



Florian Kosta, BSc

Konzipierung und Aufbau eines Komponentenprüfstands zur Bewertung elektrischer Kühlmittelpumpen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuerin

Dipl.-Ing. Christina Granitz
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, Dezember 2019



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Vorwort

Die vorliegende Masterarbeit wurde im Zuge des von der österreichischen Forschungsfördergesellschaft (FFG) unterstützen Projekts „aAux“ am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz durchgeführt. Damit gilt der erste Dank dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder für die Ermöglichung zum Verfassen dieser abwechslungsreichen und spannenden Masterarbeit. Es wurde mir eigenständiges Arbeiten und die Verwirklichung meiner eigenen Ideen zum Erarbeiten der Aufgabenstellung ermöglicht. Dafür möchte ich meiner Betreuerin Frau Dipl.-Ing. Christina Granitz danken, die mich zudem mit hoher Kompetenz auf sachlicher und menschlicher Ebene unterstützt hat. Des Weiteren gilt Industrie Saleri Italo ein Dank für die zur Verfügung gestellten Komponenten.

Vielen Dank auch meinen Bürokollegen für die gemeinsamen und hilfreichen Diskussionen, den Kollegen aus der Werkstatt für die tatkräftige Unterstützung beim Aufbau meines Prüfstandes und allen voran meinem Mitbewohner, der unzählige Lernstunden mit mir teilte.

Zu allerletzt möchte ich noch meiner Familie für die Unterstützung über meine gesamte Lehrzeit danken. Sie hatten stets ein offenes Ohr, traten mir mit viel Geduld entgegen und stellten mir jegliche Mittel für eine sorgenfreie Zeit zur Verfügung. Donk-schien fi olls.

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used.

Graz, am 29.11.2019

Florian Kosta

Kurzfassung

Im Nutzfahrzeugbereich gibt es kaum Alternativen zum Fahrzeugantrieb mittels Dieselmotoren. Aufgrund der hohen Effizienz und Reichweite mit den damit verbundenen geringen Kosten stellt der Dieselmotor den bevorzugten Antrieb in der Gegenwart und für die nahe Zukunft dar. Durch die steigenden Anforderungen der CO₂-Gesetzgebung ist es zwingend erforderlich, jegliche Möglichkeit der damit direkt verbundenen Kraftstoffverbrauchsreduzierung zu untersuchen.

Im Zuge dieser Arbeit wurde die Möglichkeit der Minderung des CO₂-Ausstoßes eines Nutzfahrzeugmotors durch die Elektrifizierung der Kühlmittelpumpe, anhand eines definierten Betriebspunktes betrachtet. Die Basis dieser Untersuchung bildete ein Nutzfahrzeug-Dieselmotor.

Den Hauptteil dieser Masterarbeit stellte die Konstruktion und die Umsetzung eines Komponentenprüfstands zur Bewertung von elektrischen Kühlmittelpumpen dar. Nach dem Vergleich verschiedener Konzepte wurde der Prüfstand nach Art eines geschlossenen Kreislaufs umgesetzt. Die wichtigsten abgesteckten Randbedingungen stellten dabei das Testen der Pumpen unter realen Bedingungen des Verbrennungsmotors, die Kompaktheit und die Variabilität zum Testen verschiedener Pumpen dar. Die festgelegten und zu erreichenden Betriebspunkte machten eine strömungstechnische Auslegung des Prüfstandes notwendig. Die Berechnungen konnten durch Messungen am Prüfstand verifiziert werden. Das Ziel der durchgeführten Untersuchungen am Pumpenprüfstand waren vollständige Pumpenkennfelder, die als Simulationsgrundlage und zur Validierung der Pumpenperformance dienen sollen. Die Nachbildung von realen Kühlkreisläufen wurde durch gezielte Wärmeeinwirkung und regelbare Druckverhältnisse an den Pumpen erreicht. Mithilfe des umgesetzten Prüfstands konnten die am Motorprüfstand eingesetzten Kühlmittelpumpen hinsichtlich deren Performance bewertet werden. Zusätzlich konnten Rückschlüsse auf das Verhalten des Kühlsystems gemacht werden. Es wurden auftretende Probleme des realen Betriebs durch Vergleichsmessungen zwischen den Prüfständen gelöst. Dabei zeigte sich die Sensibilität des Kühlsystems bezüglich hydraulischer Widerstände und daraus resultierender Druckänderungen.

Abstract

In the commercial vehicle sector, there are few alternatives to vehicle propulsion using diesel engines. With respect to the high efficiency and long distance range, the diesel engine is the preferred propulsion system in the present and near future. Due to the increasing requirements of the CO₂ emission legislation, it is absolutely necessary to investigate any possibility of reducing fuel consumption.

In the current master thesis the possibility of reducing CO₂ emissions of a commercial vehicle engine by the electrification of the coolant pump was investigated and was considered on the basis of a defined operating point. The basis of this investigation was a commercial vehicle diesel engine.

The main part of this master thesis was the design and implementation of a test bench for the evaluation of electric coolant pumps. After comparing different concepts, the test bench was implemented in the manner of a closed circuit. The most important defined boundary conditions were the testing of the pumps under real conditions of the internal combustion engine, the compactness and the variability for testing different pumps. The specified and desired operating points made a fluidic design of the test bench necessary. The calculations could be verified by measurements on the test bench. The aim of the investigations carried out on the pump test bench were complete pump maps, which serve as a basis for simulation and for the validation of the pump performance. The simulation of real cooling circuits was achieved by controlled heat and variable pressure conditions on the pumps. With the help of the test bench, the coolant pumps used on the engine test bench could be tested on their performance. In addition, conclusions on the behavior of the cooling system could be drawn. Problems occurring in real operation on the combustion engine were solved by comparative measurements between the test benches. This showed the sensitivity of the cooling system concerning hydraulic resistances and resulting pressure changes.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	xi
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	5
2.1 Verbrennungsmotor	5
2.1.1 Mitteldruck	5
2.1.2 Wirkungsgrad	5
2.1.3 Verfahren zur Reibleistungsmessung	7
2.2 Strömungsmechanik	8
2.2.1 Viskosität	8
2.2.2 Dichte	8
2.2.3 Druck strömender Flüssigkeiten	8
2.2.4 Reynolds-Zahl	9
2.2.5 Durchflusskoeffizient	9
2.2.6 Bernoulli'sche Energiegleichung	10
2.2.7 Strömungsverluste in Rohren und Formstücken	10
2.2.8 Verschaltung hydraulischer Widerstände	15
2.3 Kreiselpumpen	16
2.3.1 Aufbau	16
2.3.2 Kennzahlen	17
2.3.3 Pumpenkennfeld	20
3 Motorprüfstand	23
3.1 Prüfstand	23
3.2 Versuchsträger und benötigte Adaptierung	24
3.2.1 Versuchsträger	25
3.2.2 Standard Kühlsystem mit mechanischer Wasserpumpe	25
3.2.3 Modifiziertes Kühlsystem mit elektrischer Wasserpumpe	28
3.3 Elektrische Wasserpumpen	28
3.4 Potentialerhebung	30
4 Pumpenprüfstand	35
4.1 Anforderungen	35

4.2	Entwurf	36
4.2.1	Konzeptwahl	36
4.2.2	Layout	37
4.3	Komponenten und Berechnungen	41
4.3.1	Druckverluste	42
4.3.2	Leistungsbestimmung Heizstab	55
4.4	Konstruierter Pumpenprüfstand	58
4.4.1	Konstruiertes Design	58
4.4.2	Messen von Temperatur, Druck und Durchfluss	58
4.4.3	Tornado und Steuerung	61
5	Ergebnisse	63
5.1	Temperaturvariation	64
5.2	Systemdruckvariation	65
5.3	Kennfelder	66
5.3.1	Pumpe 1	67
5.3.2	Pumpe 2	70
5.3.3	Analyse	73
5.3.4	Abgeleitete Betriebsstrategien	73
5.4	Vergleich Motor- und Pumpenprüfstand	76
6	Zusammenfassung und Ausblick	81
	Literaturverzeichnis	83
	Anhang	85
A	Anhang Eins	85

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche
c	m/s	Geschwindigkeit
c	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität
c_β	-	Umlenk-Beiwert
c_{Re}	-	Reynolds-Zahl-Beiwert
c_k	-	Rauhigkeits-Beiwert
c_A	-	Querschnitts-Beiwert
d	mm	Durchmesser
d	mm	Innendurchmesser
D	mm	Aussendurchmesser
E	J	Energie
e	J/kg	spezifische Energie
g	m/s^2	Fallbeschleunigung
h	m	geodätische Höhe
H	m	Förderhöhe
H_u	kJ/kg	Heizwert
I	A	Stromstärke
k	mm	Oberflächenrauigkeit
K_v	m^3/h	Durchflusskoeffizient
l	m	Länge
m	kg	Masse
m_B	kg	Masse Brennstoff
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nm	Drehmoment
M_e	Nm	effektives Drehmoment
n	min^{-1}	Drehzahl
p	bar	Druck
p_{dyn}	bar	dynamischer Druck
p_{stat}	bar	statischer Druck
p_{tot}	bar	Gesamtdruck
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_m	bar	Mitteldruck
p_r	bar	Reibmitteldruck
$p_{r\text{Pot.}}$	bar	Potential Reibmitteldruck

Formelzeichen und Abkürzungen

P	W	Leistung
P_e	W	effektive Leistung
P_i	W	indizierte Leistung
P_r	W	Reibleistung
P_1	W	elektrische Leistung Pumpe
P_H	W	hydraulische Leistung Pumpe
\dot{Q}	l/min	Volumenstrom, Durchfluss
\dot{Q}_{zu}	W	zugeführter Wärmestrom
Q_B	J	Brennstoffenergie
R	kg/m ⁷	Hydraulischer Widerstand
R	m	Radius Rohrbogen
T	K	thermodynamische Temperatur
t	°C	Temperatur
t	s	Zeit
U	V	elektrische Spannung
V	m ³	Volumen
V_h	m ³	Hubvolumen
V_H	m ³	Hubvolumen des gesamten Motors
W	J	Arbeit
W_e	J	effektive Arbeit
W_i	J	innere Arbeit
W_r	J	Reibarbeit
Y	m ² /s ²	spezifische Förderarbeit

Griechische Formelzeichen

δ	-°	Winkel
$\Delta\eta_{Lw}$	-	Verlust durch Ladungswechsel
$\Delta\eta_m$	-	Verlust durch mechanische Reibung
$\Delta\eta_{rV}$	-	Verlust durch reale Verbrennung
$\Delta\eta_{uV}$	-	Verlust durch unvollkommene Verbrennung
$\Delta\eta_{Ww}$	-	Verlust durch Wandwärmeübergang
ζ	-	Druckverlustbeiwert
η	-	Wirkungsgrad
η_e	-	effektiver Wirkungsgrad
η_g	-	Gütegrad
η_i	-	innerer (indizierter) Wirkungsgrad
η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad
η_v	-	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
η_{el}	-	elektrischer Wirkungsgrad
η_M	-	mechanischer Wirkungsgrad Pumpe
η_P	-	hydraulischer Wirkungsgrad Pumpe
λ	-	Rohrreibungszahl

μ	kg/s m	dynamische Viskosität
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte

Konstanten

g	9.8067	m/s ²	Normalfallbeschleunigung
-----	--------	------------------	--------------------------

Indizes und Abkürzungen

1, 2, ...	Positionspunkte	max	maximal
abs	absolut	min	minimal
AGR	Abgasrückführung	MID	Magnetisch Induktiver Durchflussmesser
ATL	Abgasturbolader	MWP	Mechanische Wasserpumpe
B	Brennstoff	NT	Niedertemperatur
B	Blende	o.V.	ohne Ventil
DRV	Druckregelventil	Pkw	Personenkraftwagen
e	effektiv	pot	potentiell
EWP	Elektrische Wasserpumpe	P	Pumpe
ges	gesamt	rel	relativ
Hz	Heizer	Re	Reynolds-Zahl
HT	Hochtemperatur	TL	Turbolader
i	innen; indiziert	TCO	Total Cost of Ownership
ISO	International Organization for Standardization	VKM	Verbrennungskraftmaschine
kin	kinetisch	Vecto	Vehicle Energy Consumption Calculation Tool
konst	konstant	WHTC	World Harmonized Test Cycle
korr	korrigiert	WT	Wärmetauscher
KM	Kühlmittel		
Lkw	Lastkraftwagen		
LLK	Ladeluftkühler		

1 Einleitung

Im Bereich der Nutzfahrzeuge wird der Dieselmotor auch in naher bis mittlerer Zukunft den größten Teil der Fahrzeugantriebe stellen. So wird es jedenfalls von vielen Fachleuten publiziert. Die von den Medien angepriesene Wende mit dem Umstieg auf Elektroantriebe wird aufgrund der sehr guten Effizienz der Dieselmotoren nur schwer durchführbar sein. Aktuelle effektive Wirkungsgrade von etwa 45% werden laut [1] in Zukunft zudem bis auf 50% ansteigen und einem spez. Kraftstoffverbrauch von 169 g/kWh entsprechen (Vgl. dazu: im Pkw Segment werden Wirkungsgrade von etwa 40% erreicht).

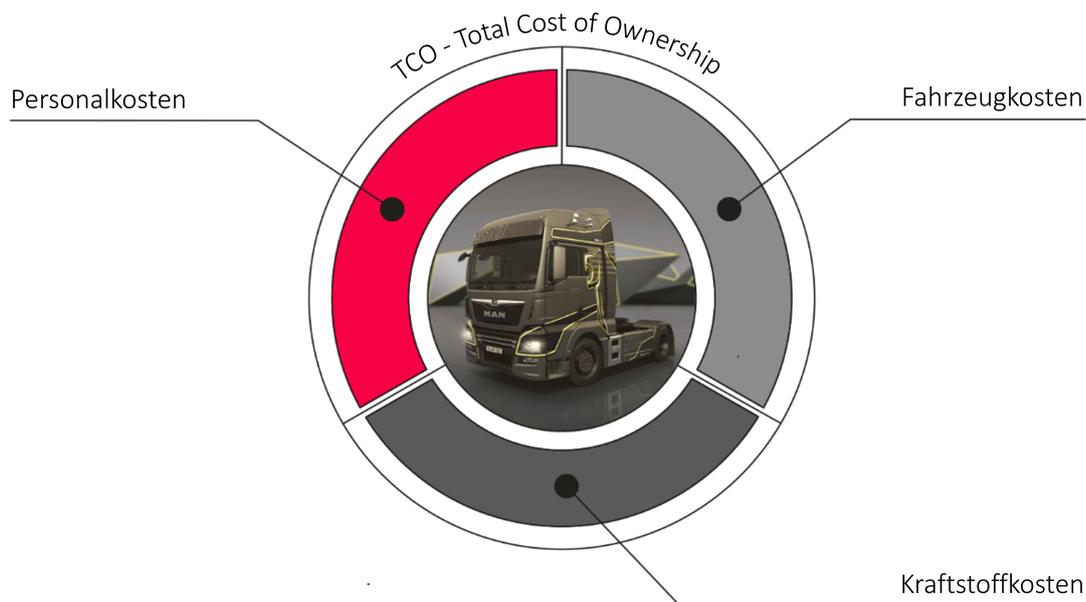


Bild 1.1: Aufstellung der Kosten nach TCO [2]

Der Nutzfahrzeuggestrich wird von dem TCO (Total Cost of Ownership) getrieben. Die gesamten Kosten dritteln sich in Fahrzeug-, Personal- und Kraftstoffkosten (Bild 1.1). Zur Senkung der Kosten ist der Nutzfahrzeugmarkt also direkt an der Senkung des Kraftstoffverbrauchs interessiert. Somit wurden Hersteller seit jeher damit konfrontiert, den Kraftstoffverbrauch kontinuierlich zu senken, um am Markt bestehen zu können. Dies erklärt, dass die Gesetzgebung im Bereich des CO₂-Ausstoßes für Fahrzeuge über 3.5 Tonnen erst mit 2019 einen ersten Schritt in Richtung CO₂-Reduzierung machte. Der Gesetzgeber sieht eine 15%ige Senkung des CO₂-Ausstoßes

bis 2025 und weitere 15 % bis 2030 in Bezug auf den Ausstoß von 2019 vor, siehe Bild 1.2 [3, 4]. Grundlage für die Gesetzgebung und die Berechnung des CO₂-Ausstoßes schwerer Nutzfahrzeuge in ihrer jeweiligen Konfiguration ist das Simulationsprogramm Vecto (Vehicle Energy Consumption Calculation Tool).

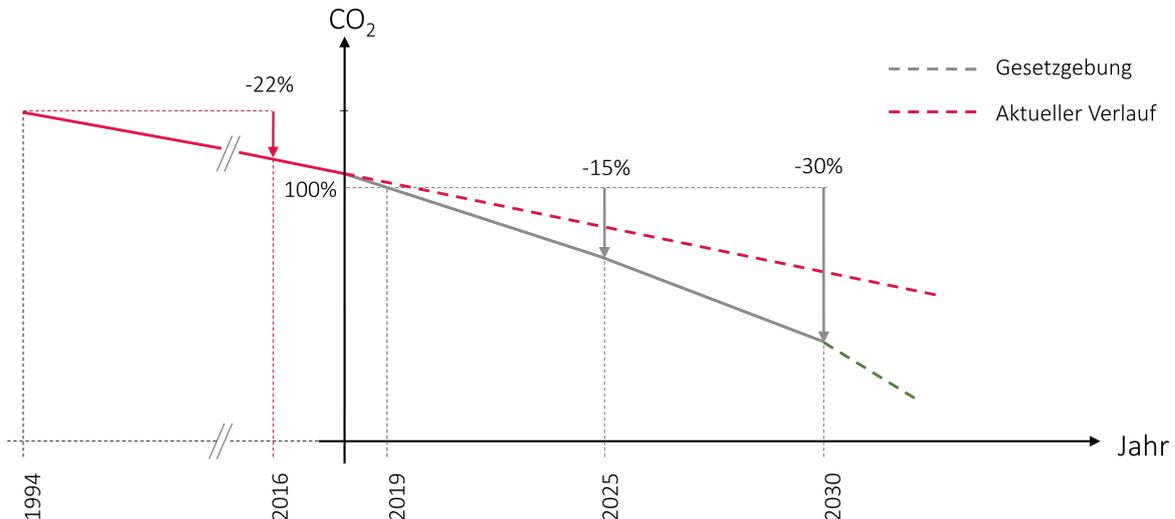


Bild 1.2: Vorgabe CO₂-Senkung [5]

Neben der notwendigen Senkung des Kraftstoffverbrauchs zur Reduzierung der Kraftstoffkosten stellt die Senkung des Kraftstoffverbrauchs eine Reduzierung des CO₂-Ausstoßes und somit des Treibhausgases, welches der Treiber des Klimawandels ist, dar.

Ausgehend von der Gesetzgebung werden Verbesserungen an den Fahrzeugen notwendig. Fahrzeugseitig wird die Optimierung von Fahr- und Luftwiderständen im Vordergrund stehen. Auf der Seite des Antriebsstranges wird die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades und die Reibungsminimierung gesamtseitig Ziel der Verbesserungen sein. Die Optimierung der Antriebsmaschine wird vielfältig sein und einen breiten Bereich der Entwicklung betreffen.

Die gegenwärtige Arbeit beschäftigt sich indirekt mit den Themengebieten der Elektrifizierung von Nebenaggregaten und der damit einhergehenden Reibungsminimierung. Basis dafür ist die von Frau Christina Granitz [6] ausführlich untersuchte Thematik der bedarfsgerechten Nutzung von elektrischen Wasserpumpen im Kühlkreislauf eines Lkw Motors. Als Basis zur Potentialerhebung diente der Dieselmotor MAN D26 der Firma MAN Truck & Bus. Ausgerüstet mit einer mechanisch über einen Keilrippenriemen angetriebenen Wasserpumpe konnten Basisdaten erhoben werden. Im weiteren Schritt

wurde das Kühlsystem in zwei getrennte Kreise aufgeteilt und mit elektrischen Wasserpumpen ausgestattet. Die komplexe Thematik der elektrischen Kühlmittelpumpe am Verbrennungsmotor wird nur beispielhaft behandelt und soll kurz die Potentiale der Elektrifizierung aufzeigen.

Ziel dieser Diplomarbeit war die Evaluierung der eingesetzten Wasserpumpen durch Ermitteln der Pumpenkennfelder unter einsatznahen Bedingungen am Verbrennungsmotor. Dafür wurden jegliche für die Auswertung der Pumpenperformance notwendigen Daten an dem speziell dafür konzipierten und umgesetzten Prüfstand ermittelt. Es konnten reale Messergebnisse verglichen und Daten für Simulationen generiert werden.

2 Grundlagen

Zum Verständnis der in dieser Arbeit behandelten Themengebiete werden im folgenden Kapitel die Grundlagen mit theoretischen Zusammenhängen beschreiben. Es werden die wichtigsten Grundbegriffe der VKM (Verbrennungskraftmaschine) und der Strömungsmechanik behandelt.

2.1 Verbrennungsmotor

2.1.1 Mitteldruck

In der Thematik der VKM stellt der Mitteldruck p_m eine von der Motordimension unabhängige Vergleichsgröße dar. Dieser theoretische Druck erlaubt den Vergleich unterschiedlich großer Motoren. Berechnet wird der Mitteldruck aus dem Verhältnis der aus einem Arbeitsspiel gewonnenen Arbeit W zum Hubvolumen V_h . Der indizierte Mitteldruck p_i wird mithilfe des gemessenen Zylinderdrucks p sowie des jeweiligen Volumens, welches wiederum über den Kurbelwinkel berechnet wird, bestimmt. Wird der gemessene Zylinderdruckverlauf über ein Arbeitsspiel integriert, erhält man die an den Kolben abgegebene innere Arbeit. Der effektive Mitteldruck p_e wird mit dem an der Antriebswelle anliegenden Drehmoment M_e und dem gesamten Hubvolumen V_H bestimmt. Die Differenz aus indiziertem- und effektivem Mitteldruck ist der Reibmitteldruck p_r . Dieser ist ein Maß für die am Motor auftretende Reibung (vgl. [7]).

