennungsmotoren mobiler Arbeitsmaschinen besitzen derzeit üblicherweise noch eine starre Verbindung zur Kurbelwelle mit festem Übersetzungsverhältnis, vgl. Abbildung 1-1. Meist sind diese über einen Riementrieb, teils über einen Kettentrieb verbunden.

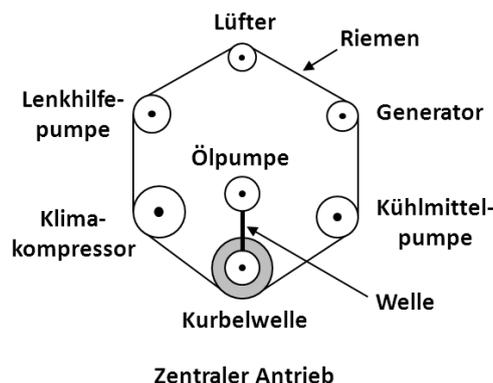


Abbildung 1-1: Direkte Koppelung der Nebenaggregate über Riemen [65]

Somit hängt in diesem Fall die Leistung dieser Aggregate lediglich von der Drehzahl ab, kann aber nicht abhängig von der Last des Verbrennungsmotors geregelt werden. Weil allerdings auf Grund des Motordrehzahlbereichs die Nebenaggregate durch die feste Drehzahlkopplung nicht optimal betrieben werden können, müssen diese zur ausrei-

chenden Gewährleistung ihrer Betriebs-, Komfort- oder Sicherheitsfunktion in jeder erdenklichen Situation auf einen „Worst Case“ ausgelegt werden.

Hiermit wird sichergestellt, dass z. B. auch bei niedriger Drehzahl und hoher Lastanforderung des Verbrennungsmotors die Kühlmittelpumpe und der Lüfter eine ausreichende Motorkühlung gewährleisten oder die Ölpumpe bereits ausreichend Druck zur Schmierung und Kühlung der relevanten Bauteile liefert. Insbesondere mobile Arbeitsmaschinen stellen hierbei noch eine zusätzliche Schwierigkeit dar, da diese ebenfalls im Stand und somit bei fehlendem Fahrtwind für Kühler und Verbrennungsmotor Vollast leisten müssen, um z. B. per Zapfwelle angetriebene Anbaugeräte zu betreiben. Auch Generator, Luftpresse und Kältemittelverdichter müssen bei Motorleerlauf ausreichend Leistung für ihre Abnehmer bereitstellen.

Dies hat zur Folge, dass die Nebenaggregate entsprechend ihrer Auslegung ihre maximal notwendige Leistung meist bereits bei niedrigen Drehzahlen erreichen und bei hoher Motordrehzahl die überproportional ansteigende Antriebsleistung zum großen Teil als Überschussleistung ungenutzt abgeführt werden muss, was zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt. Insbesondere bei Lastkollektiven mit hohen Drehzahlen, aber nur mittleren Motorleistungen sind somit erhebliche Einsparpotenziale gegeben. Je nach Fahrzeugkategorie und Betriebszustand werden durch die Nebenaggregate bereits in PKW-Anwendungen bis über 20 % der vom Verbrennungsmotor bereitgestellten Leistung aufgenommen [25], [82]. Untersuchungen in [84] zeigen einen Mehrverbrauch im Europäischen Fahrzyklus durch Nennleistungsbetrieb der Klimaanlage und des Generators von je ca. 15 %.

Man kann stattdessen die Nebenaggregate z. B. durch elektrifizierte, mehrstufige oder gar stufenlose mechanische oder hydraulisch angetriebene Varianten substituieren, die somit drehzahlentkoppelt und bedarfsgerecht auch an die Last angepasst werden können. Im PKW-Bereich gibt es bereits derartig entkoppelte Varianten, wie z. B. [24] und [48] aufzeigen. Jedoch lassen sich deren Einsparpotenziale auf Grund der gänzlich unterschiedlichen Betriebszyklen und Randbedingungen kaum übertragen. Während im Automobilbereich Entwicklungen an Standard Fahrzyklen wie z. B. dem Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) ausgerichtet werden, sind mobile Arbeitsmaschinen je nach Einsatzzweck der Maschine gänzlich unterschiedlichen Lasten ausgesetzt. Robustheit ist bei solchen Maschinen unabdingbar. Ein Ausfall kann hohe Kosten verursachen, weshalb oft bekannte und technisch erprobte Lösungen gewählt werden. Insbesondere im Off-Highway-Segment nehmen jedoch die laufenden Kraftstoffkosten bis zu 50 % der Life Cycle Costs ein. Weiterhin ist die Forderung seitens der EU-Gesetzgebung, dass auch bei mobilen Arbeitsmaschinen bis 2020 eine CO₂-Einsparung von 20 % erzielt werden soll.

1.2 Zielsetzung

Aus dieser Notwendigkeit heraus, die Effizienz von Verbrennungsmotoren stetig zu verbessern und weitere Potentiale auszuschöpfen [74], ergibt sich das Ziel dieser For-

schungsarbeit, die von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) finanziert wurde. In einem gemeinsamen Forschungsprojekt zwischen dem Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (MOBIMA) sowie dem Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) wird das Potential der Entkopplung der Nebenaggregate mobiler Arbeitsmaschinen von der Motordrehzahl untersucht. Durch den Einsatz optimierter Nebenaggregate soll der Antriebsverlust durch die Nebenaggregate und hierdurch verursacht die Reibleistung des Verbrennungsmotors gemindert werden. In der Praxis soll somit der Kraftstoffverbrauch bei gleicher effektiver Nutzarbeit an der Kurbelwelle reduziert werden. Hierzu werden am Markt bereits verfügbare entkoppelte Aggregate und Antriebstopologien auf Ihre Effizienz und Tauglichkeit für mobile Arbeitsmaschinen bezüglich eines wirkungsgradoptimalen Gesamtsystems hin betrachtet. Zur Bestimmung der Verluste herkömmlicher sowie zur Erschließung der Einsparpotenziale entkoppelter Nebenaggregate auf dem Sektor mobiler Arbeitsmaschinen werden ein Verbrennungsmotor sowie sämtliche relevante Nebenaggregate im Basiszustand und bereits entkoppelte Varianten vermessen. Die verschiedenen untersuchten Nebenaggregatvarianten werden detailliert analysiert. Leistungsüberschüsse und somit Verluste werden aufgedeckt. Es werden mögliche Einsparpotenziale in Leistungsaufnahme und Kraftstoffverbrauch erschlossen, die sich durch Drehzahlentkopplung zur bedarfsgerechten Regelung der Nebenaggregate für ein wirkungsgradoptimales Gesamtsystem ergeben.

1.3 Aufbau der Arbeit

Auf eine Einleitung in die Thematik sowie die Zielsetzung folgt Kapitel 2 mit theoretischen Grundlagen, die zum besseren Verständnis der Arbeit beitragen. Dabei wird auf Zusammenhänge sowie die Erfassung von Leistung, Verbrauch und Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors eingegangen. Anschließend werden Grundlagen zu den Nebenaggregaten und ihrer Aufgaben gegeben. Auf Möglichkeiten zur Optimierung konventioneller Nebenaggregate geht Kapitel 3 näher ein. Hierbei werden einige ausgewählte entkoppelte Varianten vorgestellt. In Kapitel 4 werden Messmethoden zur Ermittlung der Leistungsaufnahmen und des Kraftstoffverbrauchs der Nebenaggregate vorgestellt. Auf die experimentell untersuchten Betriebspunkte sowie deren Ermittlung wird dort ebenfalls eingegangen. Neben der experimentellen Ermittlung der Ergebnisse wurde ein Matlab/Simulink-Modell zur detaillierteren Auswertung erstellt. Dieses wird hier ebenfalls näher vorgestellt. Der Versuchsträger, die Prüfstände zur Ermittlung der experimentellen Ergebnisse sowie die Messtechnik werden in Kapitel 5 näher beschrieben, bevor Kapitel 6 das Versuchsprogramm, die Randbedingungen, den Versuchsablauf sowie die experimentellen Untersuchungen beschreibt. Die Ergebnisse zu den Untersuchungen der konventionellen sowie entkoppelten Beispielvarianten werden schließlich in Kapitel 7 ausführlich diskutiert. Kapitel 8 fasst diese Ergebnisse zusammen und gibt einen Ausblick der Forschungsarbeit.

2. Theoretische Grundlagen und Stand der Technik

Im Folgenden werden die relevanten Aspekte zur energetischen Gesamtbetrachtung des Antriebssystems geliefert. Es wird auf die verlustbehaftete Energiewandlung im Motorprozess sowie Prozessführungsgrößen eingegangen. Ebenso werden Grundlagen zur Wärmeübertragung und zu den Nebenaggregaten und ihren Aufgaben diskutiert.

2.1 Energiewandlungsprozess und Wirkungsgradkette im Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor wandelt chemisch gebundene Kraftstoffenergie in mechanisch nutzbare Arbeit und Wärme. Diese zu- und abgeführten Energie- bzw. Massenströme lassen sich mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik global beschreiben:

$$\dot{m}_B \cdot H_u + \dot{m}_L \cdot h_L = P_e + \dot{Q}_{ab} + \dot{m}_A \cdot h_A \quad (2.1)$$

Der Abwärmestrom $\dot{Q}_{ab} + \dot{m}_A \cdot h_A$ wird hierbei über das Kühlmittel, den Ölkreislauf sowie Konvektion und Strahlung abgegeben und beinhaltet zum Teil auch mechanische Reibung. Der reale Motorprozess weist also gegenüber seinem thermodynamischen Vergleichsprozess Verluste auf, deren genaue Analyse ein wichtiges Hilfsmittel zur Prozessverbesserung ist. Abbildung 2-1 zeigt die Wirkungsgradkette bei der motorischen Energieumsetzung:

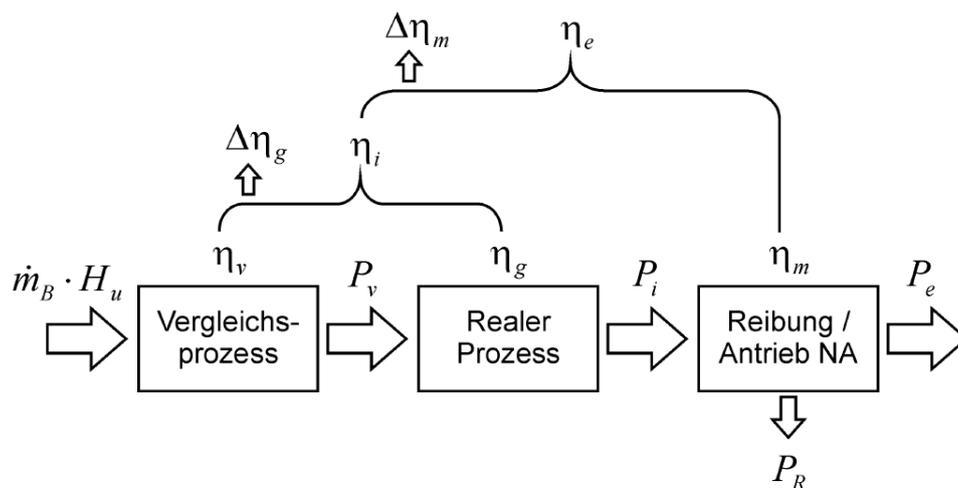


Abbildung 2-1: Wirkungsgradkette bei der motorischen Energieumsetzung [26]

Die Prozessführung des untersuchten Versuchsträger geschieht über das Viertakt-Prinzip sowie dem Dieselmotorenverfahren, welche z. B. [75], [5] und [30] entnommen werden können. Dieser Realprozess weist innere Verluste auf.

2.1.1 Realprozess und indizierter Wirkungsgrad

Der dem Verbrennungsprozess zugrundegelegte Vergleichsprozess betrachtet die Umsetzung von Kraftstoff im Brennraum als ideal. Die einzelnen Prozessschritte aus Abbildung 2-1 lassen sich mit Hilfe der Prozesswirkungsgrade bewerten. So ist der thermische Wirkungsgrad η_{th} oder auch Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_V des Vergleichsprozesses durch das Verhältnis der aus dem Vergleichsprozess berechneten Leistung P_V zur eingesetzten Brennstoffenergie $\dot{m}_B \cdot H_u$ definiert. Die Wirkungsgradverluste kommen durch Abkehrungen vom Realprozess zu den innerlich reversiblen Kreisprozessen zustande. Grund hierfür sind die zeitliche Abfolge der Wärmezufuhr und -abfuhr sowie die irreversible Zustandsänderung des Arbeitsmediums während des Prozesses, Dissipationsverluste, mechanische Reibungsverluste, Hilfsaggregate, Wärmeabgabe durch Zylinderkühlung und Dichtigkeitsverluste. Eine Möglichkeit zur Kraftstoffverbrauchssenkung ist ausschließlich durch eine Steigerung des Güte- oder des mechanischen Wirkungsgrades gegeben. Die Einzelverluste des Gütewirkungsgrades sind hierbei Verluste durch reale Ladung, unvollkommene Verbrennung, realer Verbrennungsablauf, Wandwärmeübergang, Leckage und Ladungswechselverluste. Der reale Motorprozess wird in dieser Arbeit allerdings durch Gleichhalten der thermodynamischen Randbedingungen innerhalb eines Betriebspunktes unverändert gehalten, sodass auf diesen hier nicht näher eingegangen wird. Vielmehr sollen die mechanischen Verluste reduziert werden.

Der indizierte Wirkungsgrad η_i ergibt sich aus den Verlusten des Gütewirkungsgrades η_g zu dem Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses η_V :

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_V - \Delta\eta_g = \frac{\text{Indizierte Arbeit am Kolben}}{\text{Arbeitsinhalt des zugeführten Kraftstoffs}} \\ &= \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{1}{b_i \cdot H_u} = \eta_V \cdot \eta_g \end{aligned} \quad (2.2)$$

2.1.2 Innere Leistung und indizierter Mitteldruck

Die durch den realen Arbeitsprozess entstandene Leistung bezeichnet man als innere beziehungsweise induzierte Leistung P_i und ergibt sich aus der vom Verbrennungsgas auf den Kolben wirkenden Arbeit W_{KA} pro Arbeitsspiel pro Zeit n_A je Zylinder:

$$P_i = W_{KA} \cdot n_A \cdot z = \dot{m}_B \cdot H_u \cdot \eta_i \quad (2.3)$$

Die durch das Verbrennungsgas auf dem Kolben wirkende Arbeit ist über ein gesamtes Arbeitsspiel für einen Zylinder gleich der negativen Volumenänderungsarbeit des Kreis-

prozesses und mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung messtechnisch erfassbar [75]. Dividiert man diese Arbeit W_{KA} mit dem Hubvolumen V_h , so erhält man den indizierten Mitteldruck p_{mi} eines Zylinders:

$$p_{mi} = \frac{W_{KA}}{V_h} = \frac{1}{V_h} \cdot \oint_{AS} p_G \cdot dV = \frac{P_i}{V_h \cdot z \cdot n_a} = \frac{P_i}{V_h \cdot z \cdot n \cdot i} \quad (2.4)$$

2.1.3 Effektiver Wirkungsgrad, Leistung, Mitteldruck und Drehmoment

Abzüglich der Güteverluste verbleibt dem Realprozess aus der Kraftstoffenergie eine innere Leistung P_i , welche weiteren Verlusten unterliegt, ehe sie effektiv genutzt werden kann. Betrachtet man die Wirkungsgradkette aus Abbildung 2-1 ganzheitlich, so lässt sich der effektive Wirkungsgrad durch das Verhältnis von Nutzleistung P_e zur eingesetzten Brennstoffenergie ausdrücken und es gilt:

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{\text{Nutzarbeit an der Kurbelwelle}}{\text{Arbeitsinhalt des zugeführten Kraftstoffs}} = \frac{W_e}{W_{Kr}} = \frac{P_e}{\dot{Q}_{Kr}} \\ &= \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{1}{b_e \cdot H_u} \\ &= \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i - \Delta\eta_m = \eta_V \cdot \eta_g \cdot \eta_m = \eta_V - \Delta\eta_g - \Delta\eta_m \end{aligned} \quad (2.5)$$

Die nutzbare effektive Leistung P_e einer Arbeitsmaschine ergibt sich aus dem an der Abtriebswelle messbaren Drehmoment M und der Winkelgeschwindigkeit ω zu:

$$P_e = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \dot{m}_B \cdot H_u \cdot \eta_e \quad (2.6)$$

Analog der rechten Hälfte von Gleichung (2.4) sowie mit Gleichung (2.6) ergibt sich für den effektiven Mitteldruck p_{me} pro Zylinder als Verhältnis von Drehmoment zu Motorgröße:

$$p_{me} = \frac{P_e}{V_h \cdot z \cdot n \cdot i} = \frac{P_e}{V_H \cdot n \cdot i} = \frac{M}{V_H} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{i} = \frac{M}{V_h} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z \cdot i} \quad (2.7)$$

2.1.4 Mechanische Verluste und Reibleistungen

Die soeben diskutierte effektive Leistung steht endgültig nach allen Abzügen zur Verfügung. Deren effektiver Wirkungsgrad ergibt sich aus den Verlusten des mechanischen Wirkungsgrades zum inneren Wirkungsgrad. Die mechanischen Verluste entstehen durch Triebwerksreibung η_{Reib} (z. B. Kolben, Kolbenringe, Lager) und dem Antrieb von Nebenaggregaten $\eta_{A, NA}$ (z. B. Ventiltrieb, Ölpumpe, Kühlmittelpumpe, Lenkhilfepumpe, Kältemittelverdichter). Der mechanische Wirkungsgrad ergibt sich somit aus dem Verhältnis von effektiver zu indizierter Leistung:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (2.8)$$

Eine gängige Methode zur Ermittlung der mechanischen Verluste ist die Differenzbildung zwischen der durch Zylinderdruckindizierung im Brennraum vorliegenden inneren Leistung und der durch direkte Drehmoment- und Drehzahlmessung an der Kurbelwelle ermittelbaren Motorleistung. Diese Leistungen stehen in der gleichen Beziehung zueinander wie die Mitteldrücke. Der Reibmitteldruck p_{mr} berechnet sich aus dem indizierten p_{mi} und dem effektiven Mitteldruck p_{me} gemäß:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (2.9)$$

Demnach ist die Differenz aus indiziertem p_{mi} und effektivem Mitteldruck p_{me} gleich dem Reibmitteldruck p_{mr} , wobei dieser neben den eigentlichen Reibverlusten auch die auf das Zylinderhubvolumen bezogene Antriebsarbeit der Nebenaggregate beinhaltet (analog der Leistung: $P_R = P_{Reib} - P_{A,NA}$, siehe auch Formel (2.10)).

Analog aus Formel (2.9) ergibt sich mit Bezug zu Abbildung 2-1 die effektive Leistung P_e aus der indizierten P_i sowie der Gesamtreibleistung P_r entsprechend zu:

$$\begin{aligned} P_e &= P_i - P_R = P_i \cdot \eta_m \\ &= P_i - P_{Reib} - P_{A,NA} = P_i \cdot \eta_{Reib} \cdot \eta_{A,NA} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Daraus ist ersichtlich, dass das Ziel der Motorenentwicklung die Reduzierung der Reibleistung P_R bzw. der mechanischen Verluste η_m sein muss, um für eine geforderte effektive Nutzleistung P_e möglichst geringe indizierte Leistung P_i und somit Kraftstoffenergie zur Verfügung stellen zu müssen. Die Reduzierung der Aufnahmeleistung der Nebenaggregate $P_{A,NA}$ als Teil der Gesamtreibung stellt den Schwerpunkt dieser Arbeit dar.

2.1.5 Effektiver Kraftstoffverbrauch

Da der Kraftstoffverbrauch eines der wichtigsten Entscheidungskriterien zum Erfolg von Optimierungsmaßnahmen bedeutet, wird dieser häufig auf die Motorleistung bezogen. Somit kann der Verbrauch unabhängig von der Motorgröße beurteilt werden. Aus Formel (2.5) ergibt sich für den spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch b_e

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (2.11)$$

und somit der direkte Zusammenhang zwischen spezifischem effektivem Kraftstoffverbrauch b_e und effektivem Wirkungsgrad η_e . Diese sind über den Heizwert indirekt proportional zueinander.

2.1.6 Motorkennfeld

Der spezifische Kraftstoffverbrauch wird in sogenannten Muscheldiagrammen dargestellt, siehe Abbildung 2-2. In solchen wird der spezifische Verbrauch b_e in Abhängigkeit von der Motorlast, also dem Drehmoment M oder dem effektiven Mitteldruck p_{me} sowie der Drehzahl n aufgetragen. Die Verbindung der Punkte mit gleichem spezifischem Ver-

brauch führt zu den sogenannten Muschelkurven, in deren Zentrum der Punkt mit minimalem spezifischem Verbrauch $b_{e,\min}$ liegt. Auch die Motorleistung P_e wird in solchen Diagrammen anhängig von Last und Drehzahl angegeben. Punkte konstanter Leistung ergeben sogenannte Leistungshyperbeln. Man erkennt in Abbildung 2-2, dass man entlang einer Linie konstanter Leistung, die zum Erfüllen eines Arbeitsprozesses oder eines Nebenaggregatantriebs notwendig ist, bei Reduzierung der Drehzahl in Bereiche eines günstigeren spezifischen Verbrauchs gelangen kann.

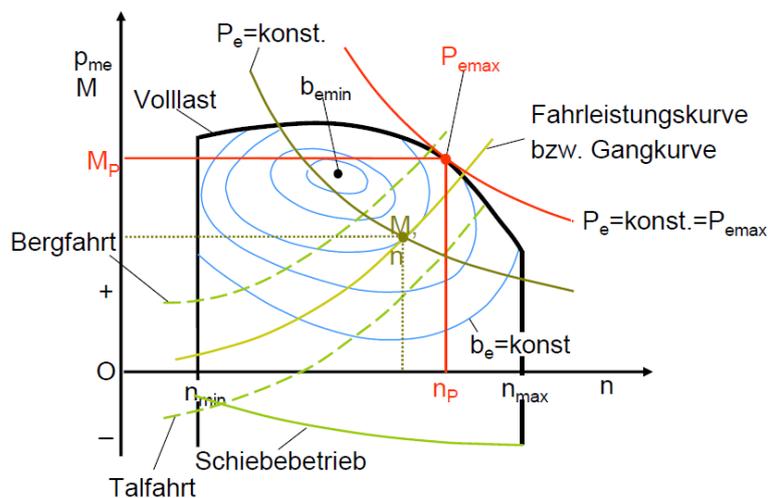


Abbildung 2-2: Motorkennfeld mit Muschelkurven und Leistungshyperbeln [75]

Mit Entkopplung der Nebenaggregate von der Kurbelwelldrehzahl verfolgt man das Ziel einer effektiven Leistungsbereitstellung dieser Aggregate auch in Bereichen höherer Motordrehzahlen (siehe Kap. 3.1). Mit höheren Drehzahlen ist meist auch ein Leistungsüberschuss der Nebenaggregate verbunden (siehe Kap. 2.3 ff). Ziel dieser Arbeit ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch eine bedarfsgerechte Leistungsabgabe der Nebenaggregate (vgl. auch Abbildung 4-4 und allgemein Kap. 3).

2.2 Grundlagen der Wärmeübertragung

Die Grundlagen der Wärmelehre sind zum Verständnis dieser Arbeit bei der Motorkühlung relevant. Der Begriff „Wärme“ ist dabei nach [56] folgendermaßen definiert:

„Die einem Körper aufgrund von Temperaturunterschieden ohne Arbeitsleistung zugeführte oder entzogene Energie wird als Wärme bezeichnet.“

Betrachtet man die pro Zeiteinheit übertragene Wärme Q , so spricht man von einem Wärmestrom \dot{Q} . Über den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik

$$dQ = T \cdot dS \quad (2.12)$$

wird deutlich, dass Wärmetransport und Entropieänderung miteinander verbunden sind, Wärme also stets von einem Niveau höherer zu einem tieferer Temperatur fließt. Man unterscheidet beim Transport von Wärme zwischen drei Mechanismen. Diese sind die Wärmestrahlung, die Wärmeleitung und die Konvektion, auf welche nun nachfolgend kurz eingegangen werden soll.

2.2.1 Wärmestrahlung

Tauschen Körper unterschiedlicher Temperatur Wärme durch elektromagnetische Strahlung aus, so bezeichnet man dies als Wärmestrahlung. Für den Transport ist hierzu kein Träger notwendig. Demnach ist es der einzige Wärmeübertragungsmechanismus, der im Vakuum auftreten kann [36]. Ein schwarzer Strahler stellt hierbei den Idealfall der Wärmestrahlung dar [56]. Darunter versteht man einen idealisierten Körper, der die gesamte auf ihn treffende Strahlungsenergie absorbiert, also weder reflektiert noch transmittiert. Gleichzeitig ist er auch ein idealer Emitter, d.h. die Strahlungsintensität eines schwarzen Strahlers der Temperatur T kann von keinem anderen Körper der gleichen Temperatur übertroffen werden.

2.2.2 Wärmeleitung

Wärmeleitung oder auch Konduktion stellt den diffusiven Energietransport in Fluiden oder Festkörpern durch die Übertragung von Schwingungsenergie benachbarter Moleküle dar. Verantwortlich hierfür sind:

- Freie Elektronen in elektrisch leitenden Medien
- Mikroskopische Bewegung von Atomen und Molekülen in Fluiden
- Gitterschwingungen in Festkörpern

Die Stoffgröße λ beschreibt dabei die Materialabhängigkeit der Wärmeleitung und wird als Wärmeleitfähigkeit bezeichnet. Metalle haben dabei eine deutlich größere Wärmeleitfähigkeit als Nichtmetalle, da diese zur Übertragung mehr freie bewegliche Elektronen aufweisen. Zudem nimmt diese bei den meisten Materialien mit größer werdender Temperatur zu [56].

2.2.3 Konvektion

Unter Konvektion versteht man die Übertragung von Wärme in bewegten Flüssigkeiten oder Gasen. Dabei ist zwischen freier und erzwungener Konvektion zu differenzieren. Für das Auftreten freier Konvektion sind Temperatur- und Dichteunterschiede verant-

wortlich. Erzwungene Konvektion hingegen tritt auf, wenn dem Fluid eine Bewegung, z. B. durch ein Gebläse oder eine Förderpumpe, von außen aufgeprägt wird. Der Wärmeübergangskoeffizient stellt dabei eine wichtige Größe dar. Dieser ist kein Stoffwert des Fluids oder Festkörpers, sondern von den vorhandenen Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen und der überströmten Geometrie abhängig [56].

Die realen Wärmeübertragungsprozesse sind in der Regel Mischungen aus den gerade beschriebenen Transportmechanismen. Bei einem flüssigkeitsdurchflossenen Rohr wie der Zwangsumlaufkühlung dieses Versuchsträgers oder der durchströmenden Luft durch die Kühlerlamellen spricht man von konvektivem Wärmeübergang. Der konvektive Wärmeübertrag kommt allerdings an der Grenzschicht direkt an der Körperoberfläche zur Ruhe (Haftbedingung), wo die Wärme allein über Wärmeleitung transportiert wird. Maßgeblich beeinflussend für die Wärmeübertragungsintensität ist jedoch trotzdem der konvektive Transport, die Temperaturgradienten erhöhen sich also bei schnellerem Transport des erwärmten Fluids.

2.3 Nebenaggregate und deren Aufgabe

Verbrennungsmotoren haben zahlreiche Nebenaggregate, deren Aufgabe nicht direkt der Fortbewegung dient, sondern unter jeder Umgebungsbedingung die Funktion des Motors, zunehmend Sicherheit der Maschine und Komfort des Bedieners sicherstellen sollen [5]. Die wesentlichen Nebenaggregate einer mobilen Arbeitsmaschine seien im Folgenden mit ihren Leistungsformeln und Wirkungsgraden, deren Antrieb sowie sich daraus ergebenden Auslegungskriterien bei konventionellem Betrieb und deren Funktion und Aufgaben näher erläutert.

2.3.1 Unterteilung, Leistungen und Wirkungsgrade der Nebenaggregate

Zur Beurteilung des Einsparpotentials ist die Erfassung der Leistungen der Nebenaggregate notwendig. Die Aggregate geben eine entsprechende Leistung an das jeweilige Medium ab und nehmen hierzu, im konventionellen Falle, mechanische Leistung P_{mech} an der Antriebswelle des Nebenaggregats auf. Aus Tabelle 2-1 gehen die Formeln zur Leistungsmessung der in diesem Projekt verwendeten Nebenaggregate hervor [44], [86], [30]:

Tabelle 2-1: Leistungserfassung der Nebenaggregate und Formeln zur Aufnahmeleistung

(2.13)

System der Leistungserzeugung sowie Verbraucher	Leistungsmessung
a) Hydraulische bzw. volumetrische Leistung bei hydraulisch inkompressibler bzw. kompressibler Volumenstromförderung ohne Höhendifferenz, z. B. Öl- und Kühlmittelpumpe, Lüfter, Luftpresser und Kältemittelverdichter	$P_{vol} = \dot{Q} \cdot \Delta p$
b) Elektrische Leistung des Generators	$P_{el} = U \cdot I$
c) Kälteleistung des Kältekreises	$\dot{Q}_{Kälte} = \dot{m} \cdot \Delta h$ $= \dot{m} \cdot \int c_p \cdot dT$
d) Antriebsleistung mechanisch rotatorisch aller Nebenaggregate	$P_{mech} = M \cdot \omega$ $= M \cdot 2\pi \cdot n$

Aus dem Verhältnis von abgegebener zu aufgenommener Leistung ergibt sich analog Formel (2.5) aus Sicht des Nebenaggregats für den Gesamtwirkungsgrad des jeweiligen Aggregats (bei Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen nicht Wirkungsgrad, sondern Leistungszahl COP, engl. Coefficient of Performance, genannt) allgemein formuliert:

$$\eta_{ges} \text{ bzw. } COP = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{P_{vol} \text{ bzw. } P_{el} \text{ bzw. } \dot{Q}_{Kälte}}{P_{A,NA} (= P_{mech})} \quad (2.14)$$

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hyd} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{el}$$

Mit den Einzelverlusten und ihren Ursachen:

$\eta_{vol} = \lambda =$	volumetrische Verluste	-> interne Leckagen, Kompressibilität
$\eta_{hyd}^1 =$	hydraulische Verluste	-> Reibungsverluste in der Flüssigkeit, Strömungsverluste
$\eta_{mech} =$	mechanische Verluste	-> Lagerreibung, mechanische Verluste
$\eta_{el} =$	elektrische Verluste	-> Verlustleistung elektrischer Bauteile

Die soeben aufgeführten Teilwirkungsgrade ($\eta_{vol}, \eta_{hyd}, \eta_{mech}, \eta_{el}$) und ihre Ursachen kommen nicht in jedem Nebenaggregat vor. Es kann unter diesen Nebenaggregaten primär zwischen elektrischer (Generator) oder mechanischer Arbeitsmaschine unterschiede-

¹ Die hydraulischen Verluste hydro-mechanischer Komponenten werden in der Praxis gemeinsam mit den mechanischen Verlusten im hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} zusammengefasst.

den werden. Des Weiteren lassen sich letztere entsprechend der Art des Druckaufbaus in Strömungsmaschinen (Lüfter, Kühlmittelpumpe etc.) und Verdrängermaschinen (Ölpumpe, Hydraulikpumpe, Luftpresse, Kältemittelverdichter etc.) unterteilen. Außer beim Generator mit der Erzeugung elektrischer Energie $P_{el} = U \cdot I$ (Formel (2.13) b), vgl. auch Kap. 2.3.6) ist das Fördern von Volumen unter entsprechender Drucksteigerung, also $P = \dot{Q} \cdot \Delta p$ (Formel (2.13) a)), Ziel dieser Nebenaggregate. Der Kältemittelverdichter bezweckt mit dieser Medienförderung und Druckerhöhung des noch gasförmigen Kältemittels unter Wärmeabgabe am Kondensator eine Änderung der Enthalpie, was wiederum dazu genutzt wird, um am Verdampfer nach einer Druckentspannung eine Kälteleistung $\dot{Q}_{Kälte} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot \int c_p \cdot dT$ (Formel (2.13) c)) abzugeben (vgl. auch Kap. 2.3.8). Schließlich wird am luftdurchströmten Verdampfer eine Temperatursenkung der Innenraum-Frischlufte erreicht. Das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand eines Kälteprozesses bzw. einer Wärmepumpe wird hierbei als Leistungszahl COP bezeichnet (siehe Formel (2.14)), weil dieses auch > 1 werden kann. An dieser Stelle sei für ein tieferes Verständnis auf Grund des Umfangs der Nebenaggregate auf weiterführende Literatur verwiesen, z. B. [69], [49], [50], [5], [52], [62].

Strömungsmaschinen

Eine Strömungsmaschine ist eine Fluidenergiemaschine, bei der die Energieübertragung zwischen Fluid und Maschine in einem offenen Raum durch eine Strömung nach den Gesetzen der Fluidodynamik über Energiewandlung in kinetische Energie erfolgt [49], [55]. Die Strömungsmaschine wird kontinuierlich vom Fluid durchströmt. Fluidstrom und Druckunterschied bleiben während des Normalbetriebs konstant. Die Kühlmittelpumpe (vgl. auch Kap. 2.3.4) gehört zu den Gruppen der Kreiselpumpe, der Lüfter (vgl. auch Kap. 2.3.5) zu den Ventilatoren. Beiden Arbeitsmaschinen liegen bei unveränderten hydraulischen Randbedingungen die Affinitätsgesetze aus der Strömungsmechanik zu Grunde [22], [31], [21], [88]:

$$\begin{aligned} \frac{Q_2}{Q_1} &= \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \cdot \frac{n_2}{n_1} \\ \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \\ \frac{P_2}{P_1} &= \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \end{aligned} \quad (2.15)$$

Daraus geht hervor, dass sich der Förderstrom Q proportional zur Drehzahländerung Δn verhält, sich mit geringer Drehzahländerung Δn auch große Änderungen der Förderhöhe ΔH sowie der Druckänderung Δp ergeben (quadratischer Zusammenhang) und das dies noch größere Änderungen für die Leistung ΔP (kubischer Zusammenhang) bedeutet. Die Folgen konventioneller Aggregate sind hohe Anstiege der Leistung bei vergleichsweise geringen Drehzahlerhöhungen (vgl. Beschreibungen der einzelnen Nebenaggregate in Kap. 2.3.3 ff). Dies bedeutet ebenso, dass bei einer Reduzierung der Pumpendrehzahl der Förderstrom im gleichen Maße abnimmt, sich die Antriebsleistung dabei aber sogar erheblich reduzieren lässt (bei Drehzahlreduzierung um lediglich 20 %, Senkung der An-

triebsleistung auf ungefähr 65 % seines ursprünglichen Wertes, vgl. Abbildung A-1: Eigenschaften von Regelungsmethoden zur Leistungsanpassung einer Kreiselpumpe [31] im Anhang). Abbildung A-2: Verlustleistungen und Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe nach EN 12723 [44] liefert ergänzende Information zu den Verlusten und Wirkungsgraden einer Kreiselpumpe.

Verdrängermaschinen

Verdrängermaschinen hingegen sind Fluidenergiemaschinen, bei denen das Medium durch in sich geschlossene Volumina zyklisch gefördert wird. Hier stellt sich der Druck wie in jedem hydraulischen System durch das Fördern des Mediums gegen eine Last ein. Der Druck steigt entsprechend mit der Last. Der theoretische Volumenstrom Q ist linear zur Pumpendrehzahl n und druckunabhängig. Die Ölpumpe ist eine Verdrängerpumpe (siehe auch Kap. 2.3.3). Luftpresser (siehe Kap. 2.3.7) und Kältemittelverdichter (siehe Kap. 2.3.8) gehören der Gruppe der Kolbenverdichter an [21], [23], [86], [31], [30].

Beim Verrichten der Arbeit dieser Aggregate wird Energie in Form mechanischer Leistung aufgenommen. Diese ist an der jeweiligen Antriebswelle des Nebenaggregats selbst messbar (siehe Formel (2.13) d) bzw. (2.16)). An der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors liegt diese Leistung als ein Teil der Motorabgabeleistung P_e ebenfalls an (Formel (2.16)). Dort muss vom Verbrennungsmotor aber eine höhere Leistung zur Verfügung gestellt werden, weil die Energieübertragung bis zum Nebenaggregat nicht verlustfrei geschieht. Konventionelle, starre Nebenaggregatantriebe verwenden meist Riemen, Kette oder Zahnrad und weisen Wirkungsgrade von mindestens 97% auf [3].

Soll nun die vom Verbrennungsmotor den Nebenaggregaten bereitzustellende Leistung reduziert werden, so gilt es auch, die Übertragungsart zu berücksichtigen und es gilt analog Formel (2.6) unter Berücksichtigung des Übertragungswirkungsgrads $\eta_{NA, \text{Übertragung}}$:

$$\begin{aligned} P_{A,NA} &= M_{NA} \cdot \omega = M_{NA} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{NA} \\ &= P_e \cdot \eta_{NA, \text{Übertragung}} \end{aligned} \quad (2.16)$$

mit der Drehzahlübersetzung des entsprechenden Nebenaggregats i_{NA} , die entsprechend berücksichtigt werden muss:

$$n_{NA} = n_{VKM} \cdot i_{NA} \quad (2.17)$$

Es bestehen gemäß den Systemwirkungsgraden aus Formel (2.14) und (2.16) also zwei verschiedene Ansätze, um die Leistung der Nebenaggregate bedarfsgerecht zur Verfügung stellen zu können, um somit Kurbelwellenleistung und schließlich Kraftstoffverbrauch zu senken. Eine davon geschieht auf der Antriebsseite unter weiterer Verwendungsmöglichkeit konventioneller Nebenaggregate, indem von starren Leistungsübertragungsformen abgewichen wird (siehe Kap. 3.1). Eine andere Möglichkeit ist, die Nebenaggregate selbst durch konstruktive Maßnahmen oder gänzlich andere Bauformen variabel zu optimieren (siehe Kap. 3.2 ff).

2.3.2 Auslegungskriterien konventioneller Nebenaggregate

Nebenaggregate werden heute sowohl in Off- als auch im On-Highway-Bereich üblicherweise noch starr von der Kurbelwelle angetrieben (siehe Abbildung 1-1). Daraus ergibt sich ein sehr guter Übertragungswirkungsgrad $\eta_{NA, \text{Übertragung}}$ von der Motorkurbel bis zur Nebenaggregatantriebswelle von über 97 % [3] bei Verwendung von Zahnrad- und Riemenantrieben. Die Aggregate müssen in Folge der damit verbundenen Abhängigkeit von der Motordrehzahl (vgl. Formel (2.16) und (2.17)) aber auf einen Worst Case ausgelegt werden, damit deren Funktion zu jedem Einsatzbereich sichergestellt ist. Tabelle 2-2 zeigt die kritischen Motordrehzahlen und typischen Randbedingungen für die in diesem Projekt verwendeten Nebenaggregate.

Tabelle 2-2: Kriterien zur Worst Case-Auslegung der Nebenaggregate [65], [66], [80], [68]

Nebenaggregat	Motordrehzahl	Randbedingungen
Ölpumpe	Leerlauf	Heißstart / Heißleerlauf bei 140 °C $T_{\text{Öl}}$ und mindestens 1 bar (rel) $p_{\text{Öl}}$
Kühlmittelpumpe	gering	Volllast
Lüfter	gering	Volllast (Betrieb im Fahrzeugstillstand)
Generator	Leerlauf	Nachtfahrt im Winter
Luftpresser	Leerlauf	Ankoppeln von Anhängern, Warten auf Mindestdruck zum Losfahren oder beladene Bergabfahrt
Kältemittelverdichter	Leerlauf	nach Aufheizphase im Hochsommer

Bedingt durch die notwendige Worst Case Auslegung der starr gekoppelten Nebenaggregate steigen die Leistungsabgaben und somit auch -aufnahmen der Aggregate mit der Motordrehzahl weiter an und müssen ungenutzt abgeführt werden. Die Nebenaggregate sind somit in ihrer Nutzung häufig überdimensioniert. Eine betriebspunktabhängige und bedarfsgerechte Leistungsabgabe der Nebenaggregate kann nicht erreicht werden, so dass Einsparpotentiale verbleiben, die genutzt werden können.

2.3.3 Ölpumpe und Ölkreislauf

Der Ölkreislauf stellt die zentrale Funktionalität des Hubkolbenmotors sicher. Die Ölpumpe ist eines der wesentlichsten Nebenaggregate des Verbrennungsmotors.

Aufgabe und Aufbau des Ölkreislaufs

Das Motorschmiersystem hat die Aufgabe, den Motor als Zusammenschluss mechanisch bewegter Bauteile und Funktionsgruppen ausreichend mit Öl zu versorgen. Hiermit wird

zum einen die Schmierung der Gleitpaare bei allen Betriebsbedingungen, aber auch die Kühlung thermisch hoch beanspruchter Bauteile wie der Kolben und somit Schutz vor Überhitzung sichergestellt. Des Weiteren nimmt das Öl durch den Kontakt mit den Motorbauteilen durch eine Umlaufschmierung immer wieder Ablagerungen, Verbrennungsrückstände und Abrieb auf und macht diese unerwünschten Produkte unschädlich. Verschleiß- und Korrosionsschutz sowie Abdichten und Geräuschdämmung sind weitere Funktionen [50], [68]. Abbildung 2-3 zeigt ein typisches Schemabild eines Ölkreislaufs als Druckumlaufschmierung mit seinen wesentlichen Bauteilen.

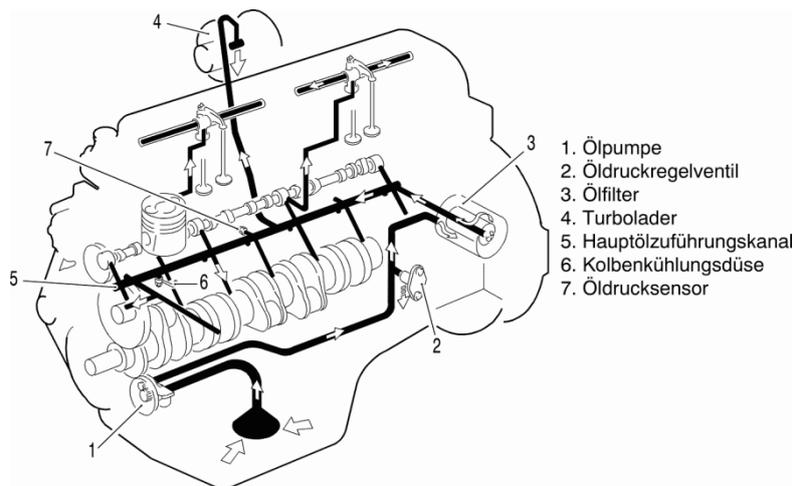


Abbildung 2-3: Ölkreislauf Schema einer Druckumlaufschmierung [2]

Neben diesem Schmiersystem gibt es auch eine Trockensumpfschmierung. Diese hat die Besonderheit, dass das aus dem Motor in die Ölwanne zurücklaufende Öl von einer Ölabsaugpumpe in einen Vorratsbehälter gepumpt wird und anschließend von einer Druckpumpe (wie bei der Druckumlaufschmierung auch) in die Filtereinheit gefördert wird. Solche Trockensumpfsysteme werden überwiegend bei Fahrzeugen mit extremer Schräglage (Gelände) oder Querbeschleunigung (Sportwagen) eingesetzt. Hier muss die Ölversorgung auch in Fahrsituationen sichergestellt werden können, bei denen sonst das Öl in der Ölwanne vom Ansaugpunkt wegschwappen könnte. Beide Systeme haben gemein, dass das Öl aus dem Reservoir gesaugt und einer Pumpe, zumeist als Zahnrad-, Sichel-, Flügelzellen- oder Rotorpumpe ausgeführt, zugeführt wird. Unter Druck stehend wird das Öl anschließend den Verbrauchern über Leitungen oder Kanäle zur Verfügung gestellt [51]. Die wesentlichen Ölverbraucher hierbei sind:

- Gleitlager wie Kurbelwellenhauptlager, Pleuellager, Nockenwellenlager, Turboladerlager und andere
- Steuerelemente wie Hydrostößel und Nockenwellenversteller
- Spannelemente wie Nockenwellenkettenspanner
- Schmier- und Kühlelemente wie Kolbenspritzdüsen

Nach der Ölpumpe (Abbildung 2-3 (1)) wird das Öl zunächst von Verunreinigungen und Ablagerungen durch Ölfiltereinheiten gereinigt sowie von einem Ölkühler gekühlt (3). Um übermäßige mechanische Verluste und Ölalterung durch zu kaltes oder zu heißes Öl zu vermeiden, sollte die Öltemperatur zwischen 90 und 110 °C gehalten werden [78]. Um insbesondere während des Kaltstarts den Motor sowie Dichtungen durch das kalte und somit hochviskose Öl vor zu hohem Öldruck zu schützen, ist nach der Pumpe ein Überdruckventil angebracht (2) [50], [5].

Arbeitsprinzip von Ölpumpen

Ölpumpen sind im Gegensatz zu Kreiselpumpen sogenannte Verdrängerpumpen und gehören zu den hydrostatischen Pumpen. Das Arbeitsprinzip beruht auf einer periodischen Volumenänderung von in sich geschlossenen Arbeitsräumen, wo durch ein Trennelement stets zwischen Saug- und Druckraum getrennt wird. Somit wird das zu fördernde Medium durch den auf der einen Seite der Pumpe entstehenden Unterdruck angesaugt, im Arbeitsraum komprimiert und auf der Druckseite verdrängt. Entsprechend dem effektiven Arbeitsraum wird also eine gewisse Ölmenge pro Umdrehung gefördert. Auf Grund des vorherrschenden Ölkreislaufs sowie der Medientemperatur ergibt sich der Systemdruck. Druckerhöhung geschieht also unabhängig von Volumenstrom und Pumpendrehzahl. Als Verdrängerprinzip gibt es Zahn, Flügel oder Kolben, wobei Kolbenpumpen als Schmiermittelpumpen in Verbrennungsmotoren keine praktische Bedeutung haben [23], [5], [50].

Anforderungen an das Schmiersystem

Die Lebensdauer von Verbrennungsmotoren wird maßgeblich durch den Ölkreislauf bestimmt. Eine optimale Auslegung ist somit essentiell. Unter allen Einsatzbedingungen und in jedem Betriebspunkt des Motors müssen die Bauteile mit ausreichender Menge Öl versorgt werden. Die ausreichende Versorgung der einzelnen Verbraucher (wie unter Kap. 2.3.3 aufgelistet) sicherzustellen und gegenseitig abzustimmen, erfordert hohen Aufwand der Hersteller. Der unterschiedliche Bedarf an durchgesetztem Schmier- und Kühlöl der jeweiligen Verbraucher muss durch entsprechende Dimensionierung der Zuleitungen, Bohrungen oder über Drosselstellen erfolgen. Alle Randbedingungen des Motorbetriebs, wie Einsatzgebiet und Außentemperaturen, Betriebspunkte, Kaltstart und Viskositätsklasse des Öls, müssen berücksichtigt und abgesichert werden. Ein zu großer Öldurchsatz führt zum einen zu einer zusätzlichen Lagererwärmung auf Grund eines erhöhten Durchflusswiderstands und zum anderen zu einer erhöhten Leistungsaufnahme der Ölpumpe. Die Auslegung erfolgt heutzutage experimentell sowie rechnerunterstützt mit Simulationsprogrammen zur Strömungsberechnung [50].

Nachteile konventioneller Konstantölpumpen

Die starr an die Kurbelwelle gekoppelte Ölpumpe fördert den Ölvolumenstrom durch ihr konstantes Pumpenvolumen entsprechend ihrer Drehzahl. Die Viskosität eines Öls ist stark temperatur- und somit lastabhängig (siehe auch Abbildung A-3: Viskositätsverhal-

ten eines 10W-40 Öls über der Temperatur im Anhang). Folglich resultiert eine steigende Ölförderung sowohl mit zunehmenden Drehzahlen, als auch mit sinkenden Lasten, also niedrigen Öltemperaturen. Die maximale Ölfördermenge und somit Pumpenleistung wird aber lediglich bei Kombination aus heißem Öl, also nach und während Vollastfahrten, und Leerlaufdrehzahl bzw. Motorstart benötigt (siehe auch Tabelle 2-2), um ausreichende Schmierung für alle Lager sicher zu stellen. Bei hohen Motorlasten hat das Öl weiterhin eine Kühlaufgabe der thermisch hochbelasteten Kolben und Lager. Die Kolbenböden werden über Kolbenspritzdüsen mit Öl angespritzt. Bei niedrigen Temperaturen und hohen Drehzahlen, generell im Teillastbetrieb, liefert die Ölpumpe also deutlich mehr Druck als benötigt. Die überschüssige, in die Ölwanne zurück fließende Ölmenge bewirkt weiterhin einen erhöhten Luftanteil im Öl, also ein verstärktes Aufschäumen und somit erhöhte Planschverluste und Reibungen [91], [17], [80], [81]. Diese Ölströme und gleichzeitig Pumpenantriebsleistung könnten reduziert werden. Optimierungsmöglichkeiten zur bedarfsgerechten Bereitstellung der Ölmenge an die jeweiligen Anforderungen und somit zur Reduzierung der Aufnahmeleistung werden in Kapitel 3.1 und 3.2 vorgestellt.

2.3.4 Kühlmittelpumpe und Kühlmittelkreislauf

Der Verbrennungsmotor besteht aus mehreren Wärmequellen und Wärmesenken. Der Kühlmittelkreislauf stellt hierbei eine wesentliche Aufgabe zur ordnungsgemäßen Funktion des Motors, die im Folgenden näher erläutert wird. Verwendet wird heutzutage überwiegend die Flüssigkeitskühlung. Luftgekühlte Systeme finden hauptsächlich bei Flugmotoren, Motorrädern und Kleinmotoren Anwendung.

Aufgabe und Aufbau des Kühlmittelkreislaufs

Über den Kühlmittelkreislauf erfolgt die Motorkühlung. Die Motorkühlung wiederum hat die Aufgabe, die während der Verbrennung entstehende Wärme, die über die Zylinderwände sowie den Wassermantel des Zylinderkopfes mittels Wärmeleitung (vgl. Kap. 2.2) an das Kühlmittel abgegeben wird, abzuführen und somit den Verbrennungsmotor sowie Bauteile wie Einspritzventile, Auslassventile, ggf. Abgasturbine usw. vor Überhitzung zu schützen. Die in einem Kühlsystem mit Flüssigkeitskühlung üblicherweise verwendeten Komponenten und Medien sind, so wie sie auch Abbildung 2-4 entnommen werden können:

- Kühlmittelpumpe zur Förderung des Kühlmittels
- Kühlflüssigkeit (meist Wasser-Glykol-Gemisch) als Wärmetransportmittel
- Thermostat als Temperaturregelorgan mittels Volumenstromaufteilung zwischen kleinem und großem Kühlkreislauf
- Hauptwasserkühler als Wärmeübertrager der Motorabwärme an die Umgebung
- Lüfter zur Erhöhung der Wärmeabfuhr vom Kühler an die Umgebung durch erzwungene Konvektion (vgl. Kap. 2.3.5)

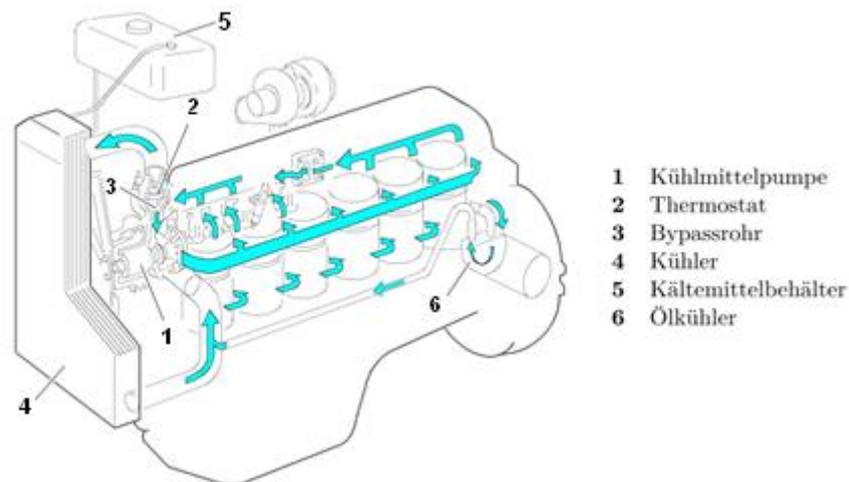


Abbildung 2-4: Kühlmittelkreislaufschema einer Einkreis-Längsstromkühlung [2]

Die einzelnen Komponenten sind dabei durch Schlauchleitungen oder Rohre zu einem geschlossenen Kreislauf miteinander verbunden. Das erhitzte Kühlmittel wird durch die Kühlmittelpumpe (Nr. 1 in Abbildung 2-4) im Kreislauf umgewälzt und überträgt somit Energie mittels erzwungener Konvektion. Konventionelle mechanische Kühlmittelpumpe werden über Riemen von der Kurbelwelle angetrieben. Diese fördert das zunächst abgekühlte Wasser bei der weit verbreiteten Einkreis-Längsstromkühlung über das Zylinderkurbelgehäuse an den Zylinderwänden vorbei und anschließend längs des Motors durch den Zylinderkopf, um Wärme von den heißen Bauteilen aufzunehmen. Bei einer Zweikreis-Querstromkühlung werden Kurbelgehäuse und Zylinderkopf parallel durchströmt. Der Kühlmittelkreislauf ist hier komplexer, es bedarf zweier Thermostate zur separaten Temperatursteuerung. Zylinderkopf und Kurbelgehäuse können so unterschiedlich versorgt werden. Bei wärmerem Motorblock ab ca. 100 °C können Verbrauchseinsparungen durch Senkung der Ölviskosität und Motorreibung erzielt werden. Ein kälterer Zylinderkopf reduziert die Verbrennungsspitzentemperaturen und somit insbesondere die NO_x-Emissionen. Weiterhin führt dieser zu einer besseren Füllung der Zylinder mit Frischluft, erhöht aber auch den Wärmeübergang und reduziert somit den thermischen Wirkungsgrad. Bei beiden Systemen wird der Großteil der vom Kühlmittel aufgenommenen Wärmemenge im betriebswarmen Motorzustand bei geöffnetem Thermostat (2) über den sogenannten großen Kühlkreislauf zunächst durch Wärmeleitung an den Hauptwasserkühler (4) und dort über Konvektion an die Umgebung abgegeben. Ein Lüfter (vgl. Kap. 2.3.5) unterstützt dies gegebenenfalls durch erzwungene Konvektion, indem dieser insbesondere bei geringen Fahrgeschwindigkeiten ausreichend Kühlluft am Kühler zur Verfügung stellt. Anschließend wird das abgekühlte Kühlmittel wieder der Pumpe zugeführt. Ein kleiner Teilstrom fließt vom Thermostat über den sogenannten kleinen Kühlkreislauf (3) ungekühlt wieder direkt der Pumpe zu, ohne über den Kühler zu strömen. Das Thermostat stellt hierbei über seine Öffnungsposition und somit der Volumenstromaufteilung zwischen großem und kleinem Kühlkreislauf ein thermisches Gleichgewicht zwischen motorbetriebspunktabhängigen Wärmeeintrag und Wärmeabtrag ein, um den Verbrennungsmotor auf etwa 90 °C Betriebstemperatur zu

halten. Während des Motorwarmlaufs sowie in Niedriglastpunkten ist der große Kühlkreislauf über das Thermostat verschlossen. Somit bleibt der Wärmeaustrag über den Kühler aus, das Kühlmittel heizt schneller auf und der Verbrennungsmotor kommt möglichst rasch auf Betriebstemperaturen. Bei Überschreiten einer bestimmten Temperatur öffnet das Thermostat sukzessive und gibt den Zugang zum großen Kühlkreislauf frei. Dabei reguliert ein dem Kühlmittelstrom ausgesetztes Dehnelement im Thermostat, welches mit Wachs gefüllt ist, mechanisch die Thermostatposition. Meist wird über das Kühlmittel ebenso ein Ölkühler (6) mit Kühlflüssigkeit versorgt, um dieses zum einen im Warmlauf rasch aufzuheizen und die Motorreibung somit schneller zu reduzieren und zum anderen das Öl bei entsprechend hochlastigen Betriebspunkten vor Überhitzung und vorzeitiger Alterung zu schützen. Ebenso befindet sich ein Heizungswärmetauscher im Kühlmittelkreislauf, sofern der Verbrennungsmotor in einem Fahrzeug eingesetzt wird. Ein Teil der Wärmeenergie kann so an den Fahrgastraum abgegeben werden. Ein Ausgleichsbehälter (5) gleicht den Kühlmittelstand im System infolge Dichteunterschiede der Kühlflüssigkeit im Temperaturbereich von frostigen Umgebungs- bis zu heißen Betriebsbedingungen aus. Weiterhin reguliert dieser den Systemdruck durch entsprechende Druckausgleichsventile im Behälterdeckel. Somit wird sichergestellt, dass stets der gewünschte Systemdruck vorherrscht und sich keine Luft im System befindet. Der Kühlkreislauf wird mit Überdruck von bis zu 1,5 bar betrieben, sodass Temperaturen von über 100 bis zu 130 °C im System möglich sind, ohne dass das Kühlmittel an den heißen Zylinderwänden verdampft und kavitiert². Das Kühlmittel ist dabei eine Mischung aus Wasser (mit hervorragenden Wärmeleiteigenschaften) und Glykol (einem Frost- und Korrosionsschutzmittel) [51], [50].