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad \text{Mitteldruck} \quad (2.1)$$

$$p_i = \frac{\oint p dV}{V_h} \quad \text{indizierter Mitteldruck} \quad (2.2)$$

$$p_e = \frac{M_e \cdot 4\pi}{V_H} \quad \text{effektiver Mitteldruck} \quad (2.3)$$

2.1.2 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad η ist allgemein als Nutzen durch Aufwand definiert. Angewandt auf die Verbrennungskraftmaschine, stellt die gewonnene Arbeit W den Nutzen, die mit der Brennstoffmasse m_B eingebrachte Energie Q_B den Aufwand dar (vgl. [7]).

$$\eta = \frac{W}{Q_B} = \frac{W}{m_B \cdot H_u} \quad (2.4)$$

Als Basis für die Abbildung des idealen in der Verbrennungskraftmaschine stattfindenden thermodynamischen Prozess wird der vollkommene Motor mit dessen Wirkungsgrad η_v definiert. Der Gütegrad η_g beschreibt darauf folgend die Verluste durch den realen Verbrennungsprozess [8]:

$\Delta\eta_{uV}$: Verlust durch unvollkommene Verbrennung

$\Delta\eta_{rV}$: Verlust durch reale Verbrennung

$\Delta\eta_{Ww}$: Verlust durch Wandwärmeübergang

$\Delta\eta_{Lw}$: Verlust durch Ladungswechsel

Ausgehend vom Verhältnis des indizierten (η_i) und effektiven Wirkungsgrades η_e wird der mechanische Wirkungsgrad η_m bestimmt und ist ein Maß für die im Motor und durch dessen Nebenaggregate auftretenden mechanischen Verluste durch Reibung.

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2.5)$$

Zusammenfassend lassen sich die motorischen Wirkungsgrade mit den auftretenden Leistungen im folgenden Sankey-Diagramm (Bild 2.1) darstellen.

$$\dot{m}_B \cdot H_u \xrightarrow{\eta_v} P_v \xrightarrow{\eta_g} P_i \xrightarrow{\eta_m} P_e$$

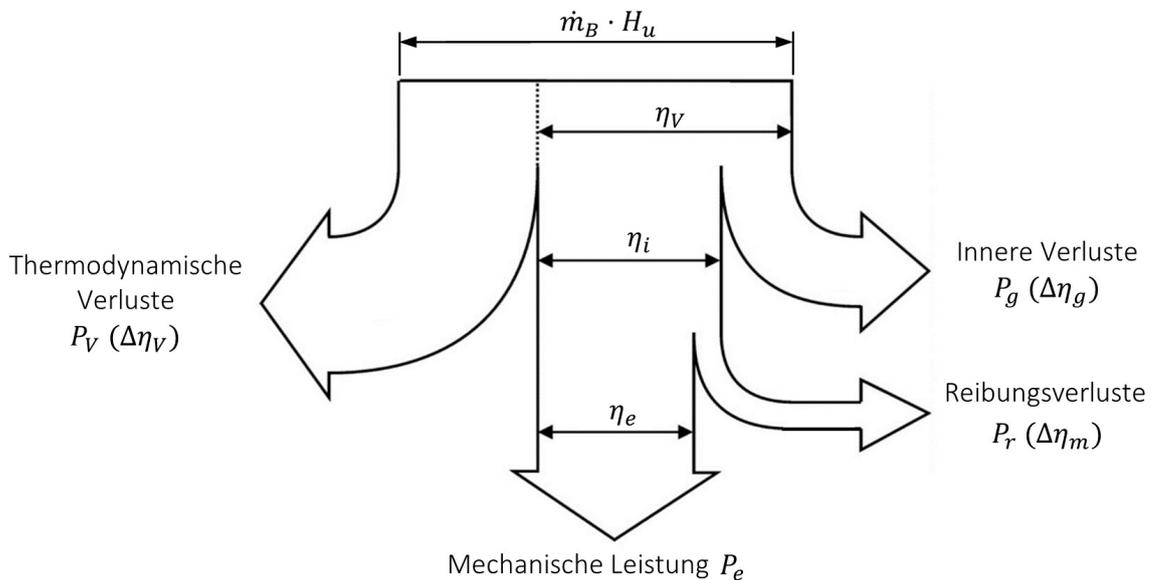


Bild 2.1: Aufteilung der motorischen Wirkungsgrade und Leistungen [9]

2.1.3 Verfahren zur Reibleistungsmessung

Die Reduzierung der Reibung der VKM stellt eine zentrale Aufgabe bei deren Effizienzsteigerung dar. Deshalb ist es umso wichtiger Verbesserungspotentiale durch genaue Messverfahren aufzuzeigen. Dazu wurden im Laufe des Entwicklungsprozesses der VKM verschiedenste Verfahren zur Messung der Reibungsverluste am Vollmotor sowie an Einzelkomponenten entwickelt.

Indizierung

Mithilfe der Indizierung ist es möglich, einen kurbelwinkel- oder zeitaufgelösten Zylinderdruckverlauf bei gefeuertem oder geschlepptem Betrieb aufzuzeichnen. Der nach dem piezoelektrischen Prinzip arbeitende und von außen in den Brennraum eingebrachte Drucksensor liefert bei druckbedingter Deformation des Piezokristalls ein Spannungssignal, welches den Druckverlauf in der Brennkammer widerspiegelt. Mit dem Zylinderdruck wird die innere Arbeit W_i , mit dem bekannten Drehmoment M_e an der Kurbelwelle die effektive Arbeit W_e bestimmt und aus der Differenz beider die Reibarbeit W_r ermittelt (vgl. [10]). Vorteilhaft ist, dass das Verfahren der Reibmessung mittels Indizierung die Prozesse im Brennraum kaum bis gar nicht beeinflusst.

Stripdown-Versuch

Anhand der Strip-Down-Versuche wird eine Beurteilung des Beitrags einzelner Komponenten zur Gesamtreibung möglich (vgl. [10]). Die aus Differenzmessungen nach dem Demontieren von verlustbehafteten Bauteilen erhaltenen Reibmitteldrücke erlauben eine Betrachtung des Reibungsbeitrags der Komponenten. Einfach ist diese Methode vor allem bei der Untersuchung von Nebenaggregaten, die durch externe Konditionieranlagen ersetzt werden können. Dies kann bis zur kompletten Fremdkonditionierung der VKM fortgetrieben werden.

Weitere mögliche Verfahren, die nicht weiter beschrieben sind: Auslaufversuch, Schleppversuch, Abschaltversuch und Willians-Linien.

2.2 Strömungsmechanik

2.2.1 Viskosität

Die Viskosität ist ein Maß für die Fließfähigkeit von Fluiden. Je höher die Viskosität, desto höher ist die Dickflüssigkeit. Die Ursache für den Widerstand bei der Verschiebung von Flüssigkeiten und Gasen sind Wechselwirkungen zwischen Molekülen.

Die Viskosität ist vom Druck und der Temperatur abhängig. Steigt die Temperatur bei Flüssigkeiten, werden die Molekülbewegungen heftiger und somit sinkt die Viskosität und umgekehrt. Die Druckabhängigkeit der Viskosität ist weniger ausgeprägt und wird in der gegenwärtigen Arbeit nicht berücksichtigt.

Der Zusammenhang zwischen dynamischer (μ) und kinematischer Viskosität ν ist die Dichte ρ (vgl. [11]):

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.6)$$

2.2.2 Dichte

Aus dem Verhältnis von Masse zu Volumen ergibt sich die Dichte ρ . Die Dichte ist material- und temperaturabhängig. Die Temperaturabhängigkeit begründet sich mit der Tatsache, dass sich Stoffe mit steigender Temperatur ausdehnen und die Dichte damit sinkt.

2.2.3 Druck strömender Flüssigkeiten

Zur Überwachung von strömenden Medien bedarf es neben der Temperaturmessung auch der Druckmessung. Aus dem Gleichgewicht des Gesamtdruckes bei reibungsfreier Strömung (Gleichung 2.7) und den geometrischen Abmessungen des Rohres, ist die Messung des statischen Drucks zur Bestimmung der Druckverhältnisse bei Rohrströmungen ausreichend.

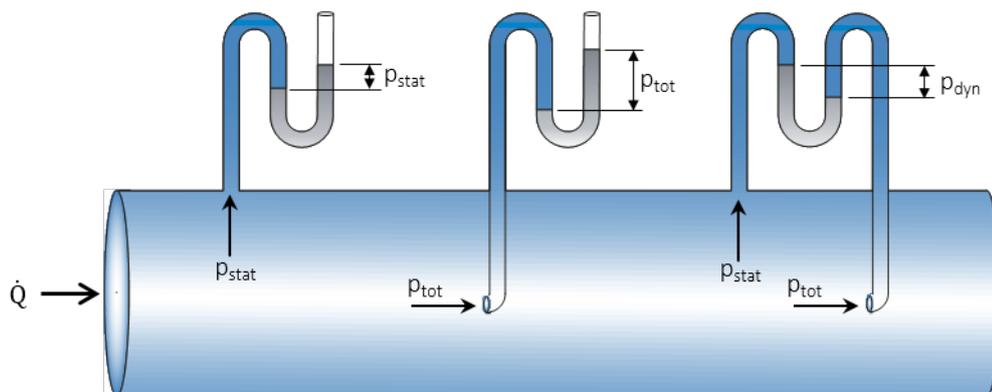


Bild 2.2: Statischer, dynamischer Druck und Gesamtdruck [12]

Statischer Druck

Der statische Druck p_{stat} wird senkrecht zur Strömung gemessen. Die Höhe der Flüssigkeitssäule in Bild 2.2 (links) spiegelt den statischen Druck wider.

Dynamischer Druck

Der dynamische Druck p_{dyn} ist eine Folge der Strömungsgeschwindigkeit. Durch Erhöhung der Geschwindigkeit, z.B. durch Verringerung des Strömungsquerschnitts, wird statischer Druck in dynamischen Druck umgewandelt und umgekehrt. Die Differenzhöhe der beiden Flüssigkeitssäulen in Bild 2.2 (rechts) entspricht dem dynamischen Druck [12].

Gesamtdruck

Werden der statische und dynamische Druck summiert, erhält man den Gesamtdruck p_{tot} . Wird die Annahme einer verlustfreien Strömung getroffen, so bleibt der Gesamtdruck entlang einer Strömung konstant [12]:

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}} = \textit{konst.} \quad (2.7)$$

2.2.4 Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl Re ist eine dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung von Strömungen und beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu den Zähigkeitskräften.

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot c \cdot d}{\mu} \left[= \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}} \right] \quad (2.8)$$

Mithilfe der Reynolds-Zahl ist es möglich, Strömungen zu charakterisieren, d.h. zwischen laminarer und turbulenter Strömung zu unterscheiden. Bei Rohrströmungen erfolgt der Umschlag zwischen den beiden genannten Strömungen bei der kritischen Reynolds-Zahl von 2300 [11]. Laminare Strömung ist eine aus gleichmäßigen Schichten aufgebaute Strömung, bei der die Trägheitskräfte klein im Vergleich zu den Zähigkeitskräften sind. Ab der kritischen Reynolds-Zahl schlägt die Strömung in den turbulenten Bereich um und lässt die laminare Schicht in unregelmäßige turbulente Schichten zerfallen. Die Trägheitskräfte nehmen allmählich überhand und es entstehen Unregelmäßigkeiten in Druck und Geschwindigkeit.

2.2.5 Durchflusskoeffizient

Der Kv-Wert (Durchflusskoeffizient) gibt den erzielbaren Durchfluss \dot{Q} einer Flüssigkeit (Wasser) durch ein Ventil bei einer Druckdifferenz Δp von 1 bar und einer Temperatur von 5-40 °C an [13]. Für jede Öffnungsposition des Ventils gibt es einen entsprechenden

Kv-Wert. So wird beispielsweise für die maximale Öffnung des Ventils der Kvs-Wert angegeben. Die Einheit ist m^3/h und entspricht einem Volumenstrom.

$$K_v = \dot{Q} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{1000 \cdot \Delta p}} \quad (2.9)$$

2.2.6 Bernoulli'sche Energiegleichung

Verlustfreie Strömung

Entlang einer Strömung treten drei verschiedene Energieformen (Gleichung 2.10) auf. Laut Bernoulli ist die Summe dieser bei verlustfreier Strömung konstant und es gibt lediglich eine Umwandlung unter den einzelnen Energien [14].

$$e = \underbrace{\frac{p}{\rho}}_{\text{spez. Druckenergie}} + \underbrace{\frac{c^2}{2}}_{\text{spez. kin. Energie}} + \underbrace{g \cdot h}_{\text{spez. Lageenergie}} = \textit{konst.} \quad (2.10)$$

Aus Gleichung 2.10 folgt durch Multiplikation mit der Dichte die Druckgleichung:

$$p + \rho \cdot \frac{c^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h = \textit{konst.} \quad (2.11)$$

Verlustbehaftete Strömung

Die erweiterte Bernoulli-Gleichung lässt die Betrachtung reibungsbehafteter Strömung zu. Strömungswiderstände resultieren in innerer Reibung und werden in folgender Gleichung als Druckverlust Δp dargestellt.

$$\Delta p = p_{\text{ges1}} - p_{\text{ges2}} = (p_1 - p_2) + \rho \cdot \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) + \rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) \quad (2.12)$$

2.2.7 Strömungsverluste in Rohren und Formstücken

Bei der Strömung durch Bauteile entsteht ein Druckverlust Δp infolge Reibung. Unter Bauteilen werden gerade Rohre, Bögen oder Krümmer sowie durchströmte Hydraulikkomponenten wie z.B. Ventile oder Klappen verstanden. Druckverluste werden durch den bauteilspezifischen Druckverlustbeiwert ζ charakterisiert und haben eine quadratische Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit c .

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (2.13)$$

Druckverlust durch gerade Rohre

Die Druckverlustberechnung durch gerade Rohre basiert auf der rechnerischen Bestimmung des Druckverlustbeiwertes. Dieser ist eine dimensionslose Kennzahl, welche die Abmessungen des Rohres und die Rohrreibungszahl λ berücksichtigt.

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{L}{d} \quad (2.14)$$

Aus den genannten Größen folgt die Gleichung für den dimensionsbehafteten Druckverlust durch ein gerades Rohr Δp_R [14]:

$$\Delta p_R = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = \lambda \cdot \frac{L \cdot \rho}{d \cdot 2} \cdot c^2 \quad (2.15)$$

Der Druckverlust durch gerade Rohre Δp_R ist eine Funktion der Reynolds-Zahl und ist bei turbulenter Strömung zudem von der Rauigkeit k der Rohroberfläche abhängig. Zur rechnerischen Bestimmung der Rohrreibungszahl λ muss anhand der Reynolds-Zahl zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden werden.

$$\Delta p_R = f(Re, k)$$

- Laminare Strömung $Re < 2300$

Liegt laminare Strömung vor, ist die Rohrreibungszahl eine reine Funktion der Reynolds-Zahl und wird durch den Ansatz von Hagen-Poiseuille beschrieben [15]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.16)$$

- Turbulente Strömung $2300 < Re$

Liegt turbulente Strömung vor, so kann die Rohrreibungszahl neben der Reynolds-Zahl auch eine Funktion der Oberflächenbeschaffenheit des Rohres sein und es bedarf einer weiteren Klassifizierung:

- Hydraulisch glattes Gebiet [16]: $Re \cdot \frac{k}{d} < 65$

Rohre sind hydraulisch glatt, wenn die Rauigkeitsspitzen der Rohroberfläche nicht über die laminare Unterschicht hinaus ragen. Die Rohrreibungszahl ist eine reine Funktion der Reynolds-Zahl [15].

- * Ansatz nach Blasius: $2300 < Re < 10^5$

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (2.17)$$

- * Ansatz nach Nikuradse: $10^5 < Re$

$$\lambda = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \quad (2.18)$$

- Übergangsbereich [16]: $65 < Re \cdot \frac{k}{d} < 1300$

Das Gebiet zwischen hydraulisch glatt und rau bildet das Übergangsbereich. Die Rohrreibungszahl in eine Funktion der Reynolds-Zahl und der Oberflächenbeschaffenheit.

Ansatz nach Prandtl und Colebrook [16]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d} \cdot 0.269 \right) \quad (2.19)$$

Um einen brauchbaren Wert zu erhalten, ist eine iterative Berechnung notwendig. Startwert ist laut [15] $\lambda = 0.0283$.

- Hydraulisch raues Gebiet [16]: $1300 < Re \cdot \frac{k}{d}$

Wird das Rohr als hydraulisch rau deklariert, so ist die Rohrreibungszahl eine reine Funktion der Oberflächenbeschaffenheit und wird mit dem Ansatz nach Prandtl und Nikuradse wie folgt berechnet:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \cdot \log \left(3.71 \cdot \frac{d}{k} \right) \right)^2} \quad (2.20)$$

Alternativ zur rechnerischen Bestimmung der Rohrreibungszahl λ können die Werte mithilfe des nicht angeführten Moody-Diagramms bestimmt werden [17].

Druckverlust durch Formstücke

Der Druckverlust durch Formstücke Δp_F wird anhand Gleichung 2.21 berechnet. ζ ist dabei die Form-Widerstandszahl und muss für verschiedene Formstücke bestimmt werden.

$$\Delta p_F = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (2.21)$$

- Kreisbogen

Häufig treten in Rohrleitungssystemen Umlenkungen durch Kreisbögen auf und verursachen einen erheblichen Druckverlust. Für die vorliegende Arbeit werden ausschließlich Umlenkungen mit einem Winkel von 90° betrachtet, wobei Strömungs- und Oberflächenbeschaffenheiten berücksichtigt werden.

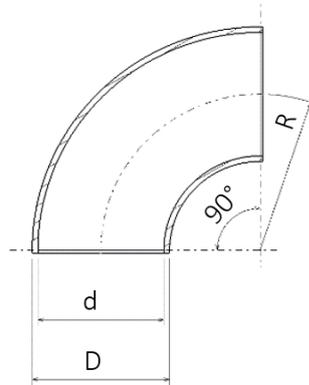


Bild 2.3: Rohrbogen

Die Form-Widerstandszahl für Kreisbogen setzt sich aus mehreren Beiwerten zusammen [17]:

$$\zeta = \frac{c_\beta \cdot c_{Re} \cdot c_k \cdot c_A}{\sqrt{\frac{R}{d}}} \quad (2.22)$$

- Umlenk-Beiwert $c_\beta = 0.21$ (für 90° Kreiskrümmen)
- Reynolds-Zahl-Beiwert c_{Re} :

$$\begin{aligned} 3 \cdot 10^3 < Re < 10^5 & \quad c_{Re} = 20.2 \cdot Re^{-0.25} \\ 10^5 < Re & \quad c_{Re} = 1 \end{aligned}$$

- Rauigkeits-Beiwert c_k :

$$\begin{aligned} 0 < \frac{k}{d} < 0.47 \cdot Re^{-0.75} & \quad c_k = 1 \\ 0.47 \cdot Re^{-0.75} < \frac{k}{d} < 10^{-3} & \quad c_k = 1 + \frac{k}{d} \cdot 10^3 \\ 10^{-3} < \frac{k}{d} & \quad c_k = 2 \end{aligned}$$

- Querschnittsbeiwert für Kreis $c_A = 1$

- Verengung/Erweiterung

Die Verbindung zwischen Schläuchen wird als Verengung mit anschließender Erweiterung betrachtet. Tabelle 2.1 gibt jeweils Verlustbeiwerte für Verengung und Erweiterung an [18].

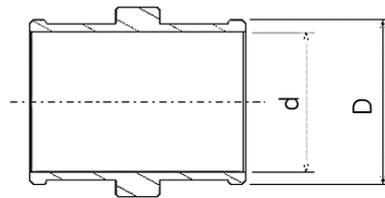


Bild 2.4: Schlauchverbindung

Tabelle 2.1: Form-Widerstandszahl für Verengung (links) und Erweiterung (rechts) 180° [18]

D/d	ζ	D/d	ζ
0	0.5	0	1
0.2	0.49	0.2	0.92
0.4	0.42	0.4	0.72
0.6	0.32	0.6	0.42
0.8	0.18	0.8	0.16
0.9	0.1		

- Verzweigungen

Tabelle 2.2 gibt die Widerstandszahl von Verzweigungen in Y-Form für verschiedene Winkel δ an [17].

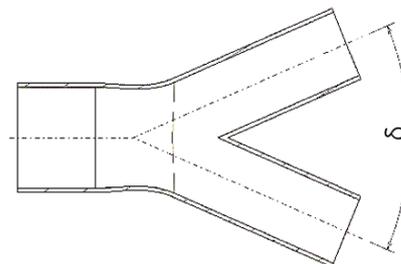


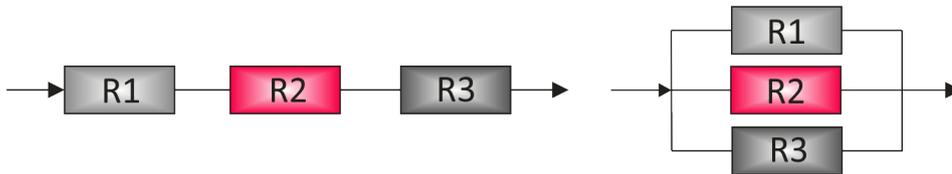
Bild 2.5: Y-Verzweigung

Tabelle 2.2: Form-Widerstandszahl für Verzweigung [17]

δ	ζ
10°	0.1
30°	0.3
45°	0.7
60°	1
90°	1.4

2.2.8 Verschaltung hydraulischer Widerstände

In Rohrleitungssystemen treten Strömungswiderstände, wie z.B. Rohre, Messgeräte, Ventile etc. in Serie oder parallel auf.