Arbeitsprinzip von Kühlmittelpumpen

Als Kühlmittelpumpen von Verbrennungsmotoren werden wegen ihrer einfachen und robusten Bauart vorwiegend Kreiselpumpen eingesetzt. Kreiselpumpen gehören zu den Strömungsmaschinen und arbeiten nach dem hydrodynamischen Prinzip. Dabei wird das Druckniveau des Fluids durch Strömungsumlenkung erhöht und folglich ein Volumenstrom gefördert. Druck- und Energiedifferenz erfolgt hierbei im Gegensatz zur hydrostatisch wirkenden Verdrängerpumpe (vgl. Kap. 2.3.3) quadratisch zur Geschwindigkeit. Ein Laufrad im Pumpengehäuse wird über eine Welle angetrieben. Das Fluid wird über einen Saugstutzen dem Laufrad zugeführt und dort in Umfangsrichtung beschleunigt, wodurch sich dynamischer und statischer Druck erhöhen. Am Laufradende wird das Fluid über Leiträder des Spiralgehäuses sowie dem Druckstutzen am Gehäuseausgang wie bei einem Diffusor verzögert, wodurch sich dynamischer Druck (kinetische Energie) größtenteils in statischen Druck umwandelt. Der hierbei erzielte statische Druck bewirkt die Förderhöhe der Pumpe. Je nach Strömungsrichtung der Austrittsströmung zur Antriebswelle unterscheidet man Kreiselpumpen in Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen. Im Anhang zeigt Abbildung A-2 eine Schemazeichnung zur Verlustteilung und den Wirkungsgraden einer Kreiselpumpe [32], [49], [55].

² Kavitation: Dampfblasenbildung in einer strömenden Flüssigkeit und schlagartiges Zusammenfallen (Implosion). Folglich Verringerung der Förderleistung und erhöhter Verschleiß.

Anforderungen an das Kühlsystem

Das Kühlsystem stellt (wie oben bereits erläutert) die thermische Funktionalität des Verbrennungsmotors sicher. In jeder Betriebssituation muss innerhalb der Kühlstruktur ein Gleichgewicht zwischen Wärmeeintrag aus der Verbrennung ins Kühlmittel und Wärmeaustrag sichergestellt werden, um den Verbrennungsmotor vor Überhitzung zu bewahren. Hierzu ist eine gegenseitige Abstimmung der Kühlkreislaufkomponenten Pumpe, Lüfter und Kühler über entsprechendes Thermomanagement notwendig, deren Baugröße entsprechend dimensioniert sein muss. Darüber hinaus soll der Warmlauf möglichst schnell abgeschlossen sein, um zum einen Verschleiß und zum anderen Kraftstoffverbrauch auf Grund erhöhter Reibung bei kaltem Motoröl zu reduzieren. Die Warmlaufzeit wird neben den Umgebungsbedingungen sowie Motorbetriebspunkt und somit Wärmeeintrag auch maßgeblich über das Kühlsystem beeinflusst. So trägt das Thermostat durch die Verschließung des großen Kühlkreislaufs wesentlich zu einem schnelleren Warmlauf bei. Die thermische Masse wird dadurch reduziert und der Motorkühler aus dem Kreislauf ausgekoppelt. Aus Komfortgründen, aber auch aus Sicherheitsgründen ist es ebenfalls wünschenswert, den Fahrzeuginnenraum möglichst schnell aufzuheizen und somit im Winter vor dem Beschlagen der Scheibe von innen zu schützen [50].

Nachteile konventioneller Kühlmittelpumpen

Durch die starre Anbindung konventioneller Nebenaggregate an die Motordrehzahl müssen diese auf die kritischsten, in Kapitel 2.3.2 geschilderten Worst Case ausgelegt werden (siehe dort Tabelle 2-2). Mobile Arbeitsmaschinen können ihre volle Leistung auch im Fahrzeugstillstand, z. B. über die Zapfwelle, abgeben. Dieselmotoren von Nutzfahrzeugen und Off-Road-Maschinen haben bereits bei sehr geringen Motordrehzahlen hohe Drehmomente und Motorleistungen. Ist also die Motordrehzahl gering und die Leistungsabgabe maximal, so werden hohe Kühlleistungen gefordert. Pumpe und Lüfter bekommen aber eine geringe Antriebsdrehzahl. Lüfter und Kühlmittelpumpe müssen durch ihre Auslegung in Größe und Übersetzungsverhältnis also in der Lage sein, diese Wärmeleistung auch bei niedrigen Drehzahlen abführen zu können. Die Kühlleistung im Nennleistungspunkt gilt es ebenfalls sicher abzuführen, hier sind Antriebsdrehzahl und somit Förderstrom jedoch deutlich höher. Kühlmittelpumpe sowie Lüfter gehören zu den Strömungsmaschinen, bei denen die Fördermenge mit zunehmender Drehzahl ungefähr linear steigt. Als Folge dieser starren Drehzahlkopplung sowie der Worst Case Auslegung fördert die Kühlmittelpumpe in den meisten Betriebspunkten einen unnötig hohen Volumenstrom. Die Leistungsaufnahme nimmt dabei mit der Drehzahl in der 3. Potenz zu (vgl. Formeln (2.15)), auch wenn infolge niedriger Motorlast deutlich weniger Pumpenleistung notwendig ist. Das Thermostat schützt zwar vor Auskühlen des Kühlmittels und wirkt somit negativen thermodynamischen Einflüssen für den Motorprozess entgegen. Mit einer bedarfsabhängigen Anpassung der Kühlleistung durch entsprechende Maßnahmen am Pumpenantrieb (siehe Kap. 3.1) oder in der Pumpe selbst (siehe Kap. 3.3) könnte überschüssiger Volumenstrom und somit Leistung und Kraftstoffverbrauch reduziert werden [12], [5], [19].

2.3.5 Lüfter und Kühlluftstrecke

Aufgabe und Aufbau des Lüfters und der Kühlluftstrecke

Der Lüfter unterstützt die Wärmeabfuhr vom Motorkühler an die Umgebung (vgl. auch Kap. 2.3.4), wenn keine ausreichende Kühlluft durch Fahrtwind zur Verfügung steht. Im Vergleich zu On-Road- ist dies bei Off-Road-Fahrzeugen der Regelfall, da diese auch bei stehendem Fahrtrieb sowie niedrigen Geschwindigkeiten die volle Motorleistung für die Arbeitstätigkeit bereitstellen. Der Lüfter erhöht den Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion durch die Förderung frischer Luft über den Motorkühler. Moderne Arbeitsmaschinen haben ebenso Ladeluft-, Kraftstoff-, Motoröl- und Hydraulikölkühler sowie inzwischen üblich einen Kondensator des Kältekreises im sogenannten Kühlerpaket integriert. Der Axiallüfter, bei Verbrennungsmotoren üblicherweise verwendet [10], ist in Durchströmrichtung vor dem Kühlerpaket oder meist zwischen diesem und dem Motor angebracht und wird direkt per Riemen oder über Umlenkgetriebe angetrieben. Bei dieser integrierten Bauweise wird für gewöhnlich nur ein Lüfter verbaut und dieser muss den notwendigen Luftstrom liefern, mit dem die Kühlleistung der einzelnen Kühler beziehungsweise im Worst Case alle Kühler zusammen ausgelegt wurden.

Arbeitsprinzip von Lüftern

Lüfter wandeln entsprechend ihrer Zugehörigkeit zu Strömungsarbeitsmaschinen mechanische Antriebsenergie in Strömungsenergie um und es gelten die gleichen Gesetzmäßigkeiten wie bei der Kühlmittelpumpe, vgl. z. B. Affinitätsgesetze aus Formeln (2.15). Bei einem Druckverhältnis zwischen Saug- und Druckseite von unter 1,3 spricht man von Ventilatoren, unter 4 von Gebläsen und über 4 von Verdichtern beziehungsweise Kompressoren [69]. Radiallüfter liefern hierbei größere Druckerhöhungen, Axiallüfter eher hohe Volumenströme bei vergleichsweise geringen Druckerhöhungen. Da bei Verbrennungsmotoren nahezu ausschließlich Axiallüfter eingesetzt werden [10] und andere Lüfertypen praktisch keine Bedeutung haben, wird hier auch nur auf deren Arbeitsprinzip näher eingegangen. Gründe sind z. B. der vergleichsweise günstige Platzbedarf sowie der höhere Wirkungsgrad bei den bestehenden Kühlkonzepten. Dieser Lüfertyp erzeugt durch Rotation der Schaufelblätter einen Luftstrom. Die Luft wird entlang der schräg angestellten Lüfterblätter in radiale Richtung beschleunigt und auf Grund ihrer Form in axiale Richtung abgegeben. Die Strömung wird also an den Schaufeln umgelenkt, wobei Druck- und Impulskräfte erzeugt werden. Zur Reduzierung von Strömungsverlusten ist der rotierende Lüfter von einer feststehenden Hutze eingefasst, welche am Kühler befestigt ist [11], [49].

Anforderungen an Lüfter

An den Lüfter werden generell die gleichen Anforderungen gestellt, wie sie beim Kühlsystem in Kapitel 2.3.4 bereits genannt wurden. Er soll unter jeder erdenklichen Umgebungsbedingung und zu jedem Betriebspunkt eine ausreichende Durchströmung der Kühler sicherstellen, um die Wärmeabfuhr zu gewährleisten. Tabelle 2-2 in Kapitel 2.3.2 zeigt bereits, dass bei hoher Motorleistung, eher niedrigen Drehzahlen sowie stillstehendem Fahrzeug die Kühlluftanforderung an den Lüfter am Größten ist.

Nachteile starr gekoppelter Lüfter

Analog zur Kühlmittelpumpe (vgl. Kap. 2.3.4) ergeben sich die gleichen Nachteile für den starr angetriebenen Lüfter. Ausgelegt auf ausreichende Luftförderleistung auch für höchste Motorlasten in geringen Drehzahlen wird mit steigender Drehzahl ohne Berücksichtigung der Motorlast stetig mehr Luft gefördert. Diese Strömungsmaschine steigert ihre Förderleistung linear zum Drehzahlanstieg. Die Leistungsaufnahme steigt jedoch in 3. Potenz zur Drehzahl (vgl. Formeln (2.15)). Weil insbesondere Lüfter sehr hohe Leistungen aufnehmen, sind diese nur noch selten starr angetrieben. Zur Reduzierung der Leistung verfügen moderne Lüfter meist über eine zwischengeschaltete Viscokupplung, welche die Lüfterdrehzahl temperaturabhängig regelt.

Lüfter mit Viscokupplung

Kapitel 3.1.2 beschreibt die Funktionsweise einer Viscokupplung sowohl mit konventioneller Bimetallregelung als auch mit elektronischer Regelung ausführlicher. Dieses Prinzip der hydrodynamischen Kupplung lässt eine angepasste Lüfterdrehzahl im Vergleich zur Antriebsdrehzahl zu. Damit ist bereits eine Drehzahlentkopplung gegeben und die Lüfterleistung wird temperaturgeregelt bedarfsgerecht angepasst. Prinzipbedingt überträgt die Viscokupplung nur Drehmoment, wenn auch eine Drehzahldifferenz vorherrscht. Dieser Schlupf wiederum bedeutet, dass damit gleichzeitig Leistungsverluste einhergehen, die von der Kupplung in Wärme umgewandelt werden. Bei der Auslegung muss dies mit entsprechend größerer Übersetzung oder Lüftergröße berücksichtigt werden. Dennoch haben sich Viscolüfter durch ihren Vorteil der Leistungsanpassung an den Förderstrombedarf gegenüber starrer Antriebe durchgesetzt. Die dabei entstehenden Leistungsverluste werden in Kap. 7.5 aufgezeigt sowie alternative Möglichkeiten in Kap. 3.4 vorgestellt und ebenfalls im Ergebnisteil in Kap. 7.5 präsentiert.

2.3.6 Generator und elektrisches Bordnetz

Aufgabe und Aufbau des elektrischen Bordnetzes

Zur Energieversorgung der elektrischen Verbraucher, wie zum Motorbetrieb notwendige Starter, Steuergeräte, Zünd- und Einspritzanlage, aber auch Beleuchtungsanlage und weitere, ist ein Generator notwendig. Elektronische Bauteile wie Regler und Gleichrichter stellen den einwandfreien Betrieb des Bordnetzes sicher. Eine im Bordnetz integrierte Batterie dient als Energiepuffer und ist in der Lage, elektrische Energie zu speichern. Dieser Energiepuffer ist insbesondere für den Startvorgang sehr wichtig. Bei Motorstillstand, also ohne Leistungsbereitstellung des Generators, benötigt der Starter eine große elektrische Leistung. Diese Startleistung ist sogar größer als sie der Generator im Betrieb liefern könnte. Zur detaillierteren und weiterführenden Erklärung wird an dieser Stelle auf Fachliteratur wie [59] und [85] verwiesen.

Arbeitsprinzip des Generators

Der Generator wandelt mit Hilfe eines Magnetfeldes durch elektromagnetische Induktion mechanische in elektrische Energie. Diese Energie wird dem elektrischen Bordnetz zur Verfügung gestellt. Sofern der Generator mehr Strom erzeugt als derzeit von den Verbrauchern benötigt wird, lädt dieser die Batterie auf. Heutzutage sind bei allen Kraftfahrzeugen, den meisten Nutzfahrzeugen und immer mehr Motorrädern Klauenpolgeneratoren zu finden. Diese haben deutlich höhere Leistungen bei gleichzeitig geringerem Gewicht im Vergleich zu den zuvor standardmäßig eingesetzten Gleichstromgeneratoren. Die erzeugte Wechselspannung wird über Leistungsdioden gleichgerichtet. Spannungsregler erzeugen ein über das Drehzahlband und den unterschiedlichen Laststrom hinweg konstantes Spannungsniveau, indem der Erregerstrom – fremd- oder selbsterregt – des Generators und somit das elektrische Magnetfeld beeinflusst wird. Die Generatorleistung wird also bis zum Erreichen der Ladeschlussspannung der Batterie oder bis zu einem maximal zulässigen Magnetisierungsstrom eingeregelt. Das System arbeitet mit einer Batteriespannung von 12 Volt beziehungsweise einer Generatorspannung von 14 Volt. Nutzfahrzeuge setzen auch 24- bzw. 28-Volt-Systeme ein. Hierbei werden zwei herkömmliche 12-Volt-Batterien in Reihe geschaltet. Neben mechanischen Verlusten in den Lagern und Schleifkontakten, der Luftreibung des Rotors sowie Lüfters etc. sind auch Kupferverluste auf Grund der ohmschen Widerstände in den Wicklungen und Leitungen, Eisenverluste auf Grund des Magnetfeldwechsels im Stator-Blechkpaket und Wirbelstromverluste durch Flusschwankungen im Generator selbst vorzufinden. Kap. 2.3.1 zeigt die Leistungsformel und den Wirkungsgrad des Generators (vgl. Formel (2.13) b) und (2.14)). Auch an dieser Stelle sei auf Grund der Komplexität und Vielfältigkeit der Systeme auf weiterführende Literatur wie [59], [58] und [62] verwiesen.

Anforderungen an das elektrische Bordnetz

Generatorleistung und Batteriekapazität müssen auf den Leistungsbedarf der Verbraucher im Fahrzeug angepasst werden, sodass unter allen Betriebsbedingungen eine ausreichende Stromversorgung sichergestellt werden kann, ohne dass der Batterieladezustand kritische Werte erreicht. Die Batteriekapazität muss also insbesondere bei niedrigen Außentemperaturen ausreichend Reserven bereitstellen, wie sie z. B. zum Motorstart notwendig sind. Entsprechend Tabelle 2-2 in Kapitel 2.3.2 ist der kritischste Zustand für den Generator der Motorleerlauf, wenn alle elektrischen Dauerverbraucher ihre Energie abrufen. Generatoren in Personenkraftwagen liefern im Motorleerlauf mindestens $\frac{1}{3}$ der Nennleistung. In mobilen Arbeitsmaschinen müssen diese auch im Fahrzeugstillstand bei Motorleerlauf z. B. volle Ausleuchtung durch Arbeitsscheinwerfer sicherstellen [59].

Nachteile des konventionellen Generators und Bordnetzes

Die Übersetzung des Generators zur Kurbelwellendrehzahl ist entsprechend den Anforderungen in vorangegangener Beschreibung möglichst hoch auszulegen, um bereits im Leerlauf den Bedarf aller Dauer- und Langzeitverbraucher wie Arbeitsscheinwerfer decken zu können. Durch die feste Kopplung an die Motordrehzahl steigt auch die Genera-

tordrehzahl und somit die theoretische Leistungsfähigkeit des Generators mit steigender Motordrehzahl. Über den Erregerstrom und das resultierende Magnetfeld werden die elektrische Leistung und der Bedarf an Laststrom entsprechend einer vollen Batterieladung eingeregelt, was bei steigenden Drehzahlen und auch bei geringen Lastströmen jedoch mit Wirkungsgradeinbußen einhergeht. Beim Generator steigen mit der Drehzahl auch die mechanischen Verluste, die Kupferverluste im Ständer sowie die Eisen- und Zusatzverluste. Gleichrichterverluste und Erregerverluste bleiben hingegen weitestgehend konstant [59], [62]. Konventionelle Drehstromgeneratoren weisen auf Grund ihrer Baugröße und des Preisniveaus bei der Verwendung als Fahrzeuggeneratoren Wirkungsgrade von etwa 60-70 %, maximal 75 % auf. Mit zunehmender Drehzahl sowie sinkendem Laststrom kommen auch Wirkungsgrade unter 30 % vor (siehe auch Kap. 7.6, Abbildung 7-17). Auch müssen die maximal tolerierten Ladeströme im Bordnetz berücksichtigt werden, sodass es zu keinen Kabelbränden führen kann. 12-Volt-Bordnetze haben daher ihre Ausschöpfung bei etwa 3 kW elektrischer Leistung erreicht. Große Leistungsverbraucher wie der Motorlüfter, Luftpresser oder Kältemittelverdichter können bei konventionellen Bordnetzen daher nicht elektrisch angetrieben werden. Möglichkeiten zur Optimierung werden in Kapitel 3.1 bzw. 3.5 vorgeschlagen.

2.3.7 Luftpresser und Druckluftstrecke

Aufgabe und Aufbau der Druckluftstrecke

Maschinen aus dem Off-Highway-Bereich, landwirtschaftliche Zug- und Arbeitsmaschinen sowie Baumaschinen verwenden häufig Luft zum Steuern und Regeln von Arbeitskreisen (wie der Druckluftbremsanlage), für Zusatzeinrichtungen (wie Reifenfüllstandsregelanlagen) oder für Arbeitsgeräte. Die dafür benötigte Druckluft wird mittels eines Kompressors, auch Luftpresser genannt, zur Verfügung gestellt und in einem unter Druck stehendem Tank zwischengespeichert. Ventile und Regler übernehmen dabei Verbindungs- bzw. Regelungsaufgaben zwischen den Fahrzeugen und Anhängern oder Anbaugeräten. Üblicherweise gibt es Druckluftsysteme, die bei ca. 8 oder auch 16 bar maximalen Systemdrucks betrieben werden. Ein Druckregelventil begrenzt den Systemdruck ab diesem Abschalt- oder Regelungsdruck nach oben und leitet bei Unterschreitung eines Einschalt- oder Regelungsdrucks bei entsprechender Druckluftentnahme eine erneute Tankbefüllung ein (vgl. auch Kap. 2.3.7). Erst ab einem Mindestluftdruck von ca. 5 bar dürfen die Druckluftbremsen automatisch lösen und der Sattelzug kann bewegt werden. Das Druckluftsystem der untersuchten Anlage arbeitet im Betrieb zwischen 7,0 und 8,2 bar [83]. Weiterführende Informationen zu Druckluftstrecken und den Hauptverbrauchern Druckluftbremsanlagen können z. B. [42] und [83] entnommen werden.

Arbeitsprinzip eines Kolbenverdichters

Luftpresser für Fahrzeuge sind üblicherweise Hubkolbenverdichter, die nach dem Verdrängerprinzip wie eine hydrostatische Pumpe arbeiten (vgl. auch Kap. 2.3.1). Angetrieben werden diese luft- oder flüssigkeitsgekühlten (je nach Kompressionsverhältnis und Fördervolumen) Fuß- oder Flanschkompressoren (je nach Ausführung) per Rie-

menscheibe (Riementrieb) oder Ritzel (Kettentrieb) vom Verbrennungsmotor. Es gibt Ein- sowie Mehrzylinderkompressoren. Der vorliegende Einzylinderkompressor hat wie meist üblich eine Druckölschmierung, die vom Motorölkreislauf mit versorgt wird. Die Kompressorkurbelwelle bewegt den Arbeitskolben translatorisch auf und ab. Über ein passives Flatterventil wird dabei Luft von der Umgebung angesaugt und verdichtet. Die komprimierte und erhitzte Luft wird schließlich über das passive Druckventil im gekühlten Zylinderkopf dem Drucksystem zugeführt. Die abgegebene Luftleistung ist das Produkt aus pro Zeiteinheit geförderter Luft bei entsprechendem Systemdruck (siehe Kap. 2.3.1, Formel (2.13) a)). Die mechanische Leistungsaufnahme ist entsprechend Formel (2.13) d) messtechnisch erfassbar (siehe auch Kap. 5.4). Der Quotient der Leistungen liefert den Wirkungsgrad des Luftpressers (vgl. Formel (2.14)).

Anforderungen an den Luftpresser

Der Luftpresser muss in seiner Baugröße an die Betriebsanforderungen der Arbeitsmaschine dimensioniert sein. Arbeitsdruck und Fördervolumen werden durch Zylinderanzahl und Verschaltung sowie Hubvolumen maßgeblich bestimmt. Ist die Baugröße zu groß, so wird der Luftpresser häufig unnötigerweise betrieben und sein Wirkungsgrad ist geringer (siehe Kap. 7.7). Ist er zu klein, so dauert der Befüllvorgang länger. Anzahl und Größe der Druckbehälter an der Maschine spielen ebenfalls eine Rolle und werden vom Hersteller dem Arbeitsgerät/-prozess angepasst. Sie bestimmen bei entsprechendem Fördervolumen die Befülldauer des Luftpressers. Bei Maschinen über 7,5 Tonnen Gesamtgewicht ist eine Druckluftbremsanlage Vorschrift. Das Ankoppeln eines Anhängers mit leeren Druckspeichern verursacht also eine entsprechende Wartezeit bis zum Erreichen des Mindestdrucks. Eine Bergabfahrt mit mehreren Bremsmanövern gilt es ebenso sicher zu stellen. In jedem Falle ist das Fördervolumen bei niedrigen Drehzahlen eine der kritischsten Auslegungskenngrößen (vgl. auch Kapitel 2.3.2).

Nachteile konventioneller Luftpressersysteme

Mit der Motordrehzahl steigt auch das Fördervolumen des direkt übersetzten Luftpressers und der Anteil an überschüssig erzeugter Energie nimmt zu. Bei Erreichen des System-Abschaltdrucks wird die vom Luftpresser geförderte Luft üblicherweise vom Druckregelventil in die Umgebung geleitet. Der Luftpresser läuft ununterbrochen weiter, fördert ab dann aber gegen Umgebungsdruck, also mit reduzierter Leistungsaufnahme. Dabei treten jedoch weiterhin hohe Strömungs- und Leckageverluste im Luftpresser auf. Der zeitliche Anteil des Förderns gegen Umgebung kann durchaus über 95 % der Gesamtbetriebsdauer betragen. Wenn die Arbeitsmaschine derzeit keine Anwendungen für Druckluft hat, füllt dieser dennoch den Druckluftbehälter und ist ständig im Betrieb. Alternativen zu dieser kontinuierlichen, drehzahlgekoppelten Betriebsart werden in Kap. 3.1 und 3.6 vorgestellt.

2.3.8 Kältemittelverdichter und Kältekreis

Ein Kältemittelverdichter ist Bestandteil eines jeden Kältekreises. Dieser Kältemittelverdichter wird vom Verbrennungsmotor angetrieben und verbraucht dabei Leistung und Kraftstoff.

Aufgabe und Aufbau des Kältekreises

Die Aufgabe des Kältekreises (eingebürgerter Begriff „Klimaanlage“³, wobei KFZ-Klimaanlagen keine gezielte Befeuchtung tätigen) in einem On- oder Off-Highway-Fahrzeug ist die Sicherstellung bzw. Erhöhung des Komforts und der Arbeitsqualität im Fahrgastraum, insbesondere bei hohen Außentemperaturen. Hierzu wird über ein Gebläse der Umgebung oder dem Fahrgastraum (Umluftbetrieb) warme Luft entnommen, am Innenraumwärmetauscher des Kältekreislaufs zur Temperatursenkung und Entfeuchtung vorbeigeführt und gekühlt dem Fahrzeuginnenraum zugeführt. Abbildung 6-9 in Kapitel 6.9 veranschaulicht die Bauteile des Kältekreises, Abbildung 2-5 die thermodynamischen Zusammenhänge. Als behaglich gilt eine Fahrzeuginnenraumtemperatur von ca. 22 °C [47]. Das vom Kältemittelverdichter unter Druck gebrachte gasförmige Kältemittel wird über einen Kondensator durch Umgebungsluft abgekühlt und verflüssigt dort. Über ein Expansionsventil entspannt es stark (Druckabfall) und strömt in den Innenraumwärmetauscher, wo es verdampft und seiner Umgebung – die den Wärmetauscher durchströmende Luft – Energie entzieht. Anschließend fließt das idealerweise vollständig gasförmige Kältemittel wieder dem Kältemittelverdichter zu. Der Phasenübergang eines geeigneten Kältemittels als Arbeitsmedium wird dabei gezielt zur Energieübertragung genutzt. Für weitere Details sei auf Fachliteratur wie [34], [29], [30] und andere verwiesen.

Arbeitsprinzip des Kälteprozesses und Kältemittelverdichters

Ergänzend zur vorangegangenen Beschreibung lässt sich das Arbeitsprinzip des Kältekreislaufs am besten mit einem p-h und T-s Diagramm eines typischen Kälteprozesses beschreiben, vgl. Abbildung 2-5.

³ Funktionen einer Klimaanlage nach DIN 1946-1: Heizen, Kühlen, Entfeuchten und Befeuchten.

2 Theoretische Grundlagen und Stand der Technik

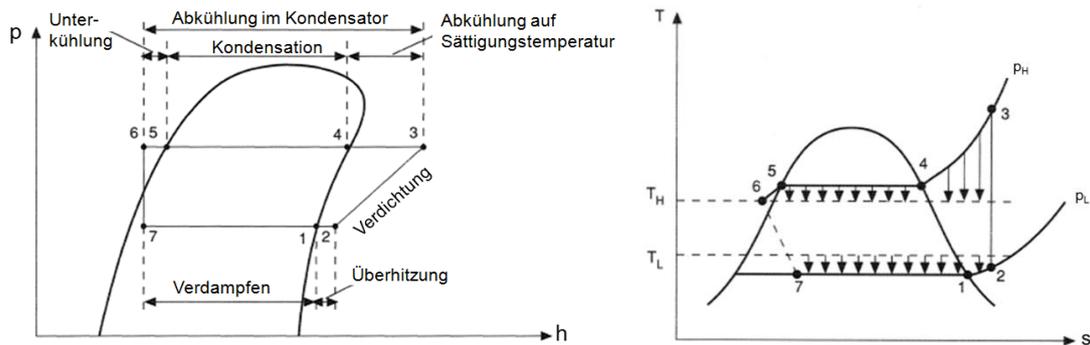


Abbildung 2-5: p-h und T-s Diagramm eines typischen Kälteprozesses [34]

Die einzelnen Teilprozesse des Kreisprozesses sind dabei folgende [34]:

- 7-1 Isotherme Verdampfung des flüssigen Kältemittels bei Temperatur $T_1 = T_7$
- 1-2 Isobare Überhitzung des Dampfes von T_1 auf T_2 bei Druck p_L
- 2-3 Kompression von Temperatur T_2 und Druck p_L auf Temperatur T_3 und Druck p_H
- 3-4 Kühlung des überhitzten Dampfes auf die Sättigungstemperatur T_4
- 4-5 Kondensation des Dampfes bei Temperatur $T_4 = T_5$ und Druck p_H
- 5-6 Unterkühlung der Flüssigkeit von Temperatur T_5 zu T_6 bei Druck p_H
- 6-7 Isenthalpe Expansion von Druck p_H zu p_L

Der Wärmeaustausch (Punkt 3 bis 6, Wärmeabgabe im Kondensator sowie Punkt 7 bis 2, Wärmeaufnahme im Verdampfer) an die Umgebung findet maßgeblich durch Zwangskonvektion statt. Hierzu ist am meist vor dem Fahrzeugkühler angebrachten Kondensator eine entsprechende Fahrtgeschwindigkeit oder wie auch am Verdampfer im Innenraum ein Lüfter bzw. Gebläse notwendig. Die Druckerhöhung des Kältemittels, Punkt 2 nach 3, sowie den Stofftransport im Kreislauf übernimmt der Kältemittelverdichter. Die im Prozess verrichtete spezifische Kälteleistung entspricht der Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen Punkt 2 und 7. Multipliziert mit dem Massenstrom erhält man analog Formel (2.13) c) die Kälteleistung. Die aufzuwendende innere Arbeit ist hierbei zwischen Punkt 2 und 3 durch die Verdichtung, im Realprozess unter Wärmeabfuhr, zu finden. Unter Berücksichtigung von Reibung und Drosselverlusten wird schließlich mechanische Arbeit fällig, welche sich entsprechend Formel (2.13) d) am Kältemittelverdichter messen lässt (siehe Kap. 5.4 bzw. 6.9). Die Leistungszahl COP des Kälteprozesses lässt sich schließlich gemäß Formel (2.14) ermitteln.

Im Fahrzeugeinsatz ist der Kältemittelverdichter wegen kleiner Baugröße und geringer Kosten zumeist als Axialkolbenverdichter in Schräg- oder Taumelscheibenbauweise ausgeführt und arbeitet wie auch bereits die Ölpumpe oder der Luftpresseur als hydrostatische Pumpe nach dem Verdrängerprinzip (siehe Kap. 2.3.1). Im On- und Off-Highway-

Bereich sind Axialkolbenverdichter mit festem Hubvolumen Standard. Im PKW-Bereich werden inzwischen verstellbare Schräg- oder Taumelscheiben eingesetzt, die ein variables Hubvolumen bis zum Nullhub zulassen. Der Kompressor mit fixem Hubvolumen hingegen benötigt zur Deaktivierung des Kältekreislaufs eine Magnetkupplung, die den Kompressorantrieb über die Riemenscheibe vom Riementrieb trennt.

Anforderungen an den Kältekreis

Der Kältekreis dient insbesondere bei Off-Road-Maschinen nicht nur dem Komfort, sondern auch der Sicherheit, wenn der Bediener des Fahrzeugs ganztags seine Arbeit in der Fahrzeugkabine verrichtet und seine volle Konzentrations- und Reaktionsfähigkeit verlangt wird. Der thermische Stress für den Fahrer wird so im Sommer maßgeblich reduziert. Kabinen von Off-Road-Fahrzeugen haben meist große Glasflächen, um dem Fahrzeugführer ausreichende Rundumsicht zu geben. Der Energieeintrag durch Sonneneinstrahlung ist entsprechend hoch. Bei hoher Luftfeuchtigkeit wie Regen oder Schnee können die Scheiben von innen, durch die Entfeuchtung der Luft mittels des Kältekreislaufs, eis- und beschlagfrei gehalten werden. Wie bereits Tabelle 2-2 in Kapitel 2.3.2 zeigt, ist der kritischste Zustand, auf den der starr angetriebene Kältemittelverdichter ausgelegt werden muss, das Abkühlen des aufgeheizten Fahrzeuginnenraums an heißen Sommertagen in einer akzeptablen Zeit bei Leerlaufdrehzahl. Kompressorgröße und Übersetzungsverhältnis müssen also ausreichend dimensioniert sein, um dem Verdampfer einen entsprechenden Kältemittelvolumenstrom bereitzustellen, sodass dieser den Fahrzeuginnenraum schnell genug herunter kühlen kann. Die Baugröße des Kondensators sowie der dort zur Verfügung gestellte Luftstrom vom Lüfter und auch der Innenraumgebläseluftstrom spielen hierbei ebenfalls eine Rolle.

Nachteile konventioneller Kältemittelverdichter

Das System ist also auf einen Worst Case bei niedrigen Drehzahlen ausgelegt (vgl. Tabelle 2-2). Eine Leistungsanpassung ist bei einem Axialkolbenkompressor mit fester Taumelscheibe, wie es Standard ist für den Off- und On-Highway-Bereich, nicht möglich. Ist die Fahrzeugkabine erst einmal auf Zieltemperatur herunter gekühlt, so ist zum Halten dieser Temperatur eine deutlich geringere Kälteleistung notwendig, ebenso bei lediglich mäßigen Außentemperaturen. In diesen Fällen und insbesondere bei hohen Drehzahlen verbraucht der fest gekoppelte Kältemittelverdichter eine deutliche Überschussleistung, die als Kälteleistung nicht benötigt wird und daher anderweitig abgeführt werden muss. Zur Reduzierung dieser Überschussleistungen gibt es Möglichkeiten, von denen Beispiele in Kapitel 3.1 und 3.7 vorgestellt werden.

3. Optimierungsansätze durch bedarfsgerechte Nebenaggregate

Ziel einer bedarfsgerechten Regelung der Nebenaggregate ist eine Reduzierung der Antriebsleistungen der Nebenaggregate, insbesondere durch eine Minimierung der Überschussleistungen. Optimierungen hierzu können am Aggregat selbst vorgenommen werden, indem beispielsweise die Leistungsabgabe des Nebenaggregats durch konstruktive Maßnahmen am Aggregat variabel gestaltet wird. Es werden also die leistungsbestimmenden Faktoren der Abgabeleistung der Nebenaggregate beeinflusst (siehe Formeln (2.13) a) - c)). Somit kann der Antriebsdrehzahlsteigerung durch weiterhin starre Kopplung zur Motordrehzahl durch geeignete Verstellmechanismen entgegengewirkt werden. Die Leistungsabgabe ist hierbei also in gewissen Grenzen frei von der Antriebsdrehzahl möglich und kann entsprechend den Anforderungen aus Motorlast und Umgebungsbedingungen eingestellt werden. Derartige Maßnahmen werden ab Kapitel 3.2 ff vorgestellt. Ein anderer Lösungsweg ist die Optimierung des Antriebs der Nebenaggregate, siehe Kapitel 3.1. Löst man sich von dem starren Riemen-, Zahnrad- oder Kettentrieb und verwendet stattdessen variable, zwei- oder mehrstufige oder gar vollvariable Antriebssysteme, so kann die Leistungsabgabe ebenfalls bedarfsgerecht erfolgen, indem die Antriebsdrehzahl angepasst wird (vgl. Formel (2.13) d)). Hierbei können weiterhin konventionelle Nebenaggregate verwendet werden. Ergebnis beider grundsätzlicher Möglichkeiten ist, dass das Nebenaggregat nicht mehr nur auf Bedarfsspitzen ausgelegt werden muss, um diese abfangen zu können. Stattdessen kann das Aggregat effizient auf die am häufigsten vorkommenden Einsatzbedingungen auf eine mittlere Leistung optimiert werden. Davon abweichende Leistungen können durch Verstellung am Antrieb oder am Aggregat eingestellt werden. Eine dritte Möglichkeit ist, das Nebenaggregat nur dann anzutreiben, wenn seine Funktion auch benötigt wird, siehe Kapitel 3.1.1. Nebenaggregate wie beispielsweise der Luftpresseur laufen permanent mit, auch wenn sie nicht gebraucht werden. Stattdessen könnte man diese zum Beispiel durch eine elektromagnetische Kupplung vom Antrieb trennen und nur bei Bedarf zuschalten. Im Folgenden werden Möglichkeiten zur Entkopplung und bedarfsgerechten Leistungsbereitstellung aufgezeigt.

3.1 Variable Antriebskonzepte

Verwendet man Kupplungen im konventionellen Antriebsstrang der Nebenaggregate oder gar alternative Antriebssysteme zu den konventionellen Riemen-, Ketten- oder Zahnradtrieben, so kann die starre Kopplung dieser Aggregate an die Motordrehzahl unterbunden werden. Man passt die Leistungsabgabe demzufolge über die Antriebs-

drehzahl den jeweiligen Anforderungen bedarfsgerecht an (vgl. Formel (2.13) d)) und reduziert somit die Überschussleistungen. Nachfolgend werden Beispiele hierzu kurz vorgestellt, die an weitestgehend jedem Nebenaggregat angewendet werden können.

3.1.1 Elektromagnetisch betätigte Reibscheibenkupplung

Mit einer elektromagnetisch betätigten Reibscheibenkupplung, welche direkt in die angetriebene Riemenscheibe des Nebenaggregats integriert wird, kann das Nebenaggregat in seiner einfachsten Form entkoppelt werden. Man spricht auch von einer Riemenscheibenkupplung. Hierzu wird, meist über eine Magnetkupplung, ein Form- oder Kraftschluss der Kupplung und somit eine Übertragung der fest übersetzten Drehzahl an das Nebenaggregat hergestellt oder eben unterbunden. Diese kostengünstige Entkopplungsmöglichkeit ist zudem nahezu bauraumneutral ausführbar. Die Kraftübertragung geschieht bei dieser Kupplungsart reib- oder formschlüssig. Die Kontaktpartner werden durch einen Elektromagnet sowie einer Ankerplatte verbunden bzw. getrennt. Als Ansteuersignal reichen je nach Bauart und Baugröße bzw. zu übertragendes Moment bei 12 Volt Versorgungsspannung geringe Leistungen von wenigen hundert Milliwatt bis etwa 100 Watt. Die Kupplung kann so ausgeführt werden, dass diese mit anliegendem Strom ein- oder auch ausgekuppelt ist. Da diese Entkopplung überwiegend für die Zustände „An“ und „Aus“ konzipiert ist, kann sie nicht für alle Nebenaggregate verwendet werden. Kältemittelverdichter sind üblicherweise mit solch einer Magnetkupplung ausgestattet, um diese abzukoppeln, wenn kein Kühlbedarf besteht. Denkbar sind bei entsprechender Kupplungsauslegung aber auch zyklische Schaltvorgänge und somit die Modulierung reduzierter mittlerer Leistungen. Auf Grund der hierbei reibschlüssigen Kraftübertragung ist ein Kupplungsvorgang allerdings mit Verschleiß verbunden und sollte möglichst rasch erfolgen. Die Nutzungsart ist also entsprechend bei der Auslegung und Dimensionierung der Reibpartner zu berücksichtigen. Verwendet wurde eine solche Kupplung in diesem Projekt beim Luftpresser und beim Kältemittelverdichter (vgl. Versuchsbeschreibung in Kap. 6.8 bzw. 6.9).

3.1.2 Viscokupplung

Eine Viscokupplung, wie sie z. B. in [6] näher beschrieben wird, kann Kraftschluss und Drehzahlübertragung zwischen antreibender Welle und Nebenaggregat stufenlos beeinflussen und die Leistungsabgabe des Nebenaggregats somit steuern. Bei dieser Kupplung wird der Kraftschluss über eine verschleißfreie Flüssigkeitsreibung hergestellt. Der Rotor ist mit dem Antrieb verbunden, das Kupplungsgehäuse mit dem Nebenaggregat. Zwei getrennte Räume, ein Vorrats- und ein Arbeitsraum, sind durch ein Ventil voneinander getrennt und bei Bedarf wird der Fluss von Silikonöl von einer zur anderen Kammer freigegeben und somit Scherreibung zwischen den Kupplungsteilen, den Lamellen, erzeugt. Dies kann sowohl über ein Bimetallelement, welches der Umgebungstemperatur ausgesetzt ist, als auch über ein elektrisch gesteuertes Ventil erfolgen. Über die Ventilstellung wird die Ölmenge im Arbeitsraum und somit das zu übertragbare Drehmoment

und die Drehzahl beeinflusst. Bei dieser Art der Kraftübertragung herrscht aber auch bei vollständig gefülltem Arbeitsraum ein Schlupf und somit eine Differenz zwischen Antriebs- und Abtriebsdrehzahl. Die hierbei entstehende Wärme muss über Kühlrippen an die Umgebung abgeführt werden. Das bedeutet, dass auch bei voller Zuschaltung der Kupplung (maximaler Sperrgrad) eine Drehzahldifferenz je nach Bauart und -größe von etwa 5 % in der Kupplung vorherrscht und Leistungsverluste verbleiben. Bei Lüftern im Off-Highway-Bereich ist diese Art der Kupplung (zumindest mit Bimetallsteuerung) wegen der sonst stets sehr hohen Lüfterüberschussleistungen starrer Antriebe inzwischen Standard. Elektronisch geregelte Systeme lassen die Regelung auf unterschiedliche Temperaturen und Signalgrößen zu. Diese bieten erhöhte Dynamik der Drehzahlvariabilität und können durch ihre Steuerbarkeit auf mehrere Eingangsgrößen zielgerichtet bedarfsgerecht geschaltet werden. Neben der Drehzahlregelung wirken Viscokupplungen auch schwingungsdämpfend, was einem Lüfterantrieb mit entsprechender Massenträgheit entgegen kommt. Viscokupplungen gibt es auch für Pumpenantriebe und bieten dort ebenfalls entsprechende Variabilität und Einsparpotential, siehe z. B. [67]. Generell sind solche Kupplungen auch für andere Aggregate denkbar. In dieser Arbeit wird eine solche Kupplung beim Lüfter eingesetzt (vgl. Kap. 6.4), wo das Prinzip näher untersucht wird.

3.1.3 Elektromagnetische Wirbelstromkupplung

Bei einer Wirbelstromkupplung werden die Antriebskomponenten berührungslos und verschleißfrei über Neodym-Dauermagnete angetrieben. Die übertragende Drehzahl sowie Leistung hängt entsprechend der Auslegung der Magnete wiederum von der Antriebsdrehzahl ab und reduziert diese dabei. Die anzutreibende Massenträgheit muss bei der Auslegung der Komponenten ebenso wie bei jeder anderen Kupplung berücksichtigt werden. Mit so einer Kupplung kann man also bei Drehzahlanstieg des Verbrennungsmotors und somit steigenden Leistungsüberschuss der Nebenaggregate mit entsprechender Charakterisierung entgegen wirken (Kennlinie 2 in Abbildung 3-1).

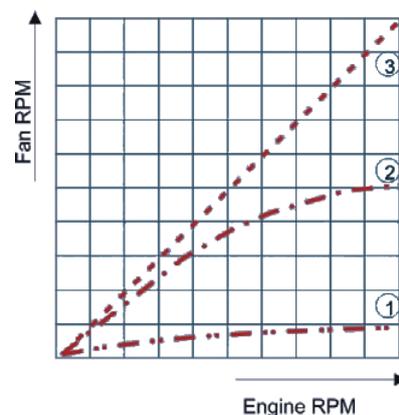


Abbildung 3-1: Kraft- und Drehzahlverläufe einer 3-stufigen Elektromagnet-Lüfterkupplung (Wirbelstromsystem mit 2 Elektromagnetkupplungen) [41]

Auch bei diesem Wirbelstromschlupfantrieb geht ähnlich wie bei einer Viscokupplung (vgl. Kap. 3.1.2) durch das Durchrutschen der Dauermagnete ein Teil der zu übertragenden Energie in Wärme über. Diese Kupplung lässt sich jedoch mit einer elektromagnetisch betätigten Reibscheibenkupplung (vgl. Kap. 3.1.1) kombinieren. Neben dem verminderten Drehzahlbetrieb bei Kraftfluss über die Wirbelstromkupplung (Kennlinie 2 in Abbildung 3-1) ist über die Reibscheibenkupplung also ebenso eine Volltrennung (1) wie eine vollständige mechanische Verbindung (3) der Kupplung möglich [53], [41]. Somit ist eine sehr breite Variabilität bei gleichzeitig hohem Übertragungswirkungsgrad gegeben. Im Gegensatz zu Viscokupplungen sind derartige Kupplungen nicht vollvariabel schaltbar, bieten aber den großen Vorteil des schlupffreien und somit verbrauchsgünstigeren Antriebs, wenn maximale Leistungen gebraucht werden. Eine solche Kupplung konnte im Projekt nicht untersucht werden. Mehrstufige Übersetzungen, wie sie im Folgenden näher beschrieben werden, können jedoch vergleichbare Auswirkungen auf die Aggregateantriebsdrehzahl haben.

3.1.4 Mehrstufige Übersetzungen

Durch eine starre Nebenaggregatkopplung muss das Nebenaggregat auf einen Worst Case, meist bei niedriger Drehzahl, ausgelegt werden (vgl. Tabelle 2-2 in Kap. 2.3.2). Mit der Möglichkeit zur Verstellung der Übersetzung kann das Nebenaggregat kleiner ausgelegt werden, indem der Worst Case durch eine große Übersetzung abgefangen wird und mit einer kleineren Übersetzung die üblicherweise auftretenden Leistungsanforderungen erfüllt werden. Man kann z. B. ab Überschreitung einer gewissen Grenzdrehzahl und Leistungsabgabe auf eine kleinere Übersetzung umstellen, siehe Abbildung 3-2. Über einen in der Riemenscheibe recht bauraumneutral integrierten Planetenradsatz lassen sich solche zweistufigen Übersetzungen ebenso realisieren wie z. B. über die in Kap. 3.1.3 bereits vorgestellten Kupplungen.

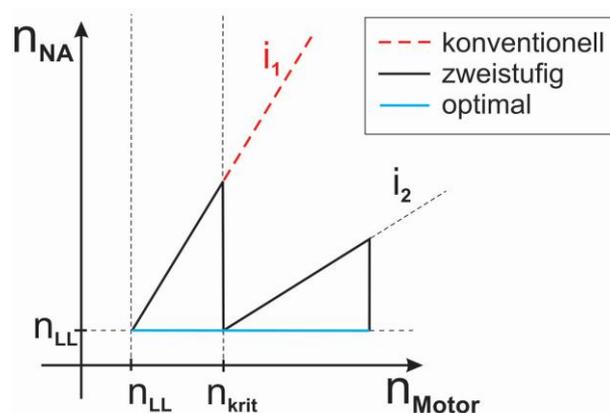


Abbildung 3-2: Nebenaggregat- über Motordrehzahl für verschiedene Übersetzungsarten [47]

Untersucht wurden derartige Entkopplungssysteme innerhalb dieser Arbeit auf Basis theoretischer Betrachtungen (vgl. Kap. 4.3.4), indem die experimentell ermittelten Werte mit fester Kopplung entsprechend drehzahlkorrigiert ausgewertet werden. Theoretisch analysiert wurde die Zweistufigkeit beim Generator und Luftpresse (vgl. Kap. 6.7 bzw. 6.8).

3.1.5 Hydrostatisch betriebene Aggregate

Bei mobilen Arbeitsmaschinen ist eine Arbeitshydraulik bereits an der Maschine verbaut, weil sich damit hohe Antriebsleistungen auch über größere Strecken hinweg übertragen lassen, ohne Kettentriebe oder ähnliches verwenden zu müssen. Zudem bietet diese Form der Energieübertragung eine gute Steuer- und Regelbarkeit und schnelle Ansprechzeiten der angesteuerten Komponenten. Anbaugeräte (z. B. Frontlader, Kipper, ...) können mit einer Arbeitshydraulik schnell angeschlossen und mit Energie versorgt werden. Es besteht eine hohe Leistungsdichte sowie geringes Leistungsgewicht. Würde man die Nebenaggregate ebenfalls hydraulisch antreiben, so könnte man diese permanent in ihrer optimalen Drehzahl betreiben. Lüfter werden gelegentlich bei Baumaschinen auf diese Weise betrieben. Ein weiterer Vorteil ist die somit flexible Einbauposition des Lüfters, weil man keine Kopplung an die Kurbelwelle mehr benötigt. Lange, teils gewinkelte Hydraulikleitungen und Steuerorgane besitzen bei hohem Systemdruck aber hohe Druckverluste. Des Weiteren bräuchte jedes Nebenaggregat seinen eigenen Hydromotor, welcher verstellbar sein müsste, um bedarfsgerecht antreiben zu können. Damit hat man zwar eine kontinuierlich stufenlose Übersetzung, in dieser Arbeit werden aber geeignetere Kupplungsarten behandelt. Weiterhin sind hydrostatische Antriebe auf Grund ihrer volumetrischen Verluste nicht schlupffrei und haben somit niedrigere Gesamtwirkungsgrade als schlupffreie, formschlüssige Energieübertrager [23], [86], [52], [45]. Oft werden bei Hydrauliksystemen höhere Energieaufnahmen, verglichen mit geregelten elektrischen Antrieben, genannt. Konkrete Wirkungsgrade sind jedoch in Veröffentlichungen selten zu finden. Zieht man aber als Abschätzung ein direktes Getriebe mit sehr kurzen Rohrleitungen heran, hat eine Schrägscheibenpumpe einen Bestwert von 91 % und ein Schrägachsenmotor 92 %, insgesamt also rund 84 %. Werden davon 3 % Verlust für die Speisepumpe sowie Strömungsverluste subtrahiert, ergibt sich ein berechneter Bestwert von 81 %, der unter realen Anwendungsbedingungen theoretisch maximal erreicht werden könnte [60]. Hydrostatische Antriebe zählen allgemein zu den stufenlosen Antrieben.

3.1.6 Stufenlose Getriebe

CVT-Getriebe⁴ bieten eine gleichförmige, stufenlos einstellbare Drehmomentübertragung an. In Werkzeugmaschinen und Fahrzeugen sind diese Getriebe mehrheitlich me-

⁴ Continuously Variable Transmission: stufenlose Übersetzung mit definiertem Übersetzungsreich

chanischer Art. Es gibt aber auch Strömungsgetriebe, die das Drehmoment hydraulisch übertragen. Die mechanischen Getriebe übertragen meist reibschlüssig. Es gibt aber auch formschlüssige, quasistetige Übersetzungen bei Kettengerieben. Die Bauteilkopplung reibschlüssiger Drehmomentübertrager, welche die Getriebewirkung bestimmen, geschieht kraftschlüssig. Der axiale Abstand zweier Kegelscheibenpaare zueinander wird verändert, sodass der Wirkdurchmesser und somit die Übersetzung variiert werden kann. Während beim einen Scheibenpaar, der sogenannte Variator, der axiale Abstand erhöht und der Wirkdurchmesser des Zugmittels somit vergrößert wird, muss beim anderen Scheibenpaar der Abstand entsprechend verringert werden [37]. Elektrische, hydraulische oder hydrostatisch-mechanische Getriebe, wie z. B. das Vario-Getriebe der Fa. AGCO Fendt, können sogar eine „unendliche“ Übersetzung und somit bei laufendem Motor ohne Trennkupplung einen Stillstand einstellen. Bei letzterem wird ein Planetengetriebe als Kraftweiche verwendet, welche die Antriebskraft des Verbrennungsmotors in den Antrieb der Räder sowie einer stufenlos verstellbaren Hydropumpe aufteilt. Diese hydrostatische Energie kann dem Räderantrieb wiederum über stufenlos verstellbare Hydromotoren zugeführt werden. Diese Leistungsverzweigung lässt eine vollvariable Übersetzung zu. Der Leistungsanteil über den stufenlosen, hydrostatischen Zweig und dessen im Vergleich zum mechanischen Leistungszweig geringen Wirkungsgrad kann aber auch niedrig gehalten werden. Trotz des geringeren Wirkungsgrads solcher stufenlosen Getriebe gegenüber fester, gestufter, kraftschlüssiger Übersetzungen sind mit diesen auf Grund der höheren Spreizung sowie der Stufenlosigkeit in Fahrzeugantrieben große Vorteile verbunden [20]. Abtriebsleistungen können durch die stufenlose Übersetzung optimal angepasst, Leistungsüberschüsse vermieden und Antriebsleistungen somit reduziert werden. Für den Antrieb von Nebenaggregaten sind diese aber auf Grund von Bauraumbedarf, Bauteilanzahl, Systemkomplexität und Systemkosten allerdings im großen Nachteil [47]. Eine solche theoretisch ideale Entkopplungsmöglichkeit wurde innerhalb dieser Arbeit auf Basis der experimentellen Ergebnisse mit Hilfe einer numerischen Datenanalyse betrachtet. Analysiert wurde die stets ideale Drehzahl (siehe auch Abbildung 3-2) unter Vernachlässigung etwaiger Getriebewirkungsgrade beim Generator und Luftpresser (vgl. Beschreibung Kap. 6.7 bzw. 6.8).

3.1.7 Elektrisch betriebene Aggregate

Eine intelligente Elektrifizierung im Antriebsstrang kann zur Reduzierung der Klimabelastung beitragen [71]. Elektrisch betriebene Nebenaggregate bieten wie stufenlose Getriebe den Vorteil einer kontinuierlich regelbaren Drehzahl und sind darüber hinaus in ihrer Einbauposition deutlich flexibler als konventionelle Nebenaggregate. Deren Bauraumbedarf ist zudem im Vergleich zu Getrieben oder Kupplungen geringer. Die Aggregatedrehzahl kann stets auf den tatsächlichen Bedarf eingestellt werden. Bei konventionellen Fahrzeugen können elektrisch jedoch keine großen Leistungsverbraucher betrieben werden. Das derzeitige 12-Volt-Bordnetz mobiler Arbeitsmaschinen stellt maximal 3 kW elektrische Leistung zur Verfügung [76]. Davon müssen elektrische Steuerungen, Signallichter, Arbeitsscheinwerfer und vieles mehr versorgt werden. Motorlüfter, Luftpresser und Kältemittelverdichter mit je deutlich über 3 kW benötigter Leistung

lassen sich auf diese Weise nicht betreiben. Bei einem 24-Volt-Bordnetz stünde immerhin die doppelte Leistung zur Verfügung. Ein weiterer Nachteil dieser Antriebsart ist der verlängerte und mehrfach verlustbehaftete Energiewandlungsprozess (siehe Kap. 3.1.8).

Inzwischen sind Hochvolt-Bordnetze mit über 500 Volt in der Entwicklung, woraus sich erhebliche Vorteile für elektrifizierte Nebenaggregate ergeben würden (siehe auch Kap. 3.5.1). Elektromotoren dieser Spannungsklasse haben den Vorteil deutlich höherer Wirkungsgrade von ca. 90 % [71]. Der größte Vorteil ist aber, dass damit ausreichende Leistungen zur Verfügung stehen und diese nicht mehr über den konventionellen Fahrzeuggenerator (vgl. Kap. 2.3.6) mit verhältnismäßig geringem Wirkungsgrad erzeugt werden müssen.

Eine 12-Volt-Elektro-Antriebsvariante wurde in dieser Arbeit stellvertretend an der Kühlmittelpumpe untersucht (vgl. Kap. 6.5).

3.1.8 Wirkungsgradketten im Nebenaggregatantrieb

Die vorangegangenen beschriebenen Optimierungen auf der Antriebsseite zur Anpassung der Antriebsdrehzahl und somit der Abgabeleistung der Nebenaggregate lassen den Einsatz nahezu unveränderter konventioneller Nebenaggregate mit deren entsprechendem Wirkungsgrad zu. Während ein herkömmlicher Riementrieb Wirkungsgrade von mindestens 97 % aufweist (vgl. Kap. 2.3.1), wird die Wirkungsgradkette durch den Einsatz von zwischengeschalteten, gestuften oder vollvariablen entkoppelten Antrieben jedoch verlängert, siehe Abbildung 3-3.

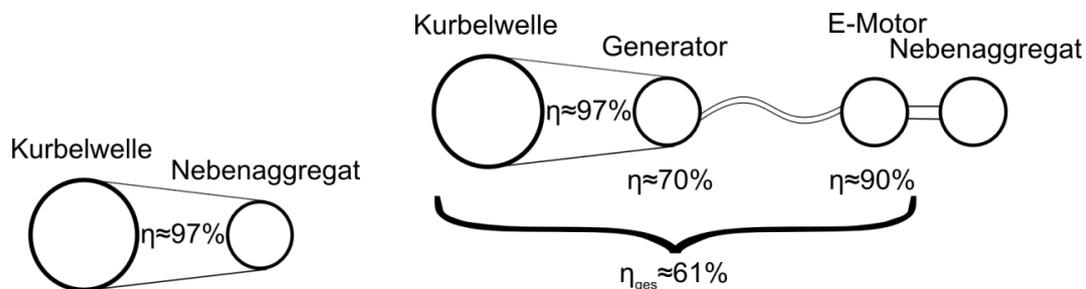


Abbildung 3-3: Vergleich Antriebswirkungsgrad konventioneller Riementrieb (links) Vs. elektrischer Antrieb (rechts) (ohne Wirkungsgrad im Nebenaggregat)

Beim Übertragen der Leistung über mehrere Übertragungsformen und -arten werden die einzelnen Wirkungsgrade zu einem Gesamtwirkungsgrad multipliziert. Treibt man beispielsweise eine Kühlmittelpumpe elektrisch an, so muss auch der Generator zur Erzeugung elektrischer Leistung aus mechanischer Kurbelwellenleistung sowie der Elektromotor zum Wandeln der elektrischen wiederum in mechanische Energie in der Prozesskette berücksichtigt werden. Der Übertragungswirkungsgrad von der Kurbelwelle bis zum Nebenaggregatantrieb reduziert sich somit auf etwa 61 %. Der Generatorwirkungsgrad ist hierbei mit 70 % sogar im Bestpunkt angenommen worden. Betrachtet

werden muss aber das Gesamtsystem des Nebenaggregatantriebs von der Leistungsaufnahme an der Kurbelwelle bis zur Leistungsabgabe ans jeweilige Medium. Also sowohl der Antriebs- als auch der Nebenaggregatwirkungsgrad. Ziel ist es, die Abgabeleistung möglichst bedarfsgerecht bereitzustellen und somit die Aufnahmeleistung und folglich den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Die folgenden Kapitel zeigen Optimierungsmöglichkeiten am jeweiligen Nebenaggregat. Diese können zum einen, wie in den vorangegangenen Unterkapiteln beschrieben, auf der Antriebsseite liegen, zum anderen aber auch direkt im Nebenaggregat erfolgen, wie nachfolgend beschrieben wird.

3.2 Bedarfsgerechte Ölfördermengen

Die in Kapitel 2.3.3 genannten Nachteile einer Konstantölpumpe hinsichtlich der Diskrepanz zwischen effektiv geförderter und tatsächlich benötigter Ölmenge lassen sich mit Blick auf das dort ebenso genannte Arbeits- sowie Antriebsprinzip teilweise reduzieren. Hierzu können Maßnahmen am Pumpenantrieb oder auch in der Pumpe selbst getätigt werden. Drehzahl- oder Übersetzungsanpassungen verändern ebenso die Förderleistung wie geeignete Druckregelungsprinzipien im hydraulischen System oder konstruktive Maßnahmen zur Beeinflussung der effektiven Arbeitsräume.

3.2.1 Anpassung des Antriebs

Konstantölpumpen können durch alternative Antriebskonzepte, wie in Kapitel 3.1 bereits vorgestellt, von der Kurbelwellendrehzahl entkoppelt angetrieben werden. Eine drehzahloptimale Ölpumpe mittels z. B. elektrischem Antrieb würde eine flexible und ideale Entkopplung bedeuten. Ölbedarf und Pumpenleistungsanforderung der meist großvolumigen Off-Road-Motoren übersteigen aber schnell die Kapazität des 12-Volt-Bordnetzes (vgl. Kap. 3.1.7). Alternativ bleibt die Wahl eines Hybridsystems. Hierbei stellt eine kleinere Konstantölpumpe den Grundbedarf sicher, während eine elektrische Zusatzölpumpe den Mehrbedarf bedarfsgerecht abdeckt. Der elektrische Leistungsbedarf ist entsprechend geringer. Da Ölpumpen meist unterhalb des Kurbeltriebs verbaut und per Zahnrad oder Kette angetrieben werden, sind diverse Kupplungsmöglichkeiten zur Bedarfsanpassung wegen Bauraum und Ölnebel ungeeignet.

3.2.2 Druckregelung bei Konstantpumpen

Bei konventionellen Pumpen reduziert man den Gegendruck und somit die Aufnahmeleistung durch entsprechendes Abregeln des geförderten Mediums. Diese werden durch dissipative Systeme geregelt, indem bereits erzeugter Öldruck durch ein Regelorgan auf der Roh- oder Reinölseite des Ölfilters extern in den Motorraum abgeströmt wird. Bei der direkten Regelung ist der Pumpendruck selbst die Regelgröße und das Regelventil befindet sich in Rohölbereich. Von reinölseitiger Abregelung spricht man, wenn das Regelventil oder zumindest der mit Öl in Berührung kommende Regelkolben mit bereits

gefiltertem Öl beaufschlagt wird. Sitzt das Regelorgan auf der Rohölseite, also dem Schmutzölbereich, so kann dieses durch Schmutzpartikel klemmen, mit entsprechender Funktionsbeeinträchtigung. Sitzt es auf der Reinölseite, so wird der Öldruck also erst nach dem Filter begrenzt und bei verschmutztem Filter kann dieser durch zu hohem Druck beschädigt werden. Weiterhin besteht hier der Nachteil, dass die Ölmenge dort erst sehr spät, also mit bereits entsprechenden Druckverlusten in Filtern, Kühler etc., abgeregelt wird. Das direkte Abströmen in die Ölwanne führt zu erhöhter Schaumbildung mit erhöhten Planschverlusten sowie der Notwendigkeit einer größeren Ölvorratsmenge. Daher werden auch direkt oder indirekt angesteuerte Regelventile in einem Bypasskanal zur Ölpumpe, also im Rohöl befindlich, eingesetzt. Hierbei wird ein Ventil im Bypasskanal von der Druckseite zur Ansaugseite der Ölpumpe direkt vom dort vorherrschenden Öldruck oder indirekt über einem vom Motor zurückgeführten Regeldruck (meist Hauptgaleriedruck) geregelt. Der Saugdruck wird somit leicht angehoben und der Gegendruck reduziert. [5] und [7] liefern weitere Informationen dieser Regelungsprinzipien. Ein annähernd konstanter Druck ab dem Absteuerpunkt (je nach Regelventilposition) führt zu einem nahezu linearen Anstieg der hydraulischen Pumpenleistung entsprechend Formel (2.13) a) und demzufolge zu einer Leistungseinsparung im Vergleich zum konventionellen Betrieb (siehe auch Kap. 7.4). Da derartig einfache Druckregelungssysteme allen Betriebsbedingungen, wie beispielsweise ausreichenden Systemdruck auch im Heißstart mit hoher Viskosität, gerecht werden müssen, besitzen sie in der Regel relativ hohe Regeldrücke mit eingeschränktem Optimierungspotential.

3.2.3 Verstellpumpen

Mehr und mehr finden sogenannte Verstell- oder auch Regelölpumpen Einzug in heutige Automobile, siehe z. B. [48], [46], [38]. Während bei konventionellen Pumpen der geförderte Volumenstrom linear zur Drehzahl und somit bei unverändertem hydraulischen System auch der Systemdruck zunehmen, können Druckregelungssysteme wie im vorangegangenen Kapitel 3.2.2 den Druck begrenzen und Pumpenantriebsleistung einsparen. Bei volumengeregelten Ölpumpen lässt sich durch konstruktive Maßnahmen an den Pumpen selbst ihr Verdrängungsvolumen beeinflussen. Somit muss das Ölvolumen erst gar nicht gefördert und auf Druck gebracht werden. An **Flügelzellenpumpen** (z. B. in [46]) lässt sich ein Stellring zur exzentrisch gelagerten Antriebswelle verstellen, an **Außenzahnradpumpen** (z. B. in [81]) lassen sich die Zahnradpaare und somit die Überdeckung axial gegeneinander verschieben. An **Pendelschieberpumpen** (z. B. in [43]) lässt sich über einen Schieber der Außenrotor zum exzentrisch angeordneten Innenrotor verschieben, siehe Abbildung 3-4. Allen gemeinsam ist die Verstellmöglichkeit des geförderten Volumens und somit auch des resultierenden Drucks und schlussendlich der Pumpenleistung. Laut [80] weist z. B. eine Außenzahnrad-Regelölpumpe nur gering höhere Herstellkosten von etwa 20 € auf. [38] nennt bei der Pendelschieber-Ölpumpe Kostenvorteile im Vergleich zu einer geregelten Zahnradpumpe.

3 Optimierungsansätze durch bedarfsgerechte Nebenaggregate

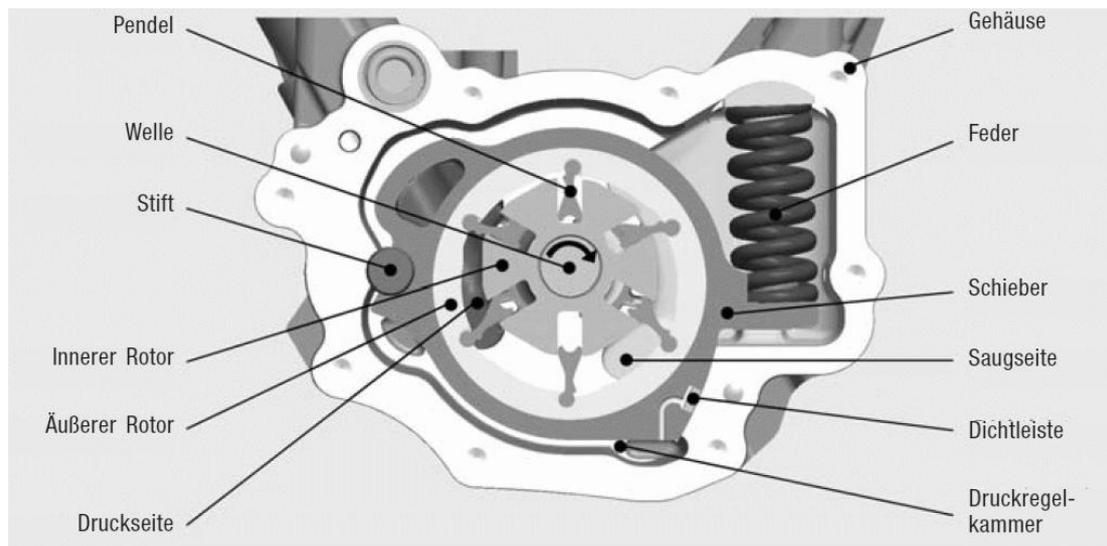


Abbildung 3-4: Aufbau einer Pendelschieber Ölpumpe [38]

Angesteuert werden diese Verstellmöglichkeiten im einfachsten Falle (wie bei den Druckregelprinzipien in Kap. 3.2.2 auch) vom Pumpendruck selbst oder einem vom Motor zurückgeführten Systemdruck. Noch mehr Potential als diese Einstufendruckregelung lässt sich ausschöpfen, wenn die Verstellpumpen auf verschiedene Druckniveaus geregelt werden. Über ein elektrisch angesteuertes 3/2-Wegeventil oder andere Mechanismen lassen sich unterschiedliche Drücke auf den Verstellmechanismus beaufschlagen. Mit einer Zweistufenregelung kann man also auf die unterschiedlichen Kühl- und Schmieranforderungen des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit der Motorlast reagieren. Erst bei hohen Lasten sind entsprechend höhere Öldrücke und -mengen zur Kühlung der Motorbauteile erforderlich. Darunter ist ein niedriger Öldruck ausreichend. So können beispielsweise Kolbenspritzdüsen unter Teillastbedingungen abgeschaltet werden. Diese Ölfördermenge und folglich die Pumpenantriebsleistung lässt sich einsparen [17]. Das volle Potential erhält man mit vollvariablen Regelungen, die Druck und Volumen im Motorkennfeld zu jeder Zeit bedarfsgerecht zur Verfügung stellen. Über diese Verstellmöglichkeiten hat man Druck und Volumenstrom von der Motordrehzahl entkoppelt. Kapitel 7.4 gibt einen Ausblick auf das mögliche Einsparpotential.

3.3 Bedarfsgerechter Kühlmittelförderstrom

An den Kühlkreislauf werden heutzutage hohe Anforderungen gestellt. Neben einem möglichst raschem Motorwarmlauf nach Kaltstart, um bei reduzierter Motorreibung möglichst wenig Kraftstoff zu verbrauchen, sind hauptsächlich unterschiedliche Komponenten wie insbesondere der Zylinderkopf vor Überhitzung zu schützen. Mehr und mehr stellen auch Systeme wie AGR-Kühler eine Anforderung an das Kühlsystem, welche die ideale Förderstromanforderungen erschweren. Die abgegebene Motorleistung und somit der Wärmeeintrag ins Kühlwasser bestimmen maßgeblich den erforderlichen Kühlmittelförderstrom.

telvolumenstrom. Konventionelle Kühlmittelpumpen geben ihre Leistung jedoch lediglich in Abhängigkeit von der Motordrehzahl ab (siehe auch Kap. 2.3.4). In Folge dessen wird dem Verbrennungsmotor, bedingt durch die starre Drehzahlkopplung der Pumpe an die Kurbelwelle sowie der Übersetzungsauslegung auf den thermisch ungünstigsten Fall (siehe Kap. 2.3.2), in vielen Betriebspunkten ein zu großer Kühlmittelvolumenstrom zugeführt. Pumpen mit bedarfsgerechter Steuerung des Kühlmittelstroms können den Anforderungen gerecht werden, indem der Volumenstrom nicht mehr abhängig von der Motordrehzahl umgewälzt wird, sondern sich die Leistungsabgabe regulieren lässt. Unnötig geförderter Kühlmittelstrom könnte so reduziert werden. Eine Halbierung des Volumenstroms erfordert hierbei gemäß Formeln (2.15) lediglich ein Achtel der ursprünglichen Leistung. Regelbare Förderpumpen tragen also erheblich zur Energieeinsparung sowie zu einem optimierten Thermomanagement des Verbrennungsmotors und des gesamten Fahrzeugs bei und können demzufolge zusätzlich die Lebensdauer verschleißbehafteter Bauteile erhöhen.

3.3.1 Regelungsarten einer hydrodynamischen Strömungsmaschine

Eine Volumenstromregelung kann auf der Antriebsseite der Kühlmittelpumpe erfolgen, indem man beispielsweise eine Viscokupplung oder einen elektrischen Pumpenantrieb einsetzt (vgl. auch Kap. 3.1.2 bzw. 3.1.7) oder aber in der Pumpe selbst. Der Übersicht in Abbildung A-1: Eigenschaften von Regelungsmethoden zur Leistungsanpassung einer Kreiselpumpe [31] im Anhang sind verschiedene Methoden zur Anpassung der Pumpenleistung einer Kreiselpumpe zu entnehmen, wo ebenso die dazugehörigen QH-Kennlinien (Förderhöhe H über Förderstrom Q der Anlage sowie Pumpe) gezeigt werden. Setzt man eine **verstellbare Drossel ins hydraulische System** hinter die Pumpe, so drosselt man den geförderten Volumenstrom der hydrodynamischen Strömungsmaschine und somit auch die Förderleistung durch Verschiebung der Anlagenkennlinie nach oben (Kennlinie wird hin zu kleineren Förderströmen steiler). Der erzeugte Druck (Förderhöhe) wird hierbei erhöht, der Überschuss über die Drossel als Druckgefälle abgebaut. Die hierdurch erzielbare Leistungersparnis aus dem Produkt von Förderstrom und Druck (vgl. auch Formel (2.13) a)) ist eher gering. Bei einer **Bypassregelung** sitzt ein Ventil der Pumpe parallel, wodurch ein Teil des Pumpenförderstroms umgeleitet wird und sich so der Anlagenförderstrom reduziert. Der Energiebedarf der Pumpe kann bei dieser Regelung allerdings sogar zunehmen, weshalb diese Art der Regelung für diese Zwecke ungeeignet ist. Bei diesen beiden Regelungssystemen wird der Gesamtwirkungsgrad des Pumpensystems erheblich geringer. Eine **Änderung des Laufraddurchmessers** ist im vorliegenden Falle ebenfalls ungeeignet, weil eine Anpassung im laufenden Betrieb nicht möglich ist. Jedoch würde man hierbei sowohl den Förderstrom als auch die Förderhöhe gleichermaßen im Quadrat zur Durchmesseränderung des Pumpenlaufrades reduzieren. Der Energieverbrauch der Pumpe würde also in 4. Potenz zum Durchmesser des Pumpenlaufrades gesenkt werden können. Mit einer **Drehzahländerung** lassen sich der Förderstrom proportional zur Pumpendrehzahl und die Förderhöhe gleichzeitig zum Quadrat der Drehzahl reduzieren. Die Leistung lässt sich somit in

der 3. Potenz zur Drehzahl reduzieren, vgl. auch Formeln (2.15) [44], [51], [32], [31]. Insgesamt beschreibt z. B. [31],

„dass zur Erzielung eines bestmöglichen Anlagenwirkungsgrades der Laufraddurchmesser dem benötigten Förderstrom angepasst werden sollte, wenn der Förderstrom fix sei. Sind hingegen wechselnde Förderstromanforderungen gegeben, so ist die Drehzahlregelung zweifelsohne die effizienteste Methode zur Anpassung der Pumpenleistung.“

3.3.2 Variable Pumpensysteme

In der Praxis kann dieser Forderung nach veränderlichem Förderstrom durch verschiedene Systeme Rechnung getragen werden. Eine **elektrische Kühlmittelpumpe** wurde beispielsweise im Jahre 2004 im Automobilbereich erstmals serienmäßig eingesetzt [43], vgl. Abbildung 3-5. Im Off-Highway-Bereich haben variable Fördersysteme bisher kaum Einzug erhalten. Insbesondere ergaben andere Optimierungen, wie z. B. stufenlose Lastschaltgetriebe, noch größere zu erwartende Einsparpotentiale. Weiterhin haben diese Hersteller in den letzten Jahren ihren Fokus auf Entwicklungen zur Einhaltung strengerer, neu eingeführter Emissionsgrenzen legen müssen. Mit der elektrischen Kühlmittelpumpe kann ebenfalls Nullförderung realisiert werden, womit durch ein abgestimmtes Thermomanagement ein schneller Motorwarmlauf realisiert werden kann (vgl. Ausführungen in Kap. 3.3.3).



Abbildung 3-5: Kühlmittelpumpe mit elektrischem Antrieb [24]

Eine ebenfalls drehzahlgeregelte Alternative bei konstanter Turbinengeometrie bieten **Viscokühlmittelpumpen**, wie sie z. B. in [67] ausführlicher vorgestellt werden. Die Bereitstellung der Antriebsenergie muss hierbei nicht über den Generator und somit bei einer verhältnismäßig geringen Wirkungsgradkette sichergestellt werden (vgl. Ausführungen in Kap. 3.1.8). Diese beiden genannten Varianten stellen den Förderstrom durch eine Drehzahlregelung ein, was entsprechend den Erklärungen im vorangegangenen

Kapitel innerhalb der Pumpe die effizienteste Regelungsart für eine kontinuierliche Verstellung darstellt. Hierfür werden allerdings die bereits genannten Nachteile im Antriebs- bzw. Kupplungskonzept (längere Wirkungsgradkette bzw. dissipative Drehzahl-/Schlupfregelung) in Kauf genommen. **Vollvariable mechanische Kühlmittelpumpen mit Leitschaufelverstellung** hingegen haben einen konventionellen Riemenantrieb und stellen den Förderstrom über verstellbare Leitschaufeln zwischen Laufradende und Spiralgehäuse ein, siehe Abbildung 3-6. Über den verstellbaren Leitapparat wird der Strömungsquerschnitt und somit die Verzögerung mit entsprechender Wandlung der kinetischen und dynamischen Energie in statische Druckenergie des Fluids verändert. Die Folge des veränderlichen Diffusors ist ein variabler Förderstrom, wodurch die Pumpenleistung unabhängig von der Antriebsdrehzahl ist [89].

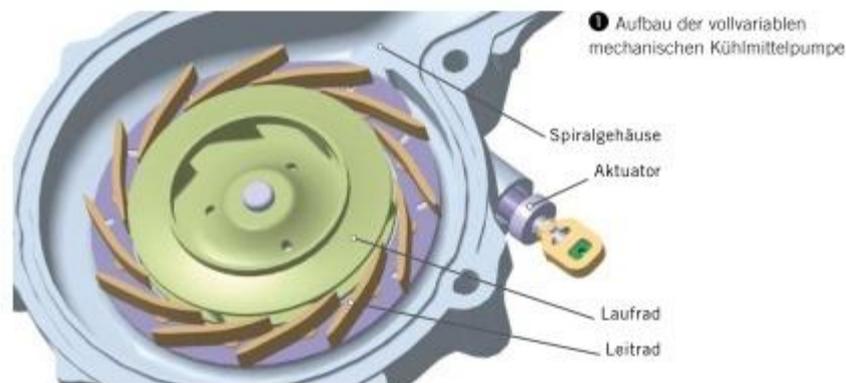


Abbildung 3-6: Mechanische Kühlmittelpumpe mit verstellbarem Leitapparat [89]

Neben diesen variablen Pumpentypen gibt es auch **Hybrid-Systeme**. Eine Hybrid-Kühlmittelpumpe kombiniert einen elektrischen mit einem mechanischen Antrieb, siehe z. B. in [40]. Der regelbare elektrische Antrieb deckt bedarfsgerecht den variablen Bereich ab, während ein mechanischer Antrieb maximale Fördermenge bei hohem Wirkungsgrad bewirkt. Ebenso sind Kreisläufe möglich, in denen z. B. eine mechanische Kühlmittelpumpe einen häufig vorkommenden mittleren Förderstrom liefert und höhere Kühlmittelstromanforderungen durch eine elektrische Pumpe variabel beigesteuert werden. Dies ist insbesondere bei Fahrzeugen mit hohen Teillast- und eher geringen Volllastanteilen sinnvoll.

Generell lässt sich mit solchen Systemen und Pumpentypen ein bedarfsgerechter variabler Volumenstrom und somit eine Leistungseinsparung umsetzen. Welches Pumpenkonzept letzten Endes trotz einhergehender Nachteile des variablen Systems die größte Gesamtersparnis besitzt, hängt nicht zuletzt stark vom Nutzerprofil ab. Mechanisch variable Systeme bieten sehr hohe Gesamtwirkungsgrade bei hohen bis mittleren Kühlmittelstromanforderungen bei gleichzeitiger Flexibilität durch Anpassung der inneren Pumpenleistung. Elektrisch und hydrodynamisch variable Systeme sind durch die Drehzahlanpassung besonders dann im Vorteil, wenn stark reduzierte Leistungen benötigt werden, insbesondere bei hohen Motordrehzahlen.

In dieser Arbeit wurde eine elektrische Kühlmittelpumpe stellvertretend für entkoppelte Pumpensysteme zur Untersuchung des Potentials der Förderstromreduzierung untersucht (vgl. Kap. 7.3).

3.3.3 Förderstrombedarf

Ein konventionelles Kühlsystem kann seinen Anforderungen nicht ideal gerecht werden (siehe Kap. 2.3.4). Alle vom kritischsten Zustand abweichenden Betriebszustände bieten Potential zur Reduzierung des Kühlmittelstroms. Durch variable Systeme kann dieser Forderung nachgekommen und der Volumenstrom angepasst werden. Eine Reduzierung des Kühlmittelstroms hat dabei laut [77] eher geringen Einfluss auf die Wärmeübergangskoeffizienten von Zylinderwand und Zylinderkopf auf das Kühlmittel, weil die maßgebende Grenze hier der Wärmeübergang zwischen Gas und Zylinderwand ist. Jedoch erhöht sich mit reduziertem Volumenstrom auch die Temperaturdifferenz des Kühlmittels zwischen Motorein- und austritt auf Grund des konstanten Wärmestroms. Die Kühlmitteltemperatur wiederum beeinflusst die Zylinderwandtemperatur, da die Zylinderwand vom Kühlmittel umschlossen wird. Der Kühlmittelkühler heutiger Off-Road-Fahrzeuge befindet sich bereits bei moderaten Kühlmittelströmen im Bereich maximaler Wärmeabfuhr, sodass eine Durchflussreduzierung in größeren Betriebsbereichen durchführbar ist [67]. Eine Kühlmittelstromreduzierung sowie eine Temperaturanhebung auf die maximal zulässige Temperatur bieten also Einsparpotentiale in weiten Kennfeldbereichen [17]. Solange man kritische Temperaturen des Kühlmittels bzw. der Bauteile nicht überschreitet, lassen sich Volumenstrom, Pumpenleistung und Kraftstoffverbrauch weiter reduzieren. Der begrenzende Faktor hierbei ist, dass man den Punkt des maximalen Wärmeübergangskoeffizienten nicht überschreitet, der sich an der Grenze zwischen stabilem Blasensieden und instabiler Filmverdampfung befindet. Dort könnten an sog. Hotspots durch isolierende Dampfschichten die eingetragene Wärme schlagartig nicht mehr abgeführt werden und der Verbrennungsmotor könnte überhitzen [27]. Dieser Ansatz wurde in den Untersuchungen in Kap. 7.3.2 umgesetzt.

3.4 Alternatives Lüfterkonzept

Heutzutage sind in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren nahezu ausschließlich Axial-Lüfter im Einsatz [10]. Diese haben sich bezüglich ihrer hohen Volumenströme sowie vergleichsweise günstigem Bauraum im Motorraum durchgesetzt (vgl. auch Kap. 2.3.5). Zwar sind starre Lüfterantriebe inzwischen bereits häufig durch variable Viscolüfter ersetzt, doch beide Antriebsarten bringen Ihre Nachteile mit sich. Der starre Antrieb muss auf das Ereignis mit den ungünstigsten motorischen und umweltspezifischen Bedingungen ausgelegt werden. In allen anderen Situationen ist die Leistungsabgabe größer als der Bedarf (vgl. Kap. 2.3.5). Mit der Motordrehzahl steigen auch die Lüfterdrehzahl sowie der geförderte Luftvolumenstrom, unabhängig von der Motorlast und dem eigentlich Kühlluftbedarf. Laut [70] sollte der Lüfter bei den dermaßen hohen in-

stallierten Leistungen heutiger Fahrzeuge, die für Vollast und Worst Case bereit gestellt werden müssen, nur betrieben werden, wenn andere Maßnahmen keine ausreichende Kühlung mehr bewirken. Aktiv ansteuerbare mehrstufige oder vollvariable Systeme sind hierfür nötig. Der Viscolüfter kann die Leistungsabgabe bereits bedarfsgerecht einstellen, indem er eine Drehzahlverstellung vornimmt. Diese generell sehr effiziente Regelungsart einer Strömungsmaschine (vgl. ausführlichere Beschreibungen in Kap. 3.3.1 am Beispiel der Kühlmittelpumpe) wird hierbei über eine hydrodynamische Kupplung jedoch dissipativ vorgenommen (vgl. Kap. 2.3.5 sowie 3.1.2). Der Kühlluftstrom lässt sich also bedarfsgerecht einstellen. Der Lüfter weist jedoch durch seinen Verstellmechanismus teilweise hohe Verlustleistungen auf. Weil diese Antriebsart auch bei vollem Leistungsbedarf permanent Schlupf aufweist, muss der Viscolüfter größer dimensioniert werden. Bei vollem Schlupf hingegen wird in der Kupplung so viel Antriebsleistung in Reibung umgewandelt, dass der Lüfter überhitzen würde und somit zeitweise stärker zugeschaltet werden muss. Kapitel 3.1 beschreibt alternative Systeme auf der Antriebsseite.

3.4.1 Alternative Kupplungsarten

Eine alternative Entkopplungsmöglichkeit aus Kap. 3.1 ist z. B. die **elektromagnetisch betätigte Reibscheibenkupplung** (siehe Kap. 3.1.3). Anders als bei der Viscokupplung ist hier kein Schlupf bei voller Zuschaltung gegeben. Weiterhin sind auch in der leistungsreduzierten Antriebsstufe systembedingt geringere Schlupfverluste als beim Viscoantrieb zu erwarten. Jedoch bietet diese Antriebseinheit auch nicht die volle Drehzahlflexibilität an und kann jeweils nur auf eine bestimmte Drehzahlcharakteristik angepasst werden (vgl. Kennlinie 2 auf Abbildung 3-1). Interessant dürfte diese Variante sein, wenn das Belastungskollektiv der Arbeitsmaschine häufig nur einen bestimmten Teilbereich des Motorkennfelds nutzt, sodass die Kupplungscharakteristik optimal darauf abgestimmt werden kann. Ist allerdings ein stark wechselnder Einsatz zu erwarten, so werden die Vorteile durch eine Kompromisseinstellung deutlich geringer ausfallen. Zu dieser Kupplungsvariante liegen in dieser Arbeit jedoch keine weiteren Ergebnisse vor.

3.4.2 Alternative Antriebsarten

Anstelle einer alternativen Kupplungsart lassen sich auch andere Antriebsarten mit dem Ziel einer bedarfsgerechten Leistungsbereitstellung verwenden. Der **mechanische Antrieb** kann z. B. **mehrstufig** (vgl. Kap. 3.1.4) oder gar **stufenlos** (vgl. Kap. 3.1.6) erfolgen. Mechanisch gewandelt sind hierbei hohe Übertragungswirkungsgrade (> 85 – 98% [39]) möglich. Mechanisch vollvariabel ist mangels Bauraum am Nebenaggregatetrieb schwierig umsetzbar. Mehrstufig mit mehr als drei Stufen ist ebenfalls aus Platz- sowie Kostengründen nicht denkbar. Die bereits in den Kapiteln 3.4.1 bzw. 3.1.3 beschriebene elektromagnetisch betätigte Reibscheibenkupplung greift diesen mehrstufigen Ansatz auf. **Stufenlos** kann dies neben mechanischer Art auch **elektrisch** oder hydraulisch erfolgen. Der Lüfter als der Hauptverbraucher der Nebenaggregate im Off-Highway-Bereich ver-

braucht jedoch höhere Leistungen, als das elektrische 12-Volt-Bordnetz zur Verfügung stellt (siehe Kap. 3.1.7). Hochvolt-Bordnetze bieten hier einige Vorteile (siehe Kap. 3.5.1), werden aber gerade im On- und Off-Highway-Bereich noch mehrere Jahrzehnte bis zur Marktreife brauchen, bis die Systemkosten mit denen konventioneller Antriebe konkurrieren können. Solange stellt diese Art des Lüfterantriebs also noch keine ernsthafte Alternative zum Viscolüfter dar. **Hydraulische Lüfterantriebe** (vgl. Kap. 3.1.5) bieten grundsätzlich den gleichen Vorteil der stufenlosen Verstellung wie elektrische Lüfter und liefern somit stets die erforderliche optimale Lüfterdrehzahl. Diese sind mit ihrem Gesamtwirkungsgrad aber auf Grund hoher Systemdrücke und Drosselverluste im Rohrleitungssystem deutlich unterlegen und werden überwiegend in Maschinen eingesetzt, die ohnehin mit einem vollvariablen hydraulischen System ausgestattet sind oder wo Bau- raumschwierigkeiten ungünstige Lüfterpositionierungen verlangen.

3.4.3 Winkelverstellbarer Lüfter

Die bisher genannten Arten der Leistungsanpassung für einen Lüfter arbeiten alle nach dem Prinzip der Drehzahlregelung. Eine Bypass- oder Drosselregelung (vgl. Kap. 3.3.1), wie sie bei großen Rohrleitungsanlagen auf Grund hoher Strömungsverluste in den Kreisläufen noch in Frage kommen, werden bei Motorlüftern nicht umgesetzt. Stattdessen kann, ähnlich einer vollvariablen mechanischen Kühlmittelpumpe mit Leitschaufelverstellung (siehe Kap. 3.3.2), das Flügelwerk des Lüfters verstellt werden. Der direkt angetriebene Lüfter läuft mit entsprechender Übersetzung synchron zur Motordrehzahl. Die Lüfterblätter können in ihrer Anbindung an die Nabe jedoch verdreht und somit der Anstellwinkel verändert werden, siehe auch Abbildung 6-2. Über die Änderung der Lüfterblattanstellung werden die wirkenden Strömungskomponenten in radialer und axialer Richtung verändert und der resultierende Luftvolumenstrom lässt sich einstellen. Hierdurch verändert sich ebenfalls die Lüfteraufnahmeleistung, vgl. [11] und Kap. 2.3.5.

Der Antrieb erfolgt also rein mechanisch mit hervorragendem Übertragungswirkungsgrad im Vergleich zu hydraulischen Antrieben bzw. hydrodynamisch verlustbehafteten Schlupfkupplungen. Andererseits ist hierbei stets eine starre Lüfterdrehzahl in Übersetzung zur Motordrehzahl gegeben. Es ist also zu erwarten, dass dieses System bei generell niedrigen Motordrehzahlen sowie bei hohen Lasten (auch bei hohen Drehzahlen) auf Grund geringerer Übertragungsverluste von Vorteil ist. Bei hohen Drehzahlen mit nur niedrigen Motorlasten könnten allerdings die Strömungsverluste auf Grund der hohen Lüfterdrehzahl gegenüber den Übertragungsverlusten der Viscokupplung, wo die Lüfterblätter deutlich langsamer drehen, dominieren.

Beide Lüfterarten wurden in dieser Arbeit ausführlich untersucht und gegenübergestellt (siehe Kap. 7.5).

3.5 Optimierungen am elektrischen Bordnetz

Die Leistungsabgabe heutiger Generatoren kann durch eine Erregerstromregelung bereits bedarfsgerecht eingestellt werden. Ohne Erregung wird kein Magnetfeld aufgebaut und somit keine Spannung induziert. Ohne elektrische Last nimmt der Generator also lediglich mechanische Verluste auf. Eine Kupplung im Antriebsrad ist nicht notwendig. Der Wirkungsgradgradreduzierung durch steigende Motordrehzahl (vgl. Kap. 2.3.6) kann aber auf Grund variabler Antriebssysteme (wie sie in Kapitel 3.1 global für alle Nebenaggregate bereits vorgestellt wurden) entgegengewirkt werden. Andererseits bestehen auch Möglichkeiten am elektrischen System selbst, wie nachstehend aufgezeigt wird. Im Idealfall würden Hochvoltsysteme zur Verfügung stehen und ausreichende elektrische Leistung für alle Nebenaggregate bei gleichzeitig sehr hohen Wirkungsgraden bereitstellen. Effizientere konventionelle 12-Volt-Generatoren bieten leicht erhöhte Gesamtwirkungsgrade im Vergleich zu Standardlichtmaschinen. Durch ein intelligentes Lademanagement kann der Generator bezüglich abgegebenem Laststrom im Wirkungsgradoptimum gehalten und getaktet betrieben werden. Diese Zyklensfestigkeit muss hierbei allerdings von der Batterie unterstützt werden.

3.5.1 Elektrifizierung

Hersteller mobiler Arbeitsmaschinen und Anbaugeräte hatten in den vergangenen Jahren bereits das Bestreben, höhere elektrische Energie zur Verfügung stellen zu wollen, siehe z. B. [14], [1], [57]. Zum einen lassen sich damit sehr individuell und im Vergleich zu Hydraulik absolut leckagefrei Leistungen an die Anbaugeräte übergeben. Zum anderen zeigen die möglichen Gesamtwirkungsgrade eine höhere Effizienz als beispielweise hydraulische Antriebe [76], [28], [45], [4]. In [57] wird der Wirkungsgrad eines elektrischen Schwungradgenerators eines Prototyp-Traktors von der Kurbelwelle bis zum Antriebsgerät sogar mit 96 % beziffert. Dieser Wert ist bei Verwendung von Serienbauteilen auf Grund preistechnisch marktfähiger Materialien und Produkte mit geringeren Wirkungsgraden zwar nicht darstellbar, liefert jedoch einen Ausblick. Auch das schon öfters in Diskussion gestandene 48-Volt-Bordnetz hätte hier Vorteile gegenüber dem konventionellen 12-Volt-Bordnetz, wie bereits in Kapitel 2.3.6 geschildert. Höhere Spannungen haben geringere Ströme zur Folge, somit sind bei vertretbaren Leistungsquerschnitten höhere elektrische Leistungen übertragbar. Wirtschaftlich benötigen die Hochvoltsysteme aber noch einige Entwicklungszyklen, ehe diese Entwicklungen breite Kundenakzeptanz erlangen. Erst wenn der Besitzer mobiler Arbeitsmaschinen unmittelbare Vorteile in den Gesamtbetriebskosten verbuchen kann, wird sich diese Antriebsart durchsetzen können. Am 48-Volt-Bordnetz hingegen wird in der Automobilindustrie gerade wieder stark entwickelt, weil zum einen so Start-Stopp-Systeme sowie Bremsenergieerückgewinnung verhältnismäßig einfach und preisgünstig im Vergleich zu Systemen mit mehreren hundert Volt umsetzbar sind. Zum anderen könnten bei den höheren Bordspannungen auch mehr Nebenaggregate elektrisch angetrieben werden, was die bedarfsgerechte Leistungsbereitstellung vereinfachen würde [64]. So kann also zur

weiteren Senkung des Kraftstoffverbrauchs beigetragen werden. Solange der Wechsel zu höheren Spannungen aber noch nicht und nicht durchgängig vollzogen ist, bieten Optimierungen an den konventionellen Nebenaggregaten noch ausreichend Potential bei gleichzeitiger Verfügbarkeit am Markt. Optimierungsmöglichkeiten (generell Kap. 3) sowie Einsparpotentiale (Kap. 7) werden bei einigen Varianten in dieser Arbeit aufgezeigt.

3.5.2 Effizienter Generator

Optimierungen am Innenleben des Generators erhöhen die Effizienz der Lichtmaschine. Verbesserungen an den Bauteil- und Wicklungsgeometrien, der Schaltkreise und der Materialien verursachen zwar höhere Bauteil- und Entwicklungskosten, können bei Maschinen mit hoher Einsatzdauer aber dennoch zu einer positiven Gesamtbilanz für den Maschinenbesitzer führen, wie im PKW-Bereich z. B. in [48] und [54] bereits gezeigt. Generatoren von Bosch aus der Heavy-Duty-Efficiency-Linie z. B. haben Wirkungsgradsteigerungen von 5-7 % gegenüber ihren Vertretern außerhalb der Efficiency-Baureihe [61]. Kapitel 6.7 beschreibt die in dieser Arbeit untersuchten Optimierungsmaßnahmen effizienter Generator, zweistufig übersetzter Generator und ideal übersetzter Generator. Kap. 7.6 liefert die entsprechenden Ergebnisse.

3.5.3 Elektrisches Energiemanagement

Regelbare Spannungs- und Laderegler erhöhen zum einen die Batterielebensdauer und zum anderen den Wirkungsgrad. Während moderne Generatoren durch eine kennfeldgesteuerte Ladeschlussspannung entsprechend äußerer Einflüsse wie Außentemperaturen die Batterielebensdauer verlängern, so könnte durch aktive Ausnutzung der Batteriekapazität der Generatorwirkungsgrad erhöht werden. Konventionelle Generatoren regeln den Ladestrom entsprechend der anliegenden Batteriespannung und halten die Batterieladung somit weitestgehend konstant. Durch intelligentes zyklisches Laden könnte der Generator in entsprechend hohen Wirkungsgradbereichen bei hohen Ladeströmen und bevorzugt bei niedrigen Drehzahlen betrieben werden. Die Batteriekapazität wird hierbei ausgenutzt, um Lastspitzen und -senken auszugleichen. Ein entsprechendes Bordnetz-Management-System mit Überwachung des Batterieladezustandes und des Strombedarfs ist dann aber zwingend notwendig. Des Weiteren würden bezüglich der Anforderungen an die Zyklenfestigkeit und Alterung andere Batterietypen wie z. B. Blei-Gel-Technologien notwendig werden [54]. Derartige Maßnahmen werden innerhalb dieser Arbeit jedoch nicht näher untersucht.

3.6 Luftpresser mit Entkopplungsmöglichkeit

Optimierungspotential im Vergleich zu konventionell betriebenen Luftpressern (vgl. Kap. 2.3.7) bieten z. B. alternative Konzepte der Kraftübertragung, welche diskontinuier-

lich oder mehrstufig betrieben werden können, so wie sie in Kap. 3.1 bereits vorgestellt wurden. Dadurch kann der Luftförderstrom dem tatsächlichen Luftbedarf angepasst und die Überschussleistung sowie folglich absolute Leistungsaufnahme reduziert werden. Der Hersteller Wabco hat z. B. bei einigen Modellen ein sogenanntes „**Power Reduction**“-System auf dem Markt, welches bei Erreichen des Maximaldrucks und dadurch Fördern gegen Atmosphäre ein Zusatzvolumen im Kompressionsraum des Luftpressers freigibt. Durch dieses Schadvolumen reduziert sich die Verdichtung und somit die Leistungsaufnahme. Der Luftpressor wird aber dennoch betrieben und Luft wird komprimiert, wenn auch geringer. Es bestehen also weiterhin wesentliche Verluste. Eine Entkopplungsmöglichkeit, mit der der gesamte Luftpressor deaktiviert werden kann, ist z. B. die Verwendung einer **Riemenscheibe mit Magnetkupplung** (vgl. Kap. 3.1.1). Diese ermöglicht eine vollständige Entkopplung in der Zeit zwischen Abschalt- und Wiedereinschalt-Druck (Druckspeicher ist gefüllt) und Wiedereinschalt-Druck (gewisse Druckluftmenge bereits entnommen). Darüber lässt sich auch die Auslegungsspreizung als Kompromiss zwischen Komfort und möglichst hoher Effizienz begünstigen. Ein Luftpressor kann somit für eine geringere Befüllzeit größer gewählt werden, ohne die verlustbehaftete Leerlaufzeit (Förderung gegen Umgebung) anzuheben. Stattdessen wird die Leerlaufzeit sogar gänzlich vermieden. Zu beachten gilt es hierbei jedoch, dass durch häufigere Anläufe aus dem Stillstand heraus höhere Belastungen und Verschleiß im Vergleich zur permanent betriebenen Variante zustande kommen können. Ebenso muss die Lebensdauer der Kupplung berücksichtigt werden, weil ansonsten Mehrkosten durch Wartung bzw. Ersatz auftreten können. Eine solche Riemenscheibe ist auch etwa zwei- bis dreimal so teuer als eine ohne Magnetkupplung. Dennoch lässt sich der häufig unnötige Leerlaufbetrieb des Luftpressers dadurch vermeiden und somit signifikante Einsparungen verbuchen. Auch **mehrstufige Antriebe** wären denkbar, um die Luftförderleistung dem aktuell benötigten Luftbedarf näher zu bringen (vgl. Kap. 3.1.4). In Kapitel 7.7 werden Ergebnisse hierzu vorgestellt.

3.7 Kältekreis-Optimierungen

Der maximale Kälteleistungsbedarf muss bereits bei minimaler Drehzahl bereit stehen (vgl. Kap. 2.3.8). Mit zunehmender Drehzahl nimmt der geförderte Kältemittelvolumenstrom und die Leistungsaufnahme zu. Die Motorlast hat auf die Kälteleistung bzw. den Kältestrombedarf keinen direkten Einfluss. Herkömmliche Kältekreise entfeuchten die Luft durch Kühlung unterhalb des Taupunktes, wo der in der Luft gebundene Wasserdampf am kalten Verdampfer auskondensiert. Anschließend wird die nun trockene Luft wieder auf Zieltemperatur aufgeheizt, ehe sie in den Fahrgastraum eingeblasen wird. In [63] konnte in einer Simulationsstudie der Gesamtenergiebedarf des Kältekreislaufs durch ein neuartiges Konzept gesenkt werden. Man trennte dort mit einem hybriden Klimasystem die Aufgaben Kühlen und Entfeuchten durch eine andere Form der Entfeuchtung als das konventionelle Abscheiden durch Unterkühlung. Stattdessen wird die Luft durch ein geeignetes Trocknungsmaterial zuerst entfeuchtet und anschließend direkt auf Zieltemperatur abgekühlt. Hierfür sind jedoch geeignete Materialien notwendig, die sich mit in einem Fahrzeug zur Verfügung stehender Temperatur, z.B. Abstrahlwär-

me des Motorkühlwassers, bei Bedarf wieder schnell und ausreichend regenerieren lassen. Dahingegen wird in [87] zur Optimierung des konventionellen Klimasystems u. a. ein Speicherverdampfer sowie ein luftseitiger Verdampferbypass verwendet. Durch die Kältespeicherfähigkeit des Verdampfers bleibt bei Motorstillstand der thermische Komfort länger aufrecht erhalten. Hierbei auftretende erhöhte Verdampfertemperaturen könnten zu Geruchsbildung führen, der mit geeigneten Beschichtungen vorgebeugt werden kann. Der luftseitige Verdampferbypass dient dabei der bedarfsgerechten Bereitstellung der Kälteleistung, sodass bei reduziertem Kältebedarf nicht mehr die gesamte Luftmenge zur Entfeuchtung abgekühlt und anschließend aufgeheizt werden muss. Stattdessen wird der Kältekreis entlastet, indem nur noch ein Teilstrom abgekühlt werden muss, was Heizenergie spart, indem dem entfeuchteten unterkühlten Teilstrom gezielt wärmere Bypassluft zugemischt wird.

Zur Leistungsanpassung des konventionellen Kältemittelverdichters stehen Optimierungen am Verdichter sowie an dessen Antrieb zur Verfügung.

3.7.1 Variables Fördervolumen

Der geförderte Kältemittelvolumenstrom kann durch eine Verstellung der Schräg-/Taumelscheibe angepasst werden, sodass einem Drehzahlanstieg entgegen gewirkt oder reduzierter Leistungsanforderung nachgekommen werden kann. Hierbei wird der Hub der Axialkolben bis hin zum Nullhub reduziert, weswegen diese Art von Kältemittelverdichter auch keine zusätzliche Kupplung benötigt. In diesem Fall wird keine Verdichtungsarbeit geleistet und es fallen lediglich Reibungsverluste für den Antrieb der Welle samt geradestehender Schrägscheibe sowie Lagerreibung an. Im On- und Off-Highway-Bereich kommen solche Bauarten derzeit jedoch noch nicht zum Einsatz.

3.7.2 Getakteter Kältemittelverdichter

Ein Axialkolbenverdichter mit festem Kolbenhub hat einen einfacheren inneren Aufbau, benötigt aber eine Magnetkupplung an der Riemenscheibe (vgl. auch Kap. 3.1.1), um diesen bei Nichtbedarf vom Antrieb zu entkoppeln. Üblicherweise wird diese Kupplung lediglich geschaltet, wenn gar kein Kältekreis benötigt wird. Durch entsprechende Auslegung lässt sich diese jedoch häufiger schalten und ein getakteter Betrieb einstellen. Ähnlich den Optimierungen in [87], wie oben bereits erwähnt, soll hierbei die Speicherfähigkeit des gekühlten Verdampfers in Phasen ausgenutzt werden, wo der Kältemittelverdichter nicht läuft. Doch soll hierbei der einfache Axialkolbenverdichter ohne verstellbare Taumelscheibe, wie er in Nutzfahrzeugen und Off-Road-Maschinen eingesetzt wird, gezielt zeitweise deaktiviert werden. Hierdurch wird die am Verdampfer abgegebene mittlere Kälteleistung dem Kältebedarf näher gebracht und die mittlere Antriebsleistung reduziert. Diese Versuche sind Kapitel 6.9, die Ergebnisse Kapitel 7.8 zu entnehmen.

4. Messverfahren und Analysemethoden

4.1 Messmethodik

Zur Ermittlung der Einsparpotentiale an konventionellen Nebenaggregaten wird eine geeignete Messmethodik benötigt, die im Folgenden erläutert wird. Abbildung 4-1 verdeutlicht die Leistungsaufteilung im Motor.

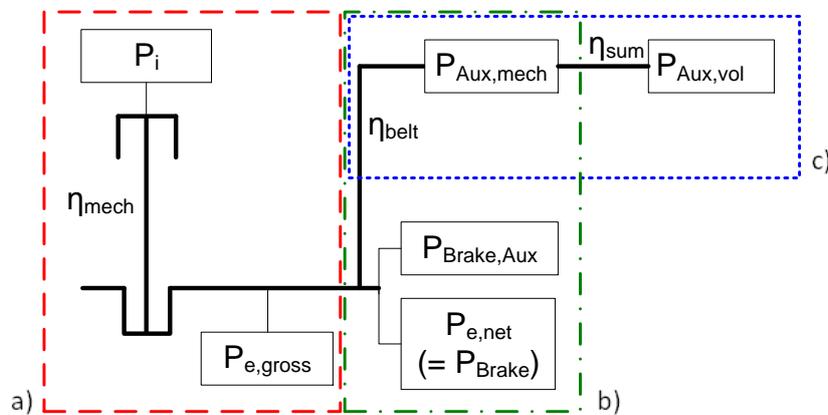


Abbildung 4-1: Leistungsaufteilung im Verbrennungsmotor mit Systemgrenzen Motor (a), Abgabeleistungen (b) und Nebenaggregat (c)

Im befeuerten Betrieb wird die im Kraftstoff gebundene chemische Energie im Brennraum umgesetzt und gibt nach Abzug innerer Verluste (vgl. Kap. 2.1) eine innere Leistung P_i am Kolben frei, die mittels Druckindizierung (vgl. Kap. 5.5.1) messtechnisch erfassbar ist (vgl. Formel (2.4)). Mechanische Verluste im Verbrennungsmotor reduzieren diese Leistung weiter, sodass an der Kurbelwelle eine effektive Bruttoleistung $P_{e,\text{gross}}$ anliegt. Diese Energiewandlung findet im Motor statt (Abbildung 4-1, Systemgrenze a). Diese Bruttoleistung reduziert sich am Riemen- und Rädertrieb (Systemgrenze b) um die zum Betrieb der Nebenaggregate benötigte Leistungsabgabe $P_{\text{Brake,Aux}}$, (vgl. auch Formel (2.10)) weiter auf die der Arbeitsmaschine zur Verfügung stehende Leistung $P_{\text{Brake}} (= P_{e,\text{net}})$. Diese effektive Nettogleistung $P_{e,\text{net}}$ ist nun an der Antriebswelle zwischen Verbrennungsmotor und E-Maschine messtechnisch erfassbar (vgl. Formel (2.6)). Die an der Kurbelwelle abfließende Nebenaggregateleistung $P_{\text{Brake,Aux}}$ reduziert sich um die Übertragungsverluste, meist in Form von Riemenverlusten η_{belt} , sodass dem Nebenaggregat selbst die mechanische Aufnahmeleistung $P_{\text{Aux,mech}}$ zur Verfügung steht. Reduziert durch innere Verluste η_{sum} (siehe Formel (2.14)), wird schließlich dem Fluid die volu-

metrische Leistung $P_{\text{Aux, vol}}$ bzw. die elektrische Leistung P_{el} abgegeben (Systemgrenze c) in Abbildung 4-1) (vgl. auch Formel (2.13) und allg. Kap. 2.3.1).

Die Messung der Antriebsleistungen der Nebenaggregate und somit im klassischen Sinne einem Teil der Reibungsverluste für den Verbrennungsmotor erfolgte in dieser Arbeit auf zwei verschiedene Weisen, die ebenfalls in [9] dargelegt sind.

4.1.1 Direkte Messung

Eine direkte Erfassung von Drehmoment und Drehzahl liefert gemäß Formel (2.6) bzw. (2.13) d) die dazugehörige Leistung der Komponenten, die an der zu messenden Stelle angetrieben werden. Dies geschieht mit Hilfe von Drehmomentmessnaben sowie Drehzahlsensoren an der Antriebswelle des jeweiligen Aggregats.

Befeuerte Messungen auf dem Motorenprüfstand

Im Falle des Verbrennungsmotors ist solch ein Drehmomentmessflansch zwischen der Antriebswelle des Verbrennungsmotors und der E-Maschine einfach anzubringen und Standardmesstechnik im Betrieb von Verbrennungsmotorenprüfständen. Dieser erfasst direkt die abgegebene effektive Motorleistung P_e , welche sich gemäß Formel (2.10) aus der auf den Kolben wirkenden indizierten Leistung P_i abzüglich der Reibleistung P_r ergibt. Die Reibungsverluste fallen zum Antrieb der beweglichen Motorteile wie des Kurbel- und Ventiltriebs sowie der Bauteile zur Einspritzung, Schmierung, Kühlung und weiterer Hilfs- und Nebenaggregate, wie z. B. der Erzeugung der Bremsluft, an (vgl. auch Kap. 2.1.4). Möchte man diese Nebenaggregateleistungen im Motorbetrieb einzeln und direkt messen, so müsste man an jedes einzelne Aggregat eine solche Drehmomentenerfassung anbringen, was aus Platzgründen kaum umzusetzen ist. Eine Momentenerfassung erfordert spezielle drehmomentmessfähige Antriebskomponenten, die auf den Anwendungsfall ausgelegt sind. Die Anzahl der zu untersuchenden Aggregate und Varianten ist somit limitiert. Die Ölpumpe beispielsweise wird unterhalb der Kurbelwelle und innerhalb des Nasssumpfes von einer Zahnradstufe angetrieben, was die Anbringung und den Einsatz einer solchen Messtechnik erschwert. Weiterhin werden z. B. Kühlmittelpumpe und Motorlüfter von einer gemeinsamen Riemenscheibe und Antriebswelle angetrieben, was eine direkte Messung der Einzelaggregate erschwert.

Schleppmessung auf dem Komponentenprüfstand

Alternativ kann man die Nebenaggregate auch auf Komponentenprüfständen vermessen, wo eine E-Maschine statt des Verbrennungsmotors die Aggregate antreibt. Analog dem Verbrennungsmotorenprüfstand befindet sich ein Messflansch zwischen E-Maschine und Verbindungswelle zum Aggregat, sodass die Antriebsleistung im Betrieb direkt ermittelt werden kann. Der Drehmomentmessflansch wird dabei in seinem Messbereich auf Basis der jeweiligen Anforderungen ausgewählt, um optimale Messgenauigkeiten zu erhalten. Da die zu erwartenden Momente um ein Vielfaches kleiner sind als die der Motorleistung, kann am Komponentenprüfstand auch ein entsprechend kleinerer Messbereich mit demzufolge bei gleicher Genauigkeitsklasse höherer Messgenauigkeit gewählt

werden. Die Möglichkeit zur repräsentativen Messung auf Komponentenprüfständen ist jedoch nicht für alle Nebenaggregate uneingeschränkt gegeben. Während sich beim Generator, Luftpresse sowie Kältemittelverdichter die Randbedingungen des entsprechenden Kreislaufs bzw. die Aggregatlast unabhängig vom Motorlastpunkt einstellen lassen, so hat dieser einen erheblichen Einfluss auf die Randbedingungen der Wasser- und Ölpumpe sowie des Motorlüfters. Der Motor selbst bildet bei der letztgenannten Gruppe sogar einen erheblichen Teil des Kreislaufs in Form von Durchflusswiderständen sowie als thermische Masse. Durch die fehlende Verbrennung erfolgt kein Wärmeeintrag in die Bauteile und Medien, wie z. B. das Motoröl. Entsprechend unterschiedliche Stoffeigenschaften der Medien sind die Folge, sofern diese nicht extern konditioniert werden. Der Aufbau und die Abbildung des gesamten Ersatzkreislaufs auf einem Komponentenprüfstand an sich stellt eine Herausforderung dar. Auch können bei einer Konditionierung die Medienströme und -temperaturen zwar auf Referenzwerte eingestellt werden, eine direkte Rückkopplung auf die Verbrennung bei veränderten Bedingungen der Nebenaggregate ist so aber nicht möglich. Der Verbrennungsprozess wiederum hat über die Stoffeigenschaften der zu fördernden Medien direkten Einfluss auf die Leistungsaufnahme der Öl- und Kühlmittelpumpe, aber auch des Motorlüfters auf Grund der Ladeluft-, Kühlwasserkühler- und Motorabwärme. Zur Analyse des Nebenaggregatebetriebs der letztgenannten Aggregategruppe mit bedarfsgerechter Leistungsbereitstellung ist diese Prozedur also nur eingeschränkt geeignet. Kapitel 4.1.3 gibt eine abschließende Erklärung zur gewählten Methodik der einzelnen Nebenaggregate innerhalb dieses Projekts.

4.1.2 Indirekte Messung durch Differenzmethode/Strip-Down

Eine alternative Messmethode bietet die indirekte Messung durch Verwendung der Differenzmethode. Bei der Differenz- oder auch Strip-Down-Methode wird ein Messdurchlauf bei möglichst identischen Messbedingungen zweimal durchfahren. Bei der zweiten Messung wird jedoch das zu untersuchende Bauteil, z. B. der Generator, vom Verbrennungsmotor demontiert. Die Baugruppe oder das Bauteil wird dann also nicht mehr vom Verbrennungsmotor angetrieben. Die Differenz beider charakteristischer Werte ergibt den entsprechenden Wert des Antriebsmoments des Bauteils [9]. Bei dieser Methode können prinzipiell zwei Varianten verwendet werden. Zum einen kann der Verbrennungsmotor geschleppt, zum anderen befeuert betrieben werden.