**Bild 2.6:** Hydraulische Widerstände in Serie (Links) und parallel (Rechts)

Zur Berechnung des Gesamtwiderstandes wird der hydraulische Widerstand R als Verhältnis von Druckverlust Δp zum quadratischem Volumenstrom \dot{Q} definiert [19]:

$$R = \frac{\Delta p}{\dot{Q}^2} \quad (2.23)$$

Serielle Widerstände

Werden die Widerstände in Serie durchflossen, können die einzelnen Widerstände addiert werden:

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 \quad (2.24)$$

Parallele Widerstände

Werden die Widerstände parallel durchflossen, wird der Gesamtwiderstand nach folgender Formel berechnet:

$$R_{\text{ges}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} + \frac{1}{\sqrt{R_3}}\right)^2} \quad (2.25)$$

2.3 Kreiselpumpen

In vielen technischen Anwendungen werden flüssige und gasförmige Fluide transportiert und dafür müssen Gegendrücke überwunden werden. Maschinen zur Förderung flüssiger Medien werden Pumpen genannt und in Strömungs- bzw. Verdrängungsmaschinen unterteilt. Das Unterscheidungsmerkmal zwischen den beiden grundsätzlich verschiedenen Bauarten ist die Art des Energieumsatzes. In Strömungsmaschinen erfolgt die Energieumsetzung nach dem Prinzip der Geschwindigkeitserhöhung. Dabei ergibt sich die Charakteristik hoher Durchflüsse bei kleinen Druckdifferenzen. Gegenteilig dazu arbeiten die Verdrängermaschinen. Der aufgebaute Druck wirkt direkt auf den Verdrängungskolben und arbeitet somit nach dem Prinzip der Verdrängung. Dieses Prinzip der Fluidförderung wird bei kleinen zu fördernden Durchflüssen mit großen Druckdifferenzen angewandt.

Tabelle 2.3: Vorteile und Nachteile von Strömungsmaschinen

Vorteile	Nachteile
Verschleiß ruhiger Lauf einfacher Aufbau Kosten	innere Verluste Transport inhomogener Fluide nicht selbstansaugend → Kavitation

In dieser Arbeit wird das Augenmerk auf die Thematik der Kreiselpumpen gelegt und folglich nur diese zur Schrift gebracht.

2.3.1 Aufbau

Kreiselpumpen bestehen grundsätzlich aus einem Pumpenrad und einem Gehäuse (siehe Bild 2.7). Zunächst wird die Antriebsart des Pumpenrads außen vorgelassen. Der Eintritt des Mediums erfolgt meistens axial entlang der Drehachse, der Austritt tangential am Gehäuse. Durch das Drehen des vom Fluid umspülten Pumpenrades wird dem Fluid eine radiale Geschwindigkeit aufgezwungen. Es bildet sich im Bereich der Saugseite ein kleinerer Druck im Vergleich zum Auslass.

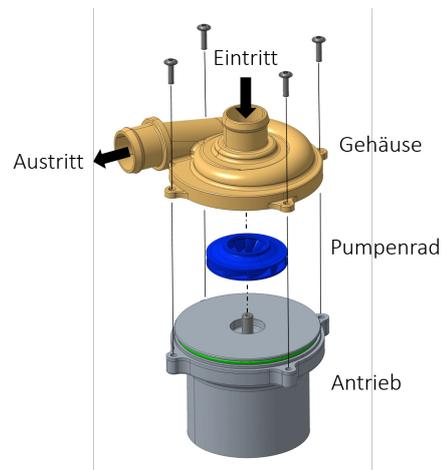


Bild 2.7: Explosionsansicht einer elektrisch angetriebenen Kreiselpumpe

2.3.2 Kennzahlen

Kreiselpumpen können anhand der in Tabelle 2.4 aufgelisteten Kennzahlen bezüglich deren Leistungsfähigkeit charakterisiert werden [20].

Tabelle 2.4: Kennzahlen von Kreiselpumpen

Kennzahl	Formelzeichen	Einheit
Förderstrom	\dot{Q}	l/ min
Förderhöhe	H	m
Leistung	P	W
Wirkungsgrad	η	-
Drehzahl	n	min ⁻¹

Die folgenden Unterpunkte beziehen sich auf das Gesamtsystem einer elektrischen Wasserpumpe, das sich aus dem hydraulischen, mechanischen und elektrischen Teil zusammensetzt.

Förderstrom

Der Förderstrom \dot{Q} ist der von der Pumpe geförderte Volumenstrom.

Förderhöhe bzw. Druckdifferenz

Die Förderhöhe H ist die maximal von der Pumpe bereitgestellte nutzbare spezifische Förderarbeit Y bezogen auf die Erdbeschleunigung.

$$H = \frac{Y}{g} \quad (2.26)$$

Angegeben in Meter wird die Förderhöhe auch Säulenhöhe der zu fördernden Flüssigkeit genannt. Vorteilhaft an der Angabe der Förderhöhe gegenüber der leicht messbaren Druckdifferenz ist die unabhängige Betrachtung verschiedener Medien in Bezug auf deren Dichte. Bei gleichbleibender Pumpendrehzahl ist auch die Förderhöhe für verschiedene Medien gleich. Wird die erbrachte Druckdifferenz angegeben, so müssen die Temperatur und die Zusammensetzung des geförderten Mediums angegeben werden.

Die Förderhöhe wird laut Gleichung 2.27 berechnet und berücksichtigt die unterschiedliche Druckdifferenz (p), Höhenunterschiede (h) und unterschiedliche Rohrquerschnitte (D) zwischen den Messstellen am Pumpen Ein- und Auslass (1 = Eingang; 2 = Ausgang) [12].

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot \dot{Q}^2}{\pi^2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) \quad (2.27)$$

Die Umrechnung der Förderhöhe in eine Druckdifferenz, unter der Annahme gleicher geodätischer Höhe und gleicher Durchmesser am Pumpen Ein- und Auslass, erfolgt mit der bekannten Dichte des Fluids:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H \quad (2.28)$$

Leistung

Die wichtigsten an elektrischen Wasserpumpen auftretenden Leistungen sind die hydraulische (P_H), die mechanische (P_2) und die elektrische Leistung (P_1), siehe dazu Bild 2.8. Die elektrische Leistung ist die aus dem Stromnetz entnommene Leistung. Über den Wirkungsgrad des Elektromotors wird die mechanische Leistung dem Pumpenrad zugeführt. Die durch Rotation des Pumpenrades dem Fluid zugeführte Leistung ist die hydraulische Leistung und wird aus dem Förderstrom und der erbrachten Druckdifferenz berechnet:

$$\text{elektrische Leistung:} \quad P_1 = U \cdot I \quad (2.29)$$

$$\text{hydraulische Leistung:} \quad P_H = \dot{Q} \cdot \Delta p \quad (2.30)$$

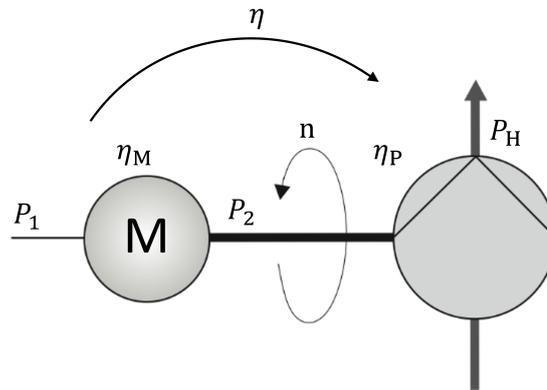


Bild 2.8: Leistungskette der elektrischen Wasserpumpe

Wirkungsgrad

Bei elektrischen Wasserpumpen wird der hydraulische und mechanische Teil zusammen als ganzes Pumpensystem betrachtet. Damit ergibt sich ein Gesamtwirkungsgrad η , der sich aus den genannten Einzelsystemen zusammensetzt (Bild 2.8).

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_P = \frac{P_H}{P_1} \quad (2.31)$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_M berücksichtigt jegliche mechanische Verluste am Antrieb des Pumpenrades. Die Summe aus Leckage- und Hydraulikverlusten am Pumpenrad bildet den hydraulischen Wirkungsgrad η_P .

2.3.3 Pumpenkennfeld

Im Pumpenkennfeld werden die wichtigsten Kennzahlen der Kreiselpumpe zusammengefasst. Es gibt Aufschluss über erreichbare Betriebspunkte und deren Eigenschaften.

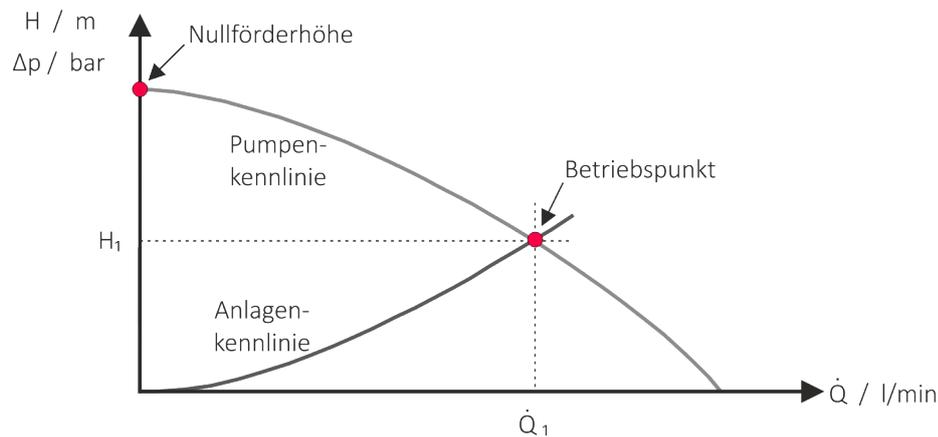


Bild 2.9: Aufbau eines Pumpenkennfelds [12]

Die Förderhöhe bzw. der Förderdruck, aufgetragen über den Förderstrom, spannt das Achsenkreuz des Kennfelds auf (Bild 2.9). Darin werden Anlagen- und Pumpenkennlinie gemeinsam eingetragen. Der Schnittpunkt beider ist der aktuelle Betriebspunkt der Pumpe. Die Anlagenkennlinie beschreibt das Verhältnis zwischen Förderstrom und Förderdruck der Anlage und ist somit die spezifische Kennlinie abhängig vom wirkenden hydraulischen Widerstand. Sie ist berechenbar aus Verlusten der Strömung und ist näherungsweise eine quadratische Funktion des Förderstroms mit dem Startpunkt im Achsenkreuz (0/0). Die Kennlinie der Pumpe gibt das Verhältnis zwischen Druckerhöhung und Förderstrom bei konstanter Pumpendrehzahl an. Der Verlauf ist aufgrund von Stoß- und Strömungsverlusten bei zunehmenden Förderstrom fallend [20]. Beträgt der geförderte Volumenstrom $\dot{Q} = 0$, wird die erreichbare Druckerhöhung Nullförderhöhe genannt. Werden zusätzlich die Wirkungsgrade jeglicher Betriebspunkte in das Kennfeld eingetragen, entsteht das Muschelmuster konstanter Wirkungsgrade.

Drehzahl und Ähnlichkeitswerte

Aufgrund der Drehzahlabhängigkeit der genannten Pumpenkennwerte können verschiedene Betriebspunkte (Indizes n und x in folgenden Formeln und Bild 2.10), bei gleichbleibender Anlagenkennlinie, anhand der Affinitätsgesetze verglichen werden [12]. Annahmen sind ein gleich bleibender Wirkungsgrad und eine im Achsenkreuz entspringende Anlagenkennlinie. Es wird angenommen, dass der Durchfluss proportional, die

Förderhöhe quadratisch und die Pumpenleistung mit der 3. Potenz zur Drehzahl steht.

$$\frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_x} = \frac{n_n}{n_x} \quad (2.32)$$

$$\frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2 \quad (2.33)$$

$$\frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3 \quad (2.34)$$

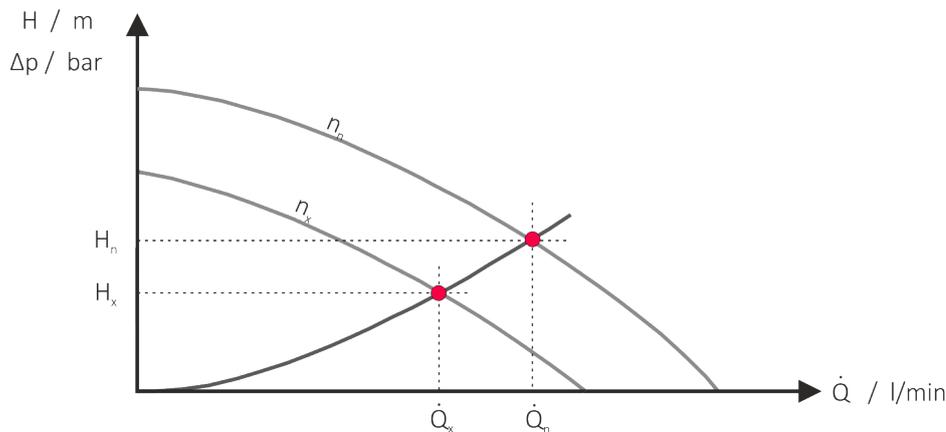


Bild 2.10: Drehzahlregelung [12]

Die effektivste Methode den Förderstrom und den Förderdruck einer Pumpe anzupassen ist die Drehzahlregelung [12]. Die hydraulischen Vorteile ergeben sich durch die geringeren Leistungen bei kleineren Drehzahlen.

Mögliche weitere, jedoch nicht beschriebene Methoden zur variablen Förderstromanforderung wären: Drosselregelung, Änderung des Laufraddurchmessers, Überströmventil bzw. Bypass.

Pumpen in paralleler Anordnung

Bei nicht ausreichendem Förderstrom einer einzelnen Pumpe können mehrere Pumpen in paralleler Anordnung betrieben werden. Dabei können variable Förderstromanforderungen dargestellt und zudem in bestimmten Bereichen des Kennfelds Wirkungsgradsteigerungen gegenüber dem Einzelbetrieb erzielt werden. Es ergibt sich aufgrund der optimalen Wirkungsgradbereiche der Einzelpumpen für den Betrieb in paralleler Anordnung ein anderer Bereich mit optimalem Wirkungsgrad. Dieses Optimum verschiebt sich in Richtung höherer Durchflüsse. Dabei können zudem die Pumpen mit geringerer Drehzahl betrieben werden. Da die Drehzahl laut Gleichung 2.34 mit der dritten

Potenz in die aufgenommene Leistung eingeht, ist die geringere Drehzahl beim parallelen Betrieb von Vorteil. Die damit geringere notwendige Leistung ist dabei jedoch entscheidender als der geringer ausfallende Gesamtwirkungsgrad.

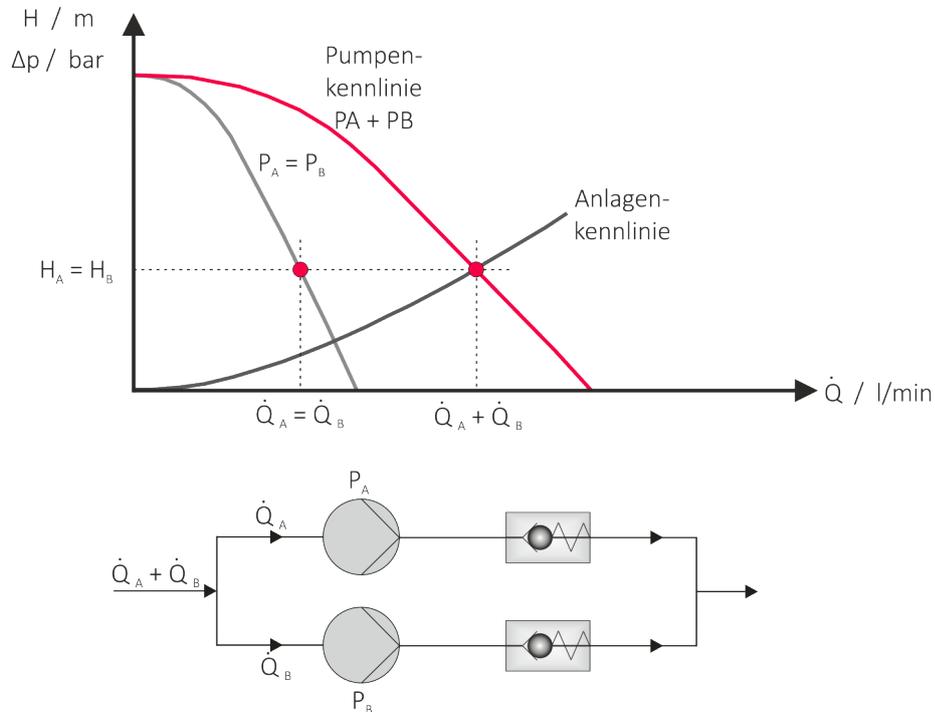


Bild 2.11: Grundgerüst Pumpenkennfeld für parallele Anordnung [12]

Die Drosselkurve des parallelen Betriebs wird durch Addieren der Durchflüsse beider Einzel-Pumpen erhalten, die Förderhöhe bleibt unverändert. Siehe dazu Bild 2.11. Dabei ist zu beachten, dass sich bei gleichbleibender Anlagenkennlinie der Durchfluss nicht verdoppelt. Die Summe beider Einzel-Leistungen ergibt die gesamte Antriebsleistung $P_{1\text{ges}}$ und fließt in die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades ein:

$$\eta = \frac{P_{H,\text{ges}}}{P_{1\text{ges}}} = \frac{P_{H,A} + P_{H,B}}{P_{1A} + P_{1B}} = \frac{\eta_A \cdot \eta_B \cdot \dot{Q}_{\text{ges}}}{(\eta_A \cdot \dot{Q}_A) + (\eta_B \cdot \dot{Q}_B)} \quad (2.35)$$

Um ein einwandfreies Anfahren der Pumpen zu gewährleisten, müssen den beiden parallel angeordneten Pumpen, wie in Bild 2.11 dargestellt, Rückschlagklappen nachgeschaltet werden, um Kurzschlussströmungen zu vermeiden. Pumpen mit ungleicher Förderhöhe erlauben Parallelbetrieb erst ab dem Niveau gleicher Förderhöhe. Andernfalls ist ein Öffnen der Rückschlagklappe aufgrund ungleicher Druckbeaufschlagung nicht möglich und die Pumpe geringerer Förderhöhe fördert trotz maximaler Drehzahl nichts.

3 Motorprüfstand

Der erste experimentelle Teil dieser Masterarbeit wurde im Zuge des von der FFG geförderten Projekts „aAux“ und am bereits aufgebauten Prüfstand inklusive Prüfling durchgeführt. Dieser beinhaltet Messungen und Umbauarbeiten am modifizierten Kühlkreislauf eines Lkw-Dieselmotors des Herstellers MAN.

3.1 Prüfstand

Der verwendete Prüfstand ist als transienter Motorprüfstand ausgeführt und somit für verschiedene stationäre und instationäre Messungen geeignet.

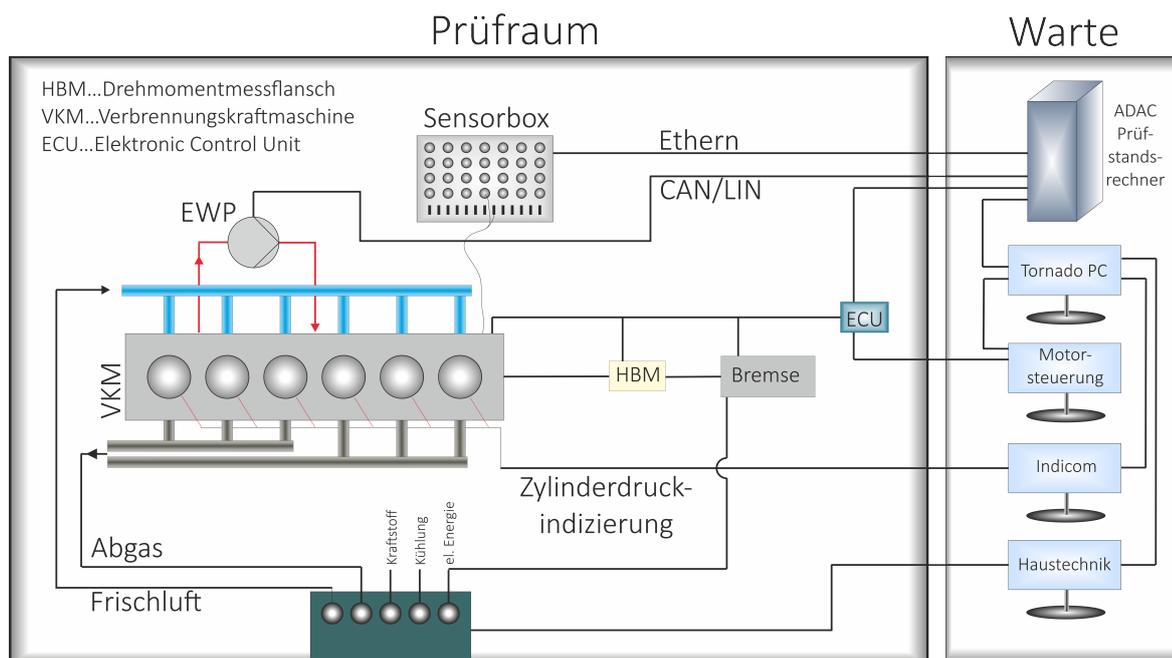


Bild 3.1: Schematische Darstellung des Motorprüfstands

Grundsätzlich besteht der Prüfstand aus dem Prüfraum und der Warte (Bild 3.1). Der Prüfraum beschränkt sich größtenteils auf die Hardware des Prüflings und der Konditionieranlagen, die Warte auf steuer- und regeltechnische Aufgaben. Die Basis des Prüfraums bildet das schwingfähige Fundament. Um den gesamten Prüfstandsaufbau

schwingfrei zu lagern und eine Entkoppelung von dem Gebäude zu gewährleisten, ruht das Fundament auf einem Druckluftpolster. Darauf werden der Prüfling, Bremse und Peripherie aufgebaut. Die Haustechnik versorgt den Prüfstand mit Kraftstoffen, Frischluft, Kühlung etc. und entzieht die im Betrieb entstandenen Abgase. Der zentrale Baustein der Warte ist der Prüfstandsrechner, auch ADAC genannt. In diesem laufen die Datenleitungen (Ethernet) der Sensorbox und die CAN-Datenbusleitungen zusammen. Diese werden dort weiterverarbeitet und über die Prüfstandssoftware Tornado ausgegeben. Die Motorsteuerung wird über die Applikationssoftware ETAS INCA hin zur ECU (Engine Control Unit) bewerkstelligt. Wichtig für die Erhebung schneller Messdaten der Druckindizierung ist das Indiziersystem Indicom.

3.2 Versuchsträger und benötigte Adaptierung

Auf dem schwingfähigen Fundament wurde eine Asynchronmaschine mit einer Leistung von 600 kW in Brems- und Schubetrieb aufgebaut. Über einen Drehmomentmessflansch (HBM) wurde die Bremse mit dem Verbrennungsmotor verbunden. Im Laufe des Projekts „aAux“ wurde zwischen verschiedenen Kühlkonfigurationen und Pumpen unterschieden, diese wurden aufgebaut und experimentellen Untersuchungen unterzogen. Dabei dienten die unterschiedlichen Konfigurationen zur Potentialerhebung von elektrischen Wasserpumpen im Vergleich zu einer mechanischen, von einem Riemen angetriebenen Pumpe.

3.2.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger diente der Dieselmotor MAN D26. Dieser findet in verschiedensten Nutzfahrzeugen von MAN Truvk und Bus GmbH seine Anwendung. Tabelle 3.1 listet die wichtigsten Motordaten.

Tabelle 3.1: Motordaten MAN D26

Beschreibung	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	6, in Reihe
Hub	mm	166
Bohrungsdurchmesser	mm	126
Hubraum	l	12.4
Verdichtungsverhältnis	-	17
Nennleistung	kW	324 bei 1800 min ⁻¹
Nennmoment	Nm	2100 ab 1050 min ⁻¹
		2-stufige Aufladung Common-Rail-Einspritzung HD-AGR Motorstauklappe
Abgasnorm		EURO VI

3.2.2 Standard Kühlsystem mit mechanischer Wasserpumpe

Genauerer Augenmerk wurde auf das Kühlsystem des Motors gelegt. Das Kühlsystem ist aus zwei Kühlkreisläufen aufgebaut. Einerseits ist es aus einem Kreislauf mit höherem Temperaturlevel (HT), welcher zur Kühlung der Abgasrückführung (AGR) und des Motorblocks dient. Die Temperatur des HT-Kreislaufs wird auf die Austrittstemperatur von 95 °C geregelt. Das Thermostat öffnet bei Überschreiten einer bestimmten Temperatur und Kühlmittel kann den HT-Kühlmittelkühler durchströmen.

Zum anderen ist das Kühlsystem aus einem Niedertemperaturkreislauf (NT) aufgebaut. Dieser ermöglicht eine indirekte Ladeluftkühlung auf einem geringeren Temperaturlevel. Die Folge der indirekten Ladeluftkühlung ist ein Frischluftpfad durch den Motorraum.

Die mechanische Kühlmittelpumpe (MWP), als einstufige Radial-Kreiselpumpe ausgeführt, wird von beiden Kreisläufen gemeinsam genutzt und ist über einen Keilrippenriemen mit einem Übersetzungsverhältnis von 1.83 mechanisch an die Motordrehzahl gekoppelt. Beispielsweise werden bei einer Motordrehzahl von $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, lastunabhängig in etwa 3001/min im Kreis gefördert (Bild 3.2).

Aus bautechnischen Gründen wurde der Versuchsaufbau so aufgebaut, dass der Durchfluss nur im erweiterten Ast des HT-Kreislaufs, sprich erst bei geöffnetem Thermostat gemessen werden konnte (siehe dazu Bild 3.3 links). Somit war es bei den Messungen nicht möglich, den Durchfluss bei Zirkulation im Motor, bzw. im Bypass des HT-Kreislaufs zu messen. Das im HT-Kreislauf eingebaute Thermostat gab den Durchfluss hin zum Kühler und zum Durchflussmesser ab einer Temperatur von 88 °C frei und ermöglichte die Durchflussmessung und die Abkühlung der Kühlflüssigkeit.

$$\frac{n_{\text{Pumpe}}}{n_{\text{Motor}}} = 1.83 \quad (3.1)$$

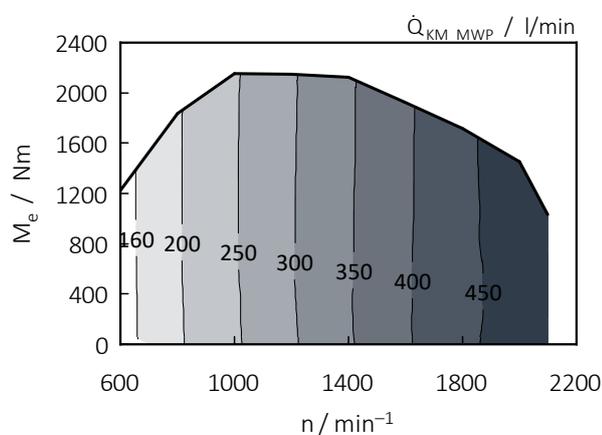


Bild 3.2: Durchfluss der MWP in Abhängigkeit von der Motordrehzahl

3.2 Versuchsträger und benötigte Adaptierung

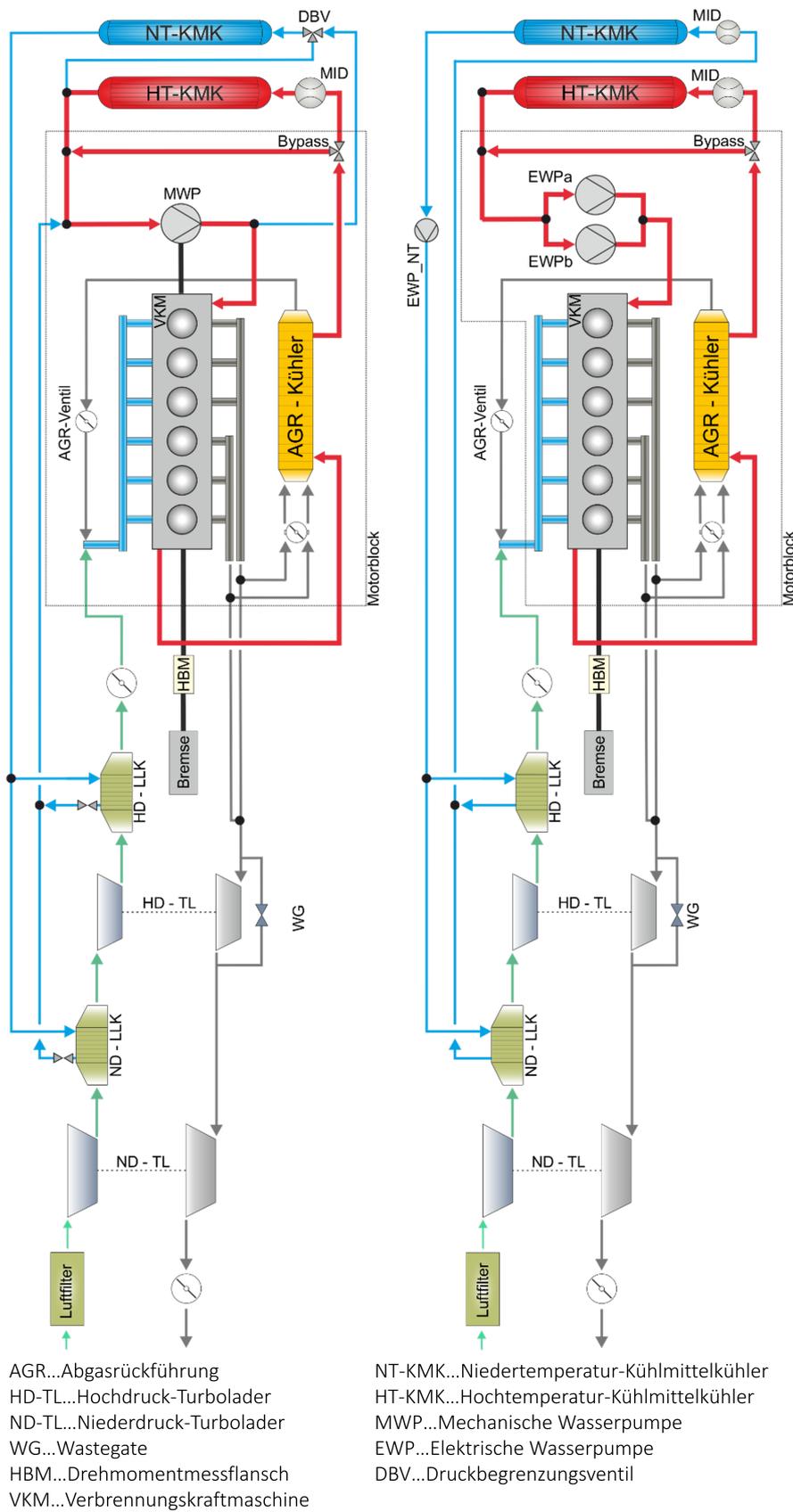


Bild 3.3: Links: Standard Motoraufbau; Rechts: Modifizierter Aufbau [6]

3.2.3 Modifiziertes Kühlsystem mit elektrischer Wasserpumpe

Zur Untersuchung des Potentials elektrischer Wasserpumpen im Kühlkreislauf wurde die von beiden Kühlkreisläufen genutzte mechanische Wasserpumpe durch elektrische Wasserpumpen für HT- und NT-Kreislauf ersetzt. Damit konnte die Drehzahl des Pumpenrades von der Motordrehzahl entkoppelt werden und es änderte sich die prinzipbedingte Drehzahlkoppelung Pumpe-Motor zu einer bedarfsgerechten Steuerung der Pumpe. Die Drehzahlregelung mithilfe eines Frequenzumrichters am elektrischen Antrieb der Wasserpumpe resultierte in variable Betriebsstrategien beim Durchfluss im HT- und NT-Kreislauf. Es eröffneten sich komplett neue Möglichkeiten bei der Optimierung der gesamten Verbrennungskraftmaschine, sei es in Bezug auf Reibungsminimierung, Abgasnachbehandlung oder Thermomanagement.

Wie auch beim Standard-Kühlkreislauf wurde versucht, die Kühlmittelaustrittstemperatur bei 95 °C zu halten. War die Kühlmitteltemperatur, sei es wegen geringer Last oder bei Motorstart, unter der Öffnungstemperatur des Thermostats, erfolgte reines Zirkulieren des Kühlmittels zwischen AGR-Kühler und Motorblock. Durch Stillstand im Warmlauf wurde eine verkürzte Warmlaufzeit, die zu geringerer Reibung in der Startphase und schnellerer Aufheizung des Abgasnachbehandlungssystems führt, realisiert.

Im Versuchsaufbau wurde die erforderliche hydraulische Leistung im HT-Kreis mit zwei identischen elektrischen Wasserpumpen in paralleler Anordnung aufgebracht (siehe dazu Bild 3.2) rechts. Die Durchflussmessung erfolgte gleich wie im Standard-Kühlkreislauf im erweiterten Ast hin zum Kühlmittelkühler. Im NT-Kreis reichte die Installation einer kleineren Wasserpumpe aufgrund geringerer Durchflüsse aus. Zudem wurde auch im NT-Kreis eine Durchflussmessung implementiert.

3.3 Elektrische Wasserpumpen

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurden zwei verschiedene elektrische Wasserpumpen vermessen (Ergebnisse in Kapitel 5), welche, wie bereits in den vorherigen Unterpunkten beschrieben, realen Einsatz am Verbrennungsmotor fanden. Beide Pumpen haben einen sehr ähnlichen Aufbau und sind als Kreiselpumpe ausgeführt. Weitere Daten sind in Tabelle 3.2 gegeben. Da beide Pumpen in je eine andere Drehrichtung fördern, gibt es Unterschiede im Bereich der Bauform der hydraulischen Ausgänge. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist die höhere elektrische Leistung von Pumpe 2. Beide Pumpen arbeiten mit einer Versorgungsspannung von 48 V und werden über ein CAN-Bussystem mit anschließender CAN/LIN Schnittstelle angesteuert. Die Drehzahlregelung über einen Frequenzumrichter (dargestellt in Bild 3.4) bewerkstelligt die variablen Durchflussanforderungen.

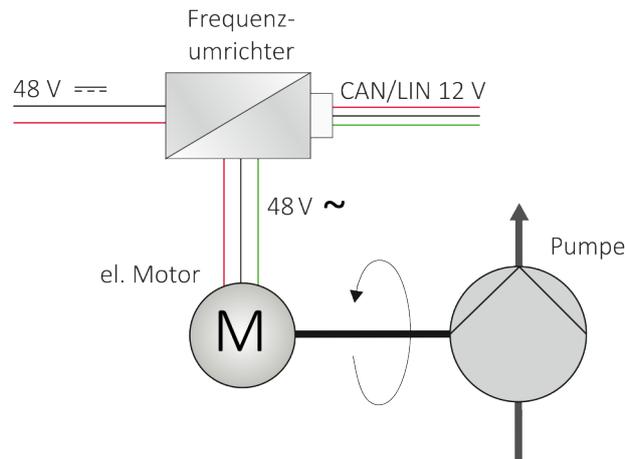


Bild 3.4: Anschlussplan beider Pumpen

Tabelle 3.2: Daten der elektrischen Kühlmittelpumpen

	Pumpe 1	Pumpe 2
Hersteller	Saleri	Saleri
Drehzahl	0-6000 min ⁻¹	0-6000 min ⁻¹
Auslegungspunkt parallel	400 l/ min bei 1.5 bar	450 l/ min bei 2 bar
Auslegungspunkt einzel	225 l/ min bei 1.5 bar	225 l/ min bei 2.15 bar
Anschluss Eingang	38 mm	38 mm
Anschluss Ausgang	35 mm	38 mm
Leistung P _{el}	1 kW	1.7 kW
Versorgungsspannung	48 V Gleichstrom	48 V Gleichstrom
Signal	CAN/LIN	CAN/LIN
Regelung	interner Frequenzumrichter	externer Frequenzumrichter
Antrieb	permanentenerregter Synchronmotor	permanentenerregter Synchronmotor

3.4 Potentialerhebung

Um Erkenntnisse aus dem Einsatz der elektrischen Wasserpumpen zu erhalten, wurden die beiden Kühlkonfigurationen einer Potentialuntersuchung unterzogen. Zum Vergleich beider Kühlsysteme wurde der definierte Betriebspunkt $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ und $M = 800 \text{ Nm}$ eingeführt. Dieser entspricht konstanter Fahrt auf der Autobahn bei 85 km/h . Mechanische und elektrische Pumpen wurden unter gleichen Bedingungen gegenübergestellt, d.h. beide Pumpen erbrachten in dem Vergleichspunkt den gleichen Durchfluss. Zusätzlich wurde gleiche Motorausstrittstemperatur vorausgesetzt. Im weiteren Schritt wurde der Volumenstrom der elektrischen Pumpe bedarfsgerecht auf ungefähr die Hälfte des ursprünglichen Durchflusses gesenkt.

Zum Betrieb der elektrischen Wasserpumpen wurde ein entsprechendes Rohrleitungssystem an den Standardkühlkreislauf hinzu gebaut. Folglich war aufgrund des erhöhten hydraulischen Widerstandes die Anlagenkennlinie des modifizierten Kühlkreislaufes steiler (Bild 3.5 links). Dem erhöhten hydraulischen Widerstand wirkte die Entkopplung des NT-Kreislaufs am modifizierten Kreislauf entgegen und kommt einer Druckverlustsenkung gleich. Insgesamt betrachtet traten beim modifizierten Kühlkreislauf trotzdem höhere Strömungsverluste auf. Die Kennlinien beider Konfigurationen wurden anhand einzeln gemessener Betriebspunkte und mithilfe approximierender quadratischer Funktionen ermittelt. Kapitel 2 erklärt die quadratische Abhängigkeit des Druckverlustes vom Durchfluss.

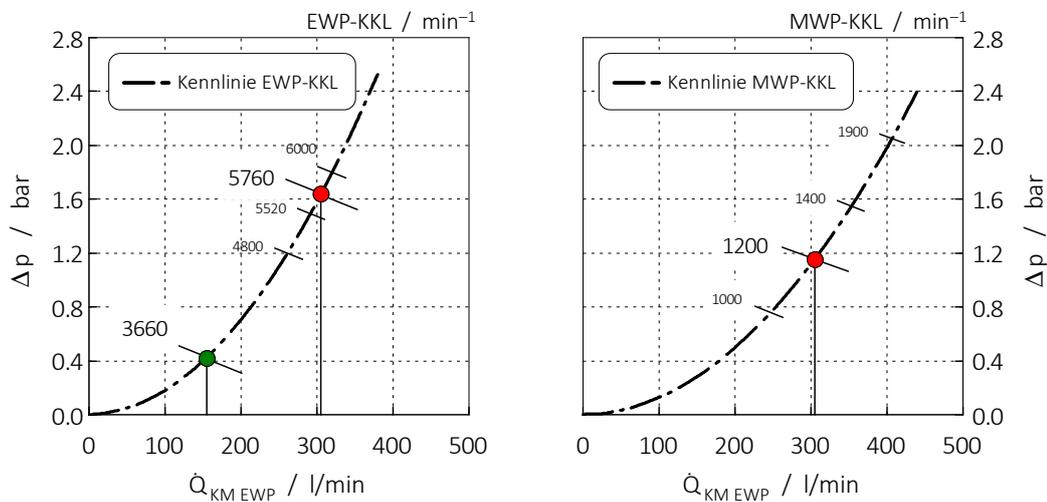


Bild 3.5: Links EWP-Drehzahl; Rechts MWP-Motordrehzahl

Das Grenzpotential dieser Untersuchung stellt den theoretischen Betrieb ohne Pumpe dar. Dieses Potential ist für die weitere Betrachtung der Reibung als Bezugsbasis notwendig und beträgt 0.6 bar Reibmitteldruck für den gesamten Motor. Das Potential des effektiven Mitteldrucks beträgt dabei 43.18% , ersichtlich in Bild 3.7.

Mechanische Wasserpumpe

Bei einer Motordrehzahl von 1200 min^{-1} dreht das Pumpenrad 2220 min^{-1} . Dabei wird ein Volumenstrom von ca. 300 l/min bei einem Druckverlust von 1.2 bar durch den HT-Kühler gefördert (siehe Bild 3.5 rechts, roter Punkt). Es ergibt sich ein Reibmitteldruck p_r von 0.73 bar und ein effektiver Wirkungsgrad η_e von 42.5% .

Elektrische Wasserpumpen

Aus der Vergleichsbedingung gleicher Durchfluss (durch den HT-Kühler) der mechanischen und der elektrischen Pumpen resultiert für die beiden eingesetzten elektrischen Pumpen bereits eine notwendige Drehzahl von 5760 min^{-1} (siehe Bild 3.5 links, roter Punkt). Die el. Leistung der drei Pumpen beträgt $P_{\text{EWP}} = 2484 \text{ W}$ (Bild 3.6 roter Punkt). Für die vereinfachte Ermittlung des Reibmitteldrucks p_r mit den Pumpen wird ein Wirkungsgrad für die Umwandlungskette von elektrischer in mechanischer Energie von $\eta_{\text{el}} = 0.9$ angenommen.

$$p_r = p_{r \text{ EWP}} + p_{r \text{ pot.}} = \frac{P_{\text{EWP HT}} + P_{\text{EWP NT}}}{V_H \cdot \frac{n}{2} \cdot \eta_{\text{el}}} + p_{r \text{ pot.}} = 0.23 + 0.6 = 0.82 \text{ bar} \quad (3.2)$$

Wird der aus Gleichung 3.2 erhaltene Reibmitteldruck der Pumpen zu dem des Grenzpotentials addiert, so erhält man einen gesamten Reibmitteldruck von 0.82 bar . Im Vergleich zur Standardkühlung sinkt der erreichbare effektive Mitteldruck auf 41.5% .

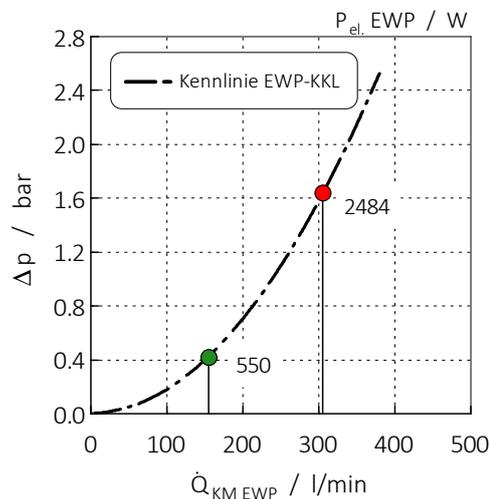


Bild 3.6: Kumulierte Leistung der elektrischen Wasserpumpen

Für die Ermittlung der aufgezeigten Werte wurden elektrische Pumpen mit einer Leistung von $P_{\text{el}} = 1.7 \text{ kW}$ verwendet (Pumpe 2).