Geschleppte Messung auf dem Motorenprüfstand

Wird der Motor geschleppt betrieben, findet keine Verbrennung statt. Alle bewegten Bauteile werden stattdessen von der E-Maschine angetrieben und für das dafür notwendige Drehmoment wird bei entsprechender Drehzahl die dazugehörige Leistung erfasst. Generell gelten die Ausführungen wie sie schon in Kap. 4.1.1 genannt wurden. Der Motor als Kreislauf ist bei dieser Messmethode allerdings vorhanden und muss nicht nachgebildet werden. Da die Antriebsleistung der beweglichen, reibungsbehafteten Baugruppen aber von den Bauteil- und Medientemperaturen, hier insbesondere der Öltempera-

tur beeinflusst wird, muss diese bei beiden zugehörigen Differenzmessungen identisch gehalten werden. Abbildung A-3: Viskositätsverhalten eines 10W-40 Öls über der Temperatur im Anhang verdeutlicht den hohen Viskositätseinfluss der Temperatur. Der durch die fehlende Verbrennung ausbleibende Wärmeeintrag ins Öl und ins Kühlmittel muss durch externe Konditioniereinheiten ersetzt werden. Ein solcher Eingriff in den Öl- und Wasserkreislauf hätte allerdings auch Folgen auf die Aufnahmeleistung der jeweiligen Pumpen, da das hydraulische System durch Einbindung entsprechender Zuheizer und die geänderte Schlauchführung verändert werden würde. Druckveränderungen und somit gemäß Formel (2.13) a) auch veränderte Antriebsleistungen wären die Folge. Weiterhin würde der Wärmeeintrag in die Bauteile durch die heißen Verbrennungsgase und somit ebenso reibungsrelevante Einflüsse ausbleiben. Es verbleiben die gleichen Nachteile wie auf dem Komponentenprüfstand (vgl. Kap. 4.1.1). Ein Vorteil ist, dass hier kein Ersatzkreis für das hydraulische System aufgebaut werden muss. Ein zusätzlicher Nachteil im Vergleich zum Komponentenprüfstand wäre die indirekte Messung durch Differenzmessungen und somit die längere Messkette und hohe Anforderung an identische Randbedingungen. Sofern nicht die Kolbengruppe oder der Ventiltrieb untersucht werden soll, wäre der Einfluss durch den fehlenden realen Ladungswechsel mit Ausnahme auf die Auswirkung auf den Ladeluftkühler und somit den Motorlüfter vertretbar. Insgesamt kommt die geschleppte Messung nach der Differenzmethode für die hier zu untersuchenden Nebenaggregate aber nicht in Betracht.

Befeuerte Messung nach der Indiziermethode

Der befeuerte Betrieb hingegen stellt reale Randbedingungen sicher. Reibungsuntersuchungen sind hier mit Hilfe der Indiziermethode auch ohne mehrfach und extra anzubringende aufwendige und kostspielige Drehmomentmesssysteme an den jeweiligen Antriebswellen der Nebenaggregate möglich. Hierbei können die Reibungsverluste aus der Differenz des indizierten und effektiven Mitteldrucks bzw. der entsprechenden Leistungen gemäß Formel (2.9) bzw. (2.10) aus Kap. 2.1.4 bestimmt werden. Die Differenzmessung vor bzw. nach Demontage des jeweiligen Bauteils liefert den Unterschied in der Reibung und somit der Antriebsleistung der Komponente. Wichtig ist hierbei, dass nach dem Strip-Down ebenfalls identische Randbedingungen für die übrigen anzutreibenden Bauteile vorherrschen. Da die Aggregate bei erster Vermessung allerdings wie im Serienzustand betrieben und messtechnisch erfasst werden, können diese im zweiten Schritt entfernt und durch eine extern betriebene Einheit ersetzt werden. Diese Einheit wälzt die Medien nicht nur bei gleichen Volumenströmen um, sondern hält die Temperaturen durch eine entsprechende externe Konditioniereinheit auch auf identischem Niveau. Unterschiedliche Aggregateleistungen auf Grund des veränderten hydraulischen Systems durch die Konditioniereinheit selbst spielen dabei keine Rolle, da für die Vermessung ohne Nebenaggregat lediglich die Gleichstellung der thermodynamischen Randbedingungen wichtig ist und nicht, ob eine externe Pumpe hierfür eine andere Antriebsleistung benötigt. Gleiches gilt für den Lüfter, welcher zur Differenzmessung nicht mehr vom Verbrennungsmotor selbst angetrieben, sondern dessen Antrieb für Kühlluftbereitstellung zur erzwungenen Konvektion an den Wärmetauschern durch eine E-Maschine übernommen wird. Durch entsprechende Messstellen wird sichergestellt, dass

die jeweiligen Temperaturen, Drücke und Volumenströme im Verbrennungsmotor bzw. an den relevanten Medien und Bauteilen identisch sind.

Für die Betriebsart des Verbrennungsmotors selbst gibt es nun zwei Möglichkeiten. Mit Blick auf Abbildung 4-1 und Formel (2.10) reduziert sich unabhängig von den Nebenaggregaten und ihrer Antriebsleistung an der Kurbelwelle $P_{\text{Brake, Aux}}$ die innere Leistung P_i auf die Motorabgabeleistung $P_{\text{Brake}} (= P_{e, \text{net}})$ um die mechanischen Verluste im Verbrennungsmotor selbst. Diese sind abhängig von der inneren Leistung, welche die auf die Kolben wirkenden Gaskräfte und somit Belastungen auf die reibungsrelevanten Kurbelwellenlager etc. sowie auch die Bauteil- und Medientemperaturen und wiederum Bauteilreibungen direkt beeinflusst.

ISO-Pe

Wird der Verbrennungsmotor entsprechend einer konstanten effektiven Motorabgabeleistung $P_{\text{Brake}} (= P_{e, \text{net}})$ betrieben, so erfüllt dieser die Anforderungen der Praxis. Ein Arbeitseinsatz wird mit bestimmter, geforderter effektiver Motorabgabeleistung $P_{\text{Brake}} (= P_{e, \text{net}})$ bewältigt. Durch die Optimierung der Nebenaggregate soll weniger Antriebsleistung $P_{\text{Brake, Aux}}$ für diese an der Kurbelwelle abfallen. Demzufolge ist eine geringere innere Leistung P_i nötig, weshalb weniger Kraftstoff eingespritzt werden muss. Allerdings hat man bei dieser Vermessung Quereinflüsse durch eine Betriebspunktverschiebung des Motors. Eine unterschiedliche Motorreibung aufgrund der veränderten Verbrennung und somit veränderter Wärmeeintragung in Bauteile und Medien sowie unterschiedliche mechanische Bauteilbelastungen sind die Folge (vgl. Abbildung 4-1 und Formel (2.10)). Diese sind selbst bei identischen Optimierungen am Nebenaggregat je nach Basisbetriebspunkt sowie je nach Motortyp verschieden. Für eine isolierte Analyse der Aufnahmeleistung der Nebenaggregate und des Einsparpotentials muss also zunächst eine konstante innere Leistung P_i gewährleistet werden.

ISO-Pi

Ein identischer Verbrennungsprozess führt unter gleichen Randbedingungen zu gleichen mechanischen Verlusten im Triebwerk und Ventiltrieb (vgl. Abbildung 4-1 und Formel (2.10)). Somit können die Nebenaggregate isoliert vermessen werden, indem bei gleicher innerer Leistung P_i sowie effektiver Bruttoleistung $P_{e, \text{gross}}$ das Nebenaggregat betrachtet wird. Die an der Kurbelwelle für die Nebenaggregate abfallende Leistung $P_{\text{Brake, Aux}}$ sinkt also bei einer Effizienzsteigerung und die gemessene Motorabgabeleistung $P_{e, \text{net}}$ wird entsprechend um den gleichen Betrag größer. Diese Änderung der Leistung ist mit dem Drehmomentmessflansch am Motorenprüfstand messbar [9]. Die Kapitel 6.4, 6.5 und 6.6 beschreiben jeweils diese Vermessungen.

4.1.3 Verwendete Methode zur Ermittlung der Leistungsaufnahme der Nebenaggregate

Aus den soeben vorgestellten Methoden wurde die für die Nebenaggregate jeweils vorteilhaftere Untersuchungsmethode ausgewählt. Im Falle des Generators, des Luftpres-

sers und des Kältemittelverdichters ist dies der Komponentenprüfstand (vgl. Kap. 4.1.1). Diese Aggregate haben keinen direkten Einfluss auf die Verbrennung des Motors, wodurch dieser in der Betrachtung nicht benötigt wird, um repräsentative Leistungsaufnahmen zu ermitteln. Vielmehr sind diese Nebenaggregate lediglich eine Lastaufschaltung für den Verbrennungsmotor. Lediglich der Luftpresser wird mit Schmieröl vom Motorschmiersystem versorgt, was mit einem Ersatzsystem, einer externen Konditioniereinheit, bei identischen Bedingungen für Druck und Temperatur und somit Durchsatz auch auf einem Komponentenprüfstand nachgebildet werden kann. Generator und Kältemittelverdichter laufen mit Ausnahme des übersetzten Antriebs vom Verbrennungsmotor autonom. Deren Kreisläufe haben ansonsten keine Interaktion zum Verbrennungsmotor und man kann innerhalb der Systemgrenze c) in Abbildung 4-1 bleiben. Daher wird für diese Aggregate-Gruppe jeweils der gesamte Kreislauf mit Nebenaggregat auf einem Komponentenprüfstand separat untersucht und die Leistungsaufnahme unter verschiedenen Randbedingungen analog der Ausführungen der direkten Leistungserfassung in Kapitel 4.1.1 ermittelt. Kapitel 5.4 stellt den Komponentenprüfstand vor, Kapitel 6.7, 6.8 und 6.9 die jeweiligen Aufbauten dieser Nebenaggregate.

Die Nebenaggregate Kühlmittelpumpe, Ölpumpe und Lüfter haben eine direkte Interaktion mit dem Verbrennungsprozess, wodurch die Ermittlung im befeuerten Motorbetrieb sinnvoll ist, um belastbare Ergebnisse zu erhalten. Insbesondere zur Bedarfsermittlung bei reduzierter volumetrischer Leistung ist es wichtig, dass eine direkte Rückmeldung auf den Motorprozess gegeben und der Einfluss messtechnisch erfassbar ist. Die gleichzeitige Erfassung der Antriebsleistungen bzw. Momente der unterschiedlichen Nebenaggregate, z. B. mittels Drehmomentmesswellen, ist aber sehr aufwendig und nicht überall möglich, wie in Kapitel 4.1.1 bereits geschildert. Das Originalsystem müsste z. B. durch modifizierte längere Antriebswellen verändert werden. Auf einem Komponentenprüfstand müssten die Kreisläufe und das gesamte hydraulische System exakt dem Originalsystem nachgebildet werden. Gerade beim Schmierkreislauf mit diversen Lagerstellen, dessen Spalte, Belastungen und Reibleistungen im Betrieb abhängig von Öldruck und -temperatur sowie Drehzahl und Verbrennungsdruck etc. veränderlich sind, ist dies für belastbare Ergebnisse kaum möglich. Für die verbleibenden auf den Verbrennungsprozess Einfluss nehmenden Nebenaggregate Wasser- und Ölpumpe sowie Lüfter fiel die Wahl daher auf die Vermessung am befeuerten Motor (siehe Kap. 6.2.1) mit stufenweiser Demontage der Nebenaggregate (vgl. Kap. 4.1.2). Die notwendigen Antriebsleistungen der Nebenaggregate werden dabei im Differenzmessverfahren einmal mit und einmal ohne entsprechendes Nebenaggregat bei gleicher innerer Leistung P_i erfasst, um im ersten Schritt isolierte Analysen bei weitestgehend gleichen Bedingungen der Motorreibung vorzunehmen. Die Kühlmittelpumpe wurde zur genaueren Evaluierung der Basisaufnahmeleistung zusätzlich auf einem Komponentenprüfstand untersucht. Hier wurde das hydraulische System einer Basisvermessung nachgebildet (vgl. Kap. 6.5). Die Kühlmittelpumpe benötigt sehr geringe mechanische Aufnahmeleistungen und die direkte Schleppmessung liefert präzisere Ergebnisse, sofern die Randbedingungen auf zuvor getätigte befeuerte Basismessungen korrekt abgebildet werden. Analysen zum bedarfsgerechten Kühlmittelvolumenstrom sind allerdings auf Grund der Interakti-

on zum Verbrennungsprozess am befeuerten Motorenprüfstand durchzuführen. Dieser Quereinfluss kann auf dem Komponentenprüfstand nicht abgebildet werden.

In allen Fällen stellen externe Konditionierungen als Ersatzsystem bei fehlenden Nebenaggregaten oder Kreisläufen den korrekten Betrieb unter gleichen thermodynamischen Bedingungen sicher.

Mit den gewählten Messprozeduren (gleiche innere Leistung P_i oder Schleppmessung) wird ein Leistungsunterschied, nicht jedoch ein Kraftstoffverbrauchsunterschied ermittelt. Die Vorgehensweise zur Bestimmung des zu den Nebenaggregaten zugehörigen anteiligen Kraftstoffverbrauchs aus den experimentell ermittelten Leistungsaufnahmen beschreibt Kapitel 4.3.1.

4.2 Bestimmung repräsentativer Betriebspunkte

Die Vermessung des Verbrennungsmotors erfolgt an charakteristischen Betriebspunkten, die weitestgehend das gesamte Motorkennfeld aufspannen. Somit wird sichergestellt, dass mit den erarbeiteten Ergebnissen bei entsprechender Gewichtung der Betriebspunkte unterschiedliche Lastzyklen hinsichtlich ihres Einsparpotentials bei Entkopplung bewertet werden können. Die untersuchten Betriebspunkte leiten sich maßgeblich aus dem auf landwirtschaftliche Anwendungen etablierten DLG-PowerMix-Betriebslastzyklus [15] ab. Abbildung 4-2 zeigt den Beispielzyklus Z1G bei der Bearbeitung 100 % Grubbern, also schwere Zugarbeit.

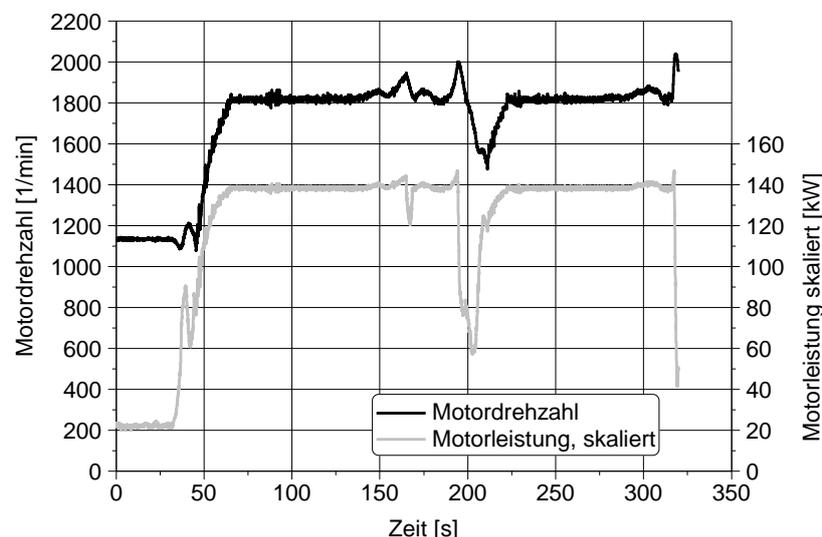


Abbildung 4-2: Motordrehzahl und -leistung im DLG-PowerMix-Zyklus Z1G (100 % Grubbern)

Dieser und weitere Zyklen (vgl. Tabelle A-1: Übersicht über die DLG-PowerMix-Motorbetriebszyklen [15] im Anhang), mit unterschiedlichen definierten Anteilen an

Zug- und Zapfwellenarbeit sowie hydraulischer Leistung werden bei den DLG-Tests von einem Traktor durchfahren, indem dieser auf einer Teststrecke einen modifizierten Test-LKW hinter sich herzieht. Dabei verrichtet die Arbeitsmaschine die entsprechend aufgezwungenen Leistungen [15]. Die beim Durchfahren dieser Zyklen auftretenden Betriebspunkte werden nach Drehzahl und Last aufgetragen, siehe Abbildung 4-3. Die Betriebspunkte des Test-Traktors mit vergleichbarem Motor werden dabei auf den Versuchsmotor entsprechend seiner maximalen Leistungsfähigkeit skaliert, da der Versuchsmotor diesen Test noch nicht durchlaufen hat. Im Kennfeld werden unter Berücksichtigung der Häufigkeit der Betriebspunkte Cluster gebildet und für die entsprechenden Last-/Drehzahl-Bereiche jeweils der Schwerpunkt als charakteristischer Betriebspunkt abgeleitet. Dieser repräsentative Betriebspunkt muss dabei die Anforderung erfüllen, ebenfalls ein im DLG-Zyklus real gefahrener Betriebspunkt zu sein.

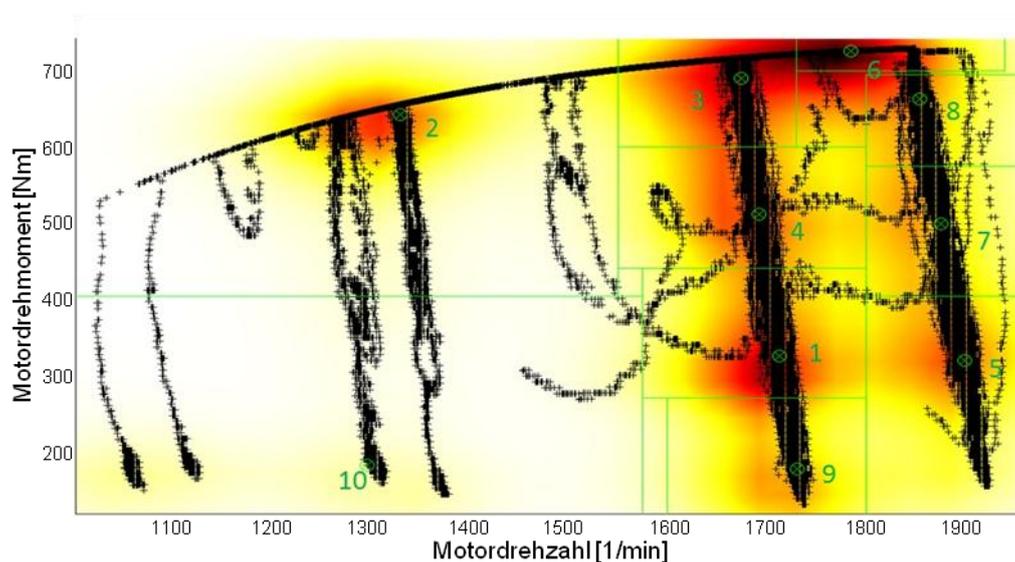


Abbildung 4-3: Punktwolke Motordrehmoment über -drehzahl im DLG-PowerMix [15] mit Cluster und Schwerpunkten

Insgesamt ergeben sich so inklusive zusätzlichem Leerlauf elf Drehzahl-/Drehmoment-Betriebspunkte, siehe Tabelle 4-1. Die Nummerierung entspricht dabei der experimentellen Abfolge der Messpunkte am befeuerten Motorenprüfstand von höchster bis niedrigster Drehzahl. Die Gewichtung der einzelnen Punkte über alle DLG-Zyklen ist der Tabelle ebenfalls zu entnehmen und liegt mit jeweils 4–11 % auf ähnlichem Niveau. Gewichtet ergibt sich somit ein mittlerer Betriebspunkt von 88 kW bzw. 502 Nm bei 1690 1/min. Abbildung 4-3 zeigt diese Betriebspunkte mit steigender Nummerierung entsprechend abfallender Gewichtungsreihenfolge. Zusätzlich zu diesen Zyklenbetriebspunkten wurde der Verbrennungsmotor mit Nebenaggregaten in zwölf Volllastbetriebspunkten zwischen 1000 und 2100 1/min gefahren (vgl. auch Abbildung 6-1). Die auf dem Komponentenprüfstand untersuchten motorlastunabhängigen Nebenaggregate werden ebenfalls zu diesen repräsentativen Drehzahlen von Motorleerlauf bis zur

Nenn Drehzahl vermessen. Die Last wird bei diesen Nebenaggregaten individuell aufgebracht (Laststrom, Luftpresse-Gegendruck oder Kälteleistung, siehe Kap. 6.7, 6.8 und 6.9), bildet dabei aber den kompletten Betriebsbereich von geringster bis maximaler Last ab.

Tabelle 4-1: Übersicht über die Motorbetriebspunkte aus dem DLG-PowerMix inklusive Leerlauf

OP-Nr.	Vorgabewerte			Messwerte in Basismessung	
	Drehzahl [1/min]	Fahrpedal Alpha [%]	Gewichtung in Zyklen [%]	Drehmoment [Nm]	Leistung P_e [kW]
1	1900	46,4	10,8	320	64
2	1876	69,2	8,7	499	98
3	1855	89,5	6,3	663	129
4	1785	98,9	10,7	726	136
5	1731	27,9	6,7	178	32
6	1713	47,0	14,1	326	58
7	1692	70,3	12,1	512	91
8	1674	94,3	13,0	690	121
9	1331	90,5	13,6	643	90
10	1298	26,4	4,1	183	25
11	773	0,0	0,0	0	0

4.3 Matlab/Simulink-Modell zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchsersparpotentials

Nach detaillierter Vermessung der Aufnahmeleistung aller Nebenaggregate und -varianten kann der Anteil am Gesamtkraftstoffverbrauch über ein Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors im entsprechenden Betriebspunkt ermittelt werden. Auf Grund der Anzahl der Messpunkte, der Nebenaggregate sowie der Varianten dieser wurde zur detaillierten Auswertung und Datenanalyse ein Matlab/Simulink-Modell aufgebaut. Weiterhin wird mit dem Modell eine Korrektur der Einsparungen auf entsprechende Anforderungen bezüglich vergleichbarer Motorleistungen vorgenommen. Während die Nebenaggregate bei konstanter innerer Leistung P_i vermessen wurden, um gleiche Randbedingungen für die Vermessungen zu gewährleisten, so ist für den Maschinenbetreiber ein Vergleich bei gleicher Nutzleistung $P_{e,net}$ ($= P_{Brake}$) entscheidend (vgl. auch Kap 4.1.2). Aus den Messdaten lässt sich bereits analysieren, welche Mehrleistung einem Nutzer bei einem bedarfsgerechten Nebenaggregatantrieb zur Verfügung stehen würde.

Um aber eine Aussage zur eingesparten Brutto-Leistung bei gleichem effektiven Nutzen $P_{e,net}$ sowie dem unter diesen Bedingungen durch die Aggregateoptimierung eingesparten Kraftstoff treffen zu können, müssen diese Messdaten korrigiert analysiert werden. Dies wird an Hand der Messdaten im gesamten Kennfeld vorgenommen.

4.3.1 Beschreibung der Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs

An der Kurbelwelle ($P_{e,gross}$) gibt der Verbrennungsmotor seine volle innere Leistung P_i abzüglich Triebwerksverluste P_{Reib} ab. Als Nutzleistung $P_{e,net}$ steht diese dem Getriebe dann abzüglich der Antriebsleistung der Nebenaggregate $P_{A,NA}$ zur Verfügung, siehe auch Systemschaubild in Abbildung 4-1 sowie Formel (2.10). Von der Kurbelwelle aus betrachtet ist der Antrieb eines Nebenaggregats $P_{A,NA}$ gleichbedeutend mit einer entsprechend höheren Nutzlast $P_{e,net}$ (vgl. Kapitel 4.1). Die Bestimmung des anteiligen Kraftstoffverbrauchs der Nebenaggregate erfolgt demzufolge an einem Verbrauchskennfeld ohne Nebenaggregate über entsprechende Motorlastbetrachtung, siehe Abbildung 4-4.

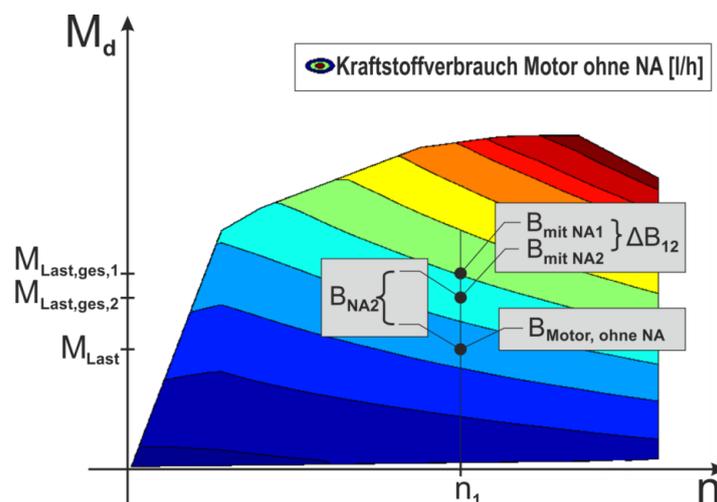


Abbildung 4-4: Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors mit Veranschaulichung der Verbrauchsreduktion durch Nebenaggregate-Optimierung

Die Differenz der Kraftstoffverbräuche $B_{mit NA2}$ bei Motorgesamtlast $M_{Last, ges, 2}$ aus Nebenaggregat- und Nutzlast sowie $B_{Motor ohne NA}$ aus der reinen Nutzlast M_{Last} ergibt den durch den Nebenaggregatantrieb verantwortlichen Kraftstoffmehrverbrauch B_{NA2} . Auf gleiche Weise wird auch die Kraftstoffeinsparung oder der Mehrverbrauch ΔB_{12} zwischen zwei verschiedenen Nebenaggregatbetriebsarten ermittelt. Ein anderer Basismotorbetriebspunkt verursacht hierbei trotz gleicher Leistungsdifferenz durch den Betrieb des Nebenaggregats auf Grund unterschiedlicher Verbrennungsmotorwirkungsgrade eine unterschiedliche Kraftstoffverbrauchsdivergenz.

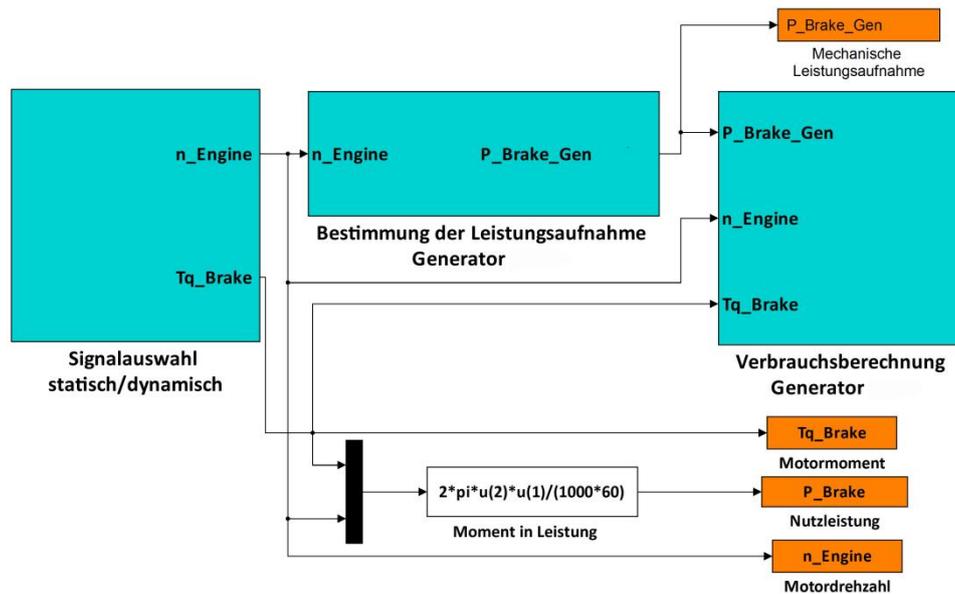


Abbildung 4-6: Simulinkmodell des Generators mit Leistungs- und Verbrauchsbestimmung

Eingangsgrößen wie Drehzahl- und Drehmomentwunsch der Nutzarbeit gehen hier aus einer statischen oder quasidynamischen Abfrage ein und der Modell-Signalfeld wird festgelegt. Quasidynamisch bedeutet, dass auch Lastzyklen als eine Abfolge von statischen Betriebspunkten abgefragt werden können. Dynamische Faktoren wie Trägheiten und Regelungsverhalten konnten im Modell auf Grund des damit notwendigen Komplexitätsgrades des Modells, der Anzahl der Nebenaggregate und Varianten sowie der zur Parametrierung notwendige experimentelle Mehrumfang nicht berücksichtigt werden. Vielmehr sollte ein einfaches funktionales Werkzeug geschaffen werden, das neben statischen Potentialaussagen auch erste Prognosen von Fahrzyklen auf Basis und in Ergänzung zum experimentellen Umfang liefert. Im Modell werden Nebenaggregateleistungsaufnahme sowie Verbrauch zum interessierten Betriebspunkt auf Basis von Kennfeldern in Submodellen ermittelt, siehe z. B. Abbildung 4-7. Die Kennfelder zur Leistungsaufnahme der Nebenaggregate sowie zum Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors bei entsprechender Last und Drehzahl werden vorher an Prüfständen vermessen (siehe Kap. 6.3 ff) und stehen den Simulinkmodellen anschließend zur Verfügung. Zwischen den Stützstellen wird vom Modell entsprechend interpoliert. In den Modellen werden ggf. noch weitere Nebenaggregatzustände ausgewählt bzw. automatisiert vorgegeben sowie Drehzahlübersetzungen berücksichtigt. Während die motorlastabhängigen Nebenaggregate bei einer Motorlastvorgabe unter den entsprechenden Prüfbedingungen eindeutig definierte Zustände haben, so muss bei den motorlastunabhängigen Nebenaggregaten zusätzlich die Nebenaggregatlast definiert und Informationen wie an-/ausgekuppelt, Kesselgedruckt, Tag/Nachtstrom bzw. Generatorlast oder Gebläsestufe und Kabineninnenraumtemperatur geliefert werden. Ebenso werden Plausibilitätskriterien geprüft, so wie sie bspw. in Kap. 4.3.2 beschrieben sind, und es wird bei der Kennfeldwertzuordnung ggf. entsprechend verfahren (vgl. z. B. Abbildung 4-5). Anschließend können die Ausgangsgrößen beliebig grafisch aufbereitet werden.

4.3 Matlab/Simulink-Modell zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchsersparpotentials

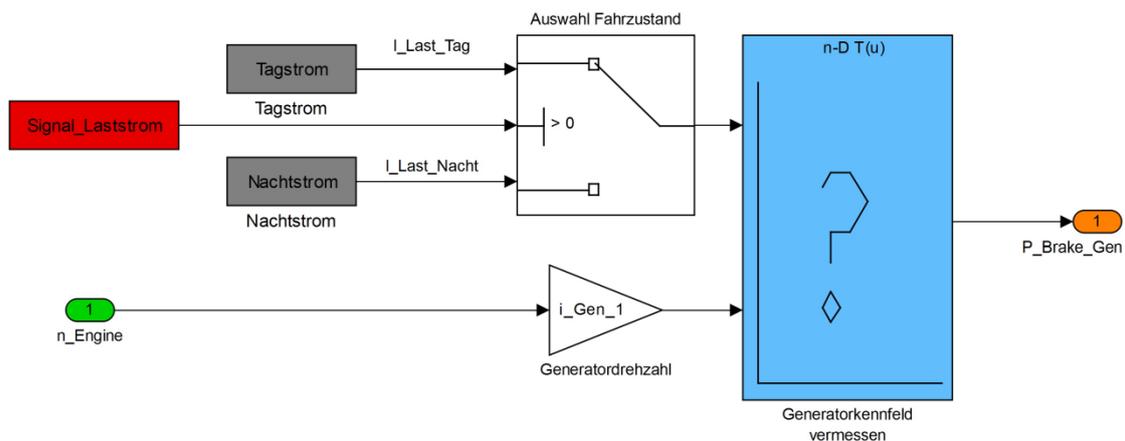


Abbildung 4-7: Simulinkmodell Subsystem „Bestimmung der Leistungsaufnahme“ des Generators

Die anderen Nebenaggregate haben ihre eigenen Modelle, können auch parallel betrieben werden und untereinander Ergebnisse austauschen. Im Falle der elektrischen Kühlmittelpumpe wird der notwendige vermessene Laststrom bspw. dem Generatormodell zugeführt. Hierbei wird der zusätzlich notwendige Laststrom dem Basislaststrom Tag- oder Nachtbetrieb aufaddiert und die Belastung durch den Basisstrom anschließend wieder subtrahiert, sodass lediglich die Mehrbelastung durch die Kühlmittelpumpe, diese aber in realistischen Wirkungsgradbereichen des Generators analysiert wird.

4.3.4 Theoretische Analyse weiterer Entkopplungsmöglichkeiten

Mit dem Matlab/Simulink-Modell können auch Entkopplungsvarianten untersucht werden, die experimentell nicht erfasst wurden, sofern Kennfelder als plausible Basis geliefert werden können. So können bspw. mehrstufige (vgl. Kap. 3.1.4) oder gar stufenlose Getriebe (vgl. Kap. 3.1.6) auf Basis der Komplettkennfelder betrachtet werden, indem ab Überschreitung einer Grenzdrehzahl in eine niedrigere Übersetzung als die Serienübersetzung umgeschaltet bzw. permanent in der Idealübersetzung gefahren wird (vgl. Ergebnisse in Kap. 7 bzw. Versuchsbeschreibungen in Kap. 6).

5. Versuchsträger, Prüfstände und Messtechnik

Zur Ermittlung der Einsparpotentiale von Leistung und Verbrauch heutiger konventioneller Nebenaggregate im Off-Highway-Bereich wird ein repräsentativer Verbrennungsmotor inklusive seiner Nebenaggregate benötigt. Im Folgenden sollen diese sowie die verwendeten Prüfstände und Messtechnik zur Ermittlung der Ergebnisse kurz vorgestellt werden.

5.1 Verbrennungsmotor

Zur Ermittlung der Messdaten am Verbrennungsmotor sowie deren Nebenaggregate wurde ein Aggregat aus dem AGCO Konzern verwendet, siehe Abbildung 5-1. Dieses Aggregat der mittleren Leistungsklasse bis 150 kW findet in Traktoren, in leichten Lastkraftwagen sowie in selbstfahrenden Ernte- und Arbeitsmaschinen Anwendung. Durch seine Common-Rail-Einspritzung sowie Erfüllung der Abgasnorm Stufe 3b/Tier 4i⁵ ist das Aggregat auf dem aktuellen Stand der Technik, vgl. auch Tabelle 5-1. Dieser Versuchsträger ist somit optimal geeignet zur Bearbeitung der Themenstellung.

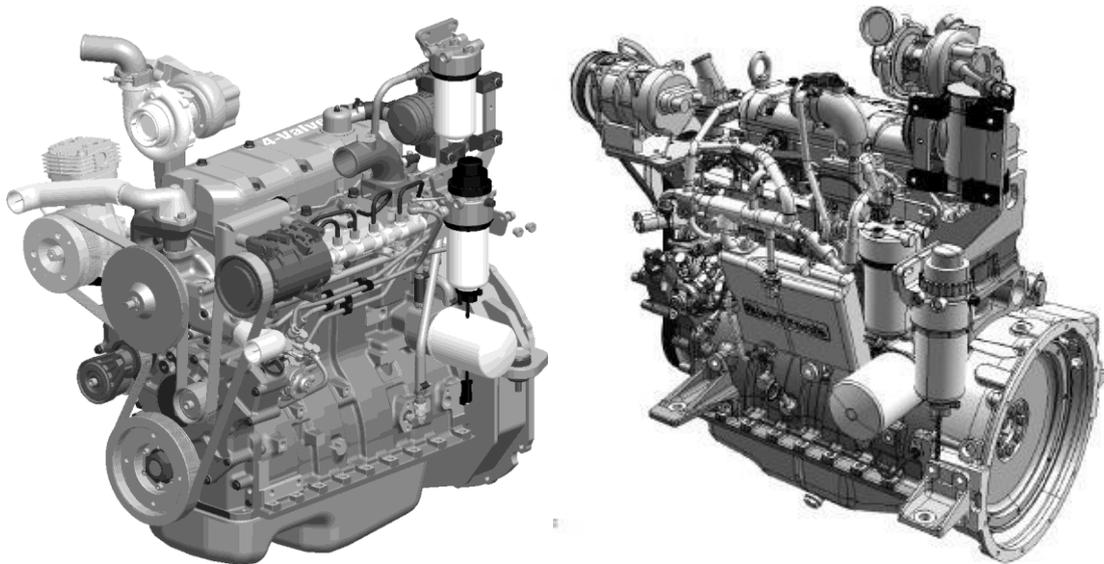


Abbildung 5-1: Versuchsträger AGCO POWER CITIUS 49 AWI (als CAD-Hülle)

⁵ Gültigkeit EU Stufe 4/ US EPA Tier 4 final in dieser Motorleistungsklasse ab 01. Januar 2014

Tabelle 5-1: Technische Daten des Versuchsträgers AGCO POWER CITIUS 49 AWI

Motordaten	Wert	Einheit
Nennleistung (bei Drehzahl)	147 (1900)	kW (1/min)
Nenndrehmoment (bei Drehzahl)	765 (1500 ... 1900)	Nm (1/min)
Nenndrehzahl	1900	1/min
Max. Drehzahl	2150	1/min
Hub	134	mm
Bohrung	108	mm
Zylinderzahl	4	-
Hubraum	4910	cm ³
Einspritzsystem, Einspritzdruck	Common-Rail mit max. 1800 bar	
Abgasstufe	EU Stufe 3b / US EPA Tier 4i mit SCR+DOC	

Für repräsentative Messergebnisse wurde der Verbrennungsmotor weitestgehend dem Serienzustand entsprechend aufgebaut. Zur Bilanzierung der Energie- und Medienströme wurden lediglich die unter Kap. 5.5 genannten Sensoren eingebracht, die mit den zur Vermessung notwendigen Veränderungen unter Kap. 6.3 ff erläutert werden. Das Motoröl hat einen erheblichen Einfluss auf die Motorreibung. In den Versuchen wurde das dem Aggregat entsprechend spezifizierte 10W-40 Öl des Typs Total RUBIA POLYTRAFIC verwendet.

5.2 Untersuchte Nebenaggregate

Die in dieser Arbeit untersuchten Nebenaggregate Lüfter, Ölpumpe, Kühlmittelpumpe sowie Generator, Luftpresser und Kältemittelverdichter werden mit deren entsprechenden Kreisläufen und dem gesamten Prüfstandsaufbau in Kapitel 6.5 ff genauer vorgestellt. Tabelle 5-2 nennt deren starres Übersetzungsverhältnis zum Verbrennungsmotor sowie Details und den Prüfstand, auf den die Aggregate vermessen werden. Die aufgeführten Nebenaggregate sind im konkreten Fall zwar herstellerspezifisch, können aber als exemplarisch für die jeweilige Nebenaggregatkatgorie angesehen werden. Kühlmittelpumpe und Lüfter werden im Serienzustand von einer gemeinsamen Riemenscheibe angetrieben. Während Öl- und Kühlmittelpumpe sowie Lüfter zum Betrieb des Verbrennungsmotors zwingend notwendig sind, werden Generator, Luftpresser und Kältemittelverdichter zum Arbeitsbetrieb für das Fahrzeug benötigt. Die erste Gruppe hat eine direkte Interaktion mit der Verbrennung, ihre Leistungsabgabe ist direkt oder indirekt abhängig von der Motorlast. Für repräsentative Messergebnisse werden diese Nebenaggregate daher auf dem Motorenprüfstand befeuert betrieben (siehe Kap. 6.2.1). Die

letztgenannte Gruppe der Aggregate ist motorlastunabhängig und wird auf dem Komponentenprüfstand geschleppt vermessen (siehe Kap. 6.2.2). Deren Kreislauf wird ebenso aufgebaut und die Aggregatlast spezifisch eingestellt.

Tabelle 5-2: Untersuchte Nebenaggregate mit Zusatzinformationen

Nebenaggregat	Übersetzungsverhältnis	Hersteller / Details	Prüfstand
Ölpumpe	1,3:1	AGCO Power, Zahnradpumpe	Befuerter Motorenprüfstand
Kühlmittelpumpe (Serie)	1,21:1	AGCO Power, mechanisch angetriebene Kreiselpumpe	Befuerter Motorenprüfstand & Komponentenprüfstand
Kühlmittelpumpe	-	Pierburg CWA400, elektrisch angetriebene Kreiselpumpe (PWM)	Befuerter Motorenprüfstand
Lüfter (Serie)	1,21:1	Borg Warner MD9E, Axialventilator mit Viskokupplung (Viscotronic), $D_a = 596$ mm, 9 Lüfterblätter	Befuerter Motorenprüfstand
Lüfter	1,21:1	Umkehrlüfter Cleanfix C222/9_D585_Z51 mit Blattwinkelverstellung 13° - 45° (Pulsetronic), $D_a = 585$ mm + flex tips, 9 Lüfterblätter	Befuerter Motorenprüfstand
Generator	4,27:1	Bosch HD8E 14 V Synchrongenerator	Komponentenprüfstand
Luftpresser	1,51:1	Wabco Typ 411 141 Hubkolbenverdichter, Einzylinder, 159 ccm	Komponentenprüfstand
Kältemittelverdichter	1,81:1	Sanden SD7H15 Axialkolbenverdichter / Schrägscheibenkompressor, 7 Kolben, 155 ccm	Komponentenprüfstand

5.3 Befeuerter Motorenprüfstand

Der Verbrennungsmotor wird auf einem Vollmotorenprüfstand befeuert betrieben. Durch sogenannte Strip-Messungen, bei der ausgehend vom Basismotor sukzessive Nebenaggregate des Verbrennungsmotors demontiert werden und der Restmotor erneut vermessen wird, kann über die Differenzen auf die jeweiligen Reibungsverluste der entfernten Komponenten geschlossen werden. Die Medienversorgung wird nach dem Strip-Down durch eine externe Konditionierung ersetzt, die sowohl den Medienfluss (wie z. B. Kühlwasser, Öl oder Kühlluft) als auch die Temperaturkonditionierung übernimmt. Somit ist ein weitestgehend unveränderter Betrieb des Verbrennungsmotors unter realen Bedingungen sichergestellt. Die Einzelbeiträge zu den Reibungsverlusten werden so unter realen Bedingungen ermittelt. Der Verbrennungsmotor wird bei der Messung vor und nach Demontage des konventionellen Nebenaggregats mit konstanter Kraftstoffmasse und innerer Leistung betrieben (vgl. auch Kap. 4.1.2).

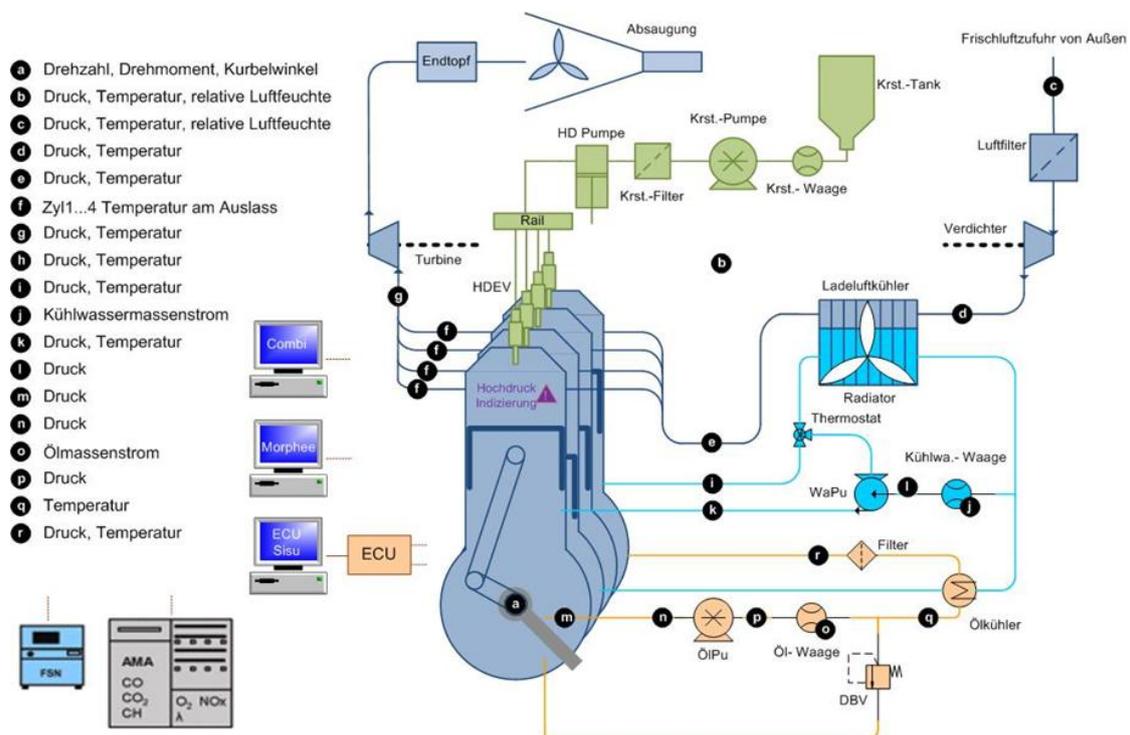


Abbildung 5-2: Schematische Darstellung des Verbrennungsmotors und der Messstellen für die Basisvermessung

Abbildung 5-2 zeigt eine Schemazeichnung des Verbrennungsmotors mit den wesentlichen Messstellen am Versuchsträger, den Komponenten und der Motorperipherie sowie den zentralen Messsystemen. Die wichtigste Messtechnik wird unter Kap. 5.5 kurz vorgestellt. Die Messwerte werden zentral von der Prüfstands-umgebung Morphee von D2T erfasst, welche sowohl den Verbrennungsmotor als auch den Prüfstand steuert. Kurbel-

winkelaufgelöste Signale – alle vier Zylinderdrücke sowie das Ansteuersignal des Einspritzventils des ersten Zylinders – wurden vom Indiziersystem erfasst und weiterverarbeitet. Auf den Verbrennungsmotor war begrenzter Verstellzugriff über das Motorsteuergerät möglich, sodass z. B. der Schlupf des Viscolüfters bei Bedarf manuell verstellt werden konnte. Alle anderen Motorparameter wurden entsprechend der Fahrpedalstellung und somit dem Fahrerwunschloment von der Motorsteuerung selbst geregelt. Ebenso konnten weitere zentrale Motorinformationen gesammelt werden.

5.4 Komponentenprüfstand

Für die Nebenaggregate wurde eigens ein Komponentenprüfstand entworfen, auf dem diese separat mit einem Elektromotor angetrieben werden. Das erforderliche Antriebsmoment und die Drehzahl werden mit einer Messnabe sowie die sich im Betrieb einstellenden Durchflüsse, Temperaturen und Drücke im Kreislauf des jeweiligen Nebenaggregats mit entsprechender Messtechnik (siehe Kap. 5.5) erfasst. Die Kreisläufe bzw. Systeme entsprechen dabei soweit als möglich der Serie oder werden hinreichend abgestimmt (vgl. Kap. 6.5.3, 6.7, 6.8 und 6.9), sodass aus den Messungen am Komponentenprüfstand detaillierte Daten ermittelt werden können, wie sie auch im herkömmlichen Fahrzeugeinsatz vorherrschen würden.

5.5 Messtechnik

Nachfolgend wird auf die für dieses Projekt notwendige Messtechnik eingegangen, welche im Rahmen dieses Programms zur Bilanzierung der physikalischen Größen an die Versuchsträger angebracht wurde.

5.5.1 Zylinderdruckindizierung

Zur Ermittlung der inneren Leistung P_i des Verbrennungsmotors sowie zur Gewährleistung gleicher motorischer Bedingungen während der befeuerten Differenzmessungen wurde der Versuchsträger mit einer Hochdruckindizierung auf allen 4 Zylindern ausgestattet. Hierzu wurden durch den Wassermantel des Zylinderkopfes Zugänge zu den Brennräumen gefräst und jeweils eine speziell gefertigte Sensorhülse eingebracht, in den der Druckquarz frontbündig eingeschraubt wird. Mit Hilfe dieser Hochpräzisionsdrucksensoren des Typs 6056A der Firma Kistler kann der dynamische Druckverlauf durch den piezoelektrischen Effekt des Druckquarzes erfasst werden. Gleichzeitig wird die Kolbenposition α sowie die Motordrehzahl n mittels eines auf der Kurbelwelle angebrachten Kurbelwinkelmarkengebers hochaufgelöst erfasst. Aus dem erhaltenen p, V - bzw. p, α -Diagramm lassen sich entsprechend Formel (2.3) und (2.4) wichtige Informationen über den Verbrennungsdruckverlauf gewinnen, wie der indizierte Mitteldruck

p_{mi} , die innere Leistung P_i sowie auch die Schwerpunktlage der Verbrennung, der Maximaldruck und die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks [75].

5.5.2 Druck- und Temperaturmessung

Zur Ermittlung der Ausgangswerte während einer Basisvermessung sowie zur Sicherstellung gleicher Randbedingungen bei den einzelnen Messungen kommen zahlreiche Temperatur- und Drucksensoren in und an den entsprechenden Medienkreisläufen und Bauteilen zum Einsatz. Die Temperaturerfassung erfolgt hier je nach Medium und Position entweder mit einem Widerstandstempersensor Pt100 oder einem Thermoelement NiCr-Ni in geeigneter Ausführung. Die Drucksensoren wurden ebenfalls in ihrer Ausführung, Messgenauigkeit und -bereich dem Anwendungsfall spezifisch angepasst.

5.5.3 Erfassung der Volumenströme

Zur Erfassung der geförderten Volumenströme der einzelnen Nebenaggregate zur Ermittlung der Abgabeleistung (vgl. Formel (2.13) a)), kommen unterschiedliche Systeme zum Einsatz, die entsprechend ihrer Eignung ausgewählt wurden.

Den Kühlmittelvolumenstrom erfassen temperaturkorrigierte **Messturbinen** der Firma Natec Sensors. Diese berücksichtigen die Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität des Fluids und ermöglichen so eine exaktere Messung. Das zu messende Medium durchläuft einen kugelgelagerten Läufer, wodurch dieser in Bewegung versetzt und dadurch ein induktiv erzeugtes Messsignal bewirkt wird. Weitergeleitet an eine Auswerteeinheit kann nun der Volumenstrom auf Basis der Viskosität und Läuferdrehzahl berechnet werden. Kalibriergenauigkeit und Wiederholbarkeit liegen bei $< \pm 0,05 \%$ des maximalen Messwertes.

Die Massenströme des Motoröls sowie des Kältemittels werden mit Messgeräten erfasst, die nach dem **Coriolis-Prinzip** arbeiten. Hier macht man sich der Coriolis-Kräfte zu Nutze, die beim Durchströmen der Flüssigkeit oder des Gases eines Messrohrs durch zusätzlich Geschwindigkeitskomponenten relativ zum Bezugssystem entstehen. Die resultierende Verformung des Messrohrs, welches einen Teilstrom des zu erfassenden Mediums im Coriolis-Massendurchflussmessgerät durch ein gebogenes Rohr erfasst, wird in ein für den Massenstrom repräsentatives Messsignal umgewandelt. Bei diesem Messverfahren wird ebenso die temperaturabhängige Dichte des Mediums erfasst, sodass auch der Volumenstrom bekannt ist. Bei diesem präzisen Messverfahren werden Messunsicherheiten von $< \pm 0,035 \%$ des maximalen Messwertes erreicht.

Der Luftpresservolumenstrom wurde druckentspannt am Ausgang der Luftstrecke durch einen **Drehkolbengaszähler** erfasst, nachdem der Luftstrom durch die Druckspeicher und Leitungslängen beruhigt wurde. Die Umdrehungen der Drehkolben pro Zeiteinheit ergeben mit dem bekannten Kammervolumen sowie der erfassten Temperaturen und Drücke vor und nach dem Gaszähler den Norm-Volumenstrom und liefern somit die Luftleistung des Luftpressers.

Mit Hilfe eines **Heißfilm-Luftmassenmessers (HFM)** wurde der Innenraumgebläseluftstrom des Kältekreislaufes gemessen. Der Luftpresservolumenstrom wurde neben dem Gaszähler ebenso mit einem HFM in Reihenschaltung verifiziert. Nach dem HFM-Messprinzip, wobei ein elektrisch beheiztes Sensorelement in einen Luftstrom ragt und ein veränderlicher Heizstrom entsprechend der Luftstrommasse eine konstante Sensortemperatur einregelt, wird üblicherweise auch der Luftmassenstrom des Verbrennungsmotors ermittelt.

Für den Lüfter konnte kein Massen- bzw. Volumenstrom am Motorenprüfstand erfasst werden. Hierzu wäre einige Meter vor und nach dem Lüfter eine große Apparatur zur Strömungsgleichrichtung und exakten Druck- sowie Temperaturerfassung mit entsprechendem Platzbedarf notwendig. Im befeuerten Motorbetrieb mit realen Umgebungsbedingungen war dies nicht möglich. Demzufolge kann für den Lüfter keine direkte Wirkungsgradanalyse vorgenommen werden. Statt der Luftleistung wurde die vom Lüfter an den zu kühlenden Medien des Kühlpakets resultierende Temperaturdifferenz und mit Hilfe der Stoffgrößen und Mediendurchflüsse die Kühlleistung erfasst, so wie es im Versuch zur Entwicklung von Motorlüftern auch üblicherweise getätigt wird.

5.5.4 Kraftstoffverbrauchsmessung

An Motorenprüfständen des Instituts für Kolbenmaschinen werden zum Messen des Kraftstoffverbrauchs üblicherweise Verdrängermessgeräte eingesetzt. In diesem Falle handelt es sich um eine KMA 4000 der Firma Pierburg Instruments (AVL). Das Gerät arbeitet nach dem volumetrischen Messverfahren und erfasst das durchgesetzte Kraftstoffvolumen pro Zeiteinheit mit einer Genauigkeit von $< \pm 0,1 \%$. In Verbindung mit der gemessenen Kraftstoffdichte (Messunsicherheit $< \pm 0,03 \%$) ergibt sich dadurch der Kraftstoffverbrauch.

5.5.5 Drehmomentmesstechnik

Das vom Verbrennungsmotor geleistete Drehmoment wird zwischen Prüfstandswelle und Belastungsmaschine von einem Drehmomentmessflansch T40B von HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH) erfasst. Auf Grund des Motorspitzen Drehmoments und der Drehungleichförmigkeit wurde bei den befeuerten Messungen am Motorprüfstand ein Flansch mit einem Messbereich von 1000 Nm gewählt. Am Komponentenprüfstand wurde ein Flansch mit einem Messbereich von 500 bzw. 200 Nm gewählt. Diese Messflansche besitzen eine Genauigkeit von $< \pm 0,05 \%$ des Endwertes (Linearitätsabweichung $< \pm 0,05 \%$, rel. Standardabweichung der Wiederholbarkeit $< \pm 0,03 \%$).

Bei der Wahl der geeigneten Untersuchungsmethode (vgl. Kap. 4.1.3) und des verwendeten Prüfstands (vgl. Tabelle 5-2) wurde sowohl die Genauigkeit der Messtechnik als auch die Betriebsart berücksichtigt, die zur Ermittlung der Messgrößen bei möglichst serien-nahen Randbedingungen erreicht werden kann.

6. Beschreibung der experimentellen und numerischen Untersuchungen

Im folgenden Kapitel wird auf das Messprogramm sowie die Versuchsabläufe und deren Randbedingungen für die untersuchten Nebenaggregate eingegangen. Die experimentell durchgeführten Untersuchungen fanden mit Hilfe der in Kap. 5 beschriebenen Aggregate und Prüfstände sowie Messtechnik statt. Die numerischen Analysen wurden mit Hilfe des in Kap. 4.3 vorgestellten Modells durchgeführt.

6.1 Versuchsprogramm

Um die Einsparpotentiale der einzelnen Nebenaggregate an repräsentativen Betriebspunkten zu untersuchen, wird der für landwirtschaftliche Anwendungen etablierte DLG-PowerMix-Zyklus verwendet. Aus diesen werden statische Betriebspunkte generiert (siehe Kap. 4.2). Die dort in Tabelle 4-1 aufgelisteten zehn repräsentativen DLG-Betriebspunkte sowie der Leerlaufbetriebspunkt werden zusammen mit weiteren zwölf Volllastbetriebspunkten in Abbildung 6-1 im Leistungskennfeld des Verbrennungsmotors gezeigt. Diese Punkte bilden den Versuchsumfang der am befeuerten Motorenprüfstand (vgl. Kap. 5.3) untersuchten Nebenaggregate.