Elektrische Wasserpumpen mit reduziertem Durchfluss

Um Vorteile mithilfe der elektrischen Pumpen in Bezug auf den effektiven Mitteldruck zu erhalten, wurde der Durchfluss durch den HT-Kühler durch Senken der Pumpendrehzahl auf $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ halbiert, wodurch die Leistung P_{EWP} der Pumpen auf ca. 550 W sank (Bild 3.6 grüner Punkt). Laut [22] wird das notwendige Temperaturlevel zum sicheren Betrieb, trotz des reduzierten Durchfluss, immer noch garantiert. Im Vergleich zur Standardkühlung ist der Reibmitteldruck um 16 % geringer (0.62 bar), der erreichbare effektive Mitteldruck stieg im Vgl. dazu auf 43 %. Das entspricht einer Zunahme um 0.5 %_{Pt.}.

Ergebnisse

Im folgenden Diagramm sind die Ergebnisse der vorigen Punkte graphisch dargestellt.

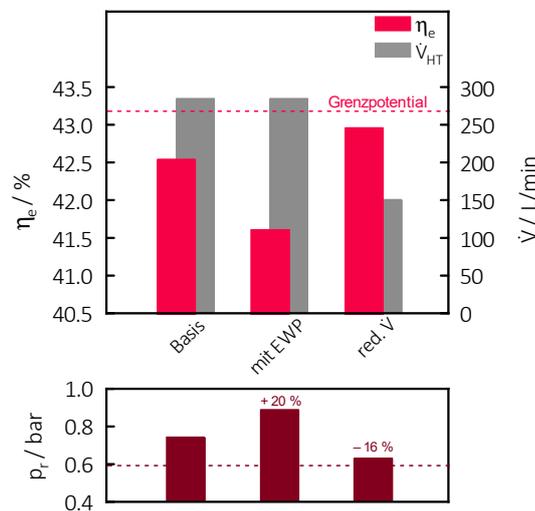


Bild 3.7: Optimierter Betriebspunkt $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ / $M = 800 \text{ Nm}$ [22]

- Die Reibung bzw. der Reibmitteldruck der Verbrennungskraftmaschine nimmt beim Einsatz der elektrischen Pumpe erheblich zu. Grund dafür ist die schlechtere elektrische Wirkungsgradkette der Umwandlung von elektrischer in mechanischer Energie.
- Die Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades um 0.5 %_{Pt.} ist durch die bedarfsgerechte Nutzung der elektrischen Kühlmittelpumpe erzielbar.
- Gleicher Durchfluss bei steilerer Anlagenkennlinie erfordert eine um Dimensionen größere Pumpe. Potential ist trotz steilerer Anlagenkennlinie nachweisbar. Serienmäßige elektrische Kühlmittelpumpe würde effizienter in den Kühlkreislauf eingebaut werden und damit weiteres Potential bieten.

- Durchflüsse der mechanischen Wasserpumpe werden durch die verwendeten elektrischen Pumpen nicht erreicht.
- Es zeigt sich, dass die mechanische Pumpe auf den “Worst Case“ ausgelegt ist und somit für die meisten Betriebspunkte überdimensioniert ist (siehe dazu den betrachteten Autobahnpunkt).

4 Pumpenprüfstand

Zur Überprüfung wichtiger Kenngrößen von elektrischen Wasserpumpen wurde anhand einiger Rahmenbedingungen ein Pumpenprüfstand konzipiert und anschließend umgesetzt. Das Konzept des Prüfstands ermöglichte die einsatznahe Validierung der am Motorprüfstand eingesetzten Kühlmittelpumpen durch gezielte Druck- und Temperatureinwirkung. Dabei war nicht nur der Test einzelner Pumpen, sondern auch der Test zweier Pumpen in parallelem Betrieb am Prüfstand durchführbar. Durch den Einsatz spezifischer Messtechnik war das Aufzeichnen gesamter Pumpenkennfelder möglich.

4.1 Anforderungen

Das Ziel der Validierung von Pumpen ist das Erhalten des pumpenspezifischen Kennfelds. Das Kennfeld ist aus stationären Messpunkten aufgebaut, welche in bestimmter Reihenfolge durchfahren werden. Die Verteilung der Messpunkte ergibt sich aus der speziellen Charakteristik der Kreiselpumpen, sprich aus dem Verhalten Durchfluss zu Drucksteigerung. Dieses Verhalten abzubilden war die Aufgabe bei der Auslegung des Prüfstands.

Für die Umsetzung des Prüfstands wurden Randbedingungen bezüglich Variabilität, Einsatzbedingungen und Größe definiert.

Die wichtigste Bedingung stellte die Variabilität in Bezug auf das Testen verschiedener und unterschiedlich großer elektrischer Pumpen dar. Der Durchfluss kann dabei in einem Bereich zwischen wenigen bis hin zu einigen Hundert Liter pro Minute schwanken. Der maximale unter Prüfbedingungen erreichbare Betriebspunkt wurde mit einem Durchfluss von ca. 400 l/min bei einem Druckverlust von ca. 2 bar bei parallelem Betrieb festgelegt.

Die Testbedingungen an den Pumpen sollten dem realen Betrieb in Kühlkreisläufen nahekommen. Diese wären Temperatur und Druckeinwirkung bei gleichzeitigem Einsatz von Kühlmittel oder reinem Wasser. Die Anlage wird dabei Höchsttemperaturen von ungefähr 100 °C und absoluten Systemdrücken von ca. 3.5 bar ausgesetzt.

Die Größe der gesamten Anlage sollte so kompakt wie möglich werden, bei gleichzeitig einfachem und robustem Design. Der Pumpenprüfstand sollte zudem in einen Motorprüfstand integriert werden können und daher kompatibel mit dessen Gerätschaften sein. Im Vordergrund stand dabei der Einsatz der Prüfstandssoftware Tornado und die Einhaltung jeglicher Vorschriften des Motorprüfstands.

4.2 Entwurf

4.2.1 Konzeptwahl

Am Beginn der Konzipierung stand die Auswahl des Layouts für die Anordnung der verbauten Komponenten. Dafür gibt es grundsätzlich drei verschiedene Layoutmöglichkeiten (Bild 4.1) zur Umsetzung einer Testanlage für Wasserpumpen [23].

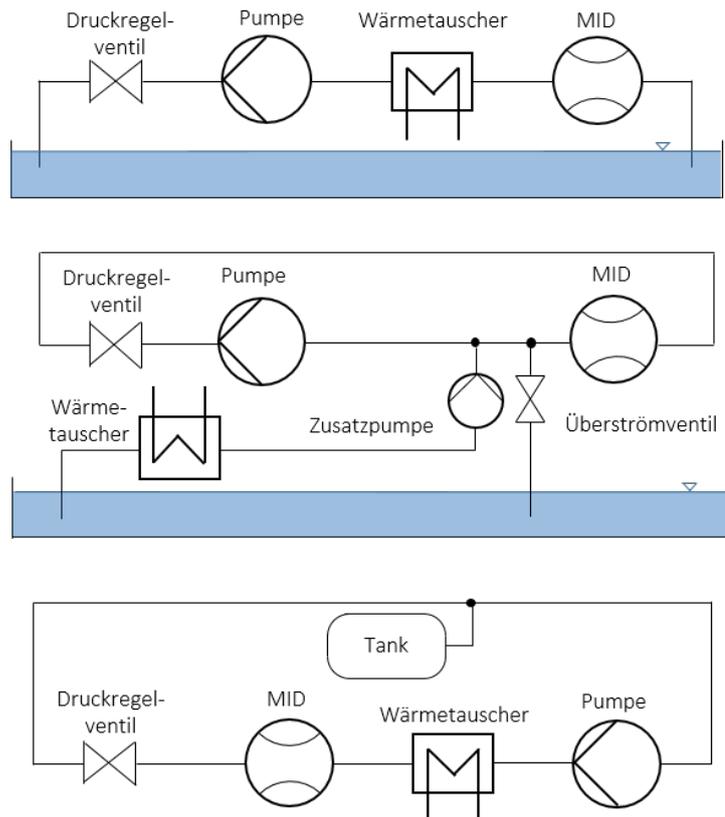


Bild 4.1: Layoutmöglichkeiten [23]

- Offener Versuchskreislauf

Offene Versuchskreisläufe (Bild 4.1 oben) werden vor allem beim Testen von großen Pumpen eingesetzt. Schwierig ist bei dieser Anordnung die Saugdruckregelung, bei welcher der Füllstand im Becken gesenkt oder gehoben werden muss. Folglich sind Kavitationsmessungen nur schwer durchführbar. Nachteilig ist zudem das notwendige große und drucklose Becken.

- Halboffener Versuchskreislauf

Der halboffene Versuchskreislauf (Bild 4.1 Mitte) ist eine Erweiterung des offenen Kreislaufs und ermöglicht über eine zusätzliche Wasserpumpe die Einstellung des Saugdrucks. Notwendig ist dabei die Entgasung der eingebrachten Flüssigkeit, wodurch sich zusätzlich eine Mehrzahl an Bauteilen ergibt. Nachteilig ist die schwer durchführbare Entlüftung des Hauptkreises, da das Abscheiden der Luft nicht selbstständig erfolgen kann. Die Regelung der Temperatur ist durch Entnahme von warmer und durch Zugabe von kalter Flüssigkeit hingegen einfach.

- Geschlossener Versuchskreislauf

Der geschlossene Versuchskreislauf (Bild 4.1 unten) überzeugt mit einer kompakten und einfachen Bauweise. Dazu lassen sich alle genannten Anforderungen erfüllen. Der Tank dient als Druckhalter und Ausgleichsbehälter. Zusätzlich ermöglicht dieser selbstständiges Luftabscheiden bzw. Entlüften der Anlage. Die Druck- und Temperaturregelung ist mit den wenigen und vor allem einfachen Bauteilen leicht zu bewerkstelligen.

Aufgrund der einfachen Bauart, der Kompaktheit und der Funktionalität wurde der Prüfstand nach der Anordnung des geschlossenen Kreislaufs umgesetzt.

4.2.2 Layout

Mithilfe der im vorherigen Abschnitt genannten Anforderungen wurden folgende Konzepte für die Anordnung der Komponenten am Prüfstand erarbeitet und sind in Bild 4.2 dargestellt. Es wurde jeweils ein Prüfstandskonzept für den Test einer einzelnen Pumpe und dem zweier Pumpen in paralleler Anordnung umgesetzt.

Konfiguration 1: Test von Pumpen in paralleler Anordnung

Konfiguration 2: Test von einzelnen Pumpen

Der Testaufbau zum Validieren einer einzelnen Pumpe ist im Vergleich zum Testaufbau zweier Pumpen um einiges einfacher. Es entfallen ein Durchflussmesser, die beiden Rückschlagventile und die beiden Abzweigungen. Trotzdem sind beide Konfigurationen sehr ähnlich und werden deshalb nicht als separate Kapitel betrachtet.

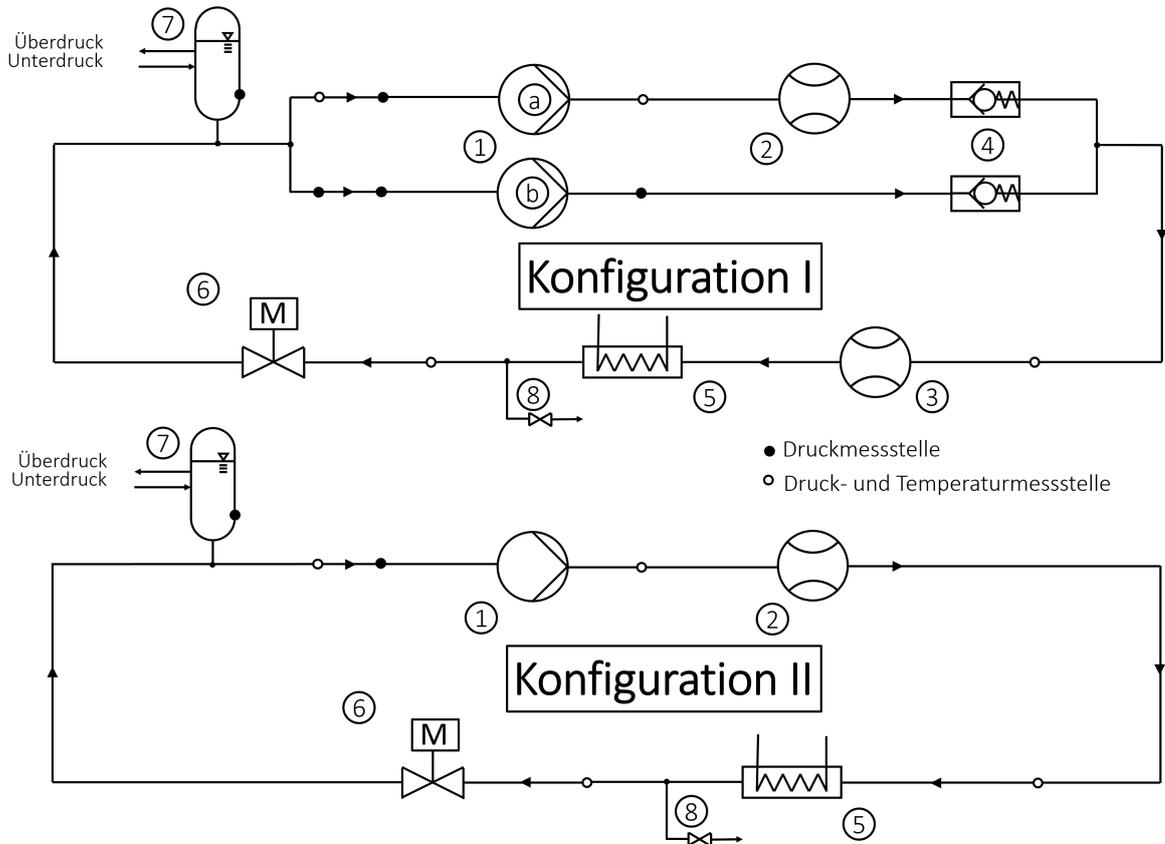


Bild 4.2: Prüfstandskonfigurationen

Die Hauptkomponenten zur Konditionierung der Flüssigkeit im Versuchskreislauf sind der Heizer und das Druckregelventil. Die Flüssigkeitseigenschaften Dichte und Zähigkeit ändern sich aufgrund der Temperaturänderung durch den Heizer. Das Druckregelventil ermöglicht die Verstellung des hydraulischen Widerstands und somit das Anfahren verschiedener Betriebspunkte der Pumpe.

Der Ausgleichsbehälter dient in dem als geschlossenen Kreislauf ausgeführten Prüfstand als Druckausgleichsbehälter und Überdruckbehälter. Damit stellt dieser ein sicherheitsrelevantes Bauteil dar. Zusätzlich wird der Behälter zum Befüllen bzw. Entlüften benötigt.

Die in den jeweiligen Ästen am Pumpenaustritt untergebrachten Rückschlagventile werden als Schutz vor Rückströmungen in extremen Betriebspunkten verwendet und dienen somit als Bauteilschutz der Wasserpumpen. Als Messeinrichtung werden zwei Durchflussmesser und eine Reihe von Temperatur- und Druckmessstellen eingesetzt. Nicht zu vergessen sind die Pumpen und die Flüssigkeit, welche jedoch direkt keine Komponenten des Prüfstands darstellen.

① Elektrische Wasserpumpen

Die zentralen Bauteile der Versuche stellen die elektrischen Wasserpumpen dar. Die elektrische Versorgung der Pumpen wird über Netzteile bzw. Frequenzumrichter abgewickelt. Diese sind jedoch nicht Teil des Prüfstands und werden daher im Prüfstandsaufbau nicht berücksichtigt. Die Ansteuerung erfolgt über eine CAN-Bus aus der Prüfstandswarte und wird über die Prüfstandssoftware Tornado realisiert.

② ③ Durchflussmessgerät I & II

Die beiden Durchflussmessgeräte ② & ③ werden zur Messung des von den Pumpen generierten Volumenstroms benötigt. Durch die Anforderung den Volumenstrom beider Pumpen einzeln zu messen, ist in Konfiguration I ein zweites Durchflussmessgerät ③ zur Messung des gesamten Durchflusses notwendig.

④ Rückschlagventile

In Konfiguration I werden zwei Rückschlagventile benötigt. Die Aufgabe der Rückschlagventile ist die Sperre des Flüssigkeitsstroms in eine Richtung. In den beiden aufgeteilten Ästen nach den Pumpen sind die Rückschlagventile zur Verhinderung von Rück- und Kurzschlussströmungen verbaut. Diese unerwünschten Strömungen sind vor allem beim Anfahrvorgang zu erwarten und können zum Pumpenversagen führen.

⑤ Heizstab

Mit dem elektrischen Heizstab soll das Flüssigkeitsmedium bis zur gewünschten Temperatur erwärmt werden. Durch die Erwärmung können der Systemdruck in dem als geschlossenen Kreislauf ausgeführten System angehoben werden und zudem die Fluideigenschaften beeinflusst werden. Das Temperaturfenster wurde laut Anforderung zwischen Umgebungstemperatur bis ca. 100 °C als Maximaltemperatur festgelegt.

⑥ Druckregelventil

Das Druckregelventil stellt mit dem Heizer zusammen das zentrale Bauteil am Prüfstand dar. Mithilfe des Ventils ist es möglich die Anlagencharakteristik (Kennlinie) automatisiert und beliebig zu verstellen und damit Pumpenkennfelder einfach und reproduzierbar aufzuzeichnen.

⑦ Ausgleichsbehälter

Der Behälter hat mehrere Aufgaben. Er dient sowohl als Druckhalte- bzw. Ausgleichsbehälter, als auch zum Befüllen des Prüfstands mit Flüssigkeit. Der Kühlmittelbehälter hat ein Über- bzw. Unterdruckventil und stellt damit ein sicherheitsrelevantes Bauteil im Kreislauf dar.

⑧ Kugelhahn

Der Kugelhahn dient ausschließlich dem Befüllen bzw. Entleeren des Prüfstands. Er hat keinen weiteren relevanten Einfluss auf die Performance der Pumpen.

Kühlflüssigkeit

Als weitere wichtige Komponente ist das Flüssigkeitsmedium zu nennen. Wurde früher noch reines Wasser in Kühlkreisläufen verwendet, wodurch der Begriff Kühlwasser entstand, wird nach heutigem Stand dem Wasser ein Kühlmittelzusatz beigemischt, wodurch sich die Bezeichnung Kühlmittel etabliert hat. Im Prüfstand wird ein Glysantin-Wasser-Gemisch mit einem Mischungsverhältnis von 50:50 verwendet. Glysantin (G40) ist ein Frostschutzmittel mit tiefem Gefrierpunkt, hohem Siedepunkt (Tabelle 4.1) und bietet zudem Korrosionsschutz in der VKM. Durch den niedrigeren Dampfdruck [24] des Kühlmittels in Vgl. zu reinem Wasser, bei gleicher Temperatur, lassen sich im geschlossenen Kreislauf höhere Temperaturen ohne Einsetzen von Sieden erreichen.

Die in Bezug auf Pumpenkennfelder wichtigen Eigenschaften von Flüssigkeiten sind vor allem die Dichte und die kinematische Zähigkeit. Diese haben maßgeblichen Anteil an der Leistungsaufnahme, der Förderhöhe, dem Förderstrom und dem Wirkungsgrad von Pumpen [12].

Tabelle 4.1: Eigenschaften Kühlmittel [Anhang eins]

	Einheit	Wasser		Kühlmittel	
		25 °C	95 °C	25 °C	95 °C
Dichte	kg/m ³	997.05	961.89	1069.5	1023.4
kin. Zähigkeit	10 ⁻⁶ ·m ² /s	0.309	0.893	3.49	0.81
spez. Wärmekapazität	J/kg·K	4190	4211	3341	3636
Gefrierpunkt	°C		0		-12.9
Siedepunkt	°C		100		197

4.3 Komponenten und Berechnungen

Um die Anforderungen an den Prüfstand zu befriedigen, war eine Auslegung der verwendeten Komponenten notwendig. Dabei wurden vorhandene Komponenten berücksichtigt und in das Konzept des Prüfstands integriert.

Vorhandene Komponenten

Für den Aufbau des Prüfstandes wurden zum Teil bereits vorhandene Komponenten verwendet. Diese waren die beiden Durchflussmessgeräte, die beiden Rückschlagventile und der Ausgleichsbehälter.

② Durchflussmessgerät I & ③ Durchflussmessgerät II

Die beiden Magnetisch Induktiven Durchflussmessgeräte (MID) weisen trotz der günstigen Bauweise Strömungsdruckverluste auf und tragen damit zum Gesamtdruckverlust bei. Aufgrund der unterschiedlichen Größe der beiden vorhandenen Messgeräte werden nicht die beiden Volumenströme einzeln, sondern der Volumenstrom einer Pumpe und der gesamte Volumenstrom beider Pumpen gemessen. Zu beachten ist die notwendige gerade Anlaufstrecke zur Sicherstellung der korrekten Erfassung des Durchflusses.

Tabelle 4.2: Daten der vorhandenen Durchflussmessgeräte

	②	③
Hersteller	Endress und Hauser	Endress und Hauser
Bezeichnung	Proline Promag 53H26	Proline Promag 53P50
Anschluss	Flansch DN15 (Ausgang) Schlauch 38 mm (Eingang)	Flansch DN50 (Ausgang) Flansch DN50 (Eingang)
Innendurchmesser	23 mm	52 mm
gerade Anlaufstrecke	5·DN= 125 mm	5·DN= 250 mm
gerade Auslaufstrecke	2·DN= 50 mm	2·DN= 100 mm
max. Durchfluss	300l/min	1100l/min
Versorgungsspannung	230 V	230 V
Ausgangssignal	4-20 mA	4-20 mA

④ Rückschlagventile

Mit 0.01 bar haben die Rückschlagventile einen sehr kleinen Öffnungsdruck und weisen zudem einen geringen Strömungsverlust im Betrieb auf. Die Ventile haben jeweils ein Anschlussgewinde mit $1\frac{1}{2}$ ". Hersteller ist RS PRO.

⑤ Ausgleichsbehälter

Mit einem Volumen von 21 reichte der am Motorprüfstand bereits verwendete Ausgleichsbehälter der Marke VW aus und konnte für den Prüfstand verwendet werden. Dieser hat ein Überdruckventil mit einem Öffnungsdruck von absolut 1.9 bar und ein Unterdruckventil mit einem Öffnungsdruck von absolut 0.7 bar.

4.3.1 Druckverluste

Die im System des Prüfstands auftretenden Druckverluste resultieren aus Strömungsverlusten in den Rohren durch verbaute Bauteile und vor allem durch das Druckregelventil.

Bei der Auslegung des Prüfstands wurde ein möglichst kleiner Gesamtdruckverlust angestrebt. Dies beruht auf dem Gedanken, eine sehr flache Anlagenkennlinie am Prüfstand zu erhalten, um mit dem Druckregelventil den Druckverlust einstellen zu können. Das bedeutet, dass die voll entdrosselte Anlagenkennlinie des Prüfstands um einiges flacher (Pfeil nach rechts) sein sollte als jene des realen Verbrennungsmotors (Bild 4.3). Die Anlagenkennlinie des voll gedrosselten Prüfstandes (Pfeil nach links) wird über das Druckregelventil realisiert. Ziel der Prüfstandsauslegung war somit die Druckverluste über die Auswahl der Rohrquerschnitte und über ein passendes Layout klein zu halten, um einen möglichst großen regelbaren Bereich für das Druckregelventil zu schaffen.

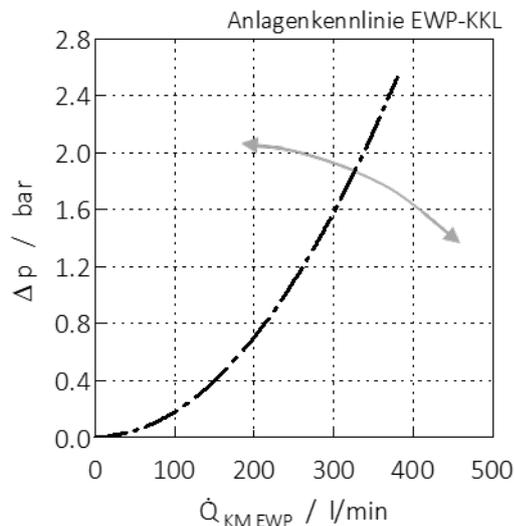


Bild 4.3: Anlagenkennlinie des realen Kühlkreislaufs

Der gesamte Prüfstand wurde mithilfe der Software CATIA Dassault Systemes konstruiert, womit eine genaue Anordnung der gesamten Komponenten in einem 3D-Modell möglich war. Vorteilhaft wirkte sich dies vor allem bei der gewünschten kompakten Bauweise aus. In Bild 4.4 und Bild 4.5 wird das mit CATIA erstellte Layout der beiden

Konfigurationen dargestellt. Darin enthalten sind jegliche für den Betrieb notwendige Komponenten. Die Berechnung der auftretenden Druckverluste wurde für Konfiguration I durchgeführt.

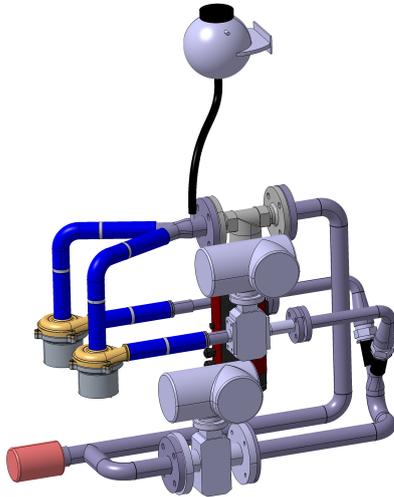


Bild 4.4: Konfiguration I

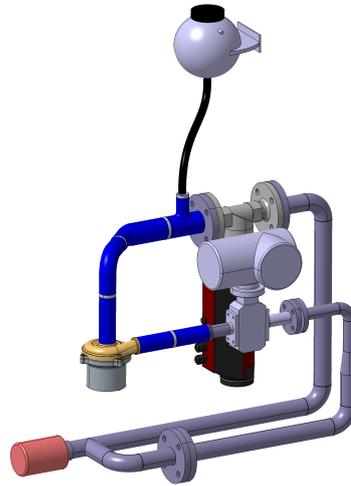


Bild 4.5: Konfiguration II

Druckverlustberechnung Rohrleitungssystem

Unter Rohrleitungssystem werden die Verbindungsleitungen zwischen den einzelnen Komponenten des Prüfstands verstanden.

Grundsätzlich wurde der Prüfstand aus zwei verschiedenen Typen an Rohrleitungen aufgebaut. Die in den folgenden Bilder 4.6 und 4.7 Orange ausgeführten fixen und tragenden Rohrleitungen wurden aus Edelstahl gefertigt. Dabei wurde der Edelstahl 1.4307 (DIN X2CrNi 18 9) verwendet, welcher sich durch seine Korrosionsbeständigkeit auszeichnet. Die gesamten am Prüfstand verbauten Rohre weisen eine Wandstärke von 2 mm auf und boten damit geringen Verzug beim Schweißen.

Die Nennweite der Metallrohre wurde für den Bereich direkt nach den Pumpen (Fläche A_1 in Gleichung 4.1) mit DN25 festgelegt. Dies beruht auf dem Gedanken, die Strömung so wenig wie möglich durch Verengungen bzw. Erweiterungen und Kanten bis durch den Durchflussmesser (Nennweite DN25) zu stören. Die Rohrabschnitte des nach beiden Pumpen zusammengeführten und somit gesamten Durchflusses (Fläche A_2 in Gleichung 4.1) wurden mit Rohren doppelter Querschnittsfläche realisiert. Dies entspricht einer Nennweite von DN40. Siehe dazu Tabelle 4.3.

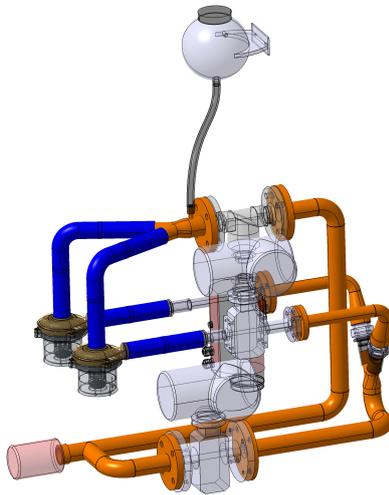
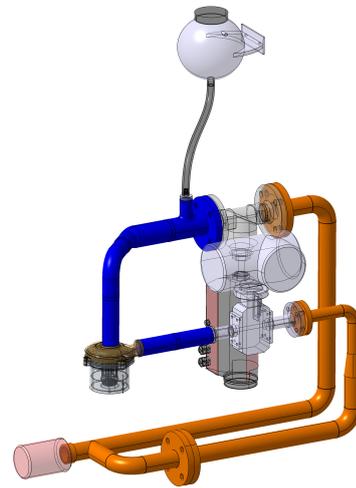
$$A_2 = 2 \cdot A_1 = 1386 \text{ mm}^2 \quad (4.1)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{A_2 \cdot 4}{\pi}} = 42 \text{ mm}$$

Tabelle 4.3: Rohrquerschnitte

Nennweite DN	Nennweite Zoll	Aussendurchmesser mm	Innendurchmesser mm	Querschnittsfläche mm ²
25	1 "	33.7	29.7	693
40	1 1/2 "	48.3	44.3	1542

Der zweite Teil des Rohrleitungssystems wurde mit Silikonschläuchen (Bild 4.6 und 4.7 blau) realisiert. Silikonschläuche bieten Flexibilität bei der Ausrichtung der Pumpen im Rohrleitungssystem des Prüfstands. Verwendet wurden drei verschiedene Schlauchdurchmesser: 51 mm am Ventilaustritt bei Konfiguration II, 38 mm am Pumpeneintritt und 35 mm am Pumpenaustritt bei Pumpe 1.

**Bild 4.6:** Konfiguration I**Bild 4.7:** Konfiguration II

Die Berechnung der einzelnen Verluste des Rohrleitungssystems wurde anhand der in Kapitel 2 aufgelisteten Formeln durchgeführt. Dafür wurde die Verrohrung in einzelne Abschnitte bzw. Rohrkomponenten aufgeteilt (Bild 4.8) und für jede der dazugehörige Druckverlust berechnet (siehe dazu Tabelle 4.6). Im Folgenden werden beispielhafte Berechnungen für ein gerades Rohrstück und einen Rohrbogen durchgeführt und dienen als Basis für die nicht angeführte Berechnung des Druckverlustes des gesamten Rohrsystems.

Tabelle 4.4: Randbedingungen der Berechnung

Durchfluss \dot{Q}	350 l/min
Strömungsgeschwindigkeit c	3.78 m/s
Rohrinnendurchmesser d	44.3 mm
Rohrlänge L	1200 mm
Material	Stahlrohr längsgeschweißt
Temperatur t	95 °C
Dichte ρ	1024.4 kg/m ³
Viskosität ν	0.81 · 10 ⁻⁶ m ² /s

- Druckverlust gerades Rohrstück

- Zu Beginn der Druckverlustberechnung bedarf es einer Klassifizierung der Strömung anhand der Reynolds-Zahl:

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} = \frac{3.78 \text{ m/s} \cdot 0.0443 \text{ m}}{8.1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 206985 \quad (\text{Strömung ist turbulent})$$

- Es folgt die Überprüfung der Oberflächenbeschaffenheit:

Tabelle 4.5: Oberflächenrauigkeit k verschiedener Werkstoffe [21]

Werkstoff	Oberflächenrauigkeit k mm
Stahl	0.075
Aluminium	0.03
Silikon	0.001

$$Re \cdot \frac{k}{d} = 206985 \cdot \frac{0.075 \text{ mm}}{44.3 \text{ mm}} = 350 \quad (\text{Übergangsgebiet})$$

- Die Rohrreibungszahl λ ergibt sich nach dem Ansatz von Prandtl und Colebrook laut der Gleichung 2.19 und mithilfe einiger Iterationsschritte (Startwert $\lambda = 0.0283$) zu:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d} \cdot 0.269 \right) \quad \lambda = 0.0234$$

- Der Druckverlust auf einem Meter Rohrleitung wird nun mit Gleichung 2.15 berechnet.

$$\Delta p_R = \lambda \cdot \frac{L \cdot \rho}{d \cdot 2} \cdot c^2 = 0.0234 \cdot \frac{1 \text{ m} \cdot 1023.4 \text{ kg/m}^3}{0.0443 \text{ m} \cdot 2} \cdot (3.78 \text{ m/s})^2 = 0.0387 \text{ bar}$$

- Druckverlust Kreiskrümmen

Bei der Druckverlustberechnung für Kreiskrümmen gelten die gleichen Randbedingungen wie beim geraden Rohrstück. Bei Formstücken wird der Formverlustbeiwert ζ ermittelt. Dazu werden folgende Beiwerte laut Kapitel 2 ermittelt:

- Umlenk-Beiwert $c_\beta = 0,21$ (für 90° Kreiskrümmen)
- Reynolds-Zahl-Beiwert c_{Re}

$$Re = 206985 > 10^5 \qquad c_{Re} = 1$$

- Rauigkeits-Beiwert c_k

$$\frac{k}{d} = 0.00169 > 10^{-3} \qquad c_k = 2$$

- Querschnittsbeiwert für Kreis $c_A = 1$
- Der Druckverlust eines Kreiskrümmers (KK) unter den genannten Randbedingungen beläuft sich somit nach Gleichung 2.21 und 2.22 auf:

$$\zeta = \frac{c_\beta \cdot c_{Re} \cdot c_k \cdot c_A}{\sqrt{\frac{R}{d}}} = \frac{0.21 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1}{\sqrt{\frac{57 \text{ mm}}{44.3 \text{ mm}}}} = 0.37$$

$$\Delta p_{KK} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = 0.37 \cdot \frac{1023.4 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot (3.78 \text{ m/s})^2 = 0.0125 \text{ bar}$$

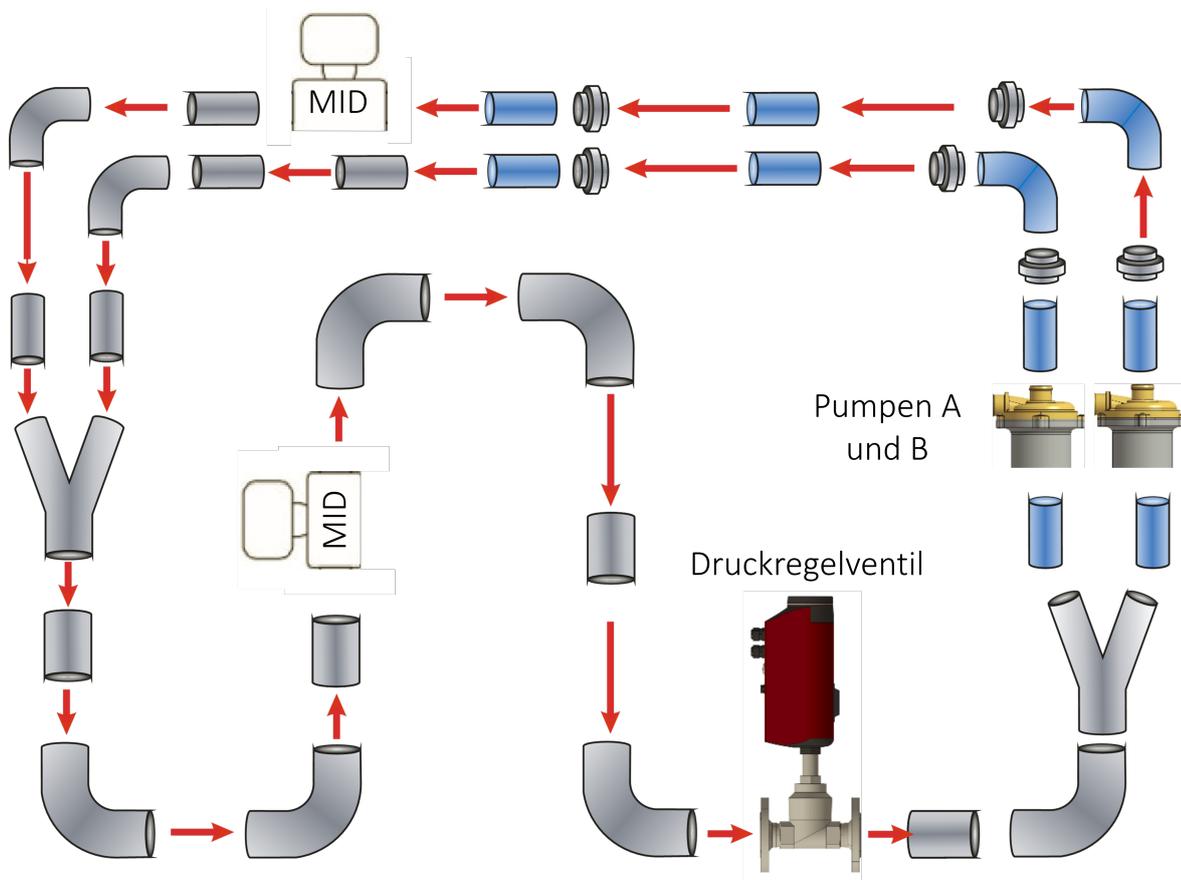


Bild 4.8: Schema Rohrsystem für Konfiguration I

Tabelle 4.6: Berechnete Druckverluste bei 350 l/min in Konfiguration I

Bauteil	Abmessung	Anzahl #	Länge m	Δp bar	$\Delta p_{\text{Kumuliert}}$ bar
gerades Rohr	33.7 mm	1	0.402	0.0791	0.0318
gerades Rohr	44.3 mm	1	1.841	0.0387	0.0712
Rohrbogen	33.7 mm / 90°	2	-	0.0126	0.0252
Rohrbogen	44.3 mm / 90°	6	-	0.0125	0.0752
gerader Schlauch	38 mm	1	0.4	0.0151	0.0061
Schlauchbogen	38 mm / 90°	2	-	0.0058	0.0116
Schlauchverbindung	34 mm	6	-	0.0236	0.1415
Δp_{Rohre}					0.4064

Wird die durchgeführte Berechnung für verschiedene Durchflüsse wiederholt, so ergibt sich die Druckverlustkurve des Rohrleitungssystems (Bild 4.9).

Druckverlustberechnung Komponenten

Am Prüfstand befinden sich im Rohrleitungssystem weitere wichtige Komponenten, welche zum Gesamtdruckverlust beitragen. Diese sind das Durchflussmessgerät I, das Durchflussmessgerät II, die Rückschlagventile und der Heizstab. Da für diese Komponenten keine Druckverlustbeiwerte bzw. Druckverlustkurven existieren, wurden Annahmen getroffen (siehe dazu Tabelle 4.7). Bei den beiden Durchflussmessgeräten wurde der Druckverlust eines geraden Rohres als Vergleichswert herangezogen. Der Heizstab wurde durch eine verringerte Querschnittsfläche in einem geraden Rohr simuliert. Der Druckverlust der Rückschlagventile wurde anhand vergleichbarer Ventile geschätzt.

Tabelle 4.7: Druckverluste der Komponenten bei 350l/min in Konfiguration I

Bauteil	Anzahl #	Δp bar	$\Delta p_{\text{Kumuliert}}$ bar
Durchflussmessgerät I	1	0.01	0.01
Durchflussmessgerät II	1	0.01	0.01
Rückschlagventile	2	0.05	0.1
Heizstab	1	0.02	0.02
$\Delta p_{\text{Komponenten}}$			0.1220

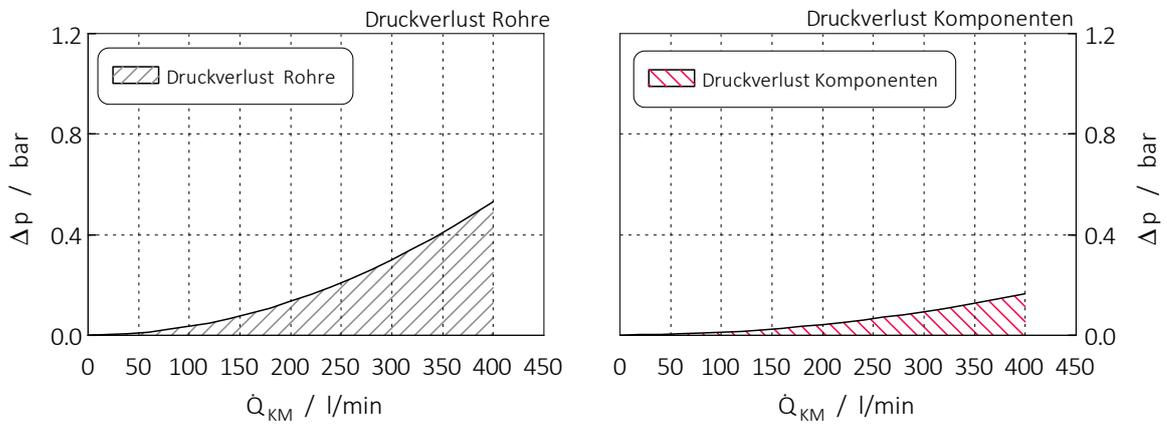


Bild 4.9: Links: Druckverlustkurve Rohre; Rechts: Druckverlustkurve Komponenten

Druckverlustberechnung Druckregelventil

Der Kv-Wert ist ein bauteilspezifischer Wert, der den Durchfluss bei einem bar Druckverlust mit dem Durchflussmedium Wasser bei 20 °C angibt. Wird jedoch, wie im Fall des Pumpenprüfstands, ein anderes Medium und eine erhöhte Temperatur verwendet, muss eine Korrektur des erreichbaren Kv-Wertes durchgeführt werden (Stoffwerte des Kühlmittels in Anhang eins). Die vom Ventilhersteller angegebenen Kv-Werte wurden somit auf die Basis des verwendeten Kühlmittels korrigiert (siehe Tabelle 4.8). Aus den korrigierten Werten können die jeweiligen Druckverlustkurven des Druckregelventils wie in Bild 4.10 dargestellt werden. Der jeweilige Kv-Wert entspricht laut der Benennung der Ventilstellung in %-Öffnung.

$$\dot{Q} = K_v \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.2)$$

Tabelle 4.8: Kv-Werte des Druckregelventils für Wasser und Kühlmittel

Medium	Temperatur °C	Kvs100 m ³ /h	Kv90 m ³ /h	Kv70 m ³ /h	Kv50 m ³ /h
Wasser	20	23.8	18.2	9.2	4.0
Kühlmittel	20	23.0	17.6	8.9	3.9
Kühlmittel	95	23.5	18.0	9.1	3.9

Tabelle 4.9: Daten des verwendeten Druckregelventils

Hersteller	Bürkert
Bezeichnung	Typ 3361
Anschluss	Flansch DN40 (Ausgang) Flansch DN40 (Eingang)
Kvs-Wert	23.8 m ³ /h
Versorgungsspannung	24 V DC
Analog Signal	0-10 V

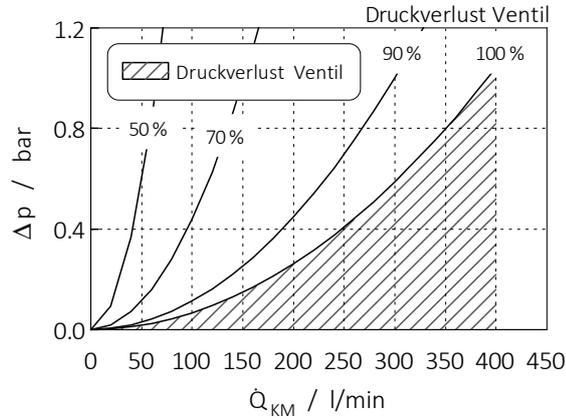


Bild 4.10: Druckverlustkurven bei entsprechender Ventilstellung

Kumulierter theoretischer Druckverlust

Mithilfe der Berechnungen der einzelnen Druckverluste erhält man durch Summieren dieser einen kumulierten theoretischen Druckverlust.

$$\Delta p = \Delta p_{\text{Rohre}} + \Delta p_{\text{Komponenten}} + \Delta p_{\text{Ventil}} \quad (4.3)$$

Wie in Bild 4.11 dargestellt, ergibt sich ein Druckverlust von ca. 2 bar bei einem Durchfluss von 400 l/min für vollständig geöffnetes Ventil. Anhand der Ventilstellung (in % angegeben), kann ausgehend vom voll geöffneten Ventil (Ventilstellung 100 %) der hydraulische Widerstand weiter erhöht werden. Die maximal geöffnete Ventilstellung bestimmt somit den überprüfbaren Arbeitsbereich der Pumpen.