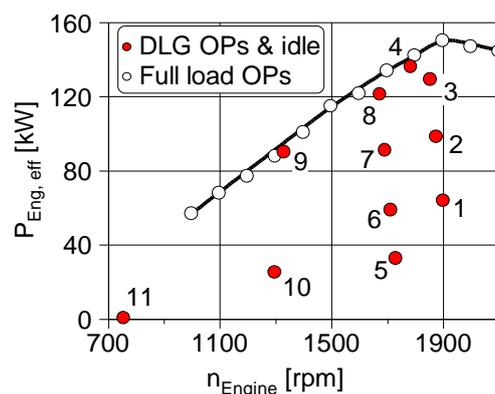


Abbildung 6-1: Motorbetriebspunkte und Messprogramm zur Datenermittlung

Mit dem Durchfahren dieser im gesamten Motorkennfeld verteilten Betriebspunkte bei der Vermessung des Verbrennungsmotors sowie der Nebenaggregate erhält man detaillierte Informationen, um ein aussagekräftiges Kennfeld der jeweiligen Kenngröße generieren zu können. Diese Daten lassen sich dann weiter analysieren, sodass die Einspar-

potentiale an Kraftstoffverbrauch ermittelt werden können. Wie in Kap. 4.1.3 bereits geschildert, werden die Nebenaggregate auf unterschiedlichen Prüfständen entsprechend der Eignung des Messvorgehens bzw. der Art der Abhängigkeit der Nebenaggregateleistung vom Verbrennungsprozess vermessen. Zunächst wurde der Verbrennungsmotor mit den zum Motorbetrieb unbedingt notwendigen Nebenaggregaten Lüfter, Ölpumpe und Kühlmittelpumpe einem ausführlichen Einlaufprogramm unterzogen, um eingeschwungene tribologische Bedingungen des Triebwerks zu erhalten. Nach einer fein gerasterten Basisvermessung im kompletten Motorbetriebskennfeld, wo sämtliche thermodynamischen Größen erfasst sowie eine Kraftstoffverbrauchsmessung und Abgasanalytik durchgeführt wurde, begann der Strip-Down der Nebenaggregate und deren Vermessung gemäß Tabelle 6-1.

Tabelle 6-1: Strip-Down Messplan der Basisnebenaggregate am befeuerten Motorenprüfstand

Schritt 1	Schritt 2	Schritt 3	Schritt 4	Schritt 5	
Vollmotor	Lüfter	Lüfter	Lüfter	Lüfter	
	Restmotor	Kühlmittel-pumpe	Kühlmittel-pumpe	Kühlmittel-pumpe	
		Restmotor	Ölpumpe	Ölpumpe	Ölpumpe
			Restmotor	Restmotor	Gestrippter Motor

Hellgrau hinterlegte Aggregate in Tabelle 6-1 sind die im jeweiligen Schritt zu vermessenden Komponenten. Weiß hinterlegte Aggregate werden extern ersetzt und fremdkonditioniert. Das Originalsystem wird dabei so wenig wie möglich beeinflusst. Es werden im darauf folgenden Versuch ohne entsprechendes Nebenaggregat durch die Fremdkonditionierung sämtliche thermodynamischen Bedingungen gleich gehalten, um bestmögliche Bedingungen für eine Differenzanalyse zu haben (vgl. Kap. 4.1.2). Nach Strip-Down aller Seriennebenaggregate erfolgt eine fein gerasterte Vermessung des Grundmotors ohne Nebenaggregate im kompletten Motorbetriebsbereich. Diesen konventionellen Nebenaggregaten des Basismotors sowie der Grundmotorvermessung folgte die Untersuchung entkoppelter Aggregate. Zwischen diesen wesentlichen Hauptuntersuchungen werden vereinzelt bedarfsabhängig Sensitivitätsmessungen betrieben. Tabelle A-2 im Anhang zeigt eine chronologische Übersicht des wesentlichen Versuchsprogramms am befeuerten Motorenprüfstand, Tabelle A-3 der am Komponentenprüfstand geschleppt untersuchten Nebenaggregate. Hierin sind die experimentell untersuchten Nebenaggregate sowie Detailinformationen aufgelistet, die für die Vermessung relevant sind bzw. den Grund der Messung widerspiegeln.

6.2 Randbedingungen und Ablauf der Versuche

Die Messungen werden gemäß den Ausführungen in Kapitel 4.1.3 auf Basis zweier unterschiedlicher Methoden durchgeführt.

6.2.1 Befeuerte Messungen auf dem Motorenprüfstand

Der Verbrennungsmotor wurde befeuert betrieben und die Prüfstandszelle verfügte über eine regelbare Zellenbelüftung, konditioniert auf 20 °C. Die Ansaugluft des Verbrennungsmotors wurde direkt zugeführt, sodass konstant mit 20 °C angesaugt wurde. Die Raumluft war jedoch stets höher und stieg bis zu 45 °C an, weil in Folge der Notwendigkeit eines serienmäßigen Aufbaus mit dem Wasser-Luft-Wärmetauscher in Abhängigkeit der Motorlast große Wärmemengen in die Umgebung eingebracht wurden. In der Praxis ist der Verbrennungsmotor unter einer Motorhaube gekapselt, wo dieser dem aufgeheizten Kühlluftstrom des Motorkühlers ausgesetzt ist und die Temperaturen ebenfalls mit der Last steigen. Die Versuche wurden stets in gleicher Weise unter kontrollierten und möglichst konstant gehaltenen Bedingungen gefahren. Die Messpunkte wurden nach Vollastfahrt ausreichend lange konstant gehalten, um im eingestellten Betriebspunkt konstante Bedingungen zu erreichen. Alle Nebenaggregate sowie der Basis- und Grundmotor wurden in den DLG- und Vollastbetriebspunkten in gleicher Reihenfolge vermessen. Nach dem Strip-Down (vgl. Kap. 4.1.2) einer Komponente wurde diese durch eine externe Konditionierung ersetzt und die Medienversorgung betriebspunktabhängig auf die Referenzwerte konditioniert. Tabelle A-4 im Anhang gibt eine Übersicht über die Konfiguration des Verbrennungsmotors in den jeweiligen Messungen sowie den Betrieb der Nebenaggregate. Die Medien werden dabei auf identische Werte des Durchflusses bzw. der Temperatur der Basismessung gehalten. Insbesondere die Öltemperatur wurde hierbei auf ± 1 K genau gehalten, um, wie auch bereits in [16] und [13] beschrieben, gleiche Reibungsbedingungen gewährleisten zu können. Ladeluft- und Kühlwasserkühler befinden sich direkt nebeneinander, sind gleich hoch und werden in der entsprechenden Basisvermessung mit motorseitigem Lüfterantrieb vom Lüfter durchströmt. Bei der Vermessung ohne Lüfter werden diese getrennt extern konditioniert (siehe auch Tabelle A-4). Motorbasis- und Grundmotorvermessung wurden neben den DLG- und Vollastpunkten ebenso im kompletten Motorbetriebskennfeld durchgeführt. Die Lüfter wurden ebenfalls einer Vermessung im kompletten Betriebsbereich des jeweiligen Lüfters unterzogen. Strip-Messung der Ölpumpe und Grundmotorvermessung ohne Nebenaggregate sind im Prinzip identisch. Letztere Messung wurde jedoch von den Betriebspunkten her feiner durchgeführt. Weitere spezifische Randbedingungen werden für die jeweiligen Nebenaggregateuntersuchungen ab Kap. 6.3 ff gesondert beschrieben.

6.2.2 Geschleppte Messungen auf dem Komponentenprüfstand

Für die Nebenaggregate Generator, Luftpresse und Kältemittelverdichter ist der Verbrennungsmotor lediglich als Antrieb notwendig. Diese haben im Vergleich zur Wasser-

und Ölpumpe sowie des Lüfters ansonsten keinerlei Interaktion mit dem Verbrennungsmotor, mit Ausnahme des Luftpressers, der vom Ölkreislauf des Motors mit Schmieröl gespeist wird. Diese Nebenaggregate werden deshalb auf einem Komponentenprüfstand geschleppt vermessen und dort von einer E-Maschine angetrieben. Der zum Nebenaggregat gehörende Kreislauf wird als entsprechende Last ebenfalls aufgebaut und dabei auf möglichst hohe Realitätsnähe geachtet. Die unterschiedlichen Versuche werden nachfolgend im Einzelnen beschrieben.

6.3 Basis- und Motorgrundvermessung

Nach einem Motoreinlaufprogramm mit 100 Betriebsstunden zur Stabilisierung des Reibverhaltens wurde der Verbrennungsmotor einer fein gerasterten Basisvermessung unterzogen. Diese dient im Wesentlichen der Feststellung der thermodynamischen Randbedingungen für alle später folgenden Messungen. Der Motor befand sich zur Basisvermessung abgesehen von der Einbringung von Messsensoren zur Bilanzierung der Wärme- und Volumenströme sowie Drücke und damit volumetrischen Leistungen im Serienzustand. Eine Übersicht der Kreisläufe und Messstellen ist der jeweiligen Beschreibung der Nebenaggregate zu entnehmen (z. B. Abbildung 6-4 für den Wasserkreislauf oder Abbildung 6-6 für den Ölkreislauf).

Nach dem Strip-Down aller Nebenaggregate und dem Ersatz durch fremdversorgte Kreisläufe wurde der Verbrennungsmotor erneut fein gerastert vermessen (siehe Tabelle A-2 im Anhang), um die Grundreibung ohne Nebenaggregate zu erfassen und Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsbasiskennfelder für die detaillierte numerische Datenanalyse zu generieren. Die Medien wurden dabei durch die externen Konditionierungen wie in den anderen Differenzmessungen auch (vgl. Tabelle A-4 im Anhang) auf gleiche Randbedingungen wie die der Motorbasisvermessung gehalten.

6.4 Untersuchungen zur Lüfterleistung

Der Lüfter ist der Hauptverbraucher der Nebenaggregate und kann bis über 10 % der Motorleistung beanspruchen. Optimierungen sind daher besonders hier lohnenswert.

6.4.1 Basislüftervermessung

Der Serienvicolüfter wurde nach der Motorbasisvermessung aus dem Riementrieb des Verbrennungsmotors abgebaut, sodass für die Vermessung der leistungstechnisch deutlich kleineren Nebenaggregate Öl- und Kühlmittelpumpe selbst leicht unterschiedliche Visco-Kupplungsschlupfe zu keinen unterschiedlichen Motorreibungen führen. Stattdessen wurde der Lüfter blasend vor dem Kühlpaket montiert und von einer E-Maschine extern angetrieben, welche synchron zur Motordrehzahl mit der ursprünglichen An-

triebsdrehzahl betrieben wurde. Leicht veränderte Strömungsbedingungen wurden durch den von der Motorsteuerung automatisch verstellbaren Lüfterschlupf (auch manuell möglich) ausgeglichen, sodass gleiche Bedingungen am Wasserkreislauf gewährleistet werden konnten.

Tabelle A-2 und Tabelle A-4 im Anhang beschreiben in einer Kurzübersicht Abfolge und Zustand der Messungen bzw. Konfigurationen. Der Verbrennungsmotor wurde mit dem Serienmotorkühler sowie Ladeluftkühler jeweils als Wasser-Luft-Wärmetauscher aufgebaut. Die verbleibenden Kühler wie Getriebeöl-, Kraftstoff- und Kältemittelkühler sind nicht verbaut und wurden druckverlustseitig durch Registerklappen vor dem Hauptwasserkühler berücksichtigt. Der Druckverlust wurde so eingestellt, dass unter Motorvolllast und heißen Prüfstandslufttemperaturen von rund 50 °C eine maximale Zustellung des Viscolüfters notwendig wurde. Dies entspricht einem Extremtest der Fahrzeughersteller zur Dimensionierung des Lüfters. Die zusätzlichen Wärmeeinträge durch die restlichen Kühler wurden nicht berücksichtigt, da diese zu anwendungsfallspezifisch wären und der Hauptenergieeintrag durch den Kältemittelkühler gegeben ist. Die Randbedingungen innerhalb der Differenzmessungen wurden stets gleich gehalten, sodass selbst bei hiervon abweichenden Auslegungskriterien Relativaussagen möglich sind.

Für die erste Lüftervermessung direkt nach der Basisvermessung gilt der Systemaufbau analog dem der Kühlmittelpumpe vor dem Strip-Down, siehe Kap. 6.5.1. Es wurden zu jeder Messung mit Lüfter die Lufttemperaturen und -drücke vor und nach Kühlpaket sowie vor bzw. nach Lüfter erfasst. Die Drücke wurden dabei mit Hilfe einer Ringmessstelle über den Kühlerquerschnitt verteilt gemittelt erfasst. Über die Differenzmessung vor und nach Lüfter-Strip-Down bei gleichen Randbedingungen ergibt sich die mechanische Aufnahmeleistung des Nebenaggregats (vgl. Formel (2.13) d)).

6.4.2 Lüfterkennfeldvermessung und alternative Lüfter/-strategien

Nach dem Strip-Down aller serienmäßigen Nebenaggregate wurde der Lüfter erneut am Verbrennungsmotor im Riementrieb montiert, um die Leistungsaufnahme dieses sowie anschließend eines alternativen Motorlüfters zu unterschiedlichen thermischen Bedingungen zu vermessen. Angesichts der hohen Aufnahmeleistungen des Lüfters sollten andere Maßnahmen erst maximal erschöpft sein, ehe der Lüfter überhaupt bzw. stark zugeschaltet wird [70]. Als Alternativsystem zum Viscolüfter und seiner Leistungsregelung wurde ein Umkehrlüfter mit verstellbarer Schaufelanstellung untersucht, siehe Abbildung 6-2. Detailliertere Beschreibungen zu diesen Lüftertypen sowie Vor- und Nachteile sind in Kap. 2.3.5 bzw. 3.4 ausgeführt.

Zunächst wurden beide Lüfter von minimaler- bis maximaler Antriebsdrehzahl und Lüfterleistung vermessen (siehe Kap. 7.5.1). Diese Messungen wurden bei Motorvolllast durchgeführt, um bei gleichem stehendem Motorbetriebspunkt lediglich den Schlupf bzw. Anstellwinkel bei jeweiliger Drehzahl in diskreten Schritten zu verändern. Die Randbedingungen in beiden Messungen konnten so reproduzierbar eingestellt werden, da die innere Motorleistung und somit die Grundmotorreibung konstant blieb.

6 Beschreibung der experimentellen und numerischen Untersuchungen

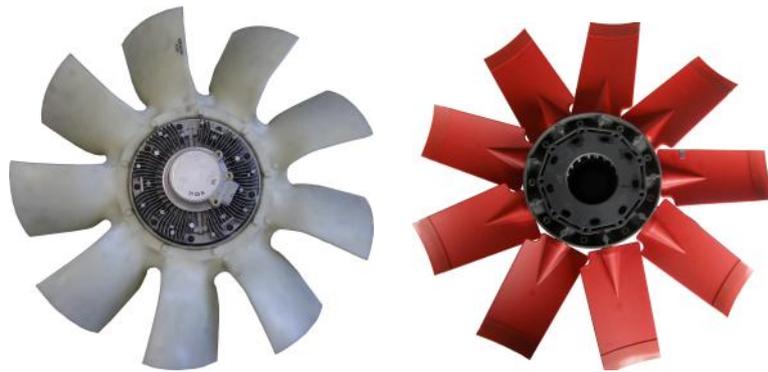


Abbildung 6-2: Visco- (links) und Umkehrlüfter (rechts)

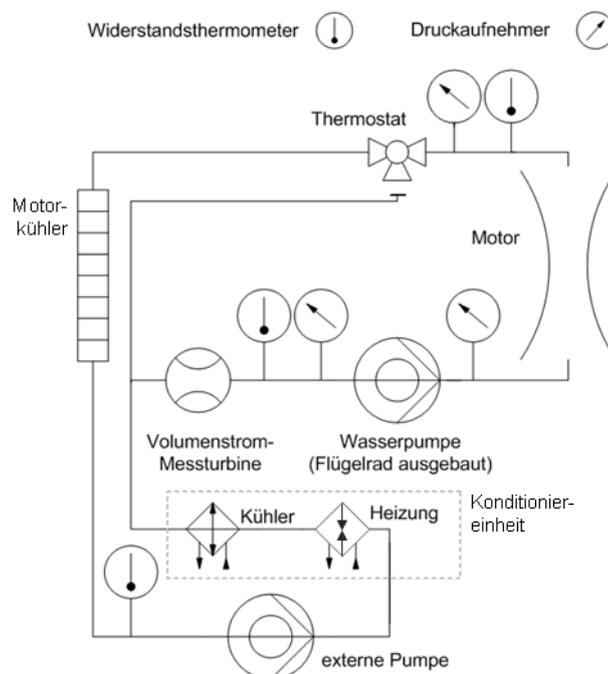


Abbildung 6-3: Schemazeichnung der Messstrecke zur weiterführenden Lüftervermessung

Die fehlende Kühlleistung im Falle reduzierter Lüfterleistung wurde durch eine dem Kühlwasserkühler nachgeschaltete Konditioniereinheit sichergestellt, siehe Abbildung 6-3. Über die externe Kühlmittelpumpe sowie die Konditioniereinheit konnten Kühlmitteldurchsatz, Drücke und Temperaturen innerhalb des Verbrennungsmotors sowie nach Kühlmittelkühler eingestellt und somit die benötigten Randbedingungen gewährleistet werden. Zur Lüftervermessung beider Lüfter unter Serienbedingungen (Kap. 7.5.2) sowie optimierter Kühlstrategien (vgl. Kap. 6.5.2) wurde die Konditioniereinheit nicht ins System eingebunden. Hier sollte sich die Temperatur bei der jeweiligen Kühlmittelpumpen- und Lüfterleistung unter weitestgehend originalem Systemaufbau selbst einregeln. Der Verbrennungsmotor wurde in den unter Kap. 6.1 beschriebenen Betriebspunkten

betrieben und die extern angetriebene Kühlmittelpumpe wurde auf entsprechenden Durchsatz – sowohl Serie als auch modifiziert – geregelt.

6.5 Vermessung des Kühlmittelkreislaufs

Die Kühlmittelpumpe wurde auf dem befeuerten Motoren- sowie auf dem Komponentenprüfstand vermessen. Die Untersuchungen am Originalsystem lieferten thermodynamische und hydraulische Betriebsparameter im realen Motorbetrieb. Rohrleitungsverluste konnten so erfasst und ein entsprechender Ersatzkreislauf auf einem Komponentenprüfstand abgebildet werden. Die Kühlmittelpumpe ist das Nebenaggregat mit geringster Leistungsaufnahme und man stößt dabei teilweise an die Grenze des messbaren, weil für den befeuerten Betrieb ein Drehmomentmessflansch mit im Verhältnis zur Drehmomentänderung durch das Nebenaggregat großem Messbereich verwendet werden muss (siehe auch Kap. 5.5.5). Daher wurde diese ebenfalls auf dem Komponentenprüfstand geschleppt vermessen.

6.5.1 Basisvermessung auf dem befeuerten Motorenprüfstand

Die Kühlmittelpumpe wird in einer ersten Vermessung mit unverändertem Kreislauf betrieben, siehe Abbildung 6-4 links. Druck- und Temperaturmessstellen sowie eine Volumenstromerfassung liefern in den jeweiligen Motorbetriebspunkten die thermodynamischen Zustandsgrößen für die Messungen mit extern angetriebener Ersatzkühlmittelpumpe sowie auf dem Komponentenprüfstand. Aus Volumenstrom und Druckdifferenz über der Pumpe lässt sich die volumetrische Leistung gemäß Formel (2.13) a) ermitteln. Über die Differenzmessung vor und nach Strip-Down der Kühlmittelpumpe bzw. die direkte Messung auf dem Komponentenprüfstand ergibt sich die mechanische Pumpenaufnahmeleistung (Formel (2.13) d). Das Verhältnis beider Leistungen liefert den Pumpenwirkungsgrad.

Bei der Vermessung ohne verbrennungsmotorisch angetriebene Kühlmittelpumpe übernimmt deren Aufgabe eine elektrische Pumpe, siehe Abbildung 6-4 rechts. Für die folgenden Messungen sind exakt gleiche Wasser- und Öltemperaturen für gleiche Motorreibungen für belastbare Drehmomentdifferenzen entscheidend. Der Lüfter ist bereits vom Verbrennungsmotor demontiert und die für den Wasserkreislauf relevanten thermodynamischen Daten sind erfasst. Somit wird der Hauptwasserkühler durch eine Kühlwasserkonditioniereinheit ersetzt, die aus einem Wasser-Wasser-Wärmetauscher sowie eine Heizung besteht. Der kleine, ungekühlte Wasserkreislauf (Kühlerbypass) wurde hierbei deaktiviert. Der gesamte durch den Motor strömende Kühlmittelstrom wurde zuvor in einer Zwischenmessung mit ausgebautem Thermostat und originaler Kühlmittelpumpe ermittelt, weil die Volumenstrommessung in den Vormessungen nur den großen Kühlmittelstrom erfassen konnte. Wassertemperatur sowie Volumenstrom am Verbrennungsmotor lassen sich durch diese Konditionierung exakt und reproduzierbar auf die benötigten Werte der Vormessung einstellen.

6 Beschreibung der experimentellen und numerischen Untersuchungen

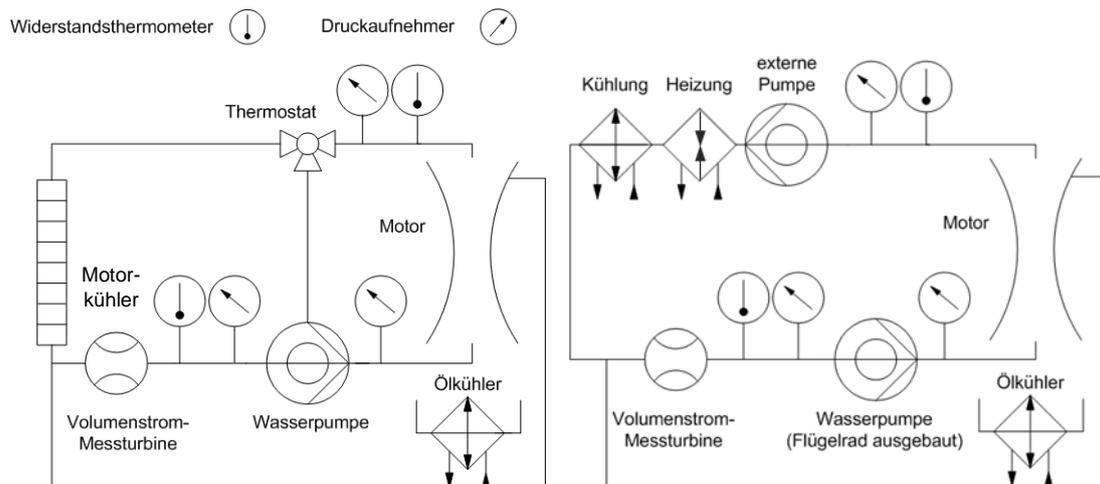


Abbildung 6-4: Schemazeichnung der Kühlmittelpumpen-Messstrecke am befeuerten Motorenprüfstand vor (links) und nach (rechts) dem Strip-Down

6.5.2 Vermessung optimierter Kühlstrategien

Während der Analyse optimierter Kühlstrategien durch die Anpassung der Kühlmittelpumpen- bzw. Lüfterleistung wird wieder ein weitestgehend originales Kühlwassersystem inklusive Motorlüfter benötigt. Somit können die direkten Auswirkungen der veränderten Abgabeleistungen dieser Nebenaggregate auf Kühlmitteltemperatur und somit Motorreibung und Kraftstoffverbrauch erfasst werden (siehe Kap. 7.5.3). Der Aufbau entspricht hier dem der Abbildung 6-3 ohne Konditioniereinheit.

6.5.3 Geschleppte Vermessung auf dem Komponentenprüfstand

Die mechanische Kühlmittelpumpe wurde auf Grund ihrer geringen Aufnahmeleistungen auch geschleppt auf dem Komponentenprüfstand vermessen. Der Aufbau, siehe Abbildung 6-5, wurde dabei so gestaltet, dass bei den Versuchen größtmögliche Ähnlichkeit zum Betrieb im Verbrennungsmotor erreicht werden kann.

Die verstellbaren Drosseln und die Heizung sollen das System „Verbrennungsmotor“ hydraulisch und thermisch nachbilden. Die Drosseln werden bei bekanntem Durchfluss auf Druckwerte aus dem befeuerten Motorversuch justiert, sodass sich für die Kühlmittelpumpe vergleichbare hydraulische Bedingungen ergeben. Mittels einer E-Maschine wird die Kühlmittelpumpe über einen Riementrieb, ähnlich dem Aufbau am Verbrennungsmotor, bei entsprechenden Drehzahlen betrieben und die benötigte Antriebsleistung erfasst. Die Kühlmitteltemperatur wird dabei mit Hilfe einer Heizung auf Werte der Motorvermessung konditioniert. Die Ergebnisse zur Kühlmittelpumpe liefert Kapitel 7.3.

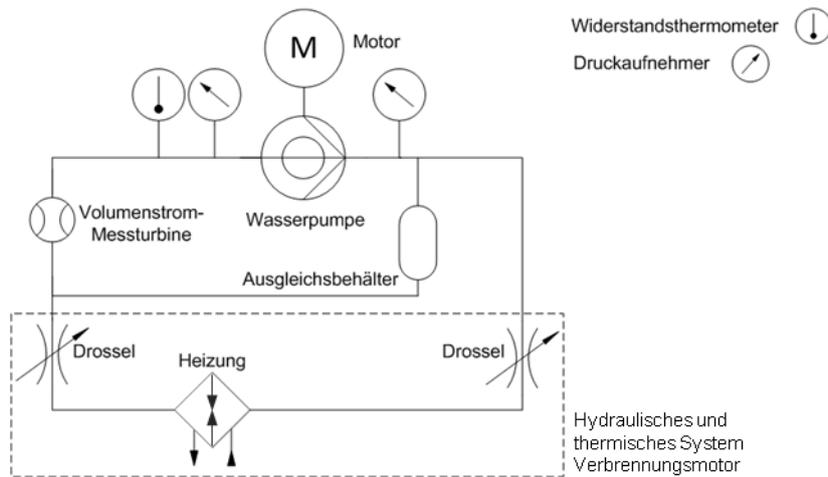


Abbildung 6-5: Schemazeichnung der Kühlmittelpumpen-Messstrecke auf dem Komponentenprüfstand

6.6 Messungen an Ölpumpe und Ölkreislauf

Die von der Kurbelwelle über Zahnrad angetriebene Ölpumpe des Versuchsmotors wurde nach der Basisvermessung der Ölpumpe demontiert, um die Pumpenaufnahmeleistung durch eine Differenzmessung bei gleichen thermodynamischen Bedingungen bestimmen zu können. An einer Überführungsstelle der Öldruckleitung zum außerhalb des Kurbelgehäuses angeflanschten Ölfiltermodul mit Wärmetauscher wurde bereits vor der Basisvermessung eine Ölentnahmestelle installiert. Somit wurde die gesamte Ölmenge durch eine Corioliswaage geführt und der geförderte Massenstrom erfasst. Die Messstrecke zum Ölkreislauf wird in Abbildung 6-6 schematisch dargestellt.

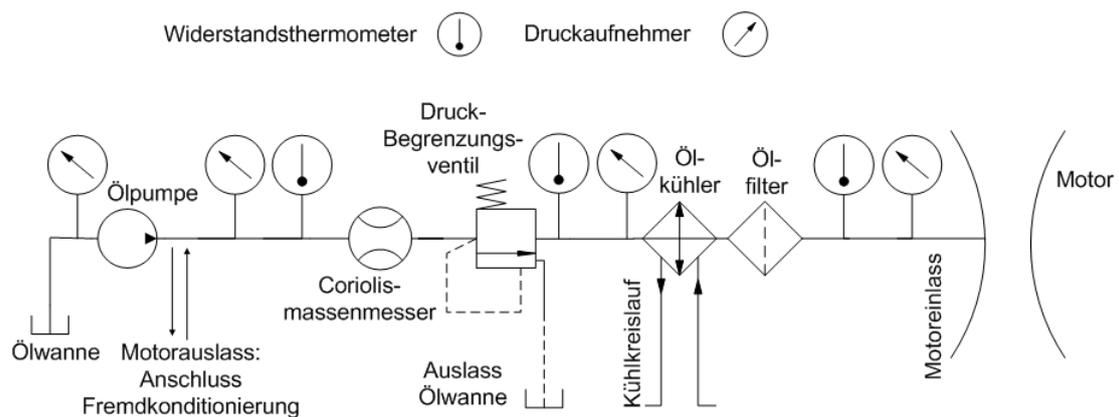


Abbildung 6-6: Schemazeichnung der Ölkreislauf-Messstrecke

Anschließend wurde das Öl wieder dem Ölfilterflansch zugeführt. Bei dieser Modifikation wurde auf geringstmögliche Beeinflussung durch kurze Strecken bei nahezu unver-

änderten Rohrquerschnitten Wert gelegt. Nach Pumpendemontage wurde an dieser Übergabestelle des Öls eine externe Ölkonditionierung montiert, welche die Leistung der Ölpumpe bei gleichen Randbedingungen sicherstellen sollte. Temperatur-, Druck- und Volumenstrommessung an den relevanten Positionen gewährleisteten gleiche Bedingungen der Messungen. Durch die Konditioniereinheit wurde die Öltemperatur für gleichbleibende Reibleistung auf ± 1 K identisch zur Basismessung gehalten. Ebenso wie bereits bei der Kühlmittelpumpe ist nach Pumpendemontage nicht relevant, dass ein anderer Pumpentyp sowie durch die Konditionierung veränderte Rohrbedingungen vorherrschen. Damit werden innerhalb der Systemgrenze Motor gleiche Bedingungen eingehalten. Die veränderten Reibungsverluste im Rohrsystem außerhalb des Verbrennungsmotors werden durch entsprechende Leistungsanpassung der extern betriebenen Pumpe ausgeglichen. Über die in Abbildung 6-6 gezeigten Messstellen hinaus verfügte der Verbrennungsmotor über weitere Druck- und Temperaturmessstellen, im Wesentlichen in der Hauptgalerie des Verbrennungsmotors sowie der Ölwanne. Mit Hilfe dieser Messtechnik wurden die Messungen an den DLG- sowie Vollastmotorbetriebspunkten mit sowie ohne motorseitigen Antrieb der Ölpumpe bei gleichen Bedingungen gefahren. So konnte der Leistungsbedarf der Serienölpumpe im kompletten Betriebsbereich unter stationären Bedingungen ermittelt werden. Ein bedarfsgerechter Ölpumpenbetrieb mit reduziertem Ölstrom wurde experimentell nicht durchgeführt. Für einen solchen Eingriff in das tribologische System stand keine geeignete Kontrollgröße zur Verfügung, die als Indikator für gerade noch ausreichenden Öldurchsatz herangezogen werden konnte. Beim Kühlkreislauf konnten hierfür Kühlmitteltemperatur und -temperaturdifferenz am Verbrennungsmotor verwendet werden. Eine erhöhte Kühlmitteltemperatur auf Grund zu geringer Wärmeabfuhr wäre hierbei Ursache für Folgeschäden, die durch Temperaturüberwachung abgewendet werden kann. Beim Ölkreislauf allerdings ist eine ungewöhnliche Öltemperaturerhöhung die Folge eines bereits eingetroffenen Verschleißes an Lagerstellen durch Mangelversorgung. Hochgenaue Verschleißmessverfahren, wie beispielsweise die Radionuklidtechnik⁶ [33], standen dem Projekt nicht zur Verfügung. Auf Basis der Messergebnisse des Seriensystems konnten jedoch unterschiedliche Ölpumpenvarianten mit verschiedenen Druckstufen und Volumenstromregelungen auf ihr Kraftstoffeinsparpotential hin untersucht werden. Hierzu wurden Druck und/oder Volumenstrom und somit die Leistung der am Verbrennungsmotor real gemessenen Ergebnisse entsprechend unterschiedlicher Regelungsstrategien reduziert (vgl. Kap. 3.2). Das mögliche Potential an Druck- oder Volumenstrom einsparung basiert auf ausreichende absolute Bedarfswerte, die der Motorenhersteller zur Verfügung stellte. Veröffentlichungen wie z. B. [18] berichten von ähnlichen Mindestbedarfswerten. Reduzierte Pumpenwirkungsgrade von Verstellpumpen wurden auf Basis von Literaturwerten berücksichtigt. Kap. 7.4 zeigt die Ergebnisse zu den Analysen der Ölpumpe.

⁶ Radioaktive Markierung von Komponenten zur kontinuierlichen hochgenauen Verschleißmessung einzelner Tribosysteme.

6.7 Generatoruntersuchungen

Der Versuchsmotor verwendet einen Bosch Generator des Typs HD-8E mit 14 Volt und einem maximalen Wirkungsgrad von 72 % [61]. Dieser Generator der Efficiency Serie bietet bereits einen erhöhten Wirkungsgrad gegenüber anderen Typen. Der Generator ist per Riemen mit einem Übersetzungsverhältnis von $i_{\text{Gen}} = 1:4,27$ fest an die Kurbelwelle gekoppelt. Er wurde im gesamten Drehzahl-Laststrom-Kennfeld vermessen, um sowohl die elektrische Abgabeleistung als auch die mechanische Aufnahmeleistung und folglich den Wirkungsgrad ermitteln zu können. Dies geschah auf dem in Kapitel 5.4 vorgestellten Komponentenprüfstand. Die Drehzahl des Generators wurde per E-Maschine unter Berücksichtigung der Übersetzung entsprechend den am Verbrennungsmotor untersuchten DFG-Betriebspunkten vorgegeben. Die Last wurde über ein Lampenregister aus mehreren Einzelwiderständen stufenweise eingestellt, siehe Abbildung 6-7.



Abbildung 6-7: Lampenregister als Belastungseinheit des Generators

An Hand der experimentell ermittelten Daten des Generators im Komplettkennfeld konnten mit Hilfe der Simulationsumgebung (vgl. Kap. 4.3.4) die Auswirkungen verschiedener möglicher Optimierungsmaßnahmen (vgl. Kap. 3.5) auf den Kraftstoffverbrauch untersucht werden (siehe Kap. 7.6). So konnten auf Basis der Ergebnisse des Seriengenerators unter Berücksichtigung angepasster Werte, wie z. B. Drehzahl oder Wirkungsgrad, auch andere Varianten untersucht werden. Diese waren im vorliegenden Falle die Varianten eines im gesamten Kennfelds effizienteren Generators (z. B. durch Verwendung besserer Generatortechnik), eines zweistufigen Antriebs sowie eines idealen Getriebes, welches den Generator permanent mit optimaler Drehzahl antreibt. Während bei den Nebenaggregaten Wasser- und Ölpumpe sowie Lüfter die Last primär vom Motorbetriebspunkt abhängt, ist diese bei den Nebenaggregaten Generator, Luftpresser und Kältemittelverdichter unabhängig vom Motorlastpunkt von äußeren Faktoren abhängig (z. B. anliegender Erregerstrom, Kesseldruck oder gewählte Gebläsestufe). Beim Generator wurde die Last diskret in zwei Szenarien unterteilt, Tagbetrieb mit einem mittleren Ladestrom von 65,5 A und Nachtbetrieb mit 133,8 A. Diese Ladeströme wurden aus Messschrieben mehrerer Traktoren mit gemischtem Einsatz ausgewertet.

6.8 Untersuchungen am Luftpresser

Der Luftpresser wurde ebenfalls auf dem Komponentenprüfstand vermessen. Hierzu wurde ein einer Seriendruckluftstrecke nachempfunderer Belastungskreis aufgebaut, siehe Abbildung 6-8.

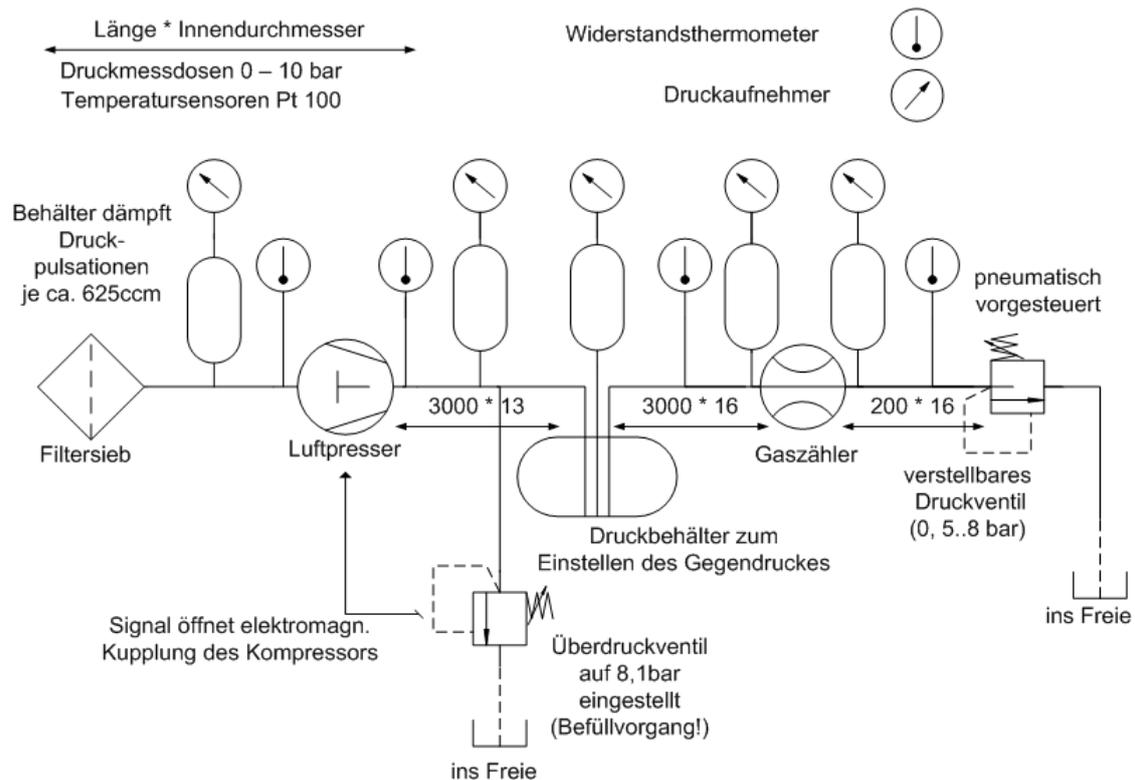


Abbildung 6-8: Schemazeichnung der Luftpresser-Messstrecke

Rohrgeometrien entsprechen etwa dem Druckluftkreis eines konventionellen Traktors. Für die Druckluftbehälter wurden 10, 30, 60 und 80 Liter Fassungsvermögen verwendet, um den Luftpresser in verschiedenen Fällen wie auch mit angeschlossener Anhänger belasten zu können. Ein Druckregelventil konnte aktiv angesteuert werden, sodass kontinuierliche Messungen bei verschiedenen Betriebsdrücken sowie Befüll- und auch Entleermessungen bei ggf. gleichzeitigen unterschiedlichen Luftentnahmen des Druckluftspeichers möglich waren. Eine Ölkonditionierung versorgte den Luftpresser mit gleichem Öl, bei gleicher Betriebstemperatur und -druck wie dem Einsatz am Verbrennungsmotor. Der Luftpresser wurde mit entsprechend zum Motorantrieb passender Drehzahl betrieben. Die volumetrische Leistung wurde über eine Volumenstrommessung bei vorherrschendem Betriebsdruck ermittelt. Über die volumetrische und mechanische Leistung ist der Wirkungsgrad des Luftpressers bei jeweiliger Belastung bekannt. Der Luftpresser selbst kann über eine schaltbare Magnetkupplung in der Riemenscheibe vom Antrieb entkoppelt werden. Hierdurch ist sowohl ein konventioneller Betrieb mög-

lich, wo bei Erreichen des Abschaltendrucks (in diesem Falle bei knapp über 8 bar) der Luftpresser über das Druckregelventil gegen Umgebung statt dem Druckluftbehälter fördert. Dieser kann aber auch vom Antrieb getrennt werden, wodurch keine Luftförderung mehr gegeben ist. Alternative Antriebsvarianten wie eine Schaltstufenkupplung oder ein stufenloses Getriebe (vgl. Kap. 3.1 und 3.6) reduzieren die Leistung auch im normalen Förderbetrieb. Durch verschiedene Messungen wurden ergänzend durch die numerische Analyse (vgl. Kap. 4.3.4) unterschiedliche Optimierungsansätze betrachtet, die in Kap. 7.7 vorgestellt werden. Zur Ergänzung der analytischen Betrachtung im häufig vorkommenden Abblasbetrieb wurde ebenso ein Bremszyklus verwendet, um die verschiedenen Varianten mit dem Simulationsmodell aus Kap. 4.3.4 auch bei unterschiedlichen Gegendrücken unter quasi-dynamischen Lastzuständen vergleichen zu können.

6.9 Untersuchungen am Kältemittelverdichter

Der Kältekreislauf wurde mit nahezu sämtlichen Serienkomponenten und Leitungen aufgebaut und auf einem Komponentenprüfstand betrieben. Zur thermodynamischen Bilanzierung wurden Druck und Temperatur an allen Eckpunkten des Kreisprozesses erfasst, siehe Abbildung 6-9. Ebenso wurde der Kältemittelmassenstrom gemessen. Als Kältemittel kommt R124a zum Einsatz. Der Axialkolbenverdichter mit fester Schrägscheibe wird per Riementrieb vom E-Motor des Komponentenprüfstands bei dem Motorbetrieb entsprechenden Drehzahlen angetrieben. Die Drehzahl des Lüfters am Kondensator sowie die Gebläsestufen des originalen HVAC (engl. für Heating, Ventilation and Air Conditioning) Moduls werden in unterschiedlichen Leistungsstufen betrieben, sodass sich verschiedene reale Randbedingungen ergeben. Ein zweiter Wärmetauscher im HVAC Modul ist luftpfadseitig dem ersten, kältemitteldurchströmten Wärmetauscher nachgestellt. Er wird normalerweise mit Motorkühlmittel durchströmt, um die am ersten Wärmetauscher bereits stark abgekühlte Luft wieder auf Wunschtemperatur aufzuheizen. Dieser zweite Wärmetauscher muss zur Beurteilung der Leistungsaufnahme sowie der Optimierungsmöglichkeiten des Kältekreislaufs nicht bilanziert werden und bleibt daher unberücksichtigt. Als Indikator für ausreichende bedarfsgerechte Kühlleistung wird die Lufttemperatur nach Verdampfer verwendet. Die am Verdampfer abgegebene Kälteleistung wird der durch den Drehmomentmessflansch erfassten mechanischen Aufnahmeleistung ins Verhältnis gestellt, sodass die Leistungszahl des Kältekreislaufs als COP (vgl. Formel (2.14)) ermittelt werden kann. Die hierfür benötigten Enthalpien des Kältemittels (vgl. Formel (2.13) c) wurden an den jeweiligen Positionen des Kreisprozesses an Hand der experimentell erfassten thermodynamischen Werte aus dem VDI-Wärmeatlas [79] entnommen. Die experimentellen und numerischen Datenanalysen sind Kap. 7.8 zu entnehmen.

6 Beschreibung der experimentellen und numerischen Untersuchungen

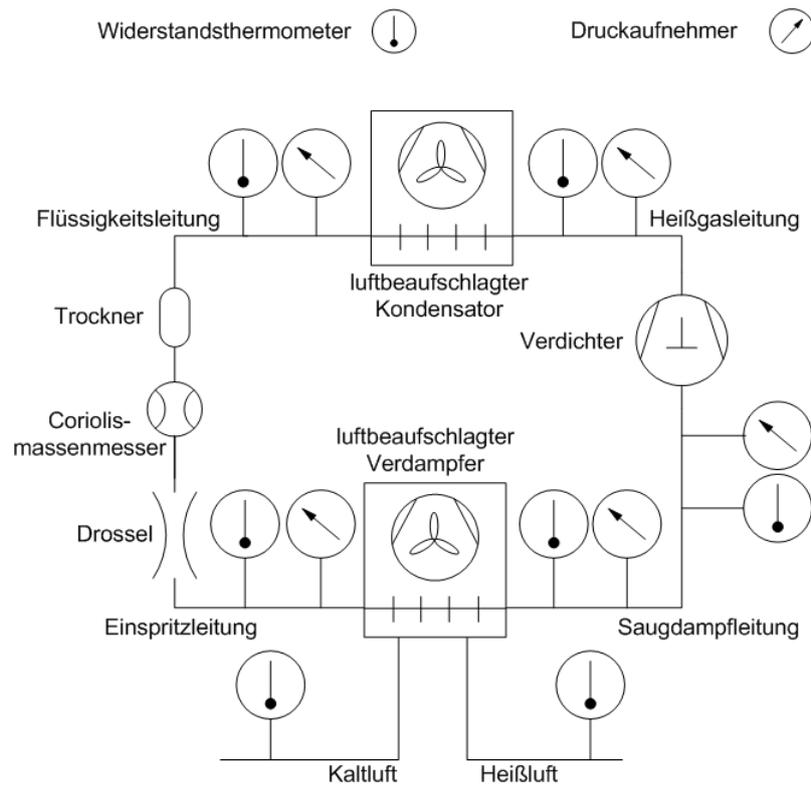


Abbildung 6-9: Schemazeichnung der Kältekreis-Messstrecke

7. Ergebnisse und Diskussion

Während im vorangegangenen Kapitel die Versuche beschrieben und Randbedingungen genannt wurden, sollen im Folgenden die wesentlichen Ergebnisse dargestellt werden. Neben den experimentell ermittelten Werten aus den verschiedenen Prüfstandsuntersuchungen, wie z. B. die mechanische Leistungsaufnahme, werden die mit Hilfe des Matlab/Simulink-Modells bei entsprechender Optimierungsvariante in repräsentativen Betriebspunkten ermittelten Leistungs- und Kraftstoffersparnisse vorgestellt. Ebenso werden die Messergebnisse und die sich daraus ergebenden Erkenntnisse diskutiert. Mit Hilfe dieser soll das Einsparpotential hinsichtlich Leistung und Verbrauch aufgezeigt werden, welches aus der Entkopplung der Nebenaggregate möglich ist. Auf Basis des Einsparpotentials kann damit anwendungsspezifisch geprüft werden, ob und welche Entkopplung sinnvoll ist.

7.1 Leistungsaufnahme der Serienaggregate / IST-Analyse

In einer Basisvermessung als erster Schritt der experimentellen Untersuchungen wurde der Verbrennungsmotor mit samt den Nebenaggregaten Lüfter, Ölpumpe und Kühlmittelpumpe detailliert in den DLG-Betriebspunkten sowie im kompletten Motorbetriebskennfeld vermessen. Daraus ergaben sich die für die späteren Messungen relevanten Randbedingungen wie Medientemperaturen und -drücke sowie Durchflüsse, etc. Dies ist besonders wichtig, um für alle Messungen gleiche praxistaugliche Bezugsbasen sowie unveränderte Motorbedingungen zu nutzen und vergleichbare Differenzmessungen zu erhalten. Nach Demontage einer Komponente wurde die Medienversorgung durch eine extern angetriebene Konditionierungseinheit bei gleichen thermodynamischen Randbedingungen für den Verbrennungsmotor sichergestellt. Aus dem schrittweise durchgeführten Strip-Down der Nebenaggregate am befeuerten Motorenprüfstand sowie der zusätzlichen Ermittlung der Leistungsaufnahmen auf Komponentenprüfständen konnte schließlich eine detaillierte Analyse der Leistungsverteilung der Komponenten innerhalb der mechanischen Verluste am Verbrennungsmotor vorgenommen werden. Abbildung 7-1 zeigt diese Reibleistungsverteilung für alle Nebenaggregate sowie der Grundmotorreibung in der Motorvolllast. Während Lüfter-, Ölpumpen- und Kühlmittelpumpenleistung neben der Motordrehzahl auch von der Motorlast abhängen (bei gegebener Motorlast also definiert sind), hängen die Leistungen der Aggregate Generator, Luftpresser und Kältemittelverdichter von einer anderen äußeren Last ab. In Abbildung 7-1 sind jeweils die Minimal- (links) und Maximalwerte (rechts) dargestellt, vgl. weiterführend auch die nachfolgenden Kapitel der einzelnen Nebenaggregate. Minimallast bedeutet hierbei, bauartbedingt serienmäßig geringstmögliche Leistungsabgabe der Nebenaggregate. Der

Luftpresser fördert gegen Umgebung, der Generator hat keinen anliegenden Erregerstrom und läuft unbelastet mit. Der Kältemittelverdichter läuft bei geringster Innenraumgebläsestufe. Dieser könnte durch die Antriebsriemenscheibe mit Magnetkupplung noch gänzlich vom Antrieb getrennt werden, sodass nur noch Riemenverluste anfallen würden.

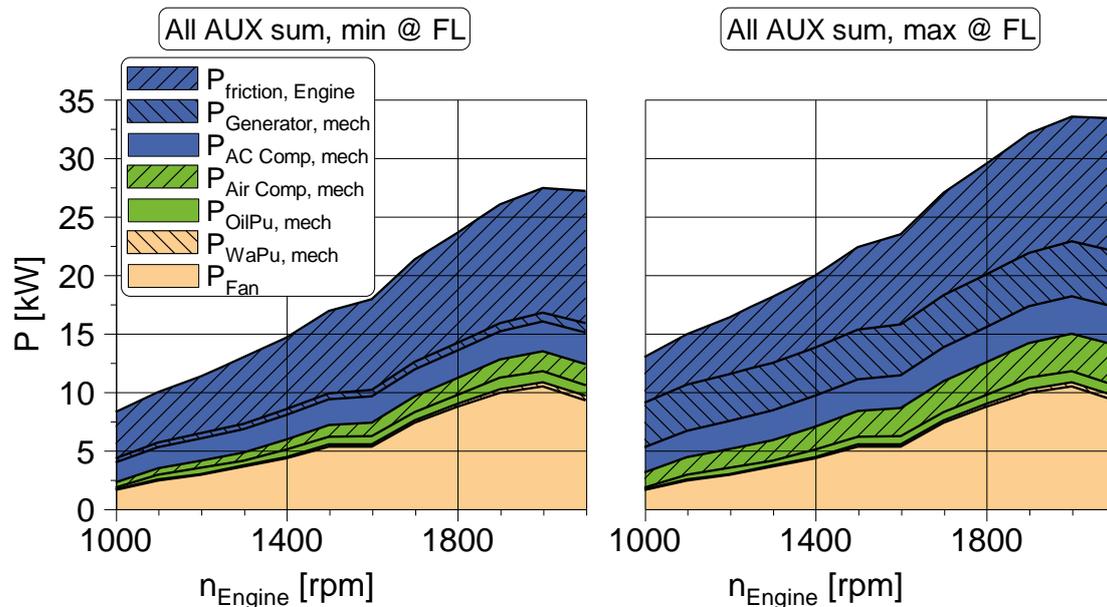


Abbildung 7-1: Reibleistungsverteilung der Nebenaggregate und Motorgrundreibung bei äußerer Minimal- (links) bzw. Maximallast (rechts) im Motorvolllastbetrieb

Abbildung A-5 im Anhang zeigt diese Informationen in prozentualer Darstellung. Deutlich sticht die enorm hohe Leistungsaufnahme des Lüfters hervor, der mit bis knapp über 10 kW bzw. 60 % den größten Teil an Nebenaggregateverlusten einnimmt. Bei geringeren Motorlasten lässt sich diese Leistung jedoch auf Grund der bereits vorhandenen Drehzahlentkopplung des Viscolüfters deutlich reduzieren (siehe Kap. 7.5). Die Ölpumpe profitiert hier von der Motorvolllast durch niedrige Ölviskositäten und somit geringere Systemdrücke und geringere Leistungen im Vergleich zu niedrigeren Lasten und verbraucht hier bis zu knapp 1 kW. Maßnahmen an Ölpumpe oder dem Antrieb zur variablen Förderung würden die Ölpumpenleistung dem Bedarf näher bringen können (siehe Kap. 7.4). Die Kühlmittelpumpe stellt mit bis zu knapp 0,5 kW den Verbraucher mit geringsten Leistungsaufnahmen dar und ist im Diagramm neben den anderen Verbrauchern kaum erkennbar. Sie bietet aber auch ein enormes relatives Einsparpotential, wie schon die über das Wachsthermostat geregelten, lastabhängigen Teilvolumenströme über den Hauptwasserkühler (großer Kreislauf) andeuten (siehe Kap. 7.3). Im Vergleich der Lasten zeigt sich hier besonders, dass der Kältemittelverdichter kaum Unterschiede in der Leistungsaufnahme in den Lastextremen, also Gebläsestufen und somit abgegebener Kälteleistung zeigt, während beim Generator ein deutlicher Unterschied zwischen Minimal- (linkes Diagramm) und Maximallast (rechtes Diagramm) durch den Ladestrom

ersichtlich ist. Luftpresser und Kältemittelverdichter benötigen für ihren Betrieb abhängig von der Drehzahl zwischen rund 1 und 3,5 kW (siehe Kap. 7.7 bzw. 7.8). Der Generator benötigt zwischen rund 0,5 und 4,5 kW, je nach Drehzahl und Laststrom, siehe Kap. 7.6. Insgesamt nehmen die Nebenaggregate somit bei minimaler Belastung des Generators, des Luftpressers und des Kältemittelverdichters in der Motorvolllast über 50 % der Motorgesamt-treibleistung auf, bei maximaler Belastung sogar um 70 % (vgl. auch Abbildung A-5 im Anhang).

7.2 Kraftstoffverbrauch und Verbrauchsreduktion

Während der Basisvermessung sowie nach Strip-Down aller motorlastabhängigen Nebenaggregate wurde der Verbrennungsmotor im kompletten Betriebskennfeld fein gerastert vermessen. Abbildung 7-2 zeigt den Kraftstoffverbrauch des Versuchsmotors ohne Nebenaggregate im kompletten Betriebsbereich ab 1000 1/min mit einem Minimalverbrauch von 2 kg/h und einem Maximalverbrauch von 31 kg/h.

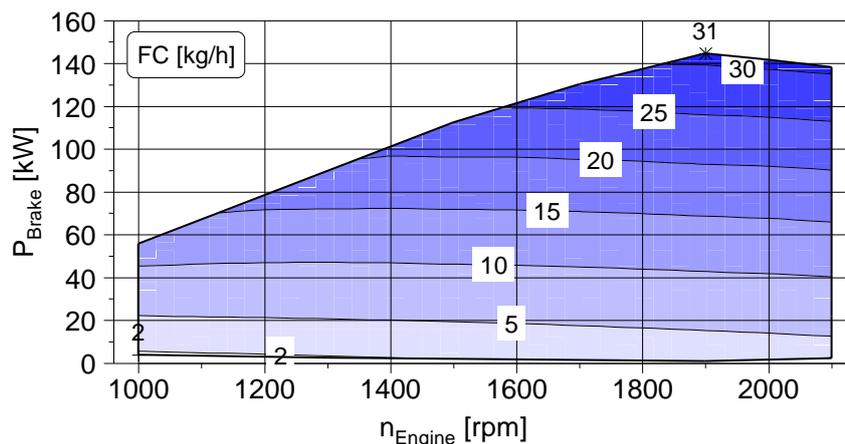


Abbildung 7-2: Kraftstoffverbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors ohne Nebenaggregate

Der vom Gesamtverbrauch anteilige Kraftstoffverbrauch eines Nebenaggregats im Serienzustand sowie einer entkoppelten Strategie wurde auf Basis der ermittelten Leistungsaufnahme betriebspunktspezifisch bestimmt. Mit Hilfe eines Matlab/Simulink-Modells (siehe Kap. 4.3) wurden so Leistungsaufnahme und Kraftstoffverbrauchsanteil der unterschiedlichen Nebenaggregatvarianten unter vergleichbaren, praxisrelevanten Bedingungen ermittelt, die in den folgenden Kapiteln diskutiert werden. Vorgabe der numerischen Analyse ist die in den verschiedenen DLG-Betriebspunkten und -Zyklen jeweils durch den Arbeitsprozess angeforderte Gesamtleistung am Getriebeeingang (Zug-, hydraulische und Zapfwellenleistung), vgl. Kap. 4.2. Dabei wird eine Betriebspunktverschiebung des Verbrennungsmotors auf Grund unterschiedlicher Nebenaggregataufnahmeleistungen bei gleicher effektiver Motorlastanforderung berücksichtigt. Aus den betriebspunktspezifischen relativen Kraftstoffverbrauchsreduktionen lassen sich

auf Basis einer Maschineneinsatzdauer absolute Kraftstoffeinsparungen berechnen. Diese sind letzten Endes Haupttreiber des Technologieeinzugs. Angelehnt an z. B. [45] wird hier beispielhaft von 800 Betriebsstunden pro Jahr ausgegangen. Tabelle 7-1 zeigt die mögliche jährliche Kraftstoffersparnis auf Basis exemplarischer Werte für Motorverbrauch und relativer Kraftstoffverbrauchseinsparungen, die den typischen Bereich abdecken, wie er in dieser Arbeit ermittelt werden konnte.