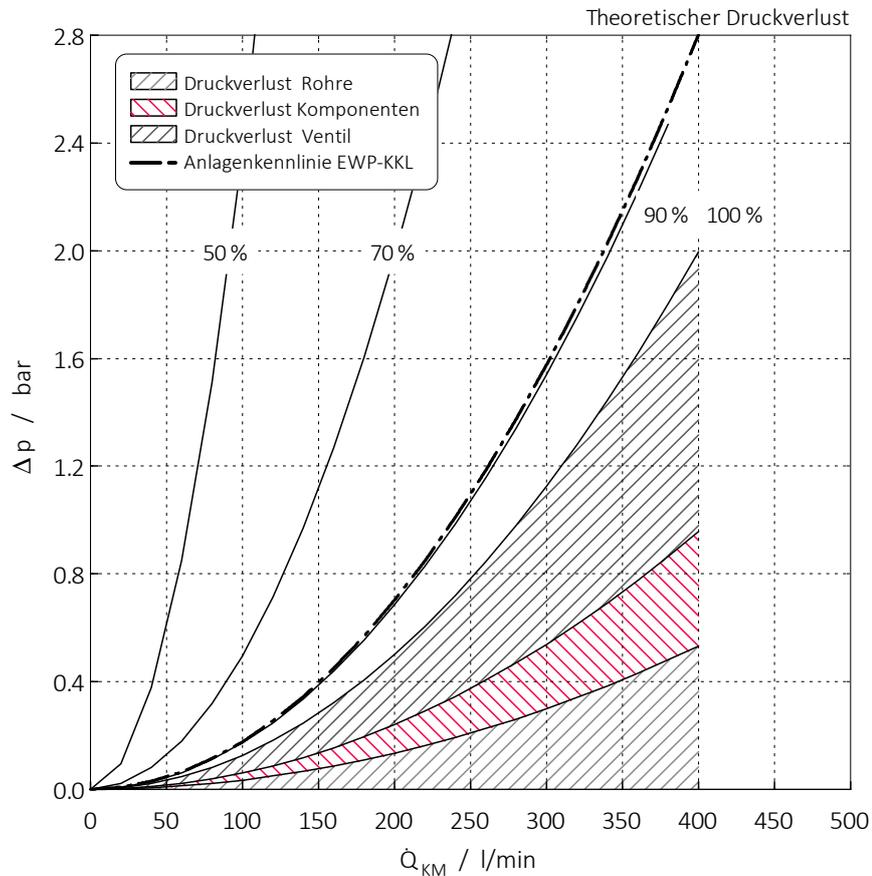


Bild 4.11: Kumulierter theoretischer Druckverlust

Drosselblende

Um den hydraulischen Widerstand bei bereits voll geöffnetem Ventil weiter zu senken, wird anstatt des Ventils eine Drosselblende in den Prüfstandskreislauf eingebaut. Damit kann der Druckverlustbereich des Ventils zusätzlich als Bereich des Pumpenkennfelds abgedeckt werden. Nachteilig ist das Entfallen der elektrischen Regelung des Ventils und man erhält nur eine weitere Anlagenkennlinie mit extremer Entdrosselung. Zur Bestimmung des Druckverlustes der Drosselblende wird der Druckverlustbeiwert ζ mithilfe der Grafik aus [14] ermittelt.

$$m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = \left(\frac{37.5}{53}\right)^2 = 0.5 \quad (4.4)$$

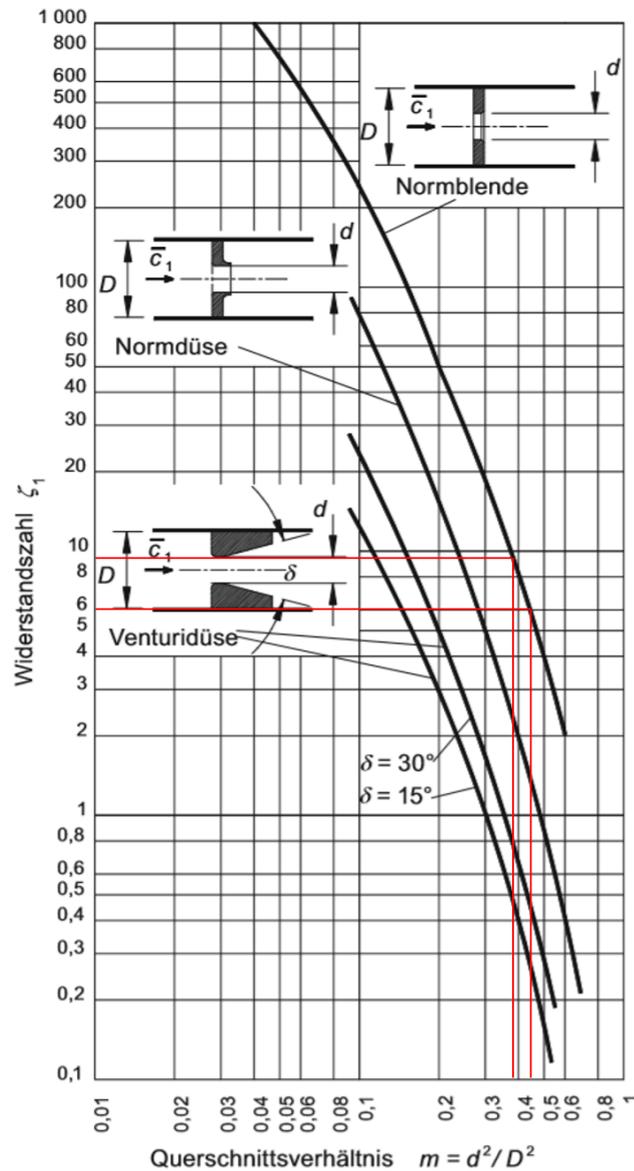


Bild 4.12: Druckverlustbeiwert ζ für Blende [14]

Um einen gewünschten Druckverlust (berechnet mit Gleichung 2.21) der Blende von ca. 0.2 bar bei 400 l/min zu erhalten, wird ein Druckverlustbeiwert von $\zeta = 5.5$ benötigt. Aus Bild 4.12 wird ersichtlich, dass beim Schnittpunkt zur Abszisse ein quadratisches Durchmesser Verhältnis von 0.48 notwendig ist. Dies entspricht einem Innendurchmesser von ca. $d = 37$ mm. Die erhaltene Druckverlustkennlinie mit Blende wird in Bild 4.13 dargestellt.

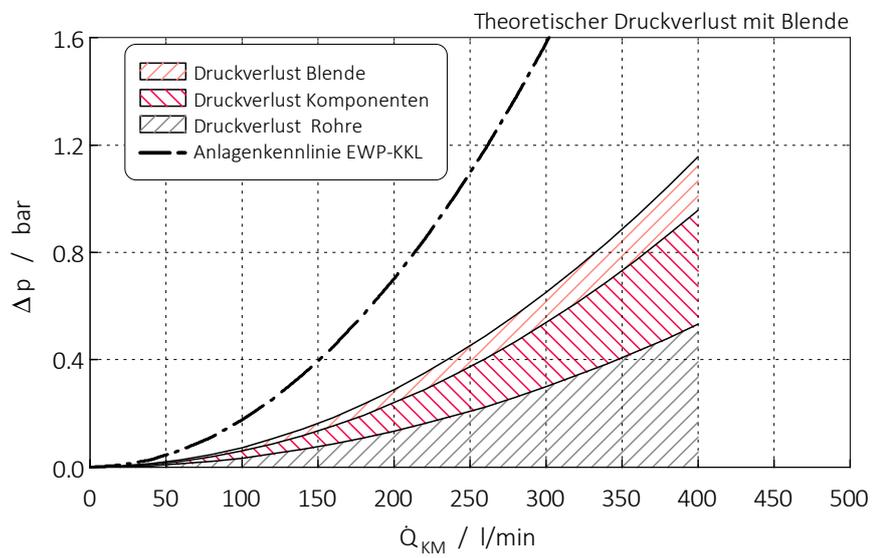


Bild 4.13: Kumulierte theoretische Druckverlustkurven mit Blende

Gemessener Druckverlust

Wird der erhaltene theoretische Druckverlust der Auslegung mit den gemessenen Werten (Bild 4.14) der Versuche am Prüfstand verglichen, so ist ersichtlich, dass die Berechnung nahe an die gemessenen Kurven herankommt.

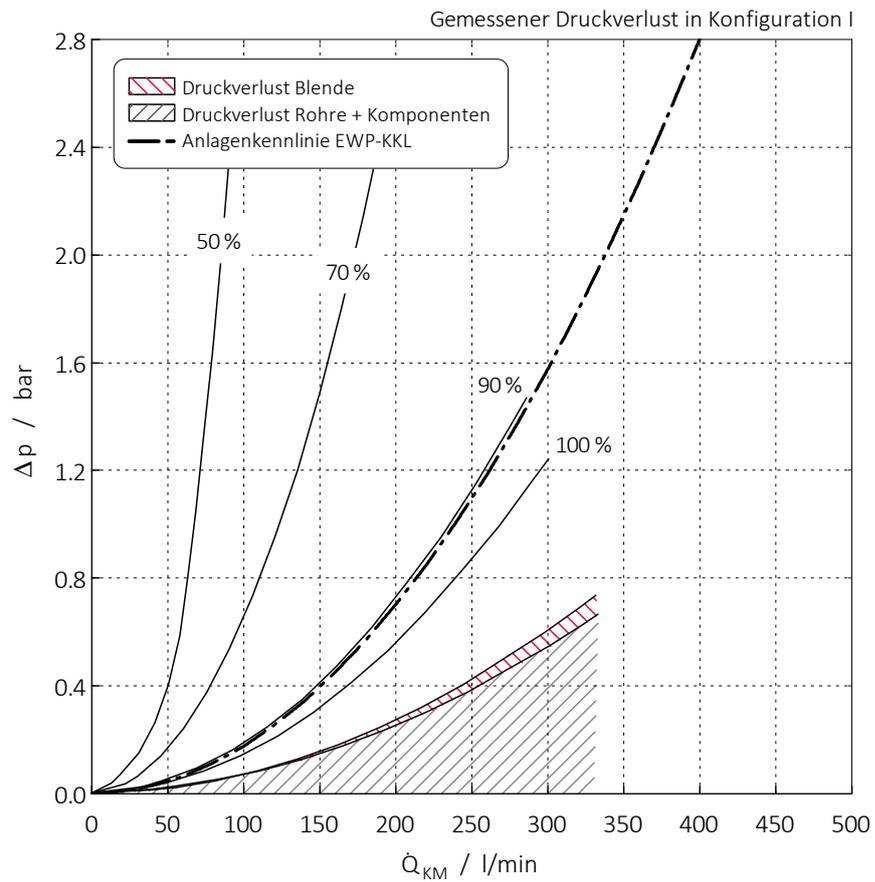


Bild 4.14: Gemessene Druckverlustkurven

4.3.2 Leistungsbestimmung Heizstab

Die Aufgabe des Heizstabs ist die Erwärmung des Kühlmittels mit anschließendem Halten dieser Temperatur. Zusätzlich steigt beim Erwärmen eines Fluides in einem geschlossenen Kreislauf der Systemdruck. Von besonderer Wichtigkeit ist dabei die Tatsache, dass die Dampfblasenbildung durch den erhöhten Druck zu höheren Temperaturen verschoben wird und damit Kavitation an den Pumpen und am Ventil vermieden wird.

Beim Halten der Temperatur wird nur ein Bruchteil der maximalen Leistung des Heizstabs benötigt. Somit wird die Maximalleistung des Heizstabs aus der gewünschten Aufheizzeit errechnet. Die tatsächlich notwendige Heizleistung ist die Differenz aus Heizleistung des Heizstabs und der über die Rohre abgegebenen Wärmestrom. Die Berechnung der abgegebenen Wärme an die Umgebung wurde dabei außer Acht gelassen und die rein an das Kühlmittel übertragene Energie betrachtet.

Tabelle 4.10: Angaben zur Heizleistungsberechnung

Durchfluss \dot{Q}	120 l/min
Kühlmittel	50-50 Glysantin-Wasser
Volumen der Anlage V	6 l
Wärmekapazität Kühlmittel $c(t)$	Siehe Anhang Eins
Gewünschte Aufheizzeit	ca. 5 min
Temperatur Beginn t	25 °C
Temperatur Ende t	95 °C

Für die Berechnung (siehe dazu Angaben in Tabelle 4.10) wird angenommen, dass das Kühlmittel bei jedem Umlauf der Zirkulation die vollen 7.5 kW Heizleistung des Heizstabs aufnimmt ($\dot{Q}_{zu} = P_{el.}$). Aus der Umlaufzeit kann somit die Umlaufzahl und die Aufheizzeit ermittelt werden (Bild 4.15).

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m} \cdot c \cdot (T_{Aus} - T_{Ein}) \quad (4.5)$$

$$T_{Aus} = T_{Ein} + \frac{\dot{Q}_{zu}}{\dot{m} \cdot c}$$

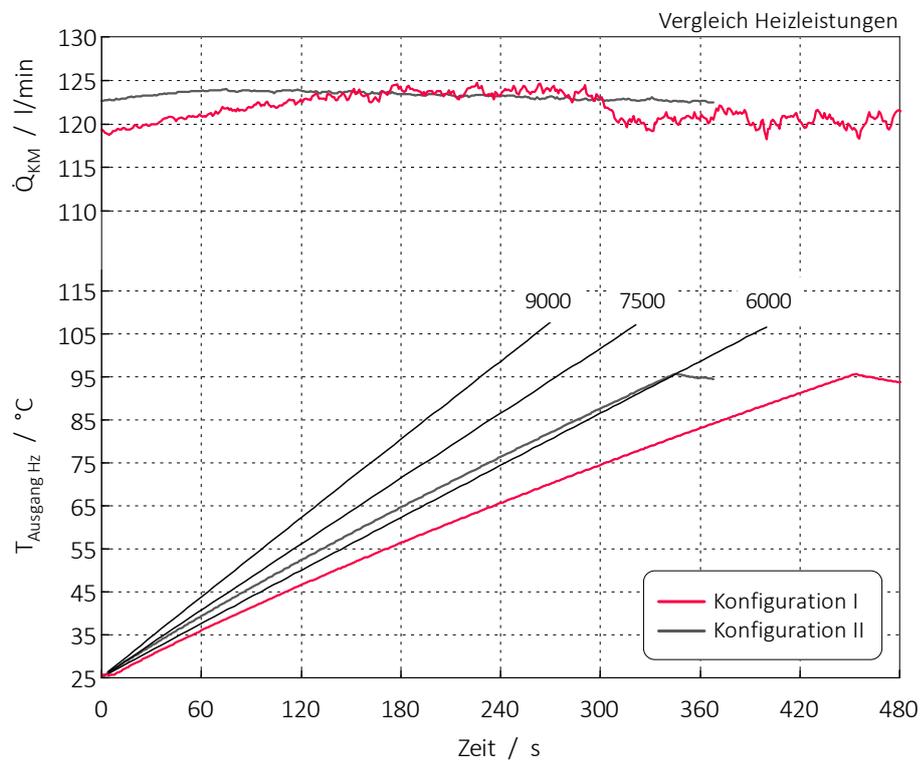


Bild 4.15: Heizdauer bei verschiedenen Heizleistungen

Bei einer Heizleistung von 7.5 kW wurde eine Aufheizzeit von ca. 4 min errechnet und entspricht damit der gewünschten Dauer. Es wurde folgender Heizer verwendet (Tabelle 4.11):

Tabelle 4.11: Daten des verwendeten Heizstabs

Hersteller	Friedr. Freek
Bezeichnung	Einschraubrohrheizkörper
Anschluss	Gewinde G 1 $\frac{1}{2}$ "
Eintauchlänge	550 mm
maximale Temperatur	Begrenzt auf ca. 105 °C
Leistung	7.5 kW
Versorgungsspannung	400 V AC
Analog Signal	0-10 V

Vergleichbar zu der Leistung des verwendeten Heizstabs kann die Heizleistung eines Dieselmotors herangezogen werden. Nach der Faustformel der Aufteilung der Energieströme werden etwa 30 % der eingebrachten Brennstoffenergie durch das Kühlsystem, 30 % in das Abgas und 40 % als effektiv nutzbare Energie an der Kurbelwelle abgeführt. Dies entspricht bei dem im vorherigen Punkt behandelten Dieselmotor etwa einer Heizleistung von 300 kW und ist ein Vielfaches der Leistung des Heizstabs für den Prüfstand. Somit ist erklärt, dass es unmöglich ist, das dynamische Temperaturverhalten des Kühlsystems nachzubilden.

4.4 Konstruierter Pumpenprüfstand

4.4.1 Konstruiertes Design

Zum Abschluss der Konstruktion wurde ein Rahmen als tragendes Element für das Rohrleitungssystem definiert. Der Prüfstand ist so ausgelegt, dass die Edelstahlrohre die tragende Funktion für einen Großteil der Komponenten haben. Lediglich der Ausgleichsbehälter wird direkt am Rahmen befestigt. Gefertigt wurde der Rahmen aus Item-Profilen und stellt hohe Flexibilität dar. Dadurch ist der Umbau zwischen den beiden Konfigurationen von geringem Aufwand. Bild 4.16 zeigt das mit CATIA konstruierte Design, Bild 4.17 zeigt den realen und umgesetzten Prüfstand.

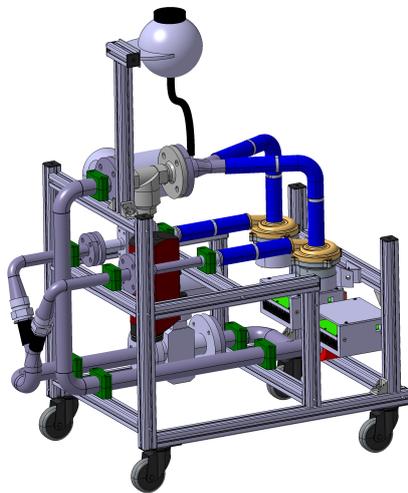


Bild 4.16: Konstruiertes Design



Bild 4.17: Umgesetzter Prüfstand

4.4.2 Messen von Temperatur, Druck und Durchfluss

Eine Reihe von Druckmessstellen wurde in die Verrohrung integriert, um die Druckverhältnisse am gesamten Prüfstand überwachen zu können. Die Flüssigkeitstemperatur spielte bei den Messungen am Prüfstand eine untergeordnete Rolle, wodurch eine geringere Anzahl an Temperaturmessstellen ausreichte.

Für die Messungen wurde eine mobile Sensorbox verwendet. Diese weist eine Reihe von Druck-, Temperatur- und elektrischen Messstellen auf. Die Sensorbox kommuniziert über Ethernet mit dem Prüfstandsrechner. Damit wird die Kommunikation aus der Warte mit digitalen und analogen Signalen möglich. Bild 4.18 zeigt die Messstellen am Prüfstand und dessen Anschlüsse an der Sensorbox.

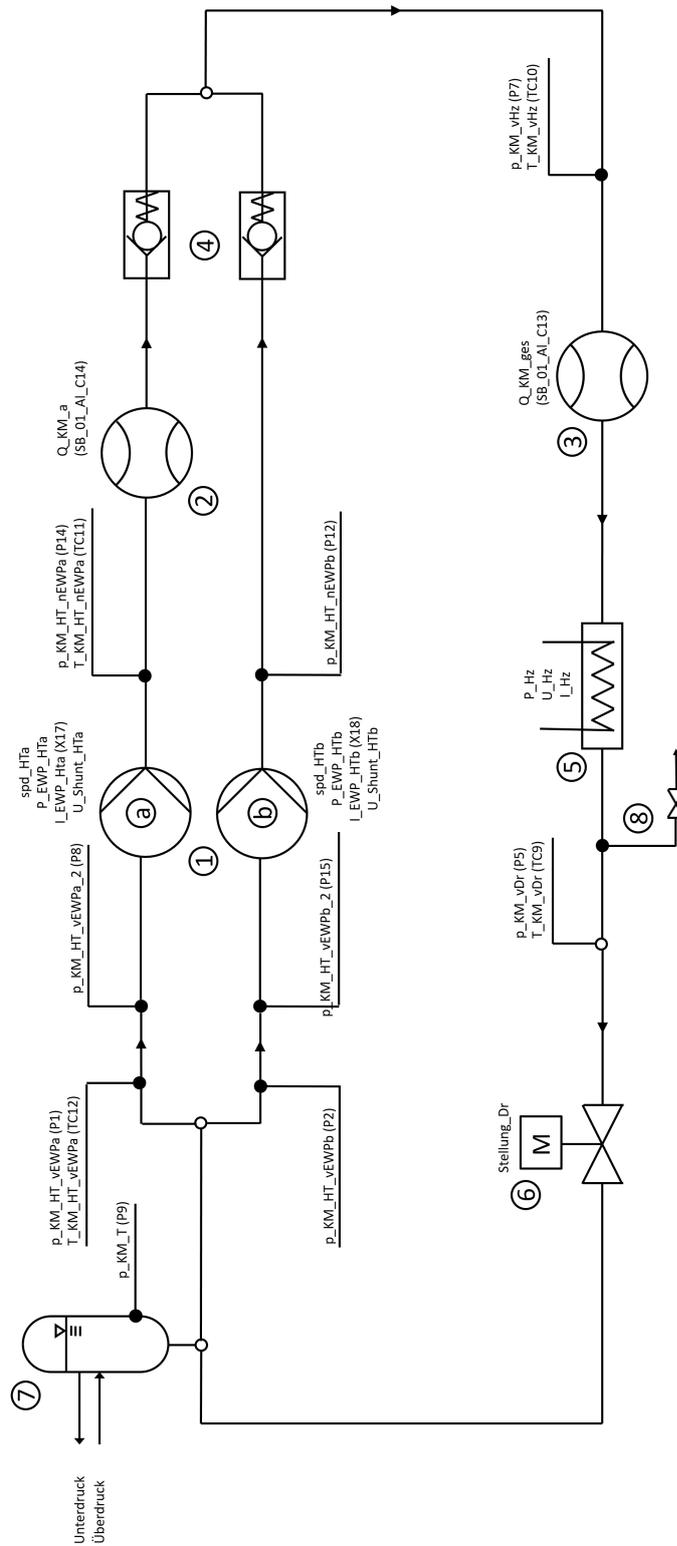


Bild 4.18: Übersicht Messstellen

Durchflussmessung

Der Volumenstrom wird in beiden Konfigurationen nach Pumpe A gemessen. Zusätzlich wird bei Konfiguration I der gesamte Volumenstrom gemessen. An beiden Messstellen werden baugleiche Durchflussmesser nach dem Prinzip der Magnetisch Induktiven Durchflussmessung (MID) verwendet. Diese beruht auf dem Faraday'schen Gesetz der magnetischen Induktion. Das Messrohr aus Metall wird von einem elektrisch leitfähigen Fluid, also dem Kühlmittel durchströmt und ist von einem durch Spulen erzeugten Magnetfeld durchsetzt. Dem Magnetfeld gegenüberliegende Messelektroden dienen der Messung der induzierten Spannung und liefern den Zusammenhang mit dem volumetrischen Durchfluss [26].