Tabelle 7-1: Jährliche Kraftstoffersparnis bei entsprechenden relativen Kraftstoffverbrauchsreduktionen für exemplarische Verbrauchswerte auf Basis von 800 h/a Maschinenauslastung

Kraftstoffverbrauch [l/h]	Jährlicher Kraftstoffverbrauch [l/a] (bei 800 h/a)	Kraftstoffverbrauchseinsparung [%]	Annahme relative Kraftstoffverbrauchseinsparung [%]	Jährliche Kraftstoffersparnis [l/a]
5	4.000	1	1	40
		5	5	200
35	28.000	1	1	280
		5	5	1.400

Eine Optimierungsmaßnahme mit einer Verbrauchsreduktion von 1 % in allen Betriebspunkten hätte bei Einsatz des Verbrennungsmotors in den repräsentativen DLG-Zyklen mit einem mittleren gewichteten Kraftstoffverbrauch von rund 23 l/h (siehe Tabelle 4-1 und Abbildung 7-2) eine jährlich Kraftstoffeinsparung von rund 180 l zur Folge. Bei längerer Maschineneinsatzdauer oder höheren Lasten ergeben sich größere Einsparungen.

7.3 Kühlmittelpumpe

Die Vorgehensweise zur Vermessung der Aufnahmeleistung der mechanischen Kühlmittelpumpe auf dem befeuerten Motoren- sowie auf dem Komponentenprüfstand wurde in Kap. 6.5 bereits beschrieben. Der mechanischen Pumpe, wie sie im konventionellen Kühlmittelkreislauf eingesetzt wird (vgl. Kap. 2.3.4), wird eine drehzahlentkoppelte Pumpe gegenüber gestellt. In Kap. 3.3 wurden die Vorteile entkoppelter System sowie verschiedene Varianten bereits vorgestellt. In dieser Arbeit werden die Potentiale eines entkoppelten Systems am Beispiel einer Kühlmittelpumpe mit elektrischem Antrieb untersucht.

7.3.1 Basisvermessung

Aus den Messungen zur mechanischen Kühlmittelpumpe ergaben sich die in Abbildung 7-3 dargestellten Leistungen (Messpunkte der charakteristischen DLG-Betriebspunkte

sowie Motorvolllast als runde Marker). Volumetrische Leistungsabgabe (links) und mechanische Leistungsaufnahme (rechts) sind hierbei über der Motorleistung mit Nebenaggregat und über Motordrehzahl aufgetragen.

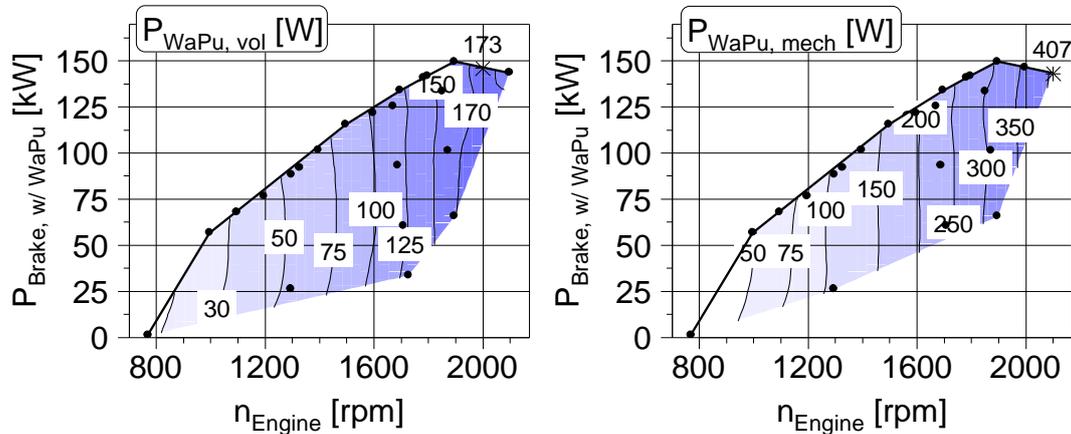


Abbildung 7-3: Volumetrische Leistungsabgabe (links) und mechanische Leistungsaufnahme (rechts) der Kühlmittelpumpe

Eindeutig zu erkennen ist die mit der Drehzahl ansteigende Leistung, die weitestgehend unabhängig von der abgegebenen Motorleistung ist. Vergleicht man diese, über die Motorleistung konstante Kühlmittelpumpenleistung mit den Diagrammen aus Abbildung 7-4, erkennt man, dass jenseits der Motorvolllast überschüssige Leistungen und Volumenstromförderung gegeben sind.

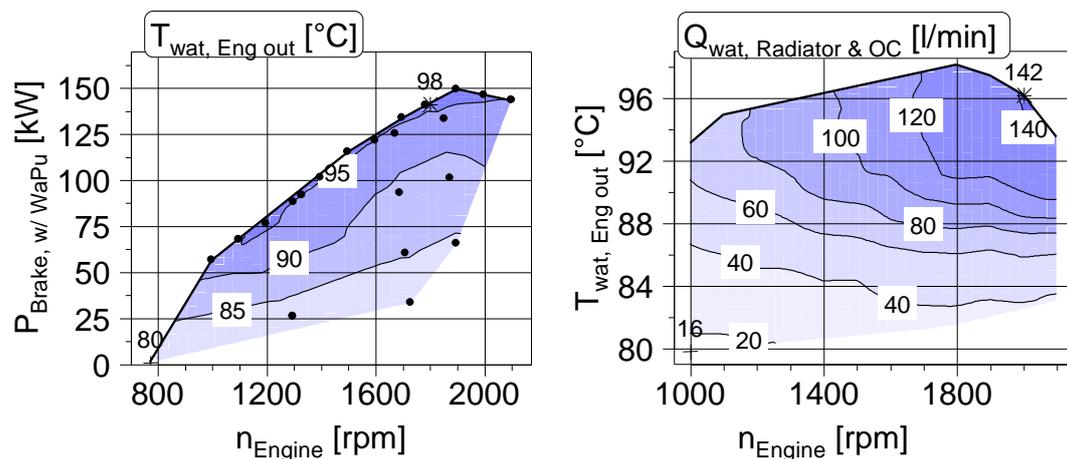


Abbildung 7-4: Kühlmitteltemperatur am Motorausritt (links) und Kühlmittelvolumenstrom über Kühler (rechts)

Das linke Diagramm in Abbildung 7-4 zeigt die Motorausrittstemperatur des Kühlmittels über Motorleistung und -drehzahl in den vermessenen Betriebspunkten. In Teillast

sind dabei in Folge der Worst Case Auslegung der Kühlmittelpumpe deutlich geringere Motortemperaturen von bis zu 15 K unter denen des Vollastbetriebs zu verzeichnen. Dies verdeutlicht eine überschüssige Pumpenleistung und Wärmeabfuhr. In Folge höherer Ölviskosität und Motorreibung geht damit sogar ein Kraftstoffmehrverbrauch im Vergleich zu höheren Kühlmitteltemperaturen einher. Das rechte Diagramm zeigt im Vergleich dazu die aus der Basisvermessung (nähere Beschreibung in Kap. 6.3) ermittelten Kühlmittelvolumenströme über Kühlmittel- und Ölkühler. Zu erkennen ist der mit der Motorlast, bzw. hier als Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt dargestellt, zunehmende Volumenstrom trotz gleicher volumetrischer Pumpenleistungen, vgl. mit Abbildung 7-3 links. Dies kommt durch die zunehmende Öffnung des Thermostats bis zur vollständigen Öffnung ab höheren Motorlasten und Kühlmitteltemperaturen, wo die Volumenströme dann nicht mehr zunehmen.

7.3.2 Bedarfsgerechter Kühlmittelförderstrom

Der Kühlleistungsbedarf des Verbrennungsmotors ist von seiner Leistungsabgabe sowie seines Wirkungsgrads abhängig. Die Fördermenge ist ausgelegt für den kritischsten anzunehmenden Betriebszustand. Mit einer entkoppelten Kühlmittelpumpe lässt sich also (wie in Kap. 3.3 und dort insbesondere Kap. 3.3.3 bereits ausführlich beschrieben) der geförderte Volumenstrom an den tatsächlichen Kühlbedarf abhängig von Drehzahl und Motorlast sowie den äußeren Betriebsbedingungen anpassen. Im Versuch wurde hierzu der Kühlmittelförderstrom an den charakteristischen Motorbetriebspunkten gegenüber dem Serienvolumenstrom reduziert und somit dem tatsächlichen Kühlbedarf näher gebracht. Die aufgenommene Wärme pro Zeiteinheit erhöht sich indes, wodurch das Temperaturniveau am Motorausstritt steigt. Das Thermostat zum Einstellen eines Temperaturgleichgewichts durch Regulierung der Kühlmittelstromverteilung zwischen großem und kleinem Kühlkreislauf öffnet sich entsprechend weiter, wodurch so lange mehr Kühlmittel über den Kühler geführt wird, bis die Regeltemperatur oder aber die maximale Öffnungsposition erreicht ist. Gleichzeitig reduziert sich auch die Kühlmitteltemperatur in den Motor und folglich erhöht sich die Temperaturdifferenz über den Verbrennungsmotor. Der Volumenstrom wurde solange reduziert, bis die Kühlmitteltemperatur am Motorauslass 102 °C oder die Temperaturdifferenz zwischen Motorein- und -auslass 13 K überschritt. Beides sind gängige Werte für die Worst Case Auslegung. Weil die Serienkühlmittelpumpe auf einen Worst Case ausgelegt ist, lassen sich so mit der entkoppelten Pumpe in weiten Kennfeldbereichen deutliche Volumeneinsparungen von über 20 % gegenüber dem Serienzustand vornehmen, wie Abbildung 7-5 links für diesen Versuch zeigt. Im Leerlauf waren durch die Drehzahlentkopplung auf diese Weise sogar Volumenstromreduzierungen von 55 % möglich. Die entsprechende Pumpenleistungsaufnahme in den DLG-Betriebspunkten zeigt Abbildung 7-5 rechts. Die linken Balken zeigen die Leistungsaufnahme der konventionellen mechanischen Kühlmittelpumpe. Die rechten Balken ohne Schraffur zeigen die reine elektrische Antriebsleistung des entkoppelten volumenstromreduzierten Betriebs und mit Schraffur die für diese elektrische Last notwendige mechanische Generatormehrleistung. Ohne Generatorberücksichtigung sind durch die Volumenstromreduktion zwi-

schen 20 und 75 % Leistungseinsparung möglich (rechte Achse des rechten Diagramms). Mit Generatorberücksichtigung und des geringeren Leistungsübertragungswirkungsgrades werden die Vorteile allerdings teilweise wieder kompensiert und sogar umgekehrt. Eine elektrische Kühlmittelpumpe wäre so also nicht verbrauchssparsamer.

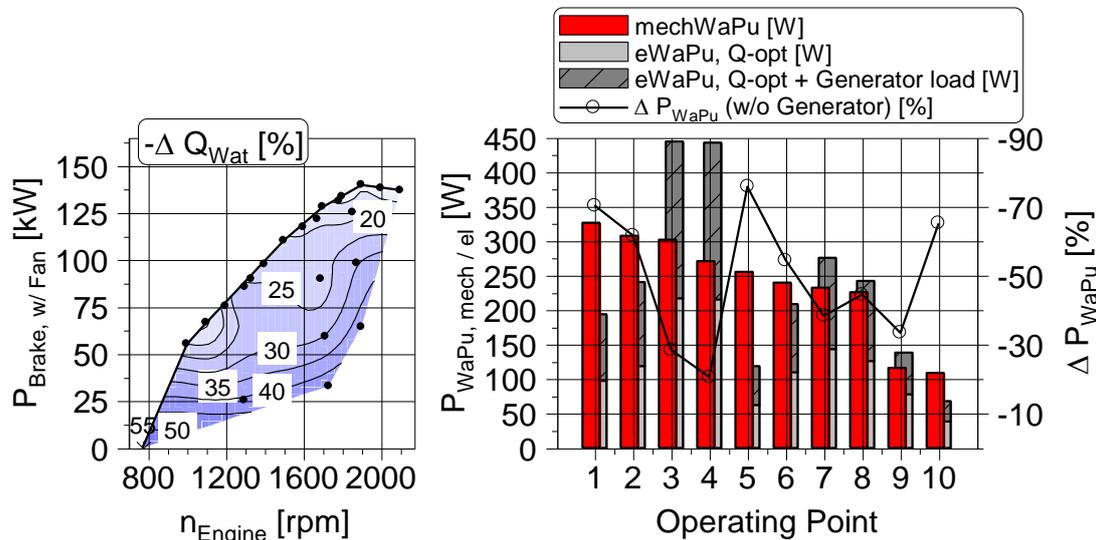


Abbildung 7-5: Erzielte Volumenstromreduzierung im Kennfeld (links) und Leistungsvergleich in den DLG-Betriebspunkten (rechts)

Diese elektrische Kühlmittelpumpe zeigte bei gleichem Volumenstrom und motorischen bzw. thermodynamischen Randbedingungen vergleichbare volumetrische Leistungen und demzufolge volumetrische Wirkungsgrade. Andere drehzahlvariable Entkopplungsvarianten mit ähnlichem volumetrischem, aber höherem Übertragungswirkungsgrad lassen also durchaus zweistellige prozentuale Einsparpotentiale erwarten. Mechanisch variable Kühlmittelpumpen (wie in Kap. 3.3.2 beschrieben) haben durch den Verstellmechanismus zwar etwas geringere volumetrische Wirkungsgrade gegenüber festen, konventionellen Pumpen, bieten aber durch die Leistungsanpassung – abgesehen von der Vollast – Leistungs- und Verbrauchsvorteile. Weiterhin haben diese nicht den Nachteil der zusätzlichen Leistungswandlung einer elektrischen Pumpe.

Im Kühlsystem weist die Kühlmittelpumpe eine deutlich geringere Leistungsaufnahme auf als der Lüfter. Dieser sollte nur betrieben werden, wenn andere Kühlmaßnahmen nicht mehr ausreichen. Daher wurde auch eine kombinierte Untersuchung mit bedarfsgerechten Luft- und Kühlmittelvolumenströmen vorgenommen (siehe Kap. 7.5.3).

7.4 Ölpumpe

Die Ölpumpenleistung wird, als Folge der direkten Kopplung an die Motordrehzahl, auf ausreichende Schmierung im Heißstart ausgelegt (vgl. Kap. 2.3.2). Dort herrschen nied-

rigste Pumpendrehzahlen bei gleichzeitig sehr dünnflüssigem, niedrigviskosem Öl, also niedrigen Systemdrücken. In Folge dieser Worst Case Auslegung sind die geförderten Ölvolumenströme und die daraus resultierenden Öldrücke im gewöhnlichen Motorbetrieb, insbesondere bei hohen Drehzahlen sowie niedrigen Öltemperaturen, infolge moderater Motorlasten übermäßig hoch, siehe Abbildung 7-6. Erkennbar ist dies besonders an den Drücken oberhalb der Ausgleichsgeraden durch die Volllastbetriebspunkte (rechts), also die Motorbetriebspunkte unterhalb der Volllast. In Abbildung A-6 im Anhang ist darüber hinaus das Fördervolumen sowie der dazugehörige Öldruck im gesamten Motorbetriebskennfeld während der Basisvermessung aufgezeigt.

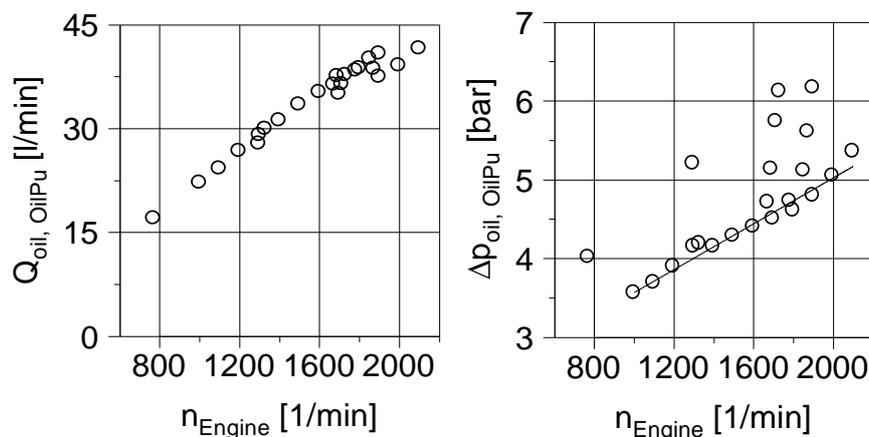


Abbildung 7-6: Ölfördermenge (links) und -druck (rechts) in Volllast- und DLG-Betriebspunkten

Aus der volumetrischen Leistung in Folge des geförderten Volumenstroms und der resultierenden Druckdifferenz sowie der Verluste der Ölpumpe ergeben sich unter den vorherrschenden Bedingungen mechanische Ölpumpenaufnahmeleistungen gemäß Abbildung 7-7. Diese steigen mit der Drehzahl und sinken in Richtung Volllast auf Grund der dort höheren Öltemperaturen und geringeren -viskositäten. Bei niedrigeren Öltemperaturen, wie sie bei Kaltstart oder im Warmlauf vorherrschen, wären deutlich höhere Pumpenaufnahmeleistungen die Folge, weil diese unter anderem von der Ölviskosität abhängen.

Die Schmierung wurde durch den Motorenhersteller bereits bei Motorleerlauf und unter Worst Case Bedingungen wie 140 °C Öltemperatur gewährleistet (vgl. Kap. 2.3.2), sodass alle Lagerstellen mit einer ausreichenden Menge Öl versorgt werden. Mit steigender Last steigt der Bedarf an Ölmenge maßgeblich wegen des Kühlbedarfs an, da das Öl über Kolbenspritzdüsen Wärme von den Kolbenböden abtransportieren soll und in Folge dessen das Schluckvolumen des Motors steigt. Ab einem gewissen anstehenden Öldruck öffnen bei diesem Motor Ventile zu den Kolbenspritzdüsen, sodass das Schluckvolumen des Motors bei niedrigen Drehzahlen bereits reduziert ist und die Pumpe entsprechend kleiner ausgelegt werden kann.

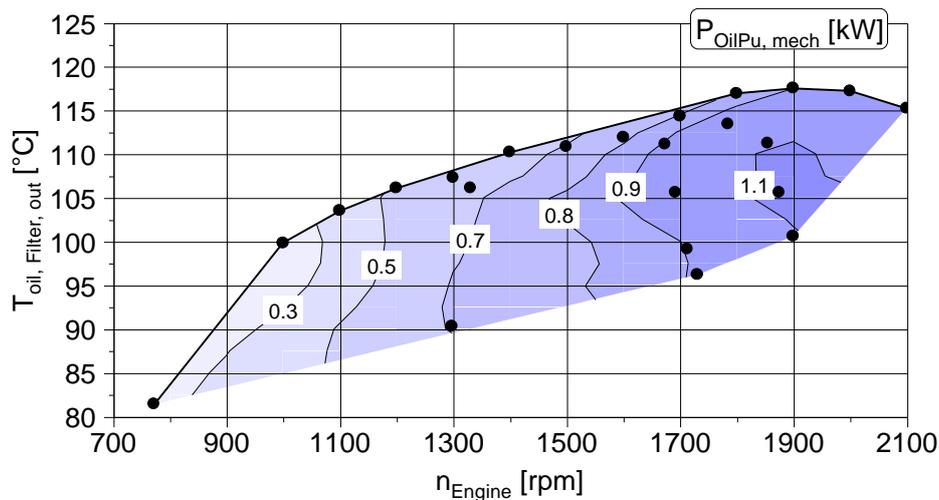


Abbildung 7-7: Mechanische Ölpumpenaufnahmeleistung über Öltemperatur und Motordrehzahl der Serienölpumpe

Durch den Einsatz geeigneter Regelungskonzepte und geregelter Ölpumpen lassen sich die mit der Drehzahl proportional zunehmenden Förderleistungen und die Leistungsaufnahmen absenken. Insbesondere wenn keine Vollast gefahren wird, das Öl also kälter und hochviskoser ist, sind größere Einsparungen möglich. Abbildung 7-8 zeigt die volumetrische Leistung für verschiedene Regelungsarten, auf Grundlage der experimentell ermittelten serienmäßigen Werte der Konstantpumpe (1 in Abbildung 7-8) über der Motordrehzahl. Die volumetrische Leistung nimmt als Folge des linearen Anstiegs von Förderstrom und Druckdifferenz (vgl. auch Abbildung 7-6) quadratisch zu (vgl. auch Formel (2.13) a)). Diese Leistungsaufnahme kann reduziert werden, indem das Öl ab einem gewissen Systemdruck nach der Pumpe abgedrosselt wird und der Öldruck fortan konstant gehalten wird. Es resultiert ein nahezu linearer Anstieg der Leistung, in diesem Beispiel ab 4 bar absolut (vgl. Abbildung 7-6) bzw. bei vorherrschender Viskosität ab 1400 1/min (Linie 2 in Abbildung 7-8). Diese Verlust- und somit Leistungsreduktion durch dissipative Abströmung von bereits gefördertem Öl auf einen bestimmten Regel- druck (vgl. auch Kap. 3.2.2) kann man auch durch volumenstromgeregelter Ölpumpen vornehmen. Hierbei wird bereits das Fördervolumen der Ölpumpe durch einen Verstell- mechanismus auf den Regel- druck reduziert und somit der Druck konstant gehalten (3) (siehe auch Kap. 3.2.3). Dies kann sogar mittels Wegeventil auf zwei verschiedenen Druckniveaus (4) realisiert werden (im Bsp. neben 4 bar ab hier 1400 1/min auch auf 3,5 bar bis hier 1300 1/min). Durch eine vollvariable Druckregelung (5) kann der Volumenstrom jederzeit bestmöglich an den jeweiligen betriebspunktabhängigen Druckbe- darf des Motors angepasst werden.

Diese Beispiele wurden auf Basis der Volllastwerte für (1) gerechnet, sodass sich im Teillast- oder gar Niedriglastbereich mit deutlich geringerem Kühl- und somit Volumenstrombedarf erheblich höhere Einsparungen erzielen lassen. Dort sind die Drücke und folglich Pumpenleistungen auf Grund der geringeren Medientemperaturen deutlich hö-

her, im vorliegenden Beispiel bis über 40 % (vgl. Abbildung A-6 im Anhang), mit entsprechend höherem Einsparpotential an Kühlbedarf und Ölmenge.

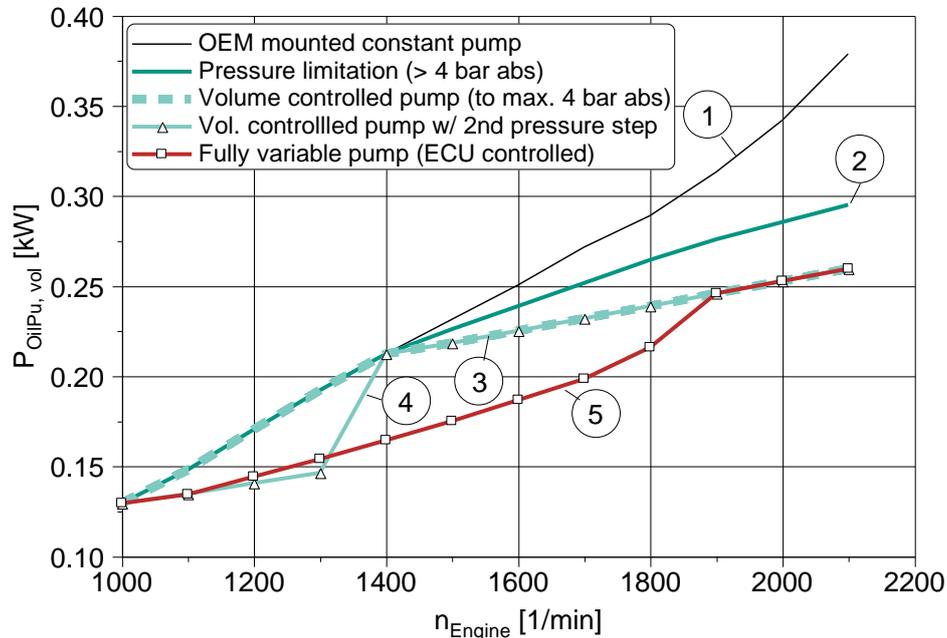


Abbildung 7-8: Volumetrische Ölpumpenleistung über Motordrehzahl für verschiedene Pumpenregelungsarten

Derartige experimentelle Untersuchungen am Verbrennungsmotor waren innerhalb des Projektumfangs nicht möglich. Der Eingriff in das Schmiersystem wäre zu groß und man hätte keine Kontrollgrößen, an Hand derer man verlässlich und unmittelbar auf reduzierte Öldurchsätze hätte regeln können. Betrachtet man allerdings die Verteilung der repräsentativen DLG-Betriebspunkte (vgl. Abbildung 4-3), so ist ersichtlich, dass häufig bei hohen Drehzahlen, nicht aber immer bei Vollast gefahren wird. Leistungseinsparungen von 50 % der mechanischen Pumpenantriebsleistung und mehr sind durchaus denkbar und somit Kraftstoffeinsparungen von 0,5 bis zu 1,5 % in den DLG-Betriebspunkten. In [81] wird hier sogar optimistischer von bis zu 3 % im Nutzfahrzeugsbereich berichtet. Lediglich im Worst Case wäre mit einem geringfügigen Mehrverbrauch zu rechnen, da Verstellpumpen durch höhere Spaltmaße minimal geringere Pumpenwirkungsgrade haben als Konstantpumpen.

Insgesamt ergeben die Betrachtungen, dass bereits eine einfache Druckregelung Leistungs- und Verbrauchsvorteile bietet, sofern man die Maschine nicht stets bei Vollast betreibt. Je geringer die Motorlast, desto niedriger die Öltemperaturen mit höheren Viskositäten, wodurch der Abregeldruck eher erreicht wird. Kommt häufig ein gemischter Einsatz zustande mit ebenfalls niedrigen Drehzahlen, so bietet die geregelte Ölpumpe mit zusätzlich abgesenktem Druckbereich weiteres Einsparpotential (siehe Linie 4 in Abbildung 7-8).

7.5 Lüfter

Obwohl starre Lüfter generell noch Anwendung finden, können Viscolüfter heutzutage bereits als Standard bezeichnet werden (vgl. auch Kapitel 2.3.5). Mittels temperaturabhängiger Bimetallansteuerung oder ECU-Regelung sind sie über die Viscokupplung bereits von der Motordrehzahl entkoppelt. Da eine Viscokupplung allerdings auf Grund ihrer dissipativen Drehzahl- und somit Leistungsregelung besonders wegen der hohen Aufnahmeleistungen des Lüfters auch Nachteile mit sich bringt, ist eine genaue Analyse sowie der Vergleich mit Alternativsystemen ratsam. Ein elektrischer Lüfter (vgl. Kap. 3.4.2) kommt bei heutigen Antriebskonzepten nicht in Betracht. Das 12-V-Bordnetz liefert derartig benötigte Leistungen nicht. Außerdem hätte die Leistungswandlung über konventionelle Generatoren dabei zu hohe Verluste (vgl. Kap. 7.6 sowie 3.1.8). Bei entsprechend hohen Wirkungsgraden der Stromerzeugung bei Hochvoltssystemen, wie es bspw. [57] berichtet, würde ein Hochvolt-Elektrolüfter stets bedarfsoptimal betrieben werden können und hätte klare Vorteile. Doch sind solche Prototyp-Antriebsstränge im nächsten Jahrzehnt serienreif noch nicht denkbar. Eine Alternative zur bedarfsgerechten Kühlluftbereitstellung bieten z. B. sogenannte Umkehrlüfter. Diese sind im Gegensatz zu Viscolüftern fest an die Kurbelwelle gekoppelt und stellen den Luftbedarf durch drehbar gelagerte Lüfterblätter ein (siehe Kap. 3.4.3).

7.5.1 Lüftervergleich im kompletten Lüfterbetriebsbereich

Der serienmäßige Viscolüfter sowie der alternative Umkehrlüfter wurden am Verbrennungsmotor auf dem befeuerten Prüfstand vermessen (vgl. Versuchsbeschreibung in Kap. 6.4). Die Aufnahmeleistung im kompletten Betriebskennfeld der beiden Lüfter zeigen an Hand einer Lüfterleistungs- und -drehzahlvariation in Abbildung 7-9 deren typische Charakteristik.

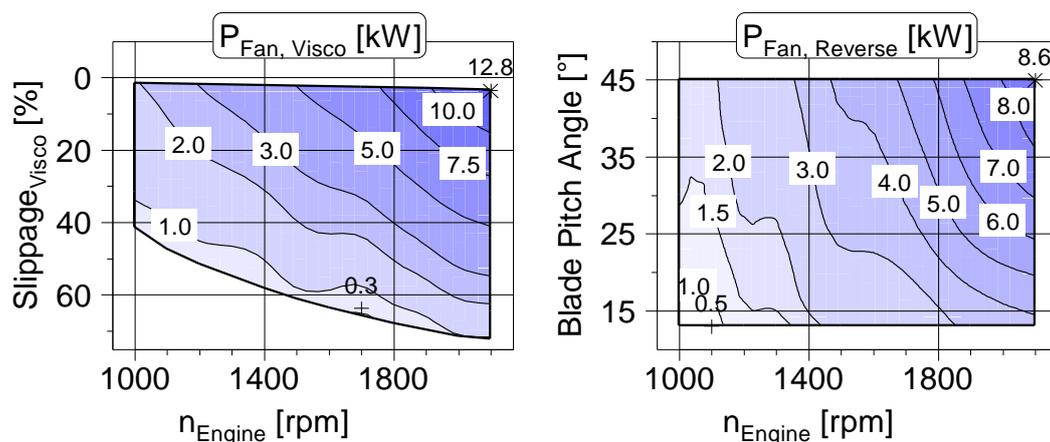


Abbildung 7-9: Mechanische Aufnahmeleistung Visco- (links) und Umkehrlüfter (rechts) im kompletten Betriebsbereich

Mit dem Viscolüfter (Abbildung 7-9 links) kann generell eine gut regelbare Leistungsanpassung vorgenommen werden. Mit steigender Motor- und in Übersetzung somit Viscokupplungseingangsdrehzahl nimmt bei gleichem Schlupf (engl. Slippage) der Kuppelung die Leistungsaufnahme zu. Bei gleicher Drehzahl und abnehmendem Schlupf nimmt die Leistungsaufnahme ebenfalls kontinuierlich zu. Die Leistungsaufnahme des Umkehrlüfters (rechts) hingegen ist etwas stärker von der Motordrehzahl geprägt als die des Viscolüfters. Während der Viscolüfter seine Leistung über eine Drehzahlanpassung mittels der hydrodynamischen Kuppelung vornimmt, verstellt der Umkehrlüfter hierzu seine Flügelwinkel (engl. blade pitch angle). Die Viscokupplung erreicht bei niedrigeren Motordrehzahlen einen geringeren Minimalschlupf als Quotient aus Differenzdrehzahl zu Eingangsdrehzahl im Vergleich zu höheren Drehzahlen, weil der Lüfter auf Grund des viskosen Öls mit einer Mindestdrehzahl mitgeschleppt wird. 100 % Übertragung erreicht diese Kuppelung auf Grund der Scherverluste im Öl, also des Restschlupfes, nie. Daher muss ein Lüfter mit Viscokupplung auch größer ausgelegt werden. Der Umkehrlüfter kann permanent zwischen 13 und 45 ° Anstellwinkel verstellen. Mit kleinerem Winkel sind die Flügel flacher zur Lüfterebene, welche senkrecht zur Strömungsrichtung steht, und fördern demzufolge weniger Volumenstrom.

Während dieser Vergleich allerdings lediglich die Regelungscharakteristik sowie den Gesamtleistungsbereich des Lüfters zeigen soll, wird im Folgenden ein direkter Vergleich an identischen motorischen Betriebspunkten durchgeführt.

7.5.2 Direkter Lüftervergleich

Aus Kapitel 3.3.1 f ist bereits bekannt, dass eine Drehzahlregelung die theoretisch effektivste im Betrieb verstellbare Regelungsart einer Strömungsmaschine ist. Eine Drehzahländerung beeinflusst deren Leistung mit dritter Potenz (vgl. Formel (2.15)). Doch hat die dissipative Drehzahlanpassung der Viscokupplung auch Leistungsverluste in der Wirkungskette des Antriebs, siehe Abbildung 7-10, welche die Vorteile schmälert.

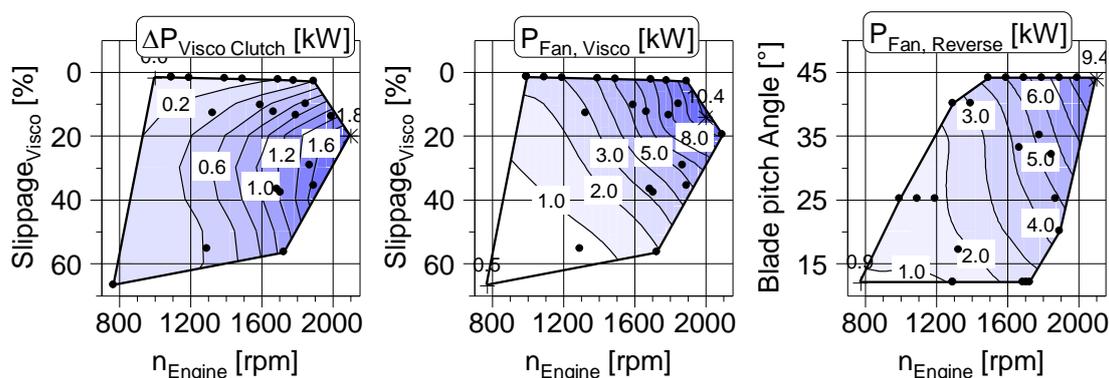


Abbildung 7-10: Schlupfverlust der Viscokupplung (links) sowie Aufnahmeleistung Viscos- (Mitte) und Umkehrlüfter (rechts) in den Volllast- und DLG-Betriebspunkten

Abbildung 7-10 links zeigt die Leistungsverluste innerhalb der Viscokupplung auf Grund des Schlupfes in der Lüftervermessung der Vollast- und DLG-Betriebspunkte (runde Marker). Mit Reduzierung des Schlupfes (vertikal aufsteigend) steigt auch die zu übertragende Lüfterleistung, siehe Abbildung 7-10 Mitte. Daher nehmen die Wärmeverluste im Öl (linkes Diagramm) zunächst zu und erst in Richtung minimalem Schlupf wieder ab. Insbesondere bei hohen Drehzahlen werden so bis zu fast 2 kW Verluste in der Kupplung dissipiert. Diese Leistung muss – in Wärme umgewandelt – auch von der Kupplung abgeführt werden können, sodass Kühlkörper an der Kupplung notwendig sind und die Nabe somit größer ausgelegt werden muss. Die freie Lüfterfläche ist im Vergleich zu einem Umkehrlüfter gleichen Außendurchmessers also geringer, was in der Auslegung berücksichtigt werden muss.

Der Umkehrlüfter kann über die 45° Blattanstellwinkel hinaus seine Anstellung reversieren und fördert sodann in die Umkehrrichtung. Diese Funktion stellt einen großen Vorteil bei staubigen und schmutzigen Arbeitsbedingungen dar, wenn das Kühlnetz verschmutzt ist und ein Lüfter ohne eine solche Funktion für gleichbleibende Kühlleistungen höhere Lüfterleistungen fahren müsste. Dieser Lüfter bläst dann den Kühler frei und sorgt für möglichst geringe Lüfterleistungsaufnahmen. Durch die Umkehrfunktion kann dieser Lüfter konstruktionsbedingt allerdings nicht auf unter 13° schwenken. Dieser Minimal-Anstellwinkel führt bei geringen bis keinen Kühlluftanforderungen zu höheren Leistungen im Vergleich zum Viscolüfter, welcher mit maximalem Schlupf die Drehzahl stark reduzieren kann (zu sehen in den untersten Bereichen der Diagramme in Abbildung 7-9 und Abbildung 7-10).

Abbildung 7-11 zeigt die bereits in Abbildung 7-10 gezeigten Leistungsaufnahmen beider Lüfter in direkter Gegenüberstellung. Links in den Vollast-, rechts in den DLG-Betriebspunkten, wobei oben die absoluten Leistungen beider Lüfter und unten die prozentuale Einsparung des Umkehr- zum Viscolüfter dargestellt sind.

In der Motorvollast bestehen bei den durchgeführten Vergleichsmessungen Unterschiede von bis zu 1-2 kW Aufnahmeleistung. In den DLG-Betriebspunkten sogar bis zu knapp 3 kW (Operating Point OP 3 und OP 4; vgl. auch im Motorkennfeld Abbildung 6-1). Während der Viscolüfter seine Leistungsaufnahme durch gesteigerten Schlupf und folglich Übertragungsverluste anpasst, reduziert der Umkehrlüfter Blattanstellwinkel und folglich auch den Luftwiderstand. Weiterhin ist das Lüfter-Naben-Verhältnis beim Viscolüfter ungünstiger, wie bereits geschildert. Lediglich in niedriglastigen Betriebspunkten (OP 5, OP 10 und OP 11), wo kaum zusätzlicher Kühlbedarf durch den Lüfter besteht, ist die Leistungsaufnahme des Umkehrlüfters wegen der konstruktiven Einschränkung des Minimal-Anstellwinkels höher. Hier kann der Viscolüfter trotz der Kupplungsverluste durch die Drehzahl- und somit Leistungsreduzierung seine Leistung tiefer senken. Der Umkehrlüfter hingegen fördert unnötigen Luftstrom. Motorkraftstoffverbrauch sowie absolute Lüfterleistungsaufnahme sind dort jedoch mit etwa 0,5 bis knapp 2 kW deutlich kleiner, sodass die dort erhöhte Aufnahmeleistung deutlich geringer ins Gewicht fällt als die Einsparungen bei den Betriebspunkten mit höherer Last.

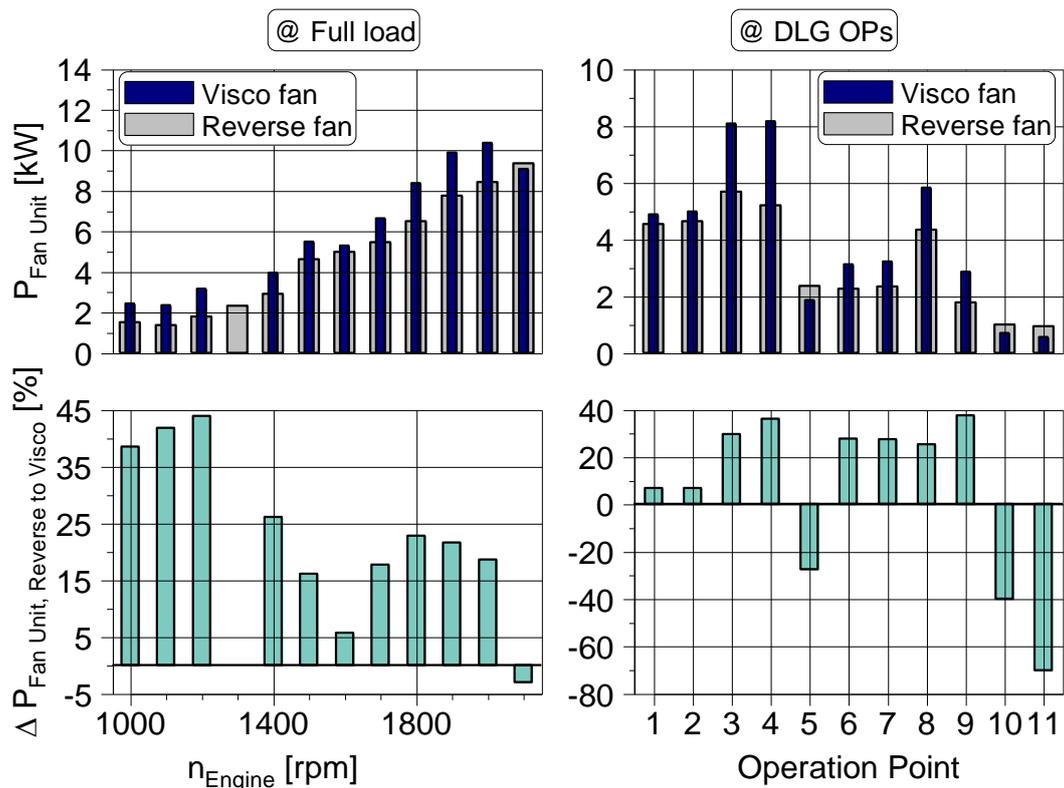


Abbildung 7-11: Absolute Leistungsaufnahme (oben) und prozentuale Einsparung (unten) in Volllast (links) und den DLG-Betriebspunkten (rechts) von Umkehr- zu Viscolüfter

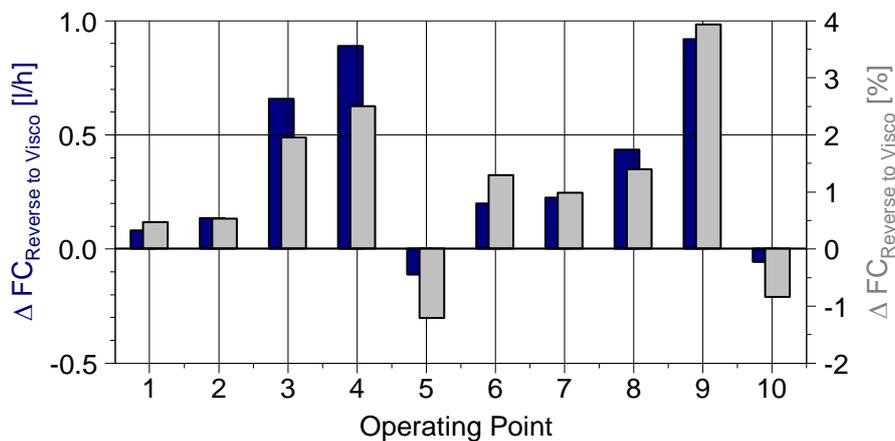


Abbildung 7-12: Kraftstoffverbrauchseinsparung in l/h (links, dunkle Balken) und in % (rechts, helle Balken) von Umkehr- zu Viscolüfter in den DLG-Betriebspunkten

Für die Kraftstoffersparnis, siehe Abbildung 7-12, bedeutet dies in den DLG-Betriebspunkten mit Ausnahme der Niedriglastpunkte (OP 5 und OP 10; vgl. auch Abbildung 6-1) Einsparungen von 0,5 bis zu 4 % Kraftstoff (helle Balken, rechte Achse) bzw. 0,1 bis zu fast 1 l/h (dunkle Balken, linke Achse). Bei einem gemischten Maschineneinsatz im DLG-

PowerMix entsprechend der Betriebspunktverteilung aus Tabelle 4-1 und einer jährlichen Maschineneinsatzdauer von 800 Stunden führen diese Maßnahmen zu Kraftstoffeinsparungen von 300 l pro Jahr.

Bei den eben gezeigten Messergebnissen sei noch vermerkt, dass der Viscolüfter während der Vermessung von der Motorsteuerung temperaturgeregelt angesteuert wurde. Der Umkehrlüfter wurde per Handsteuerung in eine Anstellwinkelposition gebracht, bis sich gleiche thermodynamische Randbedingungen einstellten. Sicherheitshalber ist hierbei stets von hoher Kühlleistung aus angefahren worden. Dabei ergaben sich die in Abbildung 7-13 gezeigten Schlupf- bzw. Anstellwinkelwerte. Bei etwa 35° erreicht der Lüfter einen sehr hohen Förderstrom, wo hingegen darüber hinaus die Leistungsaufnahme überproportional zur geförderten Luftleistung zunimmt, wie die Wirkung am Prüfstand in späteren Messungen gezeigt hat. Durch geringere Anstellwinkel in hochlastigen Bereichen ließen sich also die Aufnahmeleistungen teilweise weiter reduzieren, ohne dabei die Kühlleistung zu beeinträchtigen, sodass von weiteren Einsparungen auszugehen ist. Dies ist insbesondere bei maximaler Drehzahl und Last in Abbildung 7-10 rechts sowie Abbildung 7-11 zu sehen, wo die Kühlleistung durch eine abfallende Motorleistungscharakteristik abnehmen müsste, der Lüfter durch den beschriebenen Betrieb dort aber seine maximale Leistungsaufnahme aufweist.

Weil stets versucht werden sollte, den Lüfter durch seine hohe Aufnahmeleistung nur zu betreiben, wenn andere Kühlmaßnahmen nicht mehr ausreichen, wurden hierzu im folgenden Kapitel weitere Untersuchungen durchgeführt.

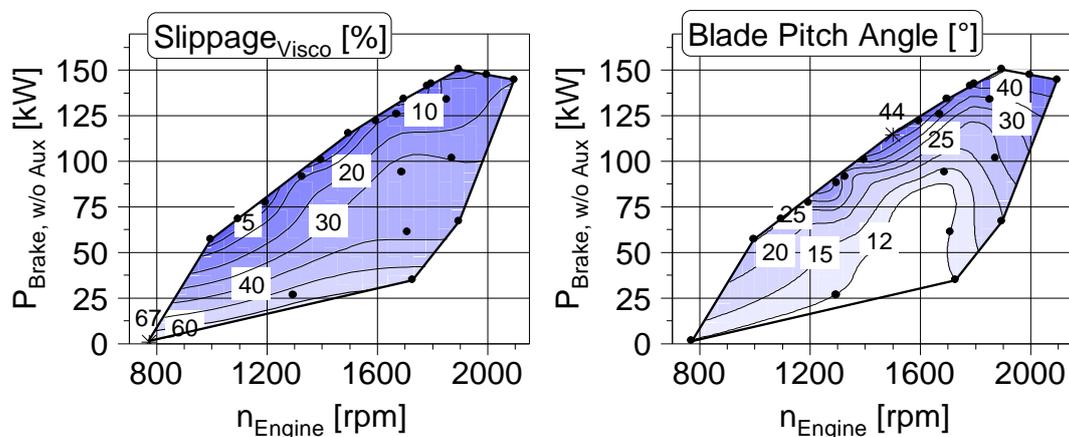


Abbildung 7-13: Viscoschlupf (links) bzw. Flügelanstellwinkel (rechts) der beiden Lüfertypen in den Volllast- und DLG-Betriebspunkten

7.5.3 Gesamtoptimierung der Kühlkreislaufkomponenten

Der Lüfter verursacht den größten parasitären Verlust aller Nebenaggregate. Daher ist es anzustreben, eine Leistungszunahme dieses Systems erst vorzunehmen, wenn durch andere Maßnahmen keine Erhöhung der Kühlleistung mehr möglich ist und ansonsten

eine Überhitzung droht. Daher wurde in folgender Messreihe die Lüfterleistung soweit wie möglich reduziert. Die Kühlmittelpumpenleistung und somit der Kühlmitteldurchfluss konnte in diesem Zusammenhang durch eine elektrische Pumpe bedarfsgerecht eingestellt werden. Weiterhin wurde – analog der Vorgehensweise in Kap. 7.3.2 – eine Erhöhung der Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt von maximal knapp 100 °C sowie einer maximale Temperaturdifferenz von Motorein- zu -austritt von maximal 13 K erlaubt. Abbildung 7-14 zeigt die wesentlichen Ergebnisse in den DLG-Betriebspunkten, Abbildung 7-15 an der Motorvolllast. Somit konnte im Falle des Umkehrlüfters eine deutliche Reduzierung der Anstellwinkel (in Abbildung 7-14 und Abbildung 7-15 jeweils Diagramm links unten) im Vergleich zur Basismessung (Abbildung 7-13 rechts) sowie in Folge dessen der Leistungsaufnahme (Diagramme rechts) im Vergleich zum Betrieb des Umkehrlüfters unter Serienbedingungen erzielt werden. Die sich ergebenden Kühlmittelvolumenströme sind jeweils links oben zu sehen. In den Leistungseinsparungen sind sowohl die reduzierten Lüfterleistungen als auch der Leistungsmehrbedarf des Generators durch den höheren Kühlmittelstrom der elektrischen Pumpe berücksichtigt. Dabei konnten in den niedriglastigen DLG-Betriebspunkten 5, 6, 7 und 10 (vgl. auch Abbildung 6-1) keine weiteren Reduzierungen der Anstellwinkel, siehe Abbildung 7-14 links unten, und somit keine weitere Leistungsreduzierung mehr erzielt werden.

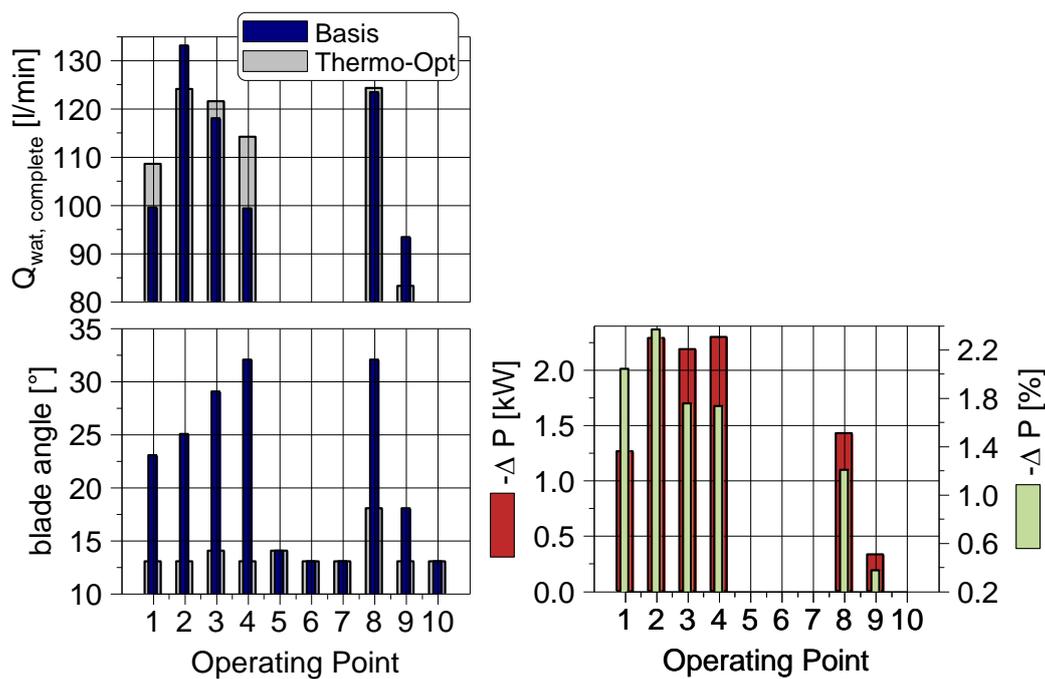


Abbildung 7-14: Anpassung von Kühlmitteldurchfluss (links oben) und Lüfterblatt-Anstellwinkel (links unten) sowie erzielte Leistungseinsparung (rechts) einer thermooptimierten Messung in den DLG-Betriebspunkten

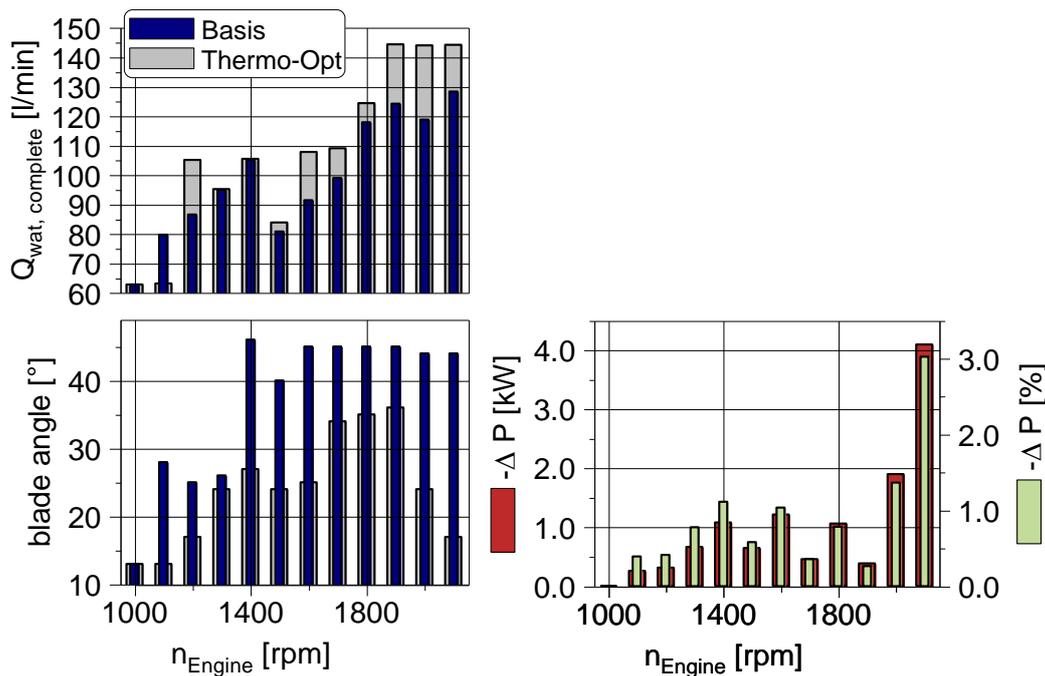


Abbildung 7-15: Anpassung von Kühlmitteldurchfluss (links oben) und Lüfterblatt-Anstellwinkel (links unten) sowie erzielte Leistungseinsparung (rechts) einer thermooptimierten Messung in den Vollastbetriebspunkten

Die hier erzielten Vorteile sind jedoch weniger als Folge der Erhöhung des Kühlmitteldurchsatzes und somit der Möglichkeit zur weiteren Reduzierung der Lüfterleistung, als auf die gezielte kombinatorische Optimierung sowie der Anhebung der maximalen Motortemperatur zurückzuführen. Die unterschiedlichen Kühlmittelströme können hierbei bereits aus den veränderten thermodynamischen Bedingungen erfolgen. Mit diesem Versuch konnte jedoch gezeigt werden, dass es weiteres Optimierungspotential hinsichtlich gezielter Kühlstrategien im gesamten Kühlkreislauf gibt. So sind z. B. dynamische Aspekte ebenfalls bei der Optimierung zu berücksichtigen. Ein Viscolüfter mit elektronischer Regelung kann hierbei bereits deutlich sensibler auf den Kühlbedarf des Kühlwassers, der Ladeluft oder des Öls reagieren als eine träge Bimetallansteuerung an der Lüfternabe. Gleiches gilt für das Kühlwasserthermostat, welches üblicherweise als Wachselement ausgeführt ist. Ein elektronisch geregeltes Thermostat würde im dynamischen Betrieb wegen geringerer Trägheit weitere Einsparungen ermöglichen. Ein Viscolüfter allgemein muss jedoch in Bereichen hohen Schlupfes sehr viel Energie dissipativ in Form von Wärme über die Kupplung abführen. Die Kupplung sollte aus wirkungsgradoptimaler Sicht aber möglichst klein ausgelegt werden – möglichst hohes Lüfter- zu Nabenflächen-Verhältnis. Dem begegnet man durch einen Kompromiss und legt die Nabe dennoch möglichst klein aus. In ungünstigen Betriebsbereichen mit viel Schlupf wird der Lüfter dann von Zeit zu Zeit mit niedrigerem Schlupf, also bei höheren Lüfterleistungen, betrieben, um die Wärmeabfuhr zu erhöhen. Die Auswahl und Auslegung der Kühlkreislaufkomponenten ergibt somit weiteres Einsparpotential.

7.6 Generator

Direkt gekoppelte Generatoren müssen insbesondere bei Off-Highway-Maschinen in ihrer Übersetzung verhältnismäßig lang ausgelegt werden. Denn diese müssen auch bei Fahrzeugzustand im Motorleerlauf, bei Dunkelheit und kalten Außentemperaturen ausreichend Strom für die komplette Beleuchtungsanlage sowie das Aufladen der Batterie bereitstellen können (vgl. auch Kap. 2.3.2 und 2.3.6). Zwar kann die Leistungsabgabe und somit die Leistungsaufnahme durch die Regulierung des Erregerstroms der Feldspule bereits bedarfsgerecht eingestellt werden. Mit steigender Motor- und Generatorzahl steigt bei konstantem Ladestrom aber auch die mechanische Aufnahmeleistung, wie auch die Vermessung am Komponentenprüfstand (vgl. Kap. 6.7) zeigt, siehe Abbildung 7-16. Das in dieser Abbildung ebenfalls ersichtliche Abflachen der mechanischen Aufnahmeleistung ab etwa 140 A verdeutlicht die Leistungsgrenze des Generators. Dieser Generator ist zwar vom Hersteller mit 160 A spezifiziert – was auch erreicht wird –, jedoch sinkt dort die vom elektrischen Drehfeld induzierte Spannung, sodass sowohl die elektrische als auch die mechanische Leistung nicht weiter steigen. Abbildung 7-17 zeigt den Generatorwirkungsgrad aus Quotient von elektrischer zu mechanischer Leistung (vgl. auch Formel (2.14)) im Betriebskennfeld, welches die Auslegung auf niedrigste Drehzahlen und mittlere Lastströme verdeutlicht. Mit Steigerung der Motordrehzahl arbeitet der Generator durch die konstante Spannungsregelung mehr und mehr in einer Feldschwächung mit höheren Generatorverlusten, wie z. B. Kupferverlusten oder Verlusten an den Spannungsgleichrichtern. Die Wirkungsgradcharakteristik über Ladestrom, siehe ebenso Abbildung 7-17, verdeutlicht, dass intelligente Ladestromregelungen mit zyklischen Batterieladevorgängen hier ein Einsparpotential liefern würden.

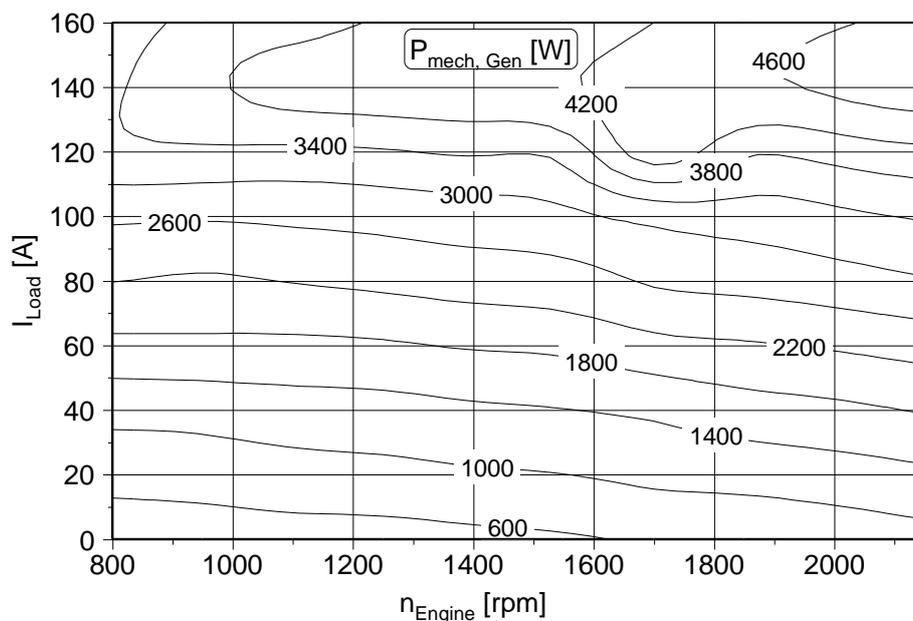


Abbildung 7-16: Mechanische Leistungsaufnahme des Generators über Laststrom und Drehzahl

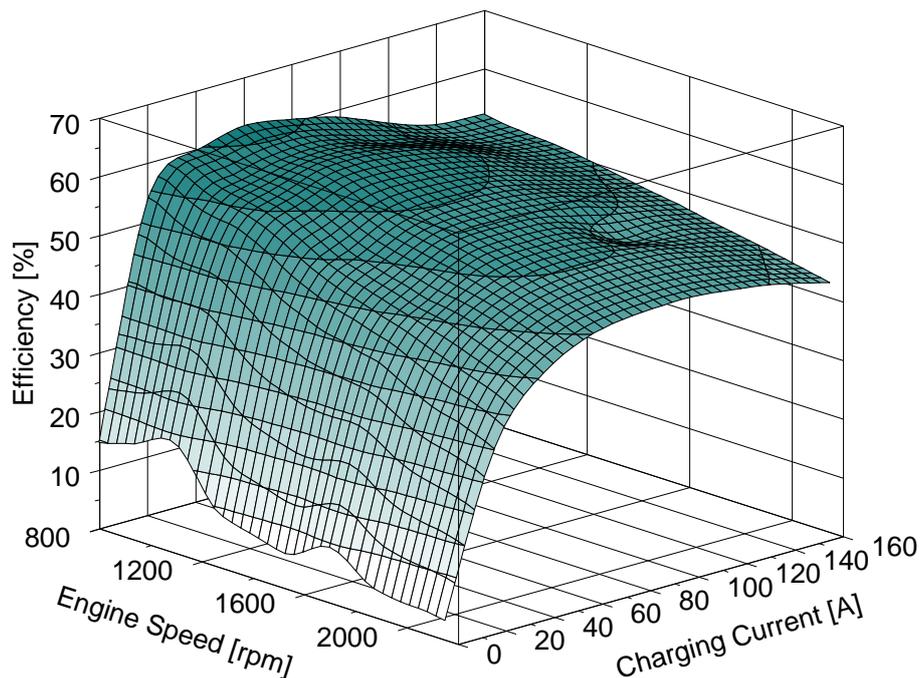


Abbildung 7-17: Generatorwirkungsgrad über Laststrom und Drehzahl

Wo für intelligente Lademanagement-Regelungen allerdings vernetzte Systeme und Änderungen im elektrischen Bordnetz notwendig wären, so liefern Maßnahmen am Generator bereits Einsparpotentiale an konventionellen Bordnetzen mit herkömmlichen Batterien. Die Ergebnisse der in Kap. 3.1 bzw. 3.5 bereits vorgestellten unmittelbar umsetzbaren Maßnahmen am Generator und dessen Antrieb sind in Abbildung 7-18 dargestellt. Dort werden die Einsparungen an Antriebsleistung (oben) sowie Kraftstoffverbrauch (unten) für die jeweiligen repräsentativen Motorbetriebspunkte für drei verschiedene Maßnahmen gegenüber dem Serienbetrieb geliefert. Die Höhen der weißen Dreiecke signalisieren hierbei die Drehzahl (linkes Dreieck) und Last (rechtes Dreieck) der Betriebspunkte im Motorbetriebskennfeld (siehe auch Abbildung 6-1).

Diese mit Hilfe des in Kap. 4.3 vorgestellten Modellansatzes analysierten Maßnahmen basieren auf Messdaten am Seriennebenaggregat. Ein im gesamten Kennfeld um 3 %-Punkte wirkungsgradverbesserter Generator („eta-opt“) repräsentiert dabei die Verwendung von Generatoren mit wirksamerer, aber teurerer Technik. Solche „High Efficiency“ Varianten sind auf dem Markt bereits verfügbar und bieten im vorliegenden Falle ein Einsparpotential von etwa 7 % bei der Aggregateleistung und 0,2 - 0,7 % im Kraftstoffverbrauch in den DLG-Betriebspunkten. Bei Einsatzbedingungen wie unter Kap. 7.2 erläutert bedeutet dies für einen gemischten Maschinenbetrieb im DLG-PowerMix entsprechend der Betriebspunktverteilung aus Tabelle 4-1 eine jährliche Kraftstoffersparnis von rund 55 l. Der hier gezeigte Nachtbetrieb hat im Vergleich zum Tagesbetrieb höhere mittlere Ladeströme (vgl. Kap. 6.7), führt aber zu vergleichbaren Ergebnissen. Während mit dieser Maßnahme allerdings lediglich Wirkungsgradverbesserungen von global 3 %-Punkten gegeben sind, können durch Drehzahlanpassungen deutlichere Vor-

teile erzielt werden. Die Variante „n-opt“ steht für ein stufenloses Getriebe, welches den Generator permanent in der Drehzahl mit höchstem Wirkungsgrad betreibt, also hier der Leerlaufdrehzahl. Damit sind Einsparungen von rund 50 % bei der Leistung bzw. 1,5 bis über 4 % beim Kraftstoffverbrauch möglich. Im gemischten Einsatz entsprechend dem DLG-PowerMix ergeben sich mit dem Versuchsmotor so Kraftstoffersparnisse von rund 400 l bei 800 Betriebsstunden pro Jahr. Ein Getriebewirkungsgrad wurde in dieser Betrachtung allerdings vernachlässigt, weil die Umsetzung auf verschiedene Arten erfolgen kann. Mechanische Kraftwandlungen besitzen allerdings sehr hohe Wirkungsgrade. Eine 2-stufige Schaltkupplung schaltet bei der Variante „2-step gear“ ab einer bestimmten Schaltdrehzahl in eine niedrigere Übersetzung, sodass die Betriebspunkte höherer Motordrehzahl ebenso im höheren Wirkungsgradbereich niedriger Generator Drehzahlen betrieben werden. Damit sind bis zu 24 % Leistungs- bzw. 1,9 % Kraftstoffeinsparungen möglich. Betriebspunkt 9 und 10 haben hierbei von Grund auf eine niedrige Motordrehzahl, sodass sich die Übersetzung nicht von der des Seriengenerators unterscheidet und sich keine Einsparungen ergeben. Im DLG-PowerMix entsprechenden Einsatz würde sich beim Versuchsmotor eine Kraftstoffverbrauchsreduktion von 130 l/a ergeben. Abhängig vom individuellen Maschineneinsatz und der Auslegung der Schaltkupplung wären die Einsparungen also selbst unter Berücksichtigung leicht geringerer Potentiale wegen zusätzlicher Wirkungsgradverluste deutlich spürbar.

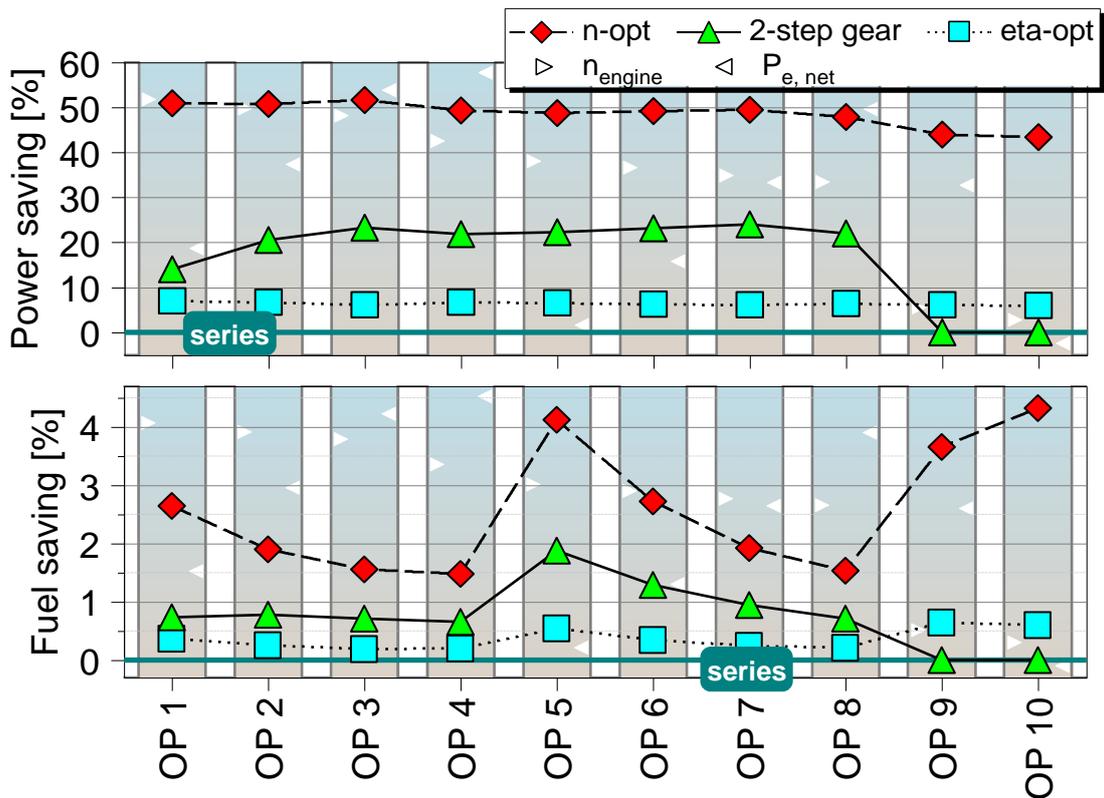


Abbildung 7-18: Prozentuale Leistungs- (oben) und Kraftstoffeinsparung (unten) verschiedener Optimierungsvarianten am Generator in den DLG-Betriebspunkten bei Nachtbetrieb

7.7 Luftpresser

Beim Luftpresser verhält es sich prinzipiell ähnlich wie beim Generator. Dessen Luftförderleistung ist so ausgelegt, dass bereits bei niedrigen Drehzahlen, wenn z. B. ein Anhänger angekoppelt wird und der Luftdruckkessel zum Lösen der Bremsen bei Leerlauf befüllt werden muss (vgl. Kap. 2.3.2 und 2.3.7), der Bedarf ausreichend abgedeckt wird. Insbesondere bei hohen Motordrehzahlen wird dann deutlich mehr Luft gefördert als benötigt. Weiterhin gibt es viele Einsatzzeiten, in denen kaum oder gar keine Druckluft benötigt wird. Konventionelle Luftpresser fördern dann mit Hilfe eines Umschaltventils gegen Umgebung, sobald der Luftspeicher voll ist. Die Förderleistung wird dadurch im Vergleich zur Förderung gegen den Kesseldruck zwar stark reduziert, siehe Abbildung 7-19, Reib- und Strömungsverluste führen aber immer noch zu erhöhten Antriebsleistungen. Die mit der Drehzahl überproportional ansteigende Antriebsleistung der Strömungsmaschine lässt deutliches Einsparpotential offen.

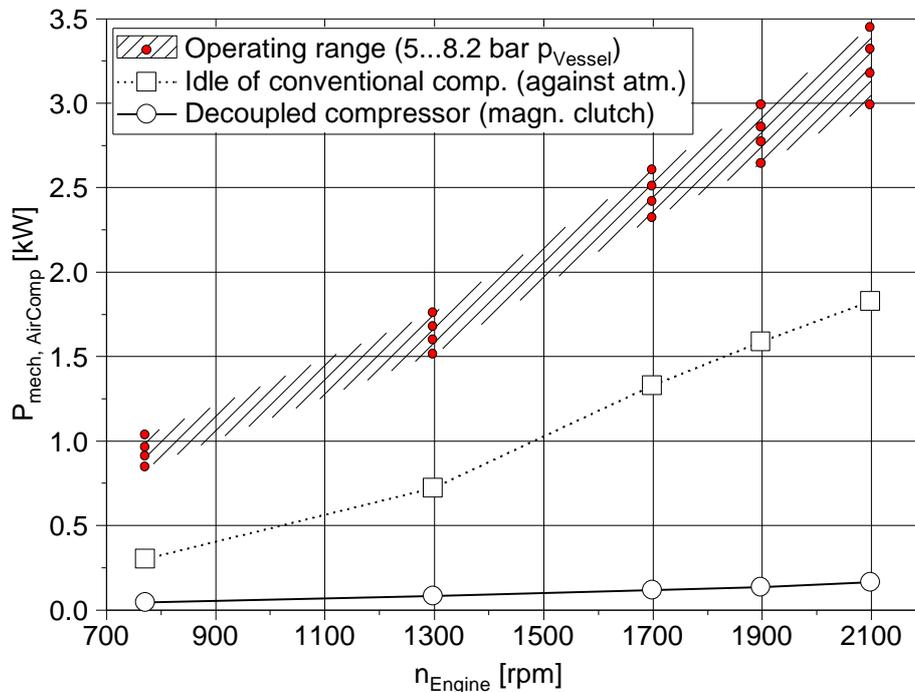


Abbildung 7-19: Mechanische Luftpresseraufnahmeleistung über Motordrehzahl im Betriebsbereich sowie im Abblas- und entkoppelten Betrieb

Wie in Kap. 6.8 bzw. 3.1 und 3.6 bereits beschrieben, könnte statt des Abblasbetriebs der Luftpresser über eine Magnetkupplung in der Antriebsriemenscheibe auch gänzlich vom Antrieb abgekoppelt werden. Hierbei fallen lediglich noch die Antriebsleistung des Riemens sowie Lagerreibung der Riemenscheibe an. Somit wären rund 90 % geringere Leistungsaufnahmen möglich, siehe auch Abbildung 7-20. Dort sind die Leistungs- (oberes Diagramm) sowie Kraftstoffersparnisse (unteres Diagramm) der Alternativantriebe ge-

genüber dem Serienbetrieb aufgetragen. Diese sind neben des magnet-entkoppelten Antriebs („mag. clutch“) auch die beim Generator bereits eingesetzten 2-stufigen („2-step gear“) sowie stufenlosen Antriebe („n-opt“).

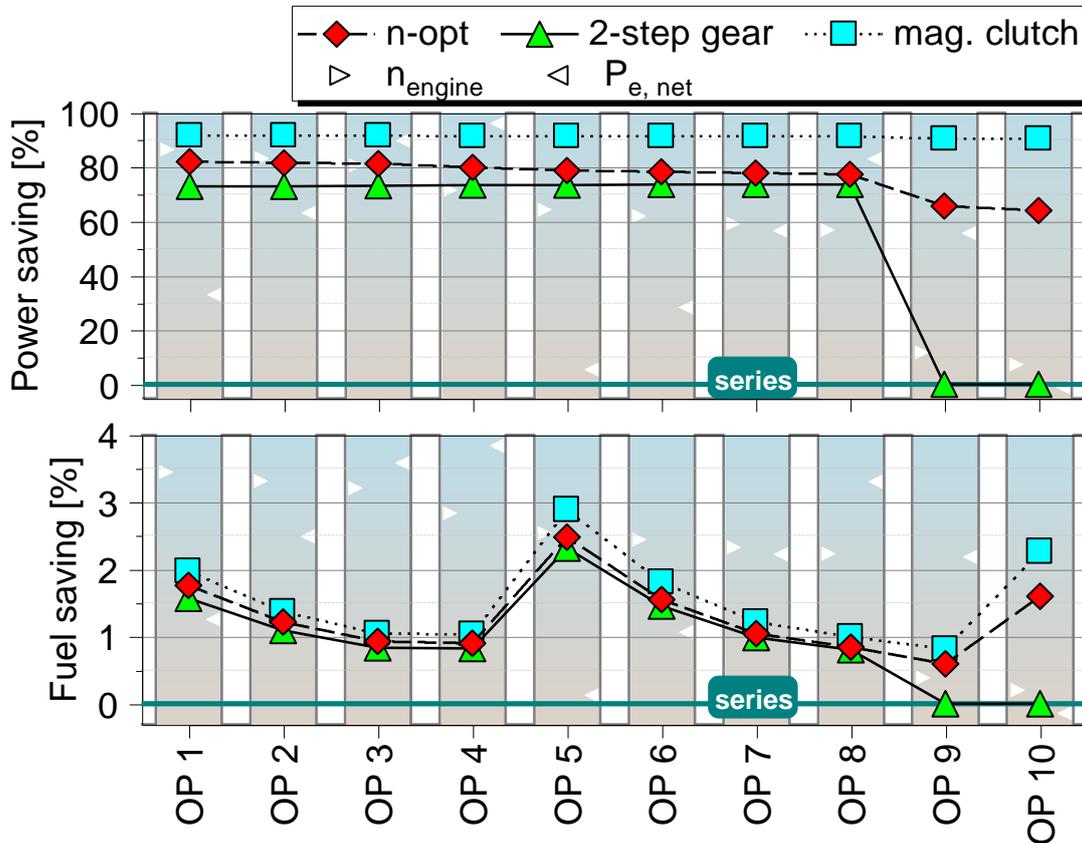


Abbildung 7-20: Prozentuale Leistungs- (oben) und Kraftstoffverbrauchseinsparung (unten) unterschiedlicher Luftpresser-Entkopplungsmöglichkeiten gegenüber Abblasbetrieb in Umgebung in den DLG-Betriebspunkten

Während die gänzlich dem Betrieb entkoppelte Variante ca. 90 % Leistung gegenüber dem Abblasbetrieb einspart, können durch Drehzahlreduzierungen immerhin 60 bis knapp über 80 % Antriebsleistung eingespart werden, siehe Abbildung 7-20 oben. In den Betriebspunkten 9 und 10 ist durch die 2-stufige Schaltkupplung keine Einsparung gegeben, sie laufen bereits im Serienbetrieb bei geringer Drehzahl (vgl. ggf. auch Abbildung 6-1). Die anderen Betriebspunkte haben recht hohe Drehzahlen, sodass sich die Leistungersparnis unter diesen kaum unterscheidet. Die Motorlast spielt für die Leistungsaufnahme dieser Nebenaggregate keine Rolle, wohl aber für den anteiligen Kraftstoffverbrauch. Hierbei können bei allen drei Maßnahmen, mit Ausnahme der Betriebspunkte 9 und 10 bei der 2-stufigen Variante, je nach Basislastpunkt etwa 1 bis 3 % Kraftstoff eingespart werden, siehe Abbildung 7-20 unten. Im gemischten Einsatz des DLG-PowerMix-Zyklus ist somit eine mittlere Kraftstoffverbrauchsreduktion von 1-1,5 % bzw. rund 165-230 l bei 800 Betriebsstunden pro Jahr möglich. Bei verbrauchsintensive-

rem Maschineneinsatz wie bspw. einem Mix aus Betriebspunkt 2, 3 und 4 betragen die Einsparungen trotz der geringeren relativen Ersparnis von knapp über 1 % bei einer vollständigen Entkopplung via Magnetkupplung über 280 l/a.

Aufzeichnungen des Luftpresserdrucks und der Drehzahl eines Traktors im gemischten landwirtschaftlichen Betrieb mit ca. 30 % Transportanteil ergaben einen Kesselfüllanteil des Luftpressers von lediglich 7 % innerhalb 1000 Betriebsstunden. [35] berichtet bei Fernverkehr-LKWs von einem Anteil von 10 %. Die verbleibende Zeit befindet sich der Luftpresser im Abblasbetrieb. Daher kann im Gesamteinsatz einer Magnetkupplungsvariante von ähnlichen Einsparungen wie oben im reinen Abblasbetrieb ausgegangen werden. Beim Magnetkupplungskompressor ist jedoch zu berücksichtigen, dass die häufigen Zuschaltvorgänge Verschleiß an Kupplung und Luftpresser bedeuten können und dies in Auslegung und Betriebsdauer berücksichtigt werden muss. Ein 2-stufiger Antrieb zeigte in einem modellierten Bremszyklus mit quasi-dynamischen Gegendrücken auf Grund der Vorteile nicht nur im Abblas-, sondern auch im Füllbetrieb Einsparungen im gemischten Betrieb entsprechend dem DLG-PowerMix von 1,5 % bzw. rund 250 l/a (Einsatzbedingungen wie unter Kap. 7.2 beschrieben). Maximal ergibt sich hier eine Kraftstoffverbrauchsreduktion von 3,5 % in Betriebspunkt 5 (auf Grund der dort hohen Drehzahl bei geringer Last und Grundkraftstoffverbrauch) bzw. 350 l/a in Betriebspunkt 4 (auf Grund des dort hohen absoluten Kraftstoffverbrauchs). Eine drehzahlvariable Antriebslösung hätte noch höhere Einsparungen zur Folge. Weiterhin hätte diese neben den Kraftstoffersparnissen den Vorteil, dass der Luftpresser kleiner und effizienter ausgelegt werden kann. Bei Mehr- oder auch Minderbedarf kann die Leistung durch Drehzahlanpassung angehoben sowie auch gesenkt werden, wie der Blick auf Abbildung 7-19 sowie Abbildung A-7: Vergleich Kesselfülldauer und aufzuwendende Arbeit bei unterschiedlichen Drehzahlen und somit Leistungen im Anhang verdeutlichen. Möglich wäre ebenfalls eine hier nicht untersuchte Variante, bei der im Abblasbetrieb ein im Kompressionsraum des Luftpressers zusätzliches Totvolumen zugeschaltet wird. Die Antriebsleistung kann somit nochmals zur Förderung gegen Umgebung gesenkt werden.

7.8 Kältemittelverdichter

Der Kältemittelverdichter wurde (wie in Kap. 6.9 beschrieben) bei unterschiedlichen Drehzahlen und Gebläsestufen vermessen. Abbildung 7-21 zeigt die wesentlichen Ergebnisse des konventionellen Betriebs. Die oberen Diagramme von Abbildung 7-21 zeigen die Leistungen, links die mechanische Kompressorantriebsleistung, rechts die Kälteleistung am Verdampfer. Der Quotient liefert die Leistungszahl der Kältemaschine, den sog. Coefficient of Performance COP (unten rechts dargestellt). Die Massenströme des Kältemittels (unten links) nehmen mit der Kompressordrehzahl zu und mit ihnen die Strömungsverluste in den Rohrleitungen sowie die mechanische Antriebsleistung. Ebenso bei steigender Gebläsestufe (siehe Legende) durch die thermodynamisch unterschiedlichen Zustände im Kältemittel. Der Gebläseluftstrom über den Innenraumwärmetau-

scher (Mitte links) entzieht dem Verdampfer durch erzwungene Konvektion mehr Kälteleistung (oben rechts). Die Lufttemperatur nach Verdampfer (Mitte rechts) steigt.

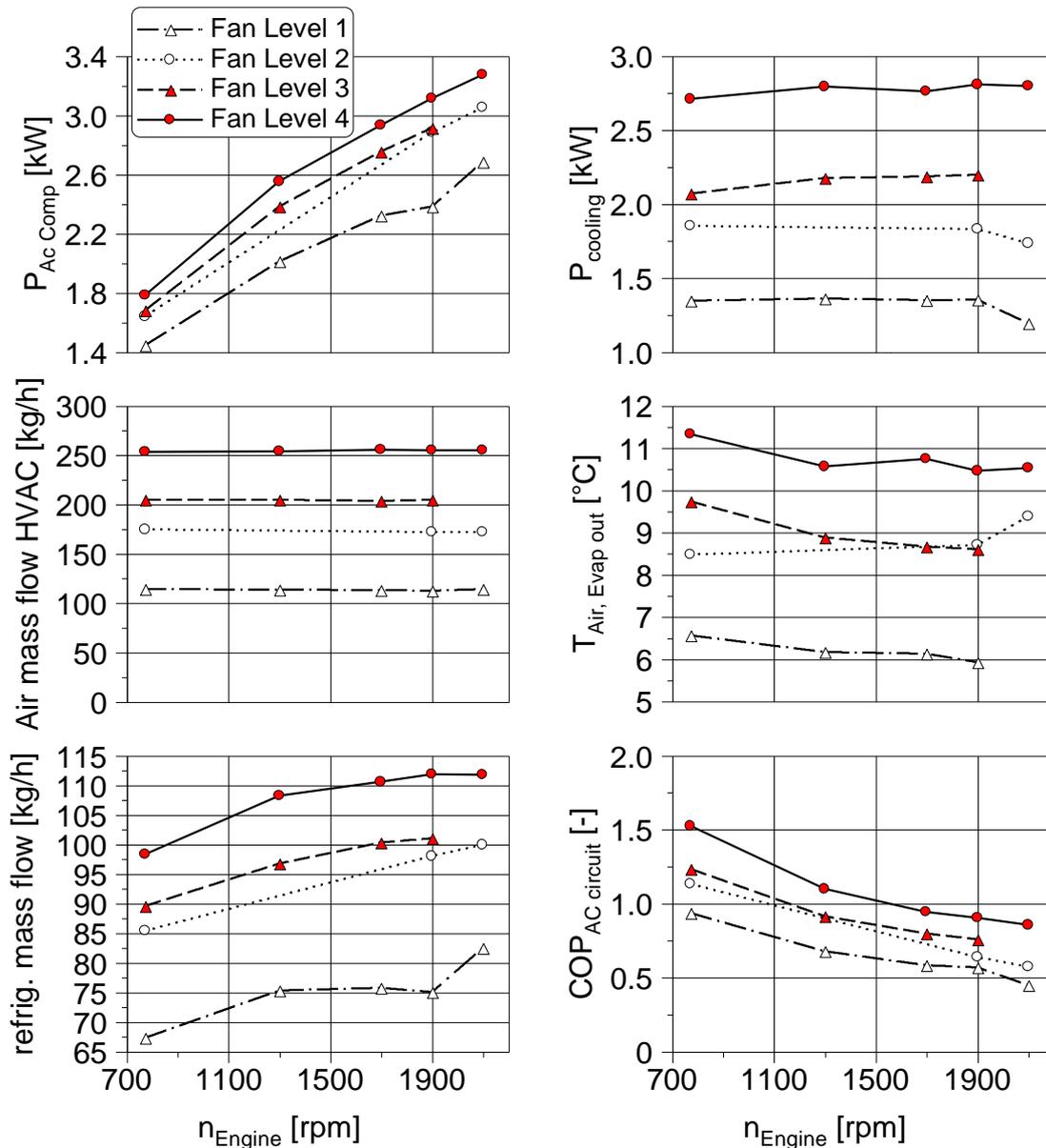


Abbildung 7-21: Wesentliche Ergebnisse des Kältemittelverdichterbetriebs über Motordrehzahl bei verschiedenen Innenraumgebläsestufen

Der Kältemittelkreis ist in den meisten Fällen durch die Worst Case Auslegung (vgl. Kap. 2.3.2 und 2.3.8) überdimensioniert. Eine Drehzahlanpassung durch entsprechende Kupplungen oder Getriebe würde die Antriebsleistung reduzieren, die Kälteleistung jedoch nahezu gleich halten (vgl. Abbildung 7-21 oben links bzw. rechts). Auf Grund vergleichbarer Leistungsaufnahmen zum Luftpresser, vgl. Abbildung 7-21 oben links mit

Abbildung 7-19, lägen die Einsparungen auf Niveau der drehzahlreduzierten Varianten, siehe Abbildung 7-20 oben. Ein anderer Ansatz ist die Ausnutzung der thermischen Trägheiten des Systems und der getaktete Betrieb des Kältemittelverdichter (vgl. Kap. 3.7). In den Aus-Phasen des Verdichters wird kein Kältemittel mehr umgewälzt. Der anhaltende Gebläseluftstrom entnimmt die im Verdampfer gespeicherte Kälte weiterhin, bis eine merkliche Temperaturerhöhung zu verzeichnen ist und der Kältemittelverdichter erneut eingeschaltet wird. Die mittlere mechanische Aufnahmeleistung kann somit merklich reduziert werden, siehe Abbildung 7-22.

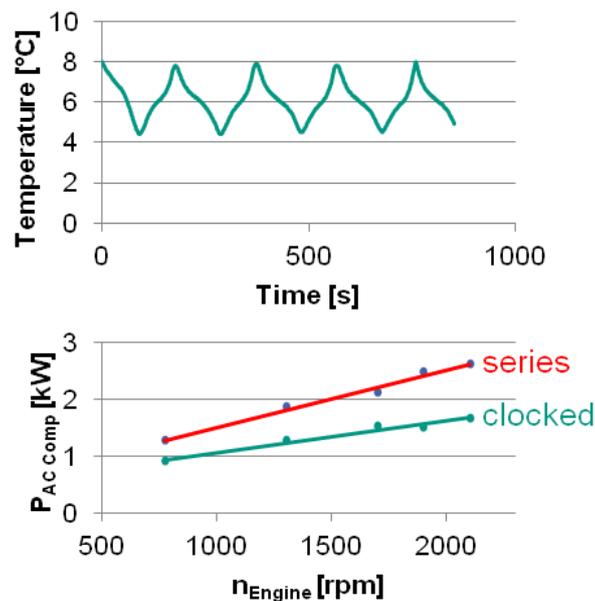


Abbildung 7-22: Mittlere Kältemittelverdichter-Leistungsaufnahme sowie Temperaturverlauf am Innenraumwärmetauscher-Austritt im getakteten Betrieb über Motordrehzahl

Durch diesen Taktbetrieb sind über die phasenweisen Kompressor-Stillstandszeiten Leistungseinsparungen von 30 bis 35 % zu verzeichnen, siehe Abbildung 7-23. In den zugehörigen DLG-Motorbetriebspunkten konnten so Kraftstoffersparnisse zwischen 0,6 und 1,8 % bestimmt werden. Jährliche Kraftstoffverbrauchsreduktionen von 90 bis 180 l sind somit mit dem Versuchsmotor bei 800 Betriebsstunden pro Jahr (vgl. Kap. 7.2) möglich. Im gemischten DLG-PowerMix-Betrieb wären dies 145 l jährlich bei einer gewichteten mittleren Einsparung von 0,9 %. Da jedoch die Luftaustrittstemperatur nach Verdampfer ohnehin auf angenehmere Temperaturen aufgewärmt wird, könnten in der Praxis größere Temperaturschwellen und damit höhere Einsparungen realisierbar sein. Beachtet werden muss dabei jedoch ggf. der Feuchtegehalt der Luft, sodass ein Auskondensieren und damit beschlagfreier Betrieb gewährleistet werden kann. Ebenfalls zu beachten wäre eine korrekte Auslegung der Magnetkupplung auf den getakteten Betrieb, da diese bei diesem Kältemittelverdichter lediglich zum dauerhaften Ein- oder Ausschalten des Verdichters gedacht war.

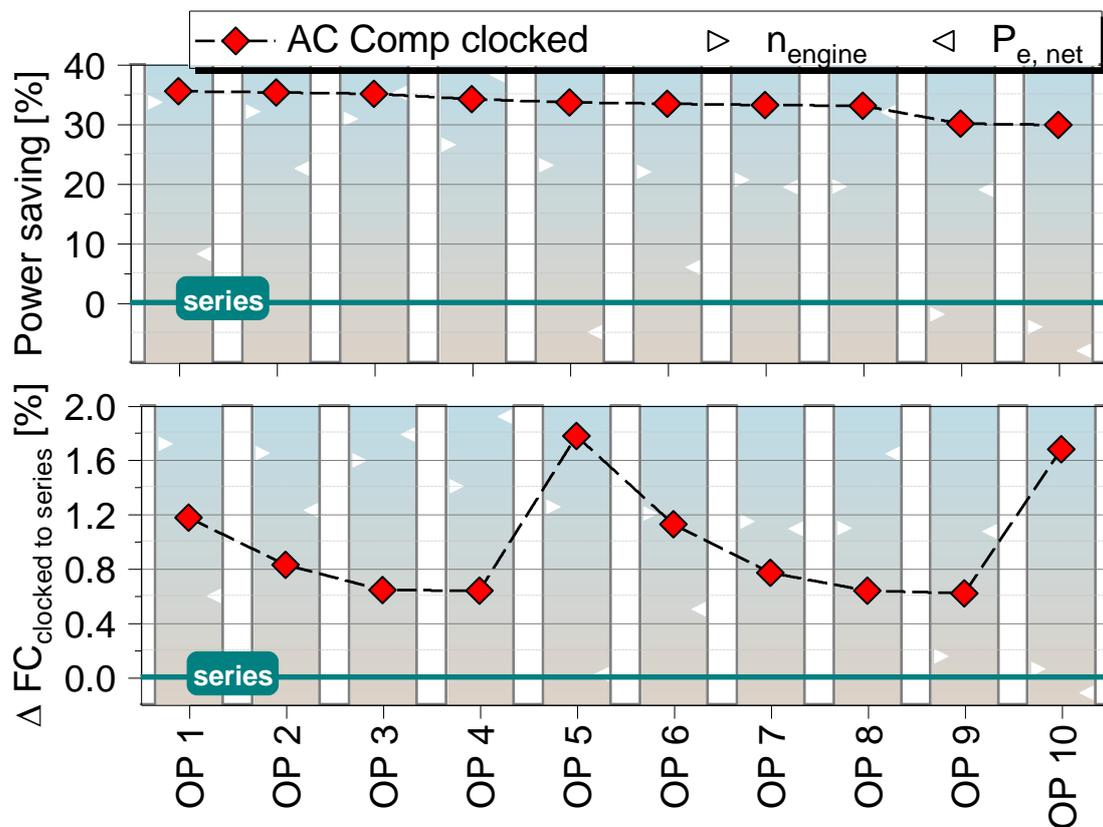


Abbildung 7-23: Prozentuale Leistungs- (oben) und daraus resultierende Kraftstoffverbrauchseinsparung (unten) des getakteten gegenüber dem permanenten Kältemittelverdichterbetrieb in den DLG-Betriebspunkten

7.9 Zusammenfassende Ergebnisdarstellung

Entsprechend den vorangegangenen Untersuchungen kann durch eine Entkopplung der Nebenaggregate von der Motordrehzahl in weiten Betriebskennfeldbereichen eine merkliche Leistungs- und Kraftstoffverbrauchseinsparung erzielt werden, sofern die Entkopplungsmethode keine größeren Regelungs- oder Dissipationsverluste verursacht, welche die Leistungseinsparungen am Aggregat übersteigen.

Ein Negativbeispiel wäre z. B. der elektrische Antrieb eines Nebenaggregats, mit dem zwar die idealste Form der Drehzahlanpassung möglich ist, dies bei konventionellen elektrischen Bordnetzen aber mit einer deutlichen Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades einher geht. Die mehrfache Leistungswandlung (mechanisch-elektrisch-elektrisch-mechanisch) sowie der im Verhältnis zu mechanischen Antrieben schlechte Generatorwirkungsgrad von je nach Drehzahl und Ladestrom ca. 30 bis 65 % (siehe Abbildung 7-17) können dann sogar zu Kraftstoffmehrverbräuchen führen. Der konventionelle mechanische Riementrieb überträgt Leistungen hingegen mit Wirkungsgraden von

mind. 97 % [3] und auch hier kann eine Entkopplung über Zwischenkupplung erfolgen. Am Beispiel der Kühlmittelpumpe konnte durch den drehzahloptimalen bedarfsgerechten Antrieb der Durchfluss in weiten Betriebsbereichen um ca. 20-40 % und somit die Pumpenaufnahmeleistung der elektrischen Pumpe um ca. 20-75 % reduziert werden (siehe Abbildung 7-5). Im gewichteten Mittel der DLG-Zykluspunkte würde dies zu einer Kraftstoffeinsparung von 0,6 % führen (siehe Tabelle 7-2). Unter Berücksichtigung des Generatormehrbetriebs werden diese Vorteile aber größtenteils wieder kompensiert. Selbst die dissipative Drehzahlregelung einer Viscokühlmittelpumpe wird hier verglichen mit den Ergebnissen des Viscoantriebs am Lüfter in den meisten Betriebspunktbereichen zu Vorteilen im Vergleich zum drehzahlgekoppelten konventionellen Antrieb führen. Alternativen bieten Kühlmittelpumpen mit variabler Schaufelgeometrie oder Bypassregelung. Beachtet werden muss allerdings, dass die Leistungsaufnahme der konventionellen Kühlmittelpumpe lediglich einige hundert Watt beträgt und die absoluten Einsparungen somit gering ausfallen.

Für Ölpumpen sind unterschiedliche druck- und volumenstromgeregelte Systeme am Markt verfügbar, die den Förderstrom dem Bedarf näher bringen und so die Leistungsaufnahme in weiten Kennfeldbereichen und unter den meisten Betriebsbedingungen um größenordnungsmäßig 50 % und mehr senken können. Kraftstoffeinsparungen in den DLG-Betriebspunkten von 0,5 bis zu 1,5 % sind somit möglich.

Aggregate wie der Lüfter nehmen deutlich größere Leistungen auf. Eine weitere Optimierung lohnt hier selbst bei bereits entkoppeltem Antrieb. Die Untersuchungen zeigen deutliche Vorteile eines Lüfters mit verstellbarer Lüfterblattanstellung im Vergleich zum starren Lüfter mit Viscokupplung. Durch die Anpassung des Luftförderstroms an den tatsächlichen Bedarf ohne dissipative Drehzahlregelung über Schlupf wie in der Viscokupplung sind am Beispielmotor Einsparungen von rund 1 bis 3 kW möglich (siehe Abbildung 7-11). Durch den Reibschlupf werden in der Viscokupplung in weiten Kennfeldbereichen 0,5 bis fast 2 kW Verluste, immerhin bis zu 65 % der Antriebsleistung, in Form von Wärme dissipiert (siehe Abbildung 7-10 links). Bedingt dadurch sind die Lüfter-Naben-Verhältnisse eines solchen Lüfters weiterhin nachteilig im Vergleich zum Umkehrlüfter. In Betriebspunkten mit keinem oder sehr geringem Kühlluftbedarf, also bei geringen Motorlasten, ist die Viscokupplung allerdings sparsamer als die verwendete Flügelblattverstellung. Dieser Umkehrlüftertyp besitzt bauartbedingt eine Minimalblattanstellung von 13° (zur Lüfterebene) und fördert dort mehr Minimalluft als der Viscolüfter mit maximalem Schlupf. Die absoluten Leistungsaufnahmen sowie die Motorkraftstoffverbräuche sind in diesen Betriebsbereichen allerdings deutlich kleiner, sodass die dort leicht erhöhten Aufnahmeleistungen erheblich geringer ins Gewicht fallen als die Einsparungen bei den Betriebspunkten mit höherer Last. Insbesondere in Kennfeldbereichen mit hohen zu übertagenden Leistungen ist die Schlupfregelung also von Nachteil. In den DLG-Betriebspunkten ergeben sich so durch Verwendung eines alternativen Umkehrlüfters Kraftstoffverbrauchsvorteile von bis zu 4 % bzw. fast 1 l/h (siehe Abbildung 7-12). Im gewichteten Zyklusmittel ergeben sich inkl. der nachteiligen Niedriglastpunkte (OP 5 und OP 10) immerhin 1,4 % (siehe Tabelle 7-2). Auf Basis von 800 Betriebsstunden im Jahr lässt sich der Kraftstoffverbrauch somit um jährlich 300 l senken. Eine weitere Optimierung beim Betrieb mit Umkehrlüfter führte durch die ge-

zielte Minimierung der Lüfterleistung unter Anhebung der Kühlmitteltemperaturen auf das maximal zulässige Niveau mit zusätzlichem Einsatz einer drehzahlentkoppelten Kühlmittelpumpe zu weiteren 0,5 bis knapp über 2 % Motorleistungseinsparungen (siehe Abbildung 7-14). Der Lüfter sollte also auf Grund seiner hohen Leistungsaufnahme erst stärker zugeschaltet werden, wenn durch andere Maßnahmen keine Erhöhung der Kühlleistung mehr möglich ist und das System vor Überhitzung geschützt werden muss.

Die Viscokupplung ist dennoch eine gut regelbare und stufenlose Antriebsvariante zur Drehzahlentkopplung und bietet merkliches Einsparpotential gegenüber starrer Antriebe. Am Markt sind alternativ aber auch mehrstufige Kupplungssysteme verfügbar, die geringere Regelungsverluste und dadurch bessere Übertragungswirkungsgrade aufweisen (z. B. [53], [41]). Über z. B. elektromagnetische Wirbelstromkupplungen lässt sich ähnlich einem Viscoantrieb durch Auslegung der Komponenten eine bestimmte Drehmomentübertragungscharakteristik aufprägen. In Kombination mit elektromagnetisch schaltbaren Reibscheibenkupplungen sind so auch mehrere Übersetzungen möglich (verminderter Drehzahlbetrieb, voll zu- oder abgeschaltet; siehe Kap. 3.1.3). Auch durch Planetengetriebe sind mehrere Übersetzungen im Riementrieb möglich. Durch eine Mehrstufigkeit kann ab Schwellenwertüberschreitung einer gewissen Grenzdrehzahl zurück auf eine kleinere Übersetzung geschaltet werden. Über eine einfache magnetische Reibscheibenkupplung lassen sich parasitäre Verbraucher abschalten, die gerade nicht gebraucht werden. Auch ein digitaler diskontinuierlicher Betrieb ist damit möglich.

Am Beispiel des Luftpressers sind durch eine solche Ein-Aus-Entkopplung Leistungseinsparungen von immerhin etwa 90 % und somit Kraftstoffverbrauchseinsparungen in den DLG-Betriebspunkten von rund 1 bis 3 % gegenüber konventionellem Abblasbetrieb gegen Umgebung möglich, sobald der Druckluftspeicher gefüllt ist (siehe Abbildung 7-20 und Tabelle 7-2). Da der Luftpresser in den meisten On- und Off-Highway-Anwendungen zu etwa 90 % [35] der Gesamtbetriebsdauer mit je nach Drehzahl knapp 0,5 bis 1,8 kW Leistungsaufnahme ungenutzt gegen Umgebung fördert (siehe Abbildung 7-19), ist eine Entkopplung hier anzuraten. Eine zweistufige Übersetzung bewirkt in den meisten Betriebspunkten ohne Förderbedarf ähnliche Einsparungen wie die vollständig entkoppelte (vgl. Tabelle 7-2) oder gar eine ideelle drehzahloptimale Variante und hat zudem auch Vorteile im Förderbetrieb, weil dem starken Leistungsanstieg über Drehzahl so entgegengewirkt werden kann. Maximal ergaben sich hierbei in einem simulierten Bremszyklus Kraftstoffverbrauchsvorteile gegenüber dem Abblasbetrieb von 3,5 %. Nur in Betriebspunkten mit einer Drehzahl unterhalb der Schaltdrehzahl ergeben sich keine Einsparungen (siehe Abbildung 7-20), sodass die Drehzahlschaltchwelle dem typischen Belastungskollektiv individuell angepasst werden sollte, um Einsparungen maximal auszuschöpfen.

Auch beim Generator ergaben sich durch zweistufige Schaltkupplungen Einsparungen von bis zu 25 % Leistung bzw. fast 2 % Kraftstoff bei einem mittleren Generatorladestrom von 133,8 A (Nachtbetrieb) in den repräsentativen DLG-Betriebspunkten. Hierbei ist diese Art der Regelung sogar effektiver als die Annahme eines im gesamten Kennfeld um 3 %-Punkte wirkungsgradgesteigerten Generatortyps, z. B. durch effizientere innere Technik (siehe Abbildung 7-18 bzw. Tabelle 7-2).

Durch einen wie oben bereits erwähnten diskontinuierlichen Betrieb über eine Magnetkupplung konnte in den Versuchen beim Kältemittelverdichter die thermische Speicherefähigkeit der Bauteile des Kältekreislaufs ohne merkliche Kälteleistungsunterschiede ausgenutzt werden. Ein innerhalb enger Temperaturschwellen geregelter getakteter Betrieb um den Zielwert der Lufttemperatur nach Verdampfer wie bei konventionellem Dauerbetrieb (siehe Abbildung 7-22) erzielte eine mittlere Leistungersparnis in den DLG-Betriebspunkten von 30 bis 35 % und somit 0,6 bis 1,8 % Kraftstoffverbrauchsreduktion (siehe Abbildung 7-23 und Tabelle 7-2). Eine ähnliche Regelung ist auch für den Generator möglich, indem dieser die Batterie bevorzugt in Betriebspunkten mit günstigem Generatorwirkungsgrad lädt.

Für die motorlastunabhängigen Nebenaggregate Generator, Luftpresse und Klimakompressor mit jeweils bis zu 5 kW Leistungsaufnahme ist auch ein zentraler mehrstufiger Schaltmechanismus am Riementrieb denkbar, um dem Drehzahlanstieg des Verbrennungsmotors global entgegenzuwirken. Die Nebenaggregate könnten so sogar kleiner und effizienter ausgelegt und Bedarfsspitzen durch größere Übersetzungen ausgeglichen werden. Falls ein Nebenaggregat eine Leistungsanhebung anfordert, könnte die Drehzahl zentral angehoben werden. Der Hauptbetrieb jedoch könnte z. B. mit zwei auf dem Nutzerprofil angepassten Übersetzungen stattfinden.

Insbesondere bei Lastkollektiven mit hohen Drehzahlen sind gegenüber konventioneller Nebenaggregate somit nennenswerte Einzelerparnisse von immerhin bis über 4 % des gesamten Kraftstoffverbrauchs gegeben. In Summe der Einzelmaßnahmen könnten so im gemischten Betrieb entsprechend dem DLG-PowerMix unter entsprechenden Bedingungen über 5 % Kraftstoff eingespart werden.

Tabelle 7-2 liefert eine abschließende Übersicht der Kraftstoffersparnisse ausgewählter Entkopplungsmaßnahmen in den Betriebspunkten im DLG-PowerMix-Zyklus. Die erzielten Einsparungen sind hierbei gewöhnlich im Vergleich zum konventionellen Serienbetrieb angegeben, wie sie in den einzelnen Beschreibungen unter Kap. 7 bereits genannt wurden. Lediglich die Ergebnisse der Kühlmittelpumpe sind im Vergleich zur Leistungsaufnahme der elektrischen Pumpe gestellt und berücksichtigen noch keinen notwendigen Generatormehrbetrieb. Hierdurch werden aber Einsparungen geliefert, die bei gleichem reduziertem Kühlmittelstrom in etwa auch durch andere Pumpensysteme mit ähnlichem Pumpenwirkungsgrad erzielt werden können. Die Ergebnisse sind hierbei beispielhaft und können meist auch durch andere Entkopplungsvarianten erzeugt werden.

Tabelle 7-2: Übersicht über Kraftstoffersparnisse ausgewählter Entkopplungsmaßnahmen in den DLG-PowerMix-Betriebspunkten

OP- No.	Speed [1/min]	Throttle [%]	OilPu	Fan	WaPu	Generator@nightLoad			AirComp@blowOff	AC	
			$\Delta B_{\text{vol.variable}}$ +2nd p-step [%]	$\Delta B_{\text{Reverse}}$ [%]	$\Delta B_{\text{eWaPu,Q-opt}}$ Vs. eWaP,Q-series [%]	ΔB_{etaOpt} [%]	ΔB_{2step} [%]	ΔB_{nOpt} [%]	ΔB_{2step} [%]	$\Delta B_{\text{mag.}}$ clutch [%]	$\Delta B_{\text{clocked}}$ [%]
1	1900	46.4	1.0	0.5	0.4	0.4	0.7	2.6	1.6	2.0	1.2
2	1876	69.2	0.9	0.5	0.2	0.3	0.8	1.9	1.1	1.4	0.8
3	1855	89.5	0.7	2.0	0.1	0.2	0.7	1.6	0.8	1.0	0.6
4	1785	98.9	0.7	2.5	0.1	0.2	0.7	1.5	0.8	1.0	0.6
5	1731	27.9	1.7	-1.2	0.6	0.5	1.9	4.1	2.3	2.9	1.8
6	1713	47.0	0.9	1.3	0.4	0.3	1.3	2.7	1.5	1.8	1.1
7	1692	70.3	0.8	1.0	0.2	0.2	0.9	1.9	1.0	1.2	0.8
8	1674	94.3	0.7	1.4	0.1	0.2	0.7	1.5	0.8	1.0	0.6
9	1331	90.5	0.5	3.9	0.0	0.6	0.0	3.6	0.0	0.8	0.6
10	1298	26.4	1.9	-0.9	0.4	0.6	0.0	4.3	0.0	2.3	1.7
Cycle- Avg	1690	70	0.9	1.4	0.2	0.3	0.8	2.5	1.0	1.4	0.9
Min	1298	26	0.5	-1.2	0.0	0.2	0.0	1.5	0.0	0.8	0.6
Max	1900	99	1.9	3.9	0.6	0.6	1.9	4.3	2.3	2.9	1.8

8. Zusammenfassung und Ausblick

Eine zunehmende Weltbevölkerung mit wachsendem Wohlstand und damit verbundener steigender Mechanisierung führt zu einer stetig wachsenden Zahl an Kraft- und Arbeitsmaschinen. Dieselmotoren als Hauptantriebsquelle, insbesondere für den Off-Road-Bereich, werden nach heutigem Kenntnisstand trotz steigender Kraftstoffkosten auch in den nächsten Jahrzehnten nicht zu ersetzen sein [74]. Während die Entwicklungsschwerpunkte der letzten Dieselmotorgenerationen im Nutzfahrzeugsektor stark auf die Reduzierung der Abgasemissionen ausgerichtet waren und thermodynamische Wirkungsgradsteigerungen nahezu ausgereizt sind [35], müssen zur weiteren Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs das Gesamtsystem Motor mit seinen Nebenaggregaten weiter optimiert werden.

Nebenaggregate von Verbrennungsmotoren sind für die Funktionstüchtigkeit des Motors, aber auch für den Betrieb von Komfort- und Sicherheitsaufgaben verantwortlich. Mobile Arbeitsmaschinen haben neben den klassischen Nebenaggregaten Öl- und Kühlmittelpumpe zur Schmierung und Kühlung des Verbrennungsmotors und seiner Bauteile sowie des Lüfters zur erzwungenen Wärmeabgabe an diversen Kühlern weitere Nebenaggregate. Durch die hohen installierten Leistungen der Arbeits- und Hilfskreisläufe werden bei Off-Road-Maschinen, welche neben Zug- auch hydraulische und Zapfwellenleistung verrichten können, üblicherweise neben Wasser- und Ladeluft- auch Öl- und Kraftstoffkühler eingesetzt. Weiterhin ist ein Kältekreis aus diesen Fahrzeugen mit großflächig verglasten Fahrzeugkabinen zur besseren Rundumsicht auf das Arbeitsumfeld nicht mehr weg zu denken, um die Arbeit sicher und effektiv über mehrere Stunden hinweg bewältigen zu können. Die vielen Kühler erfordern entsprechend groß dimensionierte Lüfter. Der Kältemittelverdichter verbraucht zusätzlich Leistung. Da die kostenintensiven Arbeitsmaschinen teilweise auch rund um die Uhr laufen und Arbeiten auch bei Dunkelheit durchgeführt werden, sind starke Arbeitsscheinwerfer für eine gute Sicht auf das Arbeitsumfeld notwendig. Auch elektrische Verbraucher an Anbaugeräten und gezogenen Erntemaschinen können insgesamt zu hohen Belastungen des elektrischen Bordnetztes führen, wofür große Generatoren an den Maschinen erforderlich sind. Weiterhin ist für diverse Anwendungen, z. B. pneumatische Arbeitsprozesse an Anbaugeräten oder zum Bremsen von Fahrzeuganhängern, eine Druckluftanlage notwendig. Ein Luftpresser verbraucht hierzu ebenso bis zu mehreren Kilowatt Effektivleistung vom Verbrennungsmotor wie die anderen Nebenaggregate. Der Kühlerlüfter kann sogar bis zu 20 % der Motorleistung aufnehmen. Der Anteil der Leistungsaufnahme aller Nebenaggregate einer mobilen Arbeitsmaschine an der Gesamtreibung des Motors kann bis über 70 % betragen.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Analyse konventioneller Nebenaggregate einer mobilen Arbeitsmaschine sowie deren Leistungsfluss und Antriebsart hinsichtlich deren Kraft-

stoffeinsparpotentials. Durch geeignete Untersuchungsmethoden soll der Anteil am Gesamtverbrauch unter praxisrelevanten Bedingungen ermittelt und ein mögliches Einsparpotential entkoppelter Nebenaggregate untersucht werden.

Konventionelle Nebenaggregate sind meist per Riemen- oder Rädertrieb fest an die Motordrehzahl gekoppelt. Diese müssen somit auf einen kritischsten anzunehmenden Anwendungsfall ausgelegt werden, der meist aus der Kombination geringster Motor- und somit Aggregatedrehzahlen, hoher Aggregatlasten und extremer Außenbedingungen besteht. Insbesondere Off-Highway-Maschinen haben hierbei noch weitere zu berücksichtigende Szenarien. Der im Stand bei voller Motorleistung fehlende Fahrtwind für die Kühler, die direkte Sonnenstrahlung in die großflächig verglaste Fahrzeugkabine, Arbeiten bei Dunkelheit mit der Notwendigkeit voller Ausleuchtung der Arbeitsumgebung oder das zügige Befüllen der leeren Druckluftspeicher beim Ankoppeln von Anhängern als Notwendigkeit vor Fahrtbeginn stellen Worst Case Bedingungen dar, denen die Nebenaggregate gerecht werden müssen. Unter normalen äußeren Bedingungen, wie sie zeitlich deutlich häufiger vorkommen sowie insbesondere mit steigender Motordrehzahl ist dadurch ein Leistungsüberangebot der Nebenaggregate gegeben. Die Überschussleistung muss in irgendeiner Form ungenutzt abgeführt werden und bedeutet einen Mehrverbrauch, welcher durch entkoppelte Nebenaggregate reduziert werden könnte. Einerseits kann die Leistung der Nebenaggregate durch variable Antriebe (z. B. Viscokupplung zur Drehzahlanpassung statt starrer Antrieb) bedarfsgerecht zur Verfügung gestellt und überschüssige Leistung somit vermieden werden. Andererseits kann auch die Leistungswandlung zum Antrieb der Aggregate optimiert (z. B. mehrstufige mechanische Schaltkupplungen statt hydrodynamische Reibkupplungen), der Übertragungswirkungsgrad somit gesteigert und Verluste reduziert werden.

Bei mobilen Arbeitsmaschinen ist dabei das zu erwartende Leistungs- und Kraftstoffesparpotential durch die hohen absoluten Kraftstoffverbräuche der schweren Arbeitsmaschinen und die intensive Fahrzeugauslastung mit teilweise Rund-um-die-Uhr-Einsatz von saisonalen Erntemaschinen besonders hoch. Der Kraftstoffverbrauch macht bei diesen Maschinen einen Großteil der Gesamtbetriebskosten aus. Bei täglichen Kraftstoffkosten von mehreren Hundert Euro bis zu vierstelligen Beträgen stellen selbst kleine Gesamteffizienzsteigerungen eine lohnenswerte CO₂- und Kosteneinsparung dar.

So werden in dieser Arbeit die Leistungsaufnahmen der gängigsten Nebenaggregate einer mobilen Arbeitsmaschine in charakteristischen Belastungskollektiven unter realistischen Randbedingungen untersucht und die verantwortlichen Kraftstoffverbräuche bestimmt. Die jeweiligen Kreisläufe werden dabei detailliert untersucht. Leistungsüberschüsse werden ermittelt sowie bereits alternative Nebenaggregate und Antriebsmöglichkeiten aufgezeigt. Umsetzbare Beispiellösungen werden auf ihr Einsparpotential hin analysiert. Diese können im Vergleich zum direkt übersetzten Riemen- oder Rädertrieb neben verlustbehafteten Reibkupplungen auch schaltbare Riemenscheiben oder stufenlose mechanische oder elektrische Antriebe zur Drehzahl- und Leistungsanpassung sein. Der Verbrennungsmotor, die Seriennebenaggregate und entkoppelte Beispielaggregate wurden dabei real vermessen. Ergänzend konnten mehrere entkoppelte Varianten in einer Simulationsumgebung an Hand der experimentell ermittelten Daten untersucht

werden. Hierzu wurde ein Matlab/Simulink-Modell aufgebaut und mit Hilfe der Messdaten zur Leistungsaufnahme sowie des Leistungsbedarfs bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten die reduzierte Leistungsaufnahme bei angepassten Drehzahlen bestimmt. Der jeweilige Kraftstoffverbrauch wird dann mit Hilfe des Motorverbrauchskennfelds in statischen und auch quasidynamischen Betriebspunkten für alle untersuchten Nebenaggregate und -varianten ermittelt. Basis des Belastungskollektivs stellen die für landwirtschaftliche Anwendungen etablierten DLG-PowerMix-Zyklen dar. Daraus wurden die diesem Versuchsmotor entsprechenden Drehzahlen und Lasten sowie Häufigkeiten ermittelt und repräsentative Versuchspunkte gebildet.

Zur Ermittlung der Leistungsaufnahmen sowie der Kraftstoffverbräuche wird zum einen ein Verbrennungsmotoren- und zum anderen Komponentenprüfstände verwendet. Diese werden für diese Messungen aufgebaut und die Kreisläufe möglichst realitätsnah abgebildet, sodass die Aggregate natürlichen Belastungen unterliegen. Während zum Beispiel insbesondere beim Fahrzeuglüfter sowie der Öl- und Kühlmittelpumpe die Motorbelastung einen direkten Einfluss auf die notwendige Nebenaggregateleistung besitzt und der Motor bzw. Kühlkreislauf gleichzeitig den Belastungskreis abbilden, so ist der Generator, Luftpresse oder Kältemittelverdichter gänzlich unabhängig vom Motorbetriebspunkt belastet. Bei letzterer Gruppe ist eine Verbindung rein über den drehzahlabhängigen Antrieb gegeben. Die Last wird dabei über separate Kreise aufgeprägt. Diese wurden am Komponentenprüfstand mit aufgebaut und abgebildet und die Nebenaggregate mit komplettem Arbeitskreis unter verschiedenen Lasten und Drehzahlen geschleppt betrieben. Hierdurch wurde die Leistungsaufnahme im kompletten Betriebsbereich erfasst. Am Motorenprüfstand wird nach der Differenzmethode vermessen, wobei eine Messung mit intaktem Aggregateantrieb durchgeführt und anschließend das zu untersuchende Aggregat demontiert und die Messung mit einer extern betriebenen Ersatzversorgung wiederholt wird. Dabei wurde der Verbrennungsmotor befeuert betrieben und stets auf gleichbleibende Randbedingungen geachtet, um realitätsnahe Ergebnisse zu erhalten. Hierzu wurden diese Messungen bei gleicher innerer Leistung des Verbrennungsmotors in den jeweiligen Betriebspunkten und somit gleichen thermodynamischen Belastungen durchgeführt. So konnten die Differenzmessungen bei möglichst unveränderter Reibung aller übrigen Reibpartner durchgeführt werden. Die Strip-Down Messung ohne das entsprechende Nebenaggregat hatte also eine höhere Effektivleistungen an der Kurbelwelle. Die Differenz entspricht der Nebenaggregateleistung. Weiterhin wurde am Verbrennungsmotor eine Basisvermessung durchgeführt und sämtliche relevanten thermodynamischen Zustandsgrößen wie Temperaturen, Drücke und Durchflüsse aller Medienströme erfasst. Die Bedingungen bei den Differenzmessungen mit Ersatzsystem konnten so über eine Fremdkonditionierung exakt nachgebildet werden, um reproduzierbare und belastbare Ergebnisse zu erhalten. Mit Hilfe des befeuerten Betriebs konnten die Aggregate zum einen sehr seriennah vermessen und zum anderen bereits mit einer Minderleistung betrieben werden. Somit konnte der rückwirkende Einfluss auf den Verbrennungsmotor und der Leistungsbedarf entkoppelter Nebenaggregate bei bedarfsgerechtem Antrieb direkt ermittelt werden.

Die Untersuchungen ergaben dabei ein zumeist deutlich positives Einsparpotential durch Verwendung bedarfsgerechter Nebenaggregateantriebe. Während z. B. ein

Viscolüfter die Leistungsabgabe durch Drehzahlregelung bereits bedarfsgerecht einstellen kann, werden in der Kupplung durch die dissipative Regelung immer noch bis zu 65 % der Antriebsleistung in Wärme umgewandelt. Diese Verlustleistung kann in entsprechenden Betriebspunkten bis zu 2 kW bedeuten. Ein Umkehrlüfter, welcher bei starrem mechanischen Antrieb die Luftleistung durch in der Nabe drehbar gelagerte Lüfterblätter einstellen kann, nimmt durch die günstigere Leistungswandlung mit geringeren Übertragungsverlusten am Beispielmotor bis zu 40 % oder auch 3 kW weniger Leistungsaufnahme in Anspruch. Somit kann in den untersuchten Betriebspunkten bis zu 4 % bzw. 1 l/h Kraftstoff eingespart werden. Bei einer durchschnittlichen Maschinennutzung von 800 h im Jahr im gemischten Betrieb des DLG-PowerMix entspräche die Kraftstoffverbrauchseinsparung bei diesem Verbrennungsmotor über 300 l jährlich. Ein höherlastigerer Maschineneinsatz (OP 3, OP 4, OP 8 und OP 9) kann sogar zu Kraftstoffverbrauchseinsparungen von über 560 l/a führen. Insbesondere der Lüfter als kostenintensives, aber auch leistungssensibles Bauteil muss hierbei also je nach Einsatzzweck der Arbeitsmaschine und somit des Belastungskollektivs genau und individuell betrachtet werden. Insbesondere weil die Verwendung einer derartigen Leistungsregelung unter Umständen auch zu höherer Leistungsaufnahme führen kann. Der verwendete Umkehrlüfter kann bei hohen Drehzahlen und niedrigen Motorlasten, bedingt durch die Konstruktion der Lüfterblattverstellung, seine Minimalleistung nicht so weit reduzieren wie der Viscolüfter. Doch diese Betriebspunkte sind eher selten und die Leistungsaufnahmen bei diesen niedrigen Luftleistungen fallen gering aus, sodass die absoluten Kraftstoffmehrerbräuche mit ca. 0,1 l/h ebenfalls gering sind. In einer Gesamtoptimierung dieses Umkehrlüfters zusammen mit einer bedarfsgerechten Kühlmittelpumpe konnte vor allem durch die Anhebung des Temperaturniveaus des Kühlmittels auf das maximal zulässige Niveau und somit der Einsparung an Luftleistung die Leistung insgesamt weiterhin um bis zu 2,25 kW und der Kraftstoffverbrauch um bis zu 2,3 % gegenüber der gerade angesprochenen Vorteile des Umkehrlüfters reduziert werden. Der leistungsintensive Lüfter sollte also in Priorität erst seine Luftleistung anheben, wenn andere Maßnahmen zur Kühlung ausgeschöpft sind. Bei der Kühlmittelpumpe lässt sich durch eine regelbare Pumpe und einem bedarfsgerechten Kühlmittelstrom in einem großen Betriebsbereich 20-40 % Volumenstrom im Vergleich zur direkten Kopplung reduzieren. Jedoch sollte die Leistungsanpassung nicht über eine elektrische Pumpe umgesetzt werden, weil der Umweg der Leistungswandlung über einen konventionellen Generator mit weiteren Verlusten die Gesamtbilanz teilweise sogar negativ ausfallen lässt. Der bedarfsgerechte Kühlmittelstrom kann aber z. B. auch durch Pumpen mit verstellbarem Leitapparat oder auch der Verwendung von Viscokupplungen eingestellt werden. Einsparungen von 20 bis über 70 % an Nebenaggregateleistung sind so je nach Betriebspunkt zu erwarten. Bei betriebswarmem Verbrennungsmotor sind dies aber nur wenige hundert Watt. Trotz der verhältnismäßig einfachen Möglichkeit der Substitution der Pumpe ist bei einer Optimierung darüber hinaus also auch gleich eine gesamtheitliche Betrachtung des Kühlkreislaufs anzuraten. Eine Druckverlustreduzierung des hydraulischen Kreislaufs, die Verwendung von schneller reagierenden und regelbaren Kennfeldthermostaten oder das Zusammenspiel von Kühlmittelstrom und Motorlüfter sind hierzu Beispiele weiterer Optimierungen. Gerade die Ölpumpe wird auf Grund der stark

temperaturabhängigen Eigenschaften des Öls in den meisten Betriebsbereichen übermäßig betrieben. Wo sie auch bei einem Heißstart mit dünnem Öl ausreichend Volumen an die Schmierstellen fördern muss, so ist dieser insbesondere im Teil- und Niederlastbereich stark überproportioniert. Eine Ölpumpe mit Volumenstromregelung sowie Druckabsenkung zur Bedarfsanpassung ermöglicht somit Einsparungen von 50 % Leistung und in den hier untersuchten DLG-Betriebspunkten von 0,5 bis fast 2 % Kraftstoff, was bei einer Maschinennutzung von jährlich 800 Betriebsstunden eine Kraftstoffverbrauchsreduktion von 85 bis 195 l/a bedeuten würde. Derartige Ölpumpen sind z. B. insbesondere bei KFZ-Ottomotoren wegen den höheren Drehzahlbereichen bereits zahlreich im Einsatz und erprobt. Daneben könnten schaltbare Kolbenspritzdüsen zur ausreichenden Kolbenkühlung den Ölbedarf jenseits des Volllastbereichs und bei einer variablen Ölpumpe somit den Verbrauch weiter absenken.

Die Leistungsanforderung an die Nebenaggregate Generator, Luftpresse und Kältemittelverdichter ist unabhängig von der Motorlast, sodass hierbei jegliche Art der Drehzahlregelung den heutigen Stand optimieren würde. Wo diese Aggregate auch im Stand bei Leerlauf ausreichend Leistung liefern müssen, so könnten z. B. schaltbare Riemenscheiben mit unterschiedlichen Übersetzungen oder gar ein zentrales stufenloses Getriebe einer steigenden Motordrehzahl mit zunehmendem Leistungsüberschuss bei gleichzeitig sinkendem Wirkungsgrad der Aggregate entgegen wirken. Der Generator lädt die Batterie häufig lediglich mit geringen Lastströmen im Bereich ungünstiger Wirkungsgrade. Luftpresse und Kältemittelverdichter geben jenseits des selten vorkommenden Worst Case-Szenarios Leistungen deutlich über dem Bedarf ab, welche somit ungenutzt abgeführt werden müssen. Beim Luftpresse wird die bereits komprimierte Luft bei vollem Druckluftspeicher in die Umgebung abgeblasen. Beim Kältemittelverdichter wird die abgekühlte Luft anschließend wieder erwärmt.

Beim Generator zeigt sich z. B. eine zweistufige Drehzahlregelung effektiver als ein Wirkungsgradbesserer Typ bei unveränderter Drehzahlübersetzung. Ähnliche Tendenzen gelten für andere Nebenaggregate, sodass eine Drehzahlanpassung anzustreben ist. Somit lassen sich in diesem Falle beim Generator durch eine Zweistufigkeit bis zu 25 % Nebenaggregateleistung bzw. fast 2 % Kraftstoff einsparen. Die absoluten Einsparungen sind dabei stark nutzerabhängig. Im gemischten Einsatz des Verbrennungsmotors entsprechend dem DLG-PowerMix lassen sich bei einem mittleren Generatorladestrom von 133,8 A und einer Maschinennutzung von 800 h jährlich 130 l Kraftstoff einsparen. Beim Kältemittelverdichter könnte die Temperaturspeicherfähigkeit der Bauteile ausgenutzt und dieser getaktet betrieben werden. Die am Verdampfer bis unter den Taupunkt gebrachte Gebläseluft muss anschließend wieder auf Zieltemperatur erwärmt werden. Ein getakteter Betrieb innerhalb einer Temperaturschwelle nach Verdampfer von lediglich 3 Kelvin (für den Fahrer nach Aufwärmung auf Zieltemperatur also nicht spürbar), brachte eine Leistungersparnis in den DLG-Betriebspunkten von 30 bis 35 %, was einem Kraftstoffverbrauchsvorteil von 0,6 bis 1,8 % entspricht und somit ähnlichen Größenordnungen wie beim Generator oben bereits erwähnt. Gleiches wäre beim Generator denkbar, wenn man die Speicherfähigkeit der Batterie ausnutzen und den Generator somit bevorzugt unter hoher Last im wirkungsgradoptimalen Bereich und möglichst bei geringer Drehzahl zyklisch betreiben würde. Ein intelligentes Lademanagement mit

Überwachung des SOC (engl. State of Charge; Ladezustand der Batterie) sowie der Motorsteuerungsgrößen Drehzahl und weiterer Parameter wären hierzu nötig. Beim Luftpresser sind insbesondere die Phasen entscheidend, in denen der Druckluftspeicher voll und der Kompressor sich somit im Abblasbetrieb befindet. Dieser Betriebszustand mit einem Anteil von immerhin etwa 90 % [35] der Gesamtbetriebsdauer konsumiert dabei beim untersuchten Kompressortyp immerhin noch bis zu 1,8 kW Leistung (bei Maximaldrehzahl). Eine Drehzahlreduktion durch eine zweistufige Kupplung konnte im untersuchten Fall in den DLG-Betriebspunkten 70 %, eine Entkopplung des Luftpressers vom Antrieb per Magnetkupplung sogar 90 % Antriebsleistung gegenüber dem konventionellen Betrieb einsparen. Letzteres bewirkt in den DLG-Betriebspunkten eine Kraftstoffverbrauchseinsparung von fast 1 bis 3 % bzw. bei einer Maschinennutzung von 800 h im Jahr 125 bis 290 l/a.

Insbesondere bei Lastkollektiven mit hohen Drehzahlen sind gegenüber konventioneller Nebenaggregate somit nennenswerte Einzelerparnisse von immerhin bis über 4 % des gesamten Kraftstoffverbrauchs gegeben. In Summe könnten so unter entsprechenden Bedingungen ca. 8 % Kraftstoff eingespart werden, was bei Nutzung des Versuchsmotors in verbrauchsintensiven Betriebspunkten über 2000 l jährliche Kraftstoffersparnis bedeutet. Selbst eine mittlere Gesamtersparnis von 5 % führt im Betrieb entsprechend dem DLG-PowerMix noch zu rund 900 l jährlicher Kraftstoffverbrauchersparnis. Der Maschinenbetreiber wird demnach trotz teurerer Nebenaggregate überwiegend eine kurze Amortisierungszeit zu erwarten haben. Durch den Einsatz entkoppelter Nebenaggregate ist meist keine Anpassung des Verbrennungsmotors notwendig und die Nebenaggregate ließen sich leicht substituieren. Die Kosten/Nutzen-Verhältnisse sind als überwiegend deutlich positiv einzuschätzen, sodass den Herstellern der Einsatz solcher Aggregate zur Erfüllung der gesetzlichen CO₂-Einsparungsvorgaben zu empfehlen ist. Weiterhin erhalten diese durch entkoppelte Nebenaggregate mehr Freiheitsgrade in ihrer Auslegung. So können die Aggregate besser dimensioniert werden. Dies kann zu einem kleiner und effizienter bedeuten, wenn bei niedrigen Motordrehzahlen statt einer festen Übersetzung eine höhere Nebenaggregatdrehzahl gefahren werden kann. Die Aggregate können somit aber auch größer und kundenfreundlicher ausgelegt werden, wenn auch seltenere Ereignisse mit einem Mehrbedarf berücksichtigt werden wollen, der Durchschnittsbetrieb aber verbrauchsgünstiger sein soll. So kann z. B. ein Aufpumpen der Reifen vom Übergang eines niedrigen Luftdrucks im Feldbetrieb hin zu hohem Luftdruck bei Straßenfahrt mit einem konventionellen Druckluftsystem über 15 Minuten in Anspruch nehmen. Insgesamt ist der Einsatz entkoppelter Nebenaggregate also als vorteilhaft zu beurteilen und ein zunehmender Einsatz in naher Zukunft zu erwarten.

Anhang

A.1 Ergänzende Abbildungen und Tabellen

Abbildung A-1 zeigt die wesentlichen Merkmale der verschiedenen möglichen Regelungsmethoden einer Kreiselpumpe, vgl. Kap. 2.3.1, 2.3.4 und 3.3.

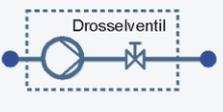
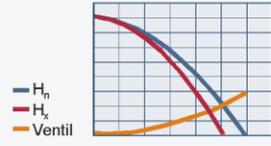
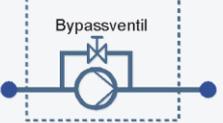
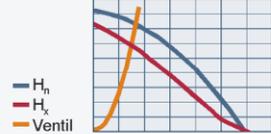
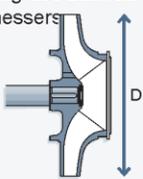
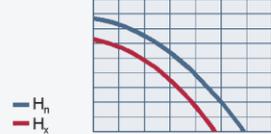
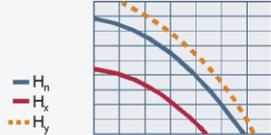
Methode	Kontinuierliche Anpassung möglich?	Merkmale der resultierenden Pumpenkennlinie	Gesamtwirkungsgrad des Pumpensystems	Relativer Energieverbrauch bei Reduzierung des Förderstroms um 20%
Drosselregelung 	Ja	Geringerer Förderstrom Q 	Erheblich niedriger	94%
Bypassregelung 	Ja	Niedrigere Förderhöhe H und geänderte Kennlinie 	Erheblich niedriger	110%
Änderung des Laufraddurchmessers 	Nein	Geringerer Förderstrom Q und Förderhöhe H 	Etwas niedriger	67%
Drehzahlregelung 	Ja	Geringerer Förderstrom Q und Förderhöhe H 	Etwas niedriger	65%

Abbildung A-1: Eigenschaften von Regelungsmethoden zur Leistungsanpassung einer Kreiselpumpe [31]

In Kapitel 3.3.1 wird auf diese Abbildung in Form der Möglichkeiten zur Leistungsanpassung der Kühlmittelpumpe eingegangen. H_n in Abbildung A-1 bezeichnet die ursprüngliche Pumpenkennlinie vor Regelung und H_x die Kennlinie für das gesamte System mit

Regelungsorgan bzw. nach Regelung. Die Drehzahlregelung ermöglicht mit H_y auch einen übersynchronen Betrieb oberhalb der nominalen QH-Kennlinie. Das Ventil bildet die entsprechende Anlagenkennlinie.

Abbildung A-2 gibt eine detaillierte Information über die Verluste und Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe, wie sie in Kap. 2.3.1 und 2.3.4 näher beschrieben ist.

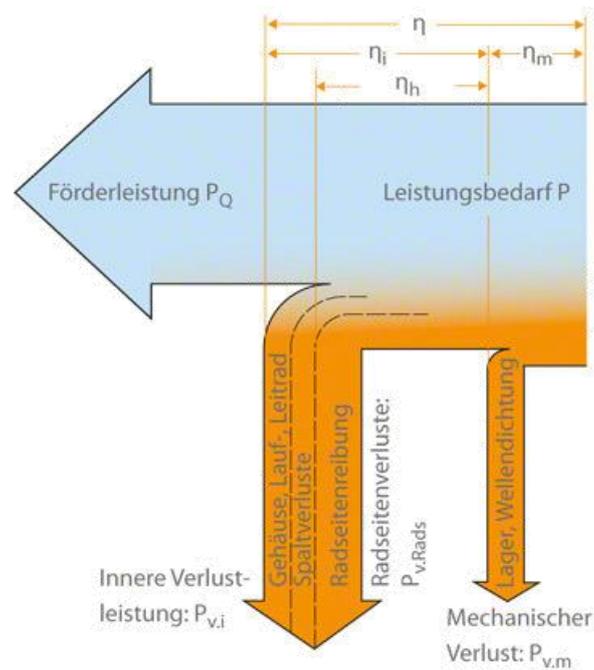


Abbildung A-2: Verlustleistungen und Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe nach EN 12723 [44]

Abbildung A-3 verdeutlicht ergänzend zu den Ausführungen in Kap. 4.1.2 die Wichtigkeit einer möglichst identischen praxisnahen Öltemperatur auf Grund des starken Temperatureinflusses der Ölviskosität und somit der Reibung aller relevanter Reibpartner.

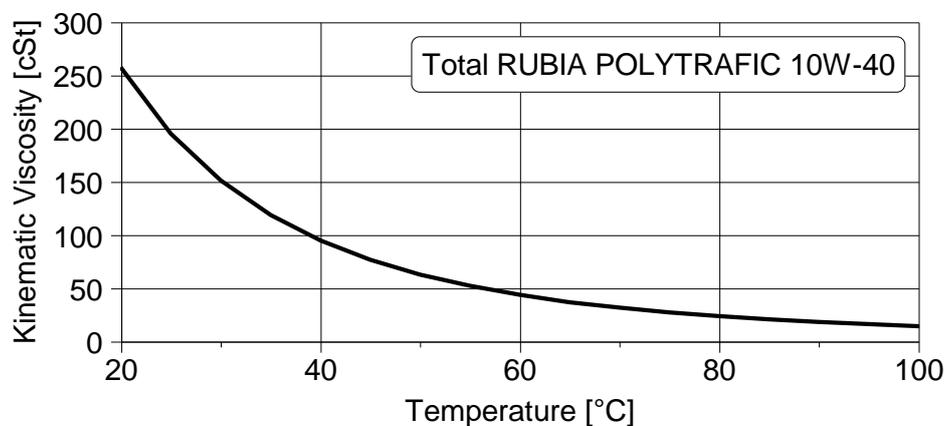


Abbildung A-3: Viskositätsverhalten eines 10W-40 Öls über der Temperatur

Tabelle A-1 zeigt ergänzend zu Kap. 4.2 eine Auflistung der möglichen DLG-PowerMix-Betriebszyklen mit einer Charakterisierung und Klassifizierung des Arbeitsprozesses.

Tabelle A-1: Übersicht über die DLG-PowerMix-Motorbetriebszyklen [15]

Nr.	Arbeitsprozess	Klassifizierung	Geschwindigkeit v_{max} [km/h]	Zapfwelldrehzahl [min-1]	Zyklusdauer [sec]
Zyklus 1	100% Pflügen	schwere Zugarbeit	9	-	250
	100% Grubbern	schwere Zugarbeit	12	-	250
Zyklus 2	60% Pflügen	mittelschwere Zugarbeit	9	-	250
	60% Grubbern	mittelschwere Zugarbeit	12	-	250
Zyklus 3	100% Kreiselegge	schwere Zapfwellenarbeit	6	900	250
	100% Mähen	schwere Zapfwellenarbeit	16	900	250
Zyklus 4	70% Kreiselegge	mittelschwere Zapfwellenarbeit	6	900	250
	70% Mähen	mittelschwere Zapfwellenarbeit	16	900	250
Zyklus 5	40% Kreiselegge	leichte Zapfwellenarbeit	6	900	250
	40% Mähen	leichte Zapfwellenarbeit	16	900	250
Zyklus 6	Miststreuen	Zug + PTO + Hydr	7	1000	500
Zyklus 7	Pressen	Zug + PTO + Hydr	10	1000	500
Zyklus 8	Transport	Zugarbeit		-	

Abbildung A-4 zeigt die möglichen Betriebspunktverschiebungen ausgehend von einer aus Arbeitsprozess und Nebenaggregatanforderung resultierenden Gesamtlastanfrage außerhalb der Leistungsfähigkeit des Verbrennungsmotors. Diese Fallunterscheidungen werden auch in Kap. 4.3.2 beschrieben. Abbildung A-4 a) zeigt die favorisierte Vorgehensweise, ein Herunterschalten auf höhere Drehzahlen zur Erfüllung der angeforderten Leistung bei geringerer Drehmomentanforderung. Dies entspricht der Möglichkeit der inzwischen weit verbreiteten stufenlosen Lastschaltgetriebe. Kann damit der Leistungsanforderung nicht genügt werden, weil man sich zu nahe am Maximalleistungspunkt befindet oder die resultierende Leistungsanforderung zu hoch ist, so wird die Leistungsabgabe entsprechend bei gleicher Drehzahl reduziert, vgl. Abbildung A-4 b). Berücksichtigt werden muss dies beim Vergleich von Varianten Nahe der Volllast, weil hierdurch zu unterschiedlichen Randbedingungen bzw. in Regionen unterschiedlicher Motorwirkungsgrade und spezifischen Kraftstoffverbrauchs verglichen werden kann. Doch dies entspricht Fällen, wie sie außerhalb der Modellbetrachtung ebenfalls vorkommen. Ein möglicher Unterschied im Getriebewirkungsgrad bei unterschiedlichen Drehzahlen konnte hierbei nicht berücksichtigt werden.

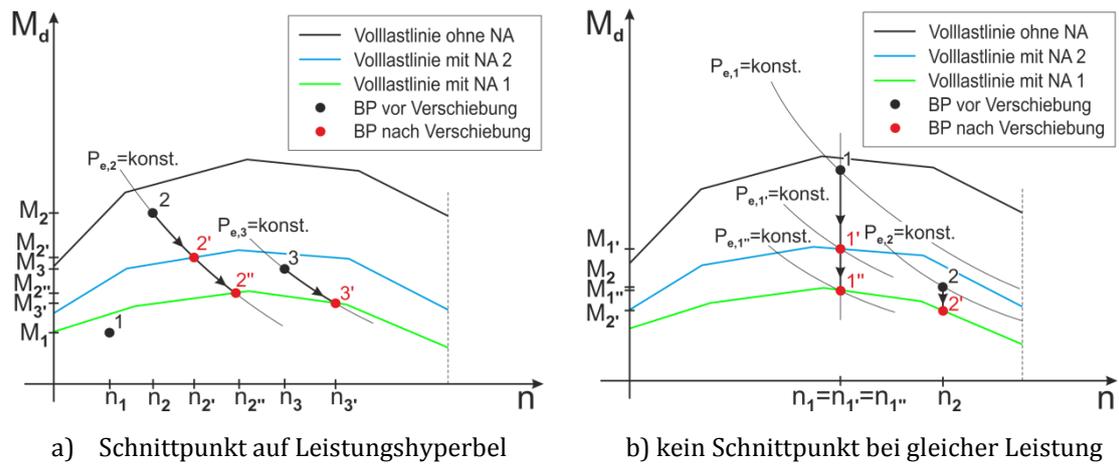


Abbildung A-4: Betriebspunktverschiebungen im Verbrauchskennfeld bei Lastanfragen außerhalb des Kennfelds

Tabelle A-2 gibt eine chronologische Übersicht des wesentlichen Versuchsprogramms (siehe auch Kap. 6.1) am befeuerten Motorenprüfstand. Tabelle A-3 liefert dies für die am Komponentenprüfstand geschleppt untersuchten Nebenaggregate. Hierin sind die experimentell untersuchten Nebenaggregate aufgelistet sowie Detailinformationen, die für die Vermessung relevant sind bzw. den Grund der Messung widerspiegeln.

Tabelle A-2: Versuchsprogramm am befeuerten Motorenprüfstand

Nebenaggregat	Details
Basisvermessung	Ermittlung aller wichtiger Betriebsparameter und thermodynamischer Bedingungen für darauffolgende Differenz- und Komponentenvermessungen; mit allen motorrelevanten Nebenaggregaten im fein gerasterten Komplettkennfeld
Lüfter	Strip-Down des Lüfters und Ersatzantrieb über E-Maschine bei gleichen Kühlleistungen am Kühlpaket
Kühlmittelpumpe	Strip-Down der Kühlmittelpumpe und Ersatz durch externe Konditionierung bei gleichen thermodynamischen Bedingungen
Ölpumpe	Strip-Down der Ölpumpe und Ersatz durch externe Konditionierung bei gleichen thermodynamischen Bedingungen
Grundmotor	Ausführliche Vermessung des gestrippten Verbrennungsmotors ohne Nebenaggregate (Ersatz-Fremdkonditionierungen) im fein gerasterten kompletten Kennfeld
Lüfter	Wiederholte Differenzmessung des Originallüfters sowie detaillierte Vermessung komplettes Lüfterbetriebskennfeld

Alternativer Lüfter	Montage eines alternativen Lüfters und Betrieb bei gleichen motorischen und thermodynamischen Randbedingungen wie Serienbetrieb in Messung zuvor sowie Vermessung im kompletten Lüfterbetriebsbereich
Entkoppelte Kühlmittelpumpe	Antrieb einer elektrischen Kühlmittelpumpe im Originalrohrsystem bei demontierter mechanischer Kühlmittelpumpe unter verschiedenen Randbedingungen wie gleicher sowie bedarfsgerechter Kühlmittelstrom und auch in Kombination mit Lüfter-Gesamtoptimierungen

Tabelle A-3: Versuchsprogramm am Komponentenprüfstand

Nebenaggregat	Details
Generator	Vermessung im kompletten Drehzahl-Laststrom-Kennfeld
Luftpresser	Vermessung im kompletten Drehzahlbereich bei unterschiedlichen Gegendrücken und Kesselvolumina im statischen sowie dynamischen und bei kontinuierlichem sowie bedarfsgerecht getaktetem Betrieb
Kältemittelverdichter	Vermessung im kompletten Drehzahlbereich bei unterschiedlichen Innenraumgebläsestufen sowie Kondensatorlüfterstufen im kontinuierlichen sowie bedarfsgerecht getakteten Betrieb

Tabelle A-4 gibt eine Übersicht über die Konfiguration des Verbrennungsmotors in den jeweiligen Messungen sowie den Betrieb der Nebenaggregate, ergänzend zu Kap. 6.2.1.

Tabelle A-4: Motorkonfiguration und Betrieb der Nebenaggregate während den befeuerten Messungen am Motorprüfstand

Messung	Nebenaggregatebetrieb / Konfiguration			
	Lüfter		Kühlmittelpumpe	Ölpumpe
	Ladeluft	Kühlwasser-		
	-kühler	kühler		
Motorbasis	Serienkühlerpaket		Serie	Serie
Lüfter	Originallüfter, vor Kühler, extern angetrieben auf gleiches T_{Wasser}		Serie	Serie
Kühlmittelpumpe	Externer Lüfter	Wasser-Wasserwärmetauscher	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung	Serie
Ölpumpe	Externer Lüfter	Wasser-Wasserwärmetauscher	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung	Externe Pumpe mit Temperaturregelung
Grundmotor	Externer Lüfter	Wasser-Wasserwärmetauscher	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung
Lüfter	Serienkühlerpaket		Externe Pumpe (mit) / ohne Temperaturregelung	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung
Alternativer Lüfter	Umkehrlüfter, Betrieb wie Serie; Serienkühlerpaket		Externe Pumpe (mit) / ohne Temperaturregelung	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung
Entkoppelte Kühlmittelpumpe	Visco- & Umkehrlüfter (je nach Zweck unterschiedliche Randbedingungen)		Elektrische Kühlmittelpumpe (je nach Zweck unterschiedliche Randbedingungen)	Externe Pumpe mit Temperaturkonditionierung

Abbildung 7-1 zeigt in Kap. 7.1 die Reibleistungen der unterschiedlichen Aggregate in der Motorvollast in absoluter Darstellung. Ergänzend dazu ist die gleiche Information in

Abbildung A-5 prozentual dargestellt. Während die oberen Diagramme die Reibung des Motorgrundaggregats nicht berücksichtigen, wird diese in den unteren dargestellt. Die rechten Diagramme zeigen die von äußeren Lasten abhängigen Nebenaggregate unter Maximallast, die linken unter Minimallast.

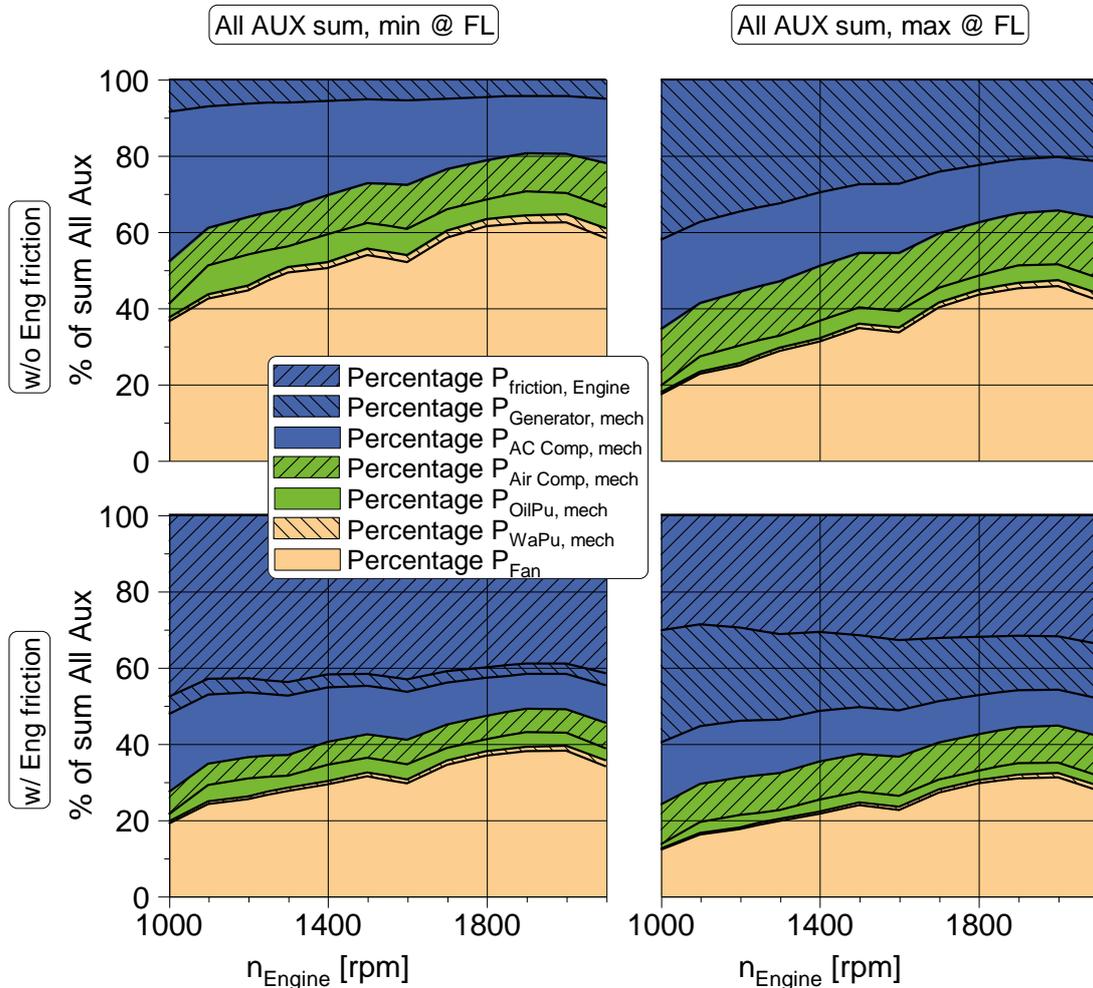


Abbildung A-5: Prozentuale Reibleistungen der Nebenaggregate alleine (oben) bzw. mit der Motorgrundreibung (unten) bei äußerer Minimal- (links) bzw. Maximallast (rechts) im Motorvolllastbetrieb

Abbildung A-6 zeigt als Ergänzung zu Kap. 7.4 den Ölförderstrom sowie der dazugehörige Systemdruck (am Ölkühlereinlass) im gesamten Motorbetriebskennfeld während der Basisvermessung.

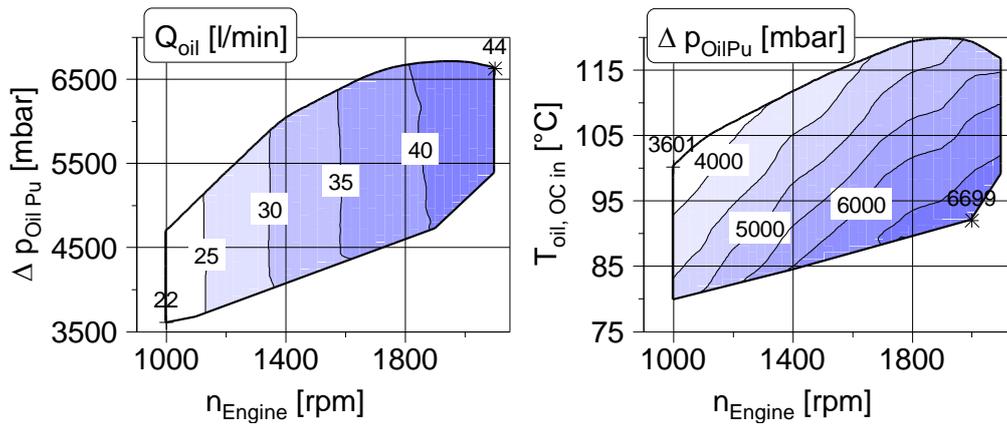


Abbildung A-6: Ölfördermenge (links) und -druck (absolut) (rechts) im Motorbetriebskennfeld

Abbildung 7-20 in Kap. 7.7 zeigt die prozentuale Leistungs- sowie Kraftstoffverbrauchs-einsparung verschiedener Entkopplungsvarianten des Luftpessers gegenüber dem Serienaggregat im Falle eines vollen Luftpessers (Luftpresse wird also gerade nicht benötigt). Ergänzung hierzu zeigt Abbildung A-7 den Verlauf der Leistungsaufnahme über Zeit im dynamischen Befüllbetrieb vom leeren bis zum vollständig gefüllten 30 l Kessel für verschiedene Drehzahlen. Bei steigendem Gegendruck und somit zunehmender Leistung liefert das Integral der Leistung über Zeit die notwendige Arbeit (schraffierte Flächen). Dies soll veranschaulichen, dass durch steuerbare Luftpresse-drehzahlen die Kompressorleistung und somit in Summe die aufzuwendende Arbeit je nach Bedarf angepasst werden kann.

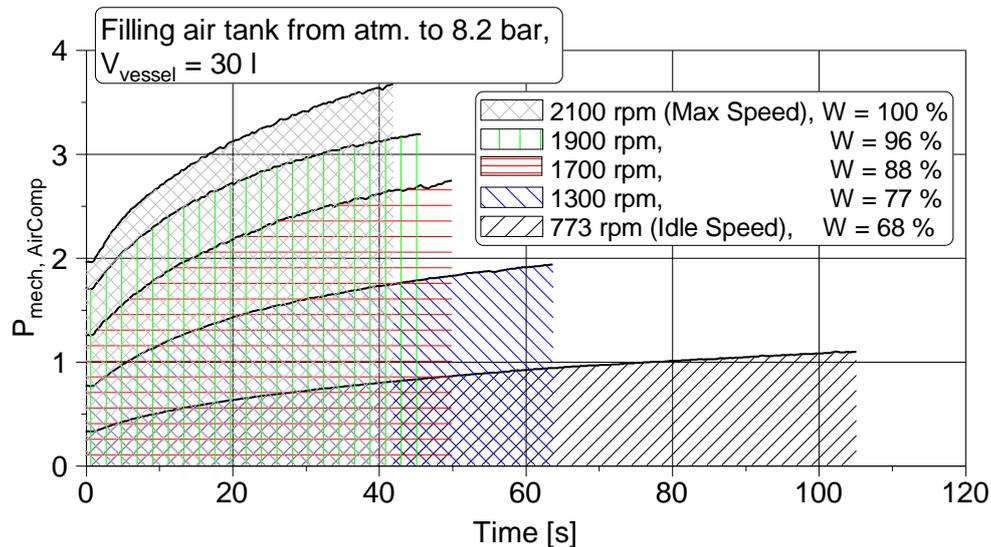


Abbildung A-7: Vergleich Kesselfülldauer und aufzuwendende Arbeit bei unterschiedlichen Drehzahlen und somit Leistungen

Literaturverzeichnis

- [1] AGCO GmbH: *Fendt X Concept*, [Online]: <http://www.fendt.com/de/11364.asp>. [Zugriff am 04.02.2014].
- [2] AGCO Power: *Werkstatthandbuch - Citius Serien 44, 49, 66, 74 und 84 Motoren*, 2011.
- [3] **Albers A., Deters L., Feldhusen J., Leidich E., Linke H., Poll G., Wallaschek J.:** *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. 7. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, 2012.
- [4] **Aumer W., Herlitzius T.:** *Entwicklung alternativer Antriebe für mobile Landmaschinen*. In: ATZoffhighway, Oktober 2009, S. 50–59.
- [5] **Basshuysen R. van (Hrsg.), Schäfer F. (Hrsg.):** *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, 4. aktualisierte und erweiterte Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2007.
- [6] Behr Hella Service GmbH: *Fahrzeugkühlung: Kompaktes Wissen für die Werkstatt*, Hella KGaA Hueck & Co., 2011.
- [7] **Berg M. (Hrsg.) et al.:** *Ölkreislauf im Verbrennungsmotor*, Haus der Technik Fachbuch Band 46, Expert Verlag, Renningen, 2005.
- [8] **Berlenz S., Otto F., Wagner U.:** *Analysis of the fuel consumption reduction potential for off-road engine applications by decoupled and demand-controlled auxiliaries*, 8th International MTZ-Conference Heavy-Duty-, On- and Off-Highway-Engines, Ludwigsburg, 6.11.2013.
- [9] **Berlenz S., Otto F., Wagner U., Geimer M.:** *Verbrauchsreduzierung durch Drehzahl-Entkopplung von Nebenaggregaten an mobilen Arbeitsmaschinen – Methoden zur Potenzialabschätzung*, 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 20. Februar 2013, In: Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik / Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2013, S. 37–48.
- [10] **Beyer B.:** *Beitrag zur Auslegung von Kühllüftern für Nutzfahrzeuge*, Dissertation, Universität Hannover, 2001.

- [11] **Bohl W., Elmendorf W.:** *Strömungsmaschinen 1: Aufbau und Wirkungsweise*, 10. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2008.
- [12] **Brömmel A., Rombach M., Wickerath B., Wienecke T.:** *Elektrifizierung treibt Pumpeninnovationen*, In: MTZ extra, März 2010, S. 86–96.
- [13] **Carden P. et al.:** *Calculation of crank train friction in a heavy duty truck engine and comparison with measured data*, In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Volume 227 (2013), No. 2, pp. 168–184.
- [14] Deere & Company: *Serie 7030 Premium / E Premium*, Produktprospekt John Deere, 2009.
- [15] **Degrell O., Feuerstein T.:** *DLG-PowerMix – Ein praxisorientierter Traktorentest*, [Online]: www.dlg-test.de/powermix. [Zugriff am 08.08.2013].
- [16] **Deuss T., Ehnis H., Freier R., Künzel R.:** *Reibleistungsmessungen am Befeuereten Dieselmotor - Potenziale der Kolbengruppe*, In: MTZ 71 (2010), Nr. 5, S. 326–330.
- [17] **Ennemoser A., Schreier H., Petutschnig H.:** *Optimierte Betriebsstrategie für Nebenaggregate im LKW*, In: MTZ 73 (2012), Nr. 3, S. 220–225.
- [18] **Esch T., Saupe T., Fahl E., Koch F.:** *Verbrauchseinsparung durch bedarfsgerechten Antrieb der Nebenaggregate*, In: MTZ 55 (1994), Nr.7/8, S. 416–431.
- [19] **Fahl E., Stecklina R., Haas A.:** *Fuel Economy Improvement by Low Friction Engine Design*, In: Worldwide Engine Emission Standards and how to meet them, Mechanical Engineering, London, 1993, pp. 89–100.
- [20] **Friedmann O., Haas W., Mair U.:** *Das Kurbel-CVT - Wirtschaftlicher als ein Handschaltgetriebe und komfortabler als ein heutiges CVT ?*, 7. LuK Kolloquium 11./12. April 2002.
- [21] FRISTAM Pumpen KG: *Das große Pumpen 1x1*, [Online]: www.fristam.de/cms/upload/download/all_1x1.pdf. [Zugriff am 04.02.2014].
- [22] **Gabi M.:** *Strömungsmaschinen I*, Vorlesungsumdruck am Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [23] **Geimer M.:** *Fluidtechnik*, Vorlesungsumdruck am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [24] **Genster A., Stephan W.:** *Immer richtig temperiert - Thermomanagement mit elektrischer Kühlmittelpumpe*, In: MTZ 65 (2004), Nr. 11, S. 6–7.
- [25] **Goeschel B.:** *Elektrifizierung Antrieb*, Magna Steyer, 2008.

- [26] **Golloch R.:** *Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005.
- [27] **Goßlau D., Steinberg P.:** *Vorausschauende Kühlsystem-Regelung zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs*, In: MTZ 73 (2012), Nr. 2, S. 162–171.
- [28] **Götz M, Grad K., Weinmann O.:** *Elektrifizierung von Landmaschinen*, In: ATZ offhighway, Oktober 2012, S.10–21.
- [29] **Großmann H.:** *Pkw-Klimatisierung - Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [30] **Grote K.-H. (Hrsg.), Feldhusen J. (Hrsg.):** *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, 22., neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2007.
- [31] GRUNDFOS GmbH: *Pumpenhandbuch*, GRUNDFOS Management A/S, 2004.
- [32] **Gülich J. F.:** *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*, 3., korrigierte und ergänzte Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [33] **Hadler J., Lensch-Franzen C., Gohl M., Knoll G., Lang J., Backhaus K.:** *Entwicklungswerkzeuge zur reibungsoptimierten Auslegung des Grundtriebwerks*, In: Internationaler Motorenkongress 2014, S. 95–103, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [34] **Heikal M. R.:** *Refrigeration*, In: Thermopedia: A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat & Mass Transfer, and Fluids Engineering, [Online]: DOI: 10.1615/AtoZ.r.refrigeration. [Zugriff am 07.02.2011].
- [35] **Held W.:** *Das verbrennungstechnische Einsparpotenzial liegt im unteren einstelligen Bereich*, Interview, In: MTZ 73 (2012), Nr. 10, S. 740–742.
- [36] **Hering E., Martin R., Stohrer M.:** *Physik für Ingenieure*, Springer Verlag, 2004.
- [37] **Indlekofer N., Wagner U., Fidlin A., Teubert A.:** *Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung*, 7. LuK Kolloquium 11./12. April 2002.
- [38] **Janßen M.:** *Bedarfsgerechtes Flüssigkeitsmanagement - Mahle Pendelschieber-Ölpumpen erschliessen CO₂-Reduktionspotenzial*, In: MAHLE Performance Kundenmagazin - Mahle Systeme mit optimiertem Reibungsverhalten für weniger Kraftstoffverbrauch und CO₂-Emissionen, 2009.
- [39] **Jürgens G.:** *Vergleich von Getriebesystemen*, 5. LuK Kolloquium 1994.

- [40] **Keller P., Wenzel W., Becker M., Roby J.:** *Hybrid-Kühlmittelpumpe mit elektrischem und mechanischem Antrieb*, In: MTZ 71 (2010), Nr. 11, S. 794–798.
- [41] Kendrion LINNIG GmbH: *Motorkühlsysteme*, Produktkatalog Commercial Vehicle Systems, 2012.
- [42] **Klug H.-P.:** *Nutzfahrzeug-Bremsanlagen*, 3., erweiterte und aktualisierte Auflage, Vogel Business Media, Würzburg, 1993.
- [43] **Klüting M., Landerl C.:** *Der neue Sechszylinder-Ottomotor von BMW, Teil I: Konzept und konstruktiver Aufbau*, In: MTZ 65 (2004), Nr. 11, S. 868–880.
- [44] KSB AG: *Wirkungsgrad*, KSB-Kreiselpumpen-Lexikon, [Online]: www.ksb.com/Kreiselpumpenlexikon_de/Pumpenlexikon/1563044/wirkungsgrad.html?sq=wirkungsgrad&p=0. [Zugriff am 31.12.2013].
- [45] **Lindner M., Wöbcke S., Striller B., Herlitzius T.:** *Dieselelektrischer Fahrtrieb für Rübenvollernter*, In: ATZ offhighway, Oktober 2012, S.78–87.
- [46] **Lückert P., Schommers J., Werner P., Roth T.:** *Der neue Vierzylinder-Dieselmotor für die B-Klasse von Mercedes-Benz*, In: MTZ 72 (2011), Nr. 11, S. 856–865.
- [47] **Lunanova M.:** *Optimierung von Nebenaggregaten - Maßnahmen zur Senkung der CO₂-Emission von Kraftfahrzeugen*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2009.
- [48] **Mendl G., Fitzen M., Dornhöfer R., Trost W.:** *Ottomotoren im Audi A6*, In: ATZ extra, Januar 2011, S. 46–51.
- [49] **Menny K.:** *Strömungsmaschinen: Hydraulische und Thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*, 5. Auflage, Vieweg+Teubner, 2006.
- [50] **Mollenhauer K. (Hrsg.), Tschöke H. (Hrsg.):** *Handbuch Dieselmotoren*, 3., neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2007.
- [51] MS Motor Service International GmbH: *Wasserpumpen Ölpumpen Katalog*, 2009.
- [52] **Niebergall M.:** *Antriebe und Steuerungen mobiler Arbeitsmaschinen*, In: *Mobile Arbeitsmaschinen*, Vorlesungsumdruck am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [53] **Peter K.:** *Kraftstoff einsparung bei Landmaschinen durch den Einsatz von geschalteten Nebenaggregaten*, 70. Internationale Tagung Land.Technik, Karlsruhe, 2012.
- [54] **Pfaller S., Saal A., Wildgruber M., Bartusch S.:** *Intelligentes Energiemanagement und effizienter Generator*, In: ATZ extra, Januar 2011, S. 36–41.

- [55] **Pfleiderer C., Petermann H.:** *Strömungsmaschinen*, In: *Klassiker der Technik*, 7. Auflage, Springer, 2004.
- [56] **Polifke W., Kopitz J.:** *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*, Addison-Wesley Verlag, 2005.
- [57] Profi: *AGRITECHNICA: Our Fendt's Electric*, [Online]: <http://www.profi.com/news/AGRITECHNICA-Fendt-X-1285318.html>. [Zugriff am 04.02.2014].
- [58] **Reif K.:** *Automobilelektronik: Eine Einführung für Ingenieure*, 3., überarbeitete Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2009.
- [59] **Reif K. (Hrsg.):** *Bosch Autoelektrik und Autoelektronik: Bordnetze, Sensoren und elektronische Systeme*, 6., überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Berlin, 2011.
- [60] **Renius K. Th.:** *Hydrostatische Fahrtriebe für mobile Arbeitsmaschinen - Überblick zum Stand der Technik*, Wissensportal, baumaschine.de, 2004.
- [61] Robert Bosch GmbH: *Generatoren für Straßenfahrzeuge*, [Online]: http://www.bosch-kraftfahrzeugtechnik.de/de/de/powertrain/powertrain_systems_for_commercial_vehicles_1/diesel_systems_for_on_road_applications/diesel_systems_for_on_road_applications_1.html. [Zugriff am 23.02.2014].
- [62] Robert Bosch GmbH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, 26., überarbeitete und ergänzte Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2007.
- [63] **Sanghun K., Donghyun K., Taewoong L., Joonhyung P.:** *Senkung des Energiebedarfs durch hybrides Klimasystem*, In: *ATZ 116 (2014) Nr. 1*, S. 20–25.
- [64] **Schmidt d. A., Köth C.-P.:** *Energie- und Leistungseffizienz mittels 48-Volt-Bordnetz*, [Online]: <http://www.automobil-industrie.vogel.de/datenmanagement/articles/367077>. [Zugriff am 24.02.2014].
- [65] **Schmidt M.:** *Maßnahmen zur Reduktion des Energieverbrauchs von Nebenaggregaten im Kraftfahrzeug*, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Nr. 537, Düsseldorf, VDI-Verlag, 2003.
- [66] **Schmidt M.:** *Nebenaggregate-Management*, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Heft 662, Frankfurt, 1998.
- [67] **Schultheiß G., Banzhaf M., Edwards S.:** *Visco-Wasserpumpe: Bedarfsabhängige Regelung der Fördermenge*, In: *MTZ 73 (2012), Nr. 3*, S. 226–231.

- [68] **Schulz-Andres H., Kamarys D.:** *Die temperaturgeregelte Schmierölpumpe spart Sprit*, 7. LuK Kolloquium 11./12. April 2002.
- [69] **Sigloch H.:** *Strömungsmaschinen*, 3. Auflage, Hanser Verlag, München, Wien, 2006.
- [70] **Sorger H., Schöffmann W., Falck G.:** *Kraftstoffeffizienz als Herausforderung für künftige Nutzfahrzeugmotoren*, In: MTZ 74 (2013), Nr. 12, S. 978–983.
- [71] **Spicher U.:** *Analyse der Effizienz zukünftiger Antriebssysteme für die individuelle Mobilität*, In: MTZ 73 (2012), Nr. 2, S. 98–105.
- [72] **Spicher U.:** *Die Energieeffizienz des Fahrzeugantriebs ganzheitlich betrachtet*, In: ATZ extra, April 2011, S. 146–151.
- [73] **Spicher U.:** *Hat der Verbrennungsmotor eine Zukunft?*, 10. Internationalen Symposiums für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 22.05.2012.
- [74] **Spicher U.:** *Optimierung der Verbrennung im Nutzfahrzeugmotor*, In: MTZ 75 (2014), Nr. 15, S. 78–83.
- [75] **Spicher U.:** *Verbrennungsmotoren A+B*, Vorlesungsumdruck am Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [76] **Szajek A.:** *Motivation und Konzepte zum Einsatz elektrischer Antriebstechnik im Ackerschlepper am Beispiel MELA*, In: Tagungsband zu “Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen“, WVMA e. V. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen, 2007, S. 97–105.
- [77] **Torregrosa A., Olmeda P., Degraeuwe B., Reyes M.:** *A concise wall temperature model for DI Diesel engines*, In: Applied Thermal Engineering, Volume 26 (2006), Issue 11, pp. 1320–1327.
- [78] **Torregrosa A. J., Olmeda P., Martin J., Degraeuwe B.:** *Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine*, In: Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 30 (2006), Issue 7, pp. 633–641.
- [79] VDI e.V.: *VDI-Wärmeatlas*, 10., bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2006.
- [80] **Voigt D.:** *Kraftstoffverbrauchsvorteile durch Regelölpumpen*, In: MTZ 64 (2003), Nr. 12, S. 1050–1057.
- [81] **Voigt D.:** *Zweiflutige Aussenzahnrad-Regelölpumpe für Nutzfahrzeug-Motoren*, In: MTZ 72 (2011), Nr. 4, S. 278–283.

- [82] **Voß B.:** *Wirkungsgradverbesserung von Fahrzeugantrieben durch eine bedarfsorientierte Auslegung der Nebenaggregate und ihrer Antriebe*, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Nr. 159, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1991.
- [83] WABCO: *Druckluftbremsanlagen - Land- und forstwirtschaftliche Fahrzeuge*, Ausgabe 9, 2013.
- [84] **Wallentowitz H., Crampen M.:** *Einfluß von Nebenaggregaten auf den Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen Fahrzyklen*, In: ATZ 96 (1994), Nr. 11, S. 643–644.
- [85] **Wallentowitz H., Reif K. (Hrsg.):** *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [86] **Watter H.:** *Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation*, 2., überarbeitete Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [87] **Wawzyniak M., Hainke D., Trapp R., Frigge M.:** *Reduzierung des Realverbrauchs durch effiziente Klimatisierung*, In: ATZ 116 (2014), Nr. 1, S. 10–15.
- [88] **Wesche W.:** *Radiale Kreiselpumpen: Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2012.
- [89] **Wickerath B., Fournier A., Durand J.-M., Brömmel A.:** *Vollvariable mechanische Kühlmittelpumpe für Nutzfahrzeuge*, In: MTZ 72 (2011), Nr. 1, S. 42–47.
- [90] **Wiehen C.:** *Innovationen durch Lkw*, In: ATZ 116 (2014), Nr. 1, S. 90.
- [91] **Will F.:** *Fuel conservation and emission reduction through novel waste heat recovery for internal combustion engines*, In: Fuel, Volume 102 (2012), pp. 247–255.