Temperaturmessung

Die Messung der Temperatur dient als Basis zur Regelung des Heizers und erfolgt anhand der gemessenen Temperatur nach dem Heizer. Die Temperaturmessung wird nach dem thermoelektrischen Effekt durchgeführt. Verwendet werden dabei Drahtthermoelemente vom Typ K, bei dem zwei Drähte, einer aus Nickel/Chrom (NiCr) und einer aus Nickel (Ni), an den Spitzen verschweißt sind. Wird die Verbindungsstelle erwärmt, so ergibt sich durch den Unterschied der elektrischen Potentiale zwischen den beiden Drähten eine thermoelektrische Spannung und stellt eine Funktion der Temperatur dar. Der Messbereich bei Thermoelementen Typ K reicht von ca. -250 bis 1300 °C.

Druckmessung

Die Messung des von den Pumpen erzeugten Drucks wird an mehreren Stellen im Versuchskreislauf durchgeführt. Gemessen wird der statische Druck senkrecht zur Strömung. Die beiden für die Auswertung der Pumpenperformance wichtigsten Druckwerte sind vor und nach den Pumpen. Bei Unterschieden der Querschnittsflächen von Saug- und Druckleitungen muss eine Korrektur des statischen Drucks rechnerisch vorgenommen werden. Aufgrund des geringeren Querschnitts des Druckstutzens bei Pumpe 1 wird dort ein geringerer statischer Druck gemessen. Es muss eine Korrektur um den Wert des erhöhten dynamischen Drucks durchgeführt werden. Die Indizes 1 und 2 beziehen sich auf die unterschiedlichen Durchmesser vor und nach der Pumpe.

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}} = \textit{konst.} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} p_{\text{korr}} &= p_{\text{gemessen}} + \frac{\rho}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2) \quad (4.7) \\ &= p_{\text{gemessen}} + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\left(\frac{\dot{Q}_2}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{\dot{Q}_1}{A_1} \right)^2 \right) \end{aligned}$$

4.4.3 Tornado und Steuerung

Für den gesamten Betrieb des Prüfstands wird die Prüfstandssoftware Tornado der Firma Kristl Seibt verwendet. Tornado ist ein automatisches Datenerfassungsprogramm, das das Steuern jeglicher Aktuatoren und zusätzliches Aufzeichnen aller Parameter und Messwerte ermöglicht.

Im Tornado-Designer wurde für den Pumpenprüfstand eine Benutzeroberfläche definiert. Ausgehend von dieser sind die Aktuatoren steuerbar, die Regler definierbar und jegliche am Prüfstand gemessenen Werte ablesbar. Um die Messungen zu vereinfachen und vor allem teilweise zu automatisieren, wurde ein Regler für den Heizstab und ein Regler für das Druckregelventil implementiert. Für den Heizstab wird über einen Leistungsteiler die Heizleistung des Heizstabs so verändert, dass sich die gewünschte Temperatur vor den Pumpen einstellt. Dazu erhält der Leistungsteiler ein Spannungssignal zwischen 0-10 V. Die Regelung des Druckes nach den Pumpen erfolgt über das Druckregelventil. Dieses wird vom implementierten Regler wiederum von einem analogen Spannungssignal zwischen 0 V und 10 V angesteuert. Das Ventil wird dem entsprechenden Spannungssignal nach geöffnet oder geschlossen.

5 Ergebnisse

Die Pumpen wurden ähnlich der europäischen Norm ISO 9906 einem Test unterzogen. Diese legt Prüfbedingungen zum hydraulischen Leistungsverhalten von Kreiselpumpen fest. Aus diesen Rahmenbedingungen wurden korrekte Vorgehensweisen für die Validierung der am Motorprüfstand eingesetzten Pumpen entnommen und an die notwendigen Anforderungen angepasst. Unterschiede zur Norm waren das Testen unter Temperatureinfluss (95 °C) und die Verwendung von einem Gemisch aus Glysantin und Wasser (50:50) anstatt reinem Wasser. Ziel der durchgeführten Versuche war das Aufzeichnen der Pumpenkennfelder der am Motorprüfstand verwendeten Kühlmittelpumpen. Wie in Kapitel 2 bereits beschrieben, wird im Pumpenkennfeld die erreichte Förderhöhe über dem Durchfluss aufgetragen. Für die Diagramme dieser Masterarbeit wurde jedoch die Darstellung erreichter Förderdruck über Durchfluss verwendet. Erlaubt ist diese Darstellung durch die notwendige Angabe von Fördermedium und Temperatur.

Versuchsdurchführung

Zum Aufzeichnen der folgenden Kennfelder war eine Vielzahl von Messreihen mit zwischenzeitlichen Umbauarbeiten notwendig. Durch den Tausch von Systemkomponenten, wie es z. B. das Regelventil und die Blende sind, musste das Kühlmittel abgelassen, wieder neu befüllt und anschließend die Anlage entlüftet werden. Kleinere Abweichungen an den Ergebnissen waren somit den Umbauarbeiten geschuldet. Das Aufzeichnen der stationären Messpunkte erfolgte durch die Drehzahlsteigerung der Pumpe (0-6000 min^{-1} , siehe Tabelle 5.1) entlang einer gleichbleibenden Anlagenkennlinie und bildete eine Messreihe mit je 14 Messpunkten. Durch Verstellen des Ventils konnte der hydraulische Widerstand (wird in % Ventilstellung angegeben) der Anlage verändert und somit weitere Messreihen entsprechend verschiedener Anlagenkennlinien aufgezeichnet werden. Dadurch ergab sich eine Anzahl von 168 Messpunkten je Kennfeld.

Tabelle 5.1: Signal-Drehzahl-Abhängigkeit

CAN/LIN	-	0	20	40	60	80	100	120
Drehzahl	min^{-1}	0	480	960	1440	1920	2400	2880
CAN/LIN	-	140	160	180	200	220	240	250
Drehzahl	min^{-1}	3360	3840	4320	4800	5280	5780	6000

5.1 Temperaturvariation

Zur Veranschaulichung des Einflusses der Temperatur an der Leistungsfähigkeit der Pumpen wurde eine Temperaturvariation mit Pumpe 2 in paralleler Anordnung durchgeführt. Dabei wurde die Ventilstellung (95 %) über die drei Messreihen konstant gehalten und jeweils mit einer unterschiedlichen Flüssigkeitstemperatur durchfahren (Bild 5.1).

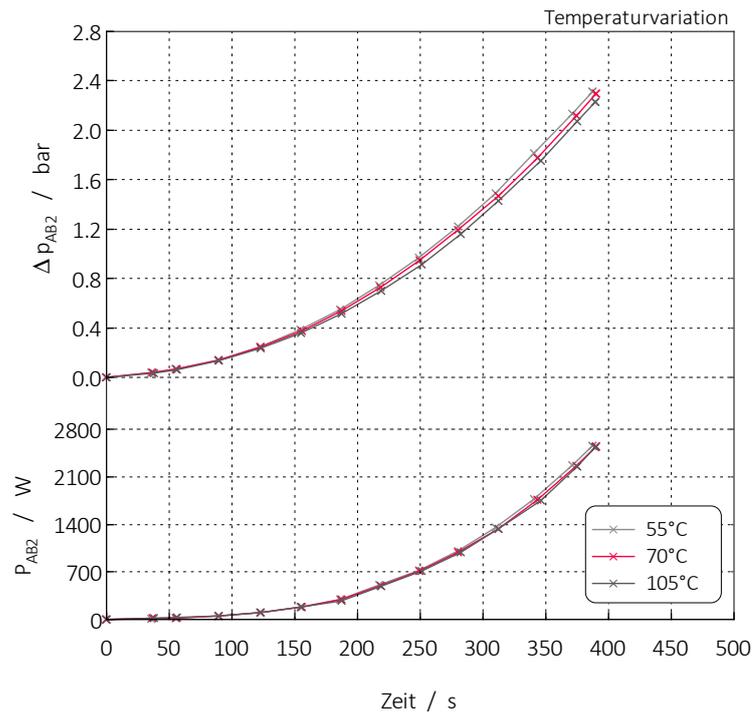


Bild 5.1: Temperaturvariation bei Ventilstellung 95 %

Ersichtlich ist, dass bei steigender Temperatur und gleichbleibendem Durchfluss eine geringere elektrische Leistung notwendig ist. Zurückzuführen ist dieser Effekt auf die Tatsache, dass bei steigender Temperatur sowohl die Dichte als auch die Viskosität der Flüssigkeit abnimmt. Für die Anlage ist dies gleichbedeutend mit einem geringeren Druck- bzw. Strömungsverlust, wodurch sich auch die geringere Druckerhöhung erklärt. Der Einfluss ist zwar gering, sollte jedoch nicht außer Acht gelassen werden.

5.2 Systemdruckvariation

Um den Einfluss des Systemdrucks auf die Leistungsfähigkeit der Pumpen zu untersuchen, wurde eine Druckvariation mit Pumpe 2 in paralleler Anordnung durchgeführt. Dabei wurden bei konstanter Flüssigkeitstemperatur (95 °C) unterschiedliche Anlagenkennlinien unter verschiedenen Systemdrücken durchfahren (Bild 5.2). Ersichtlich ist dabei, dass der Systemdruck im Überdruckbereich keinen Einfluss auf die Pumpe bzw. die Anlage hat. Der Durchfluss und die erreichbaren Druckdifferenzen bleiben unverändert. Zurückzuführen ist dies auf die in den Grundlagen angesprochene sehr geringe Abhängigkeit der Dichte und der Viskosität vom Druck.

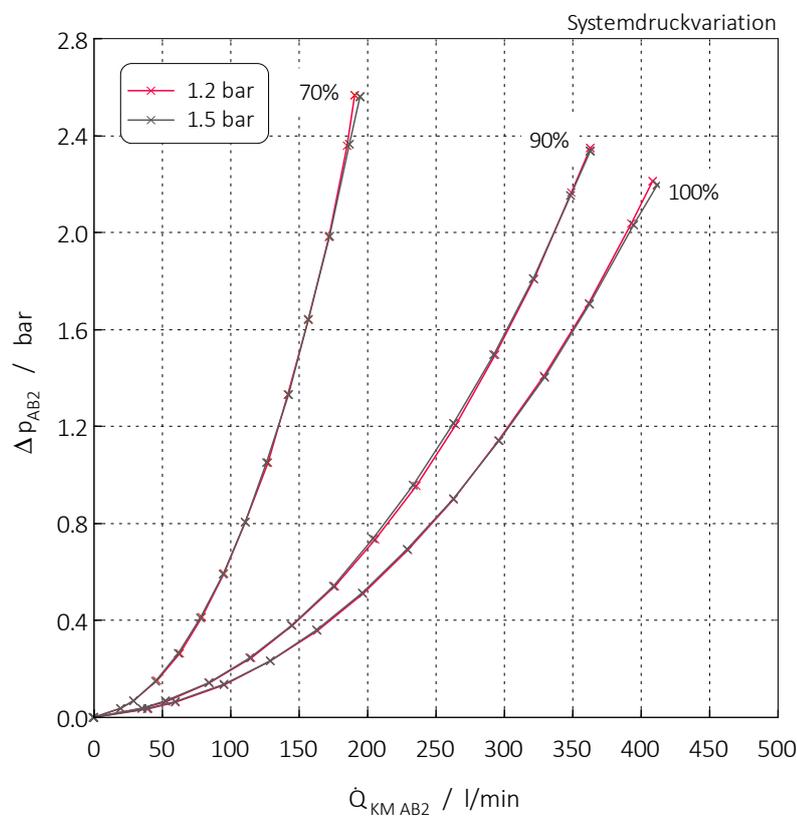


Bild 5.2: Systemdruckvariation bei 95 °C

Nicht untersucht wurde der Bereich des Unterdrucks. Aufgrunddessen, dass bei den Messungen am Verbrennungsmotor nur Überdrücke auftraten, war die Untersuchung des Einflusses von Unterdruck auf die Leistungsfähigkeit der Pumpen für diese Masterarbeit nicht relevant. Grundsätzlich bringt die Verringerung des Systemdrucks eine Druckverminderung am Pumpeneintritt mit sich. Bei Erreichen von Druckwerten des Dampfdrucks am Pumpenrad tritt dort Kavitation ein. Zurückzuführen ist dies auf das Auftreten von punktuellm Sieden im Fluid. Durch die bedingte Druckerhöhung

in Pumpen implodieren die entstandenen Dampfblasen unter Bildung von Druckwellen schlagartig und verursachen Schäden an den Leitschäufeln. Zudem resultiert Kavitation in einem Förderdruckverlust und ist gut messbar [23].

5.3 Kennfelder

Mithilfe von Kennfeldern können Pumpen charakterisiert und jeglichen Betriebspunkten Kennwerte zugeordnet werden. Die folgenden Kennfelder wurden bei einer Temperatur von 95°C und einer Zusammensetzung der Flüssigkeit von 50:50 Glysantin:Wasser aufgezeichnet.

In die Kennfelder sind die am Verbrennungsmotor ermittelten Anlagenkennlinien eingetragen, welche als Orientierung der Einsatzbereiche der Pumpen dienen. Sowohl die Anlagenkennlinie des Standardkühlkreislaufs mit mechanischer Wasserpumpe (MWP) als auch die Kennlinie des modifizierten Kühlkreislaufs mit elektrischen Wasserpumpen (EWP) wurden in das Kennfeld eingetragen.

Zur Verfügung standen zwei unterschiedliche Pumpen, die in Kapitel 3 vorgestellt wurden. Davon waren je Pumpentyp zwei vorhanden (siehe Tabelle 5.2). Alle vorhandenen Pumpen wurden vermessen und daraus Kennfelder mit wichtigen Parametern generiert (Bild 5.3 bis Bild 5.8). Es wurde dabei für jede Pumpe je ein Muscheldiagramm mit den erreichten Wirkungsgraden und ein Kennfeld mit der elektrischen Leistung erstellt.

Tabelle 5.2: Bezeichnung der vermessenen Pumpen

Pumpentyp	1		2	
Bezeichnung einzeln	A1	B1	A2	B2
Bezeichnung parallel	AB1		AB2	

5.3.1 Pumpe 1

Pumpe A1

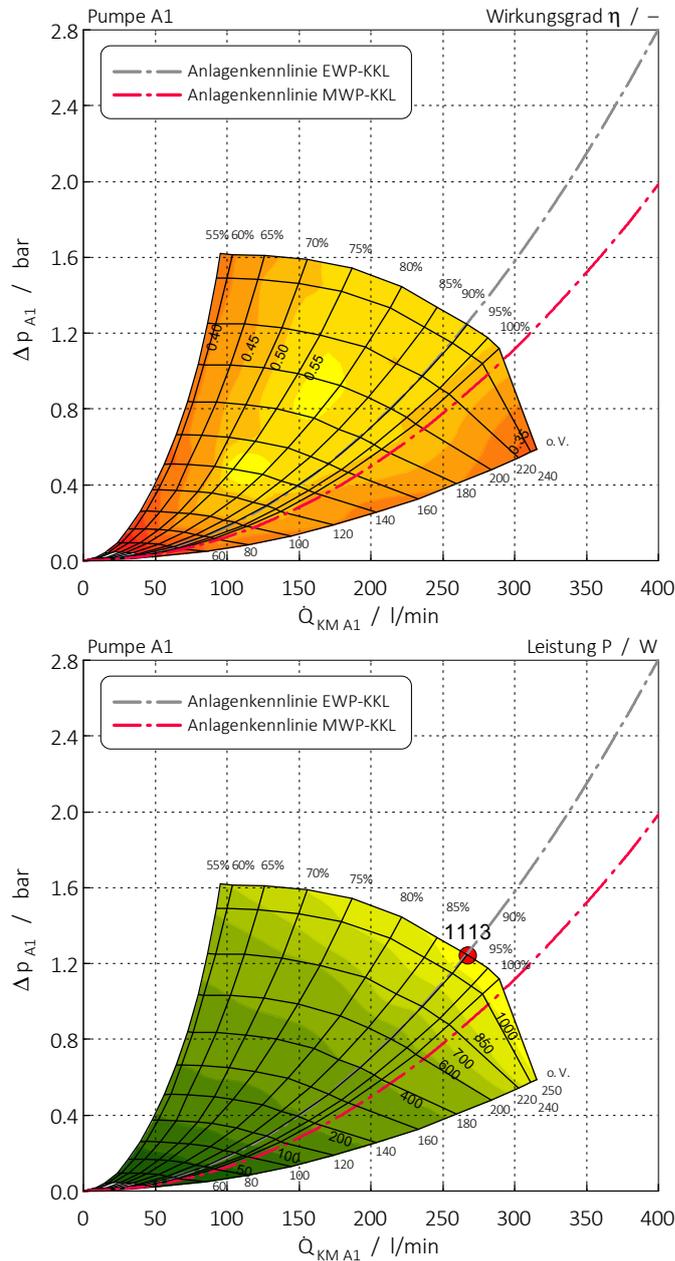


Bild 5.3: Oben: Pumpenkennfeld Pumpe A1; Unten: Leistungskennfeld Pumpe A1

Pumpe B1

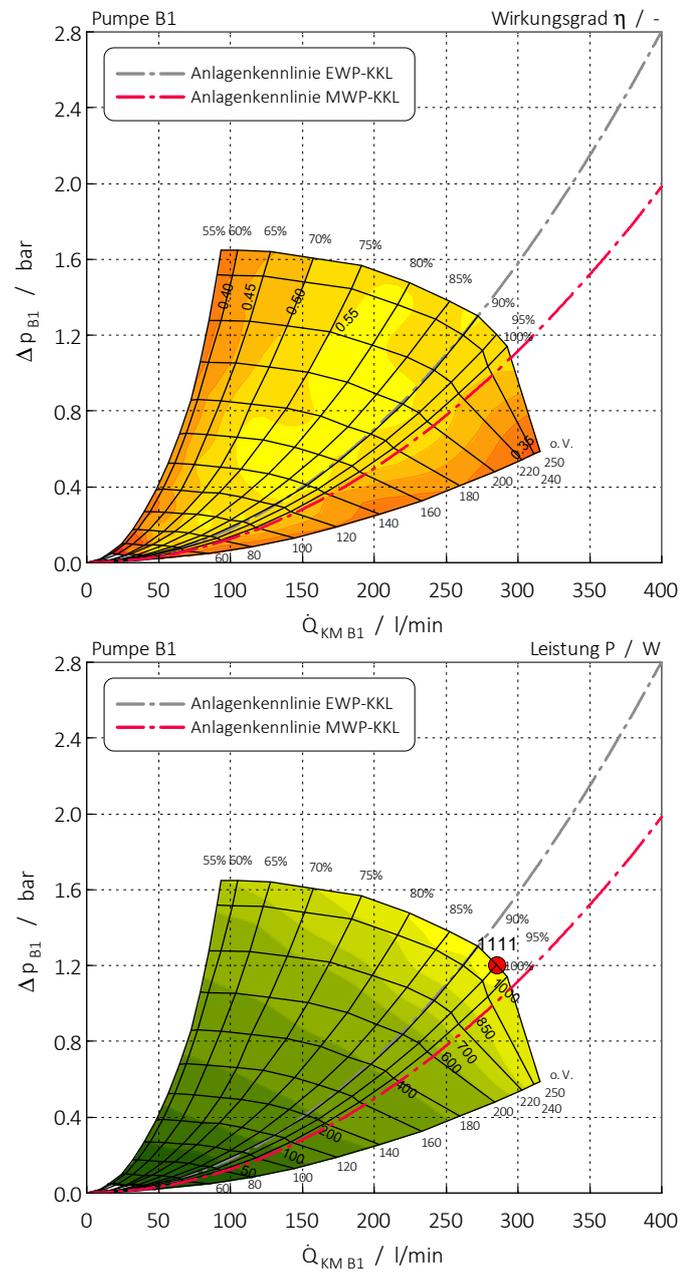


Bild 5.4: Oben: Pumpenkennfeld Pumpe B1; Unten: Leistungskennfeld Pumpe B1

Pumpe 1 in paralleler Anordnung AB1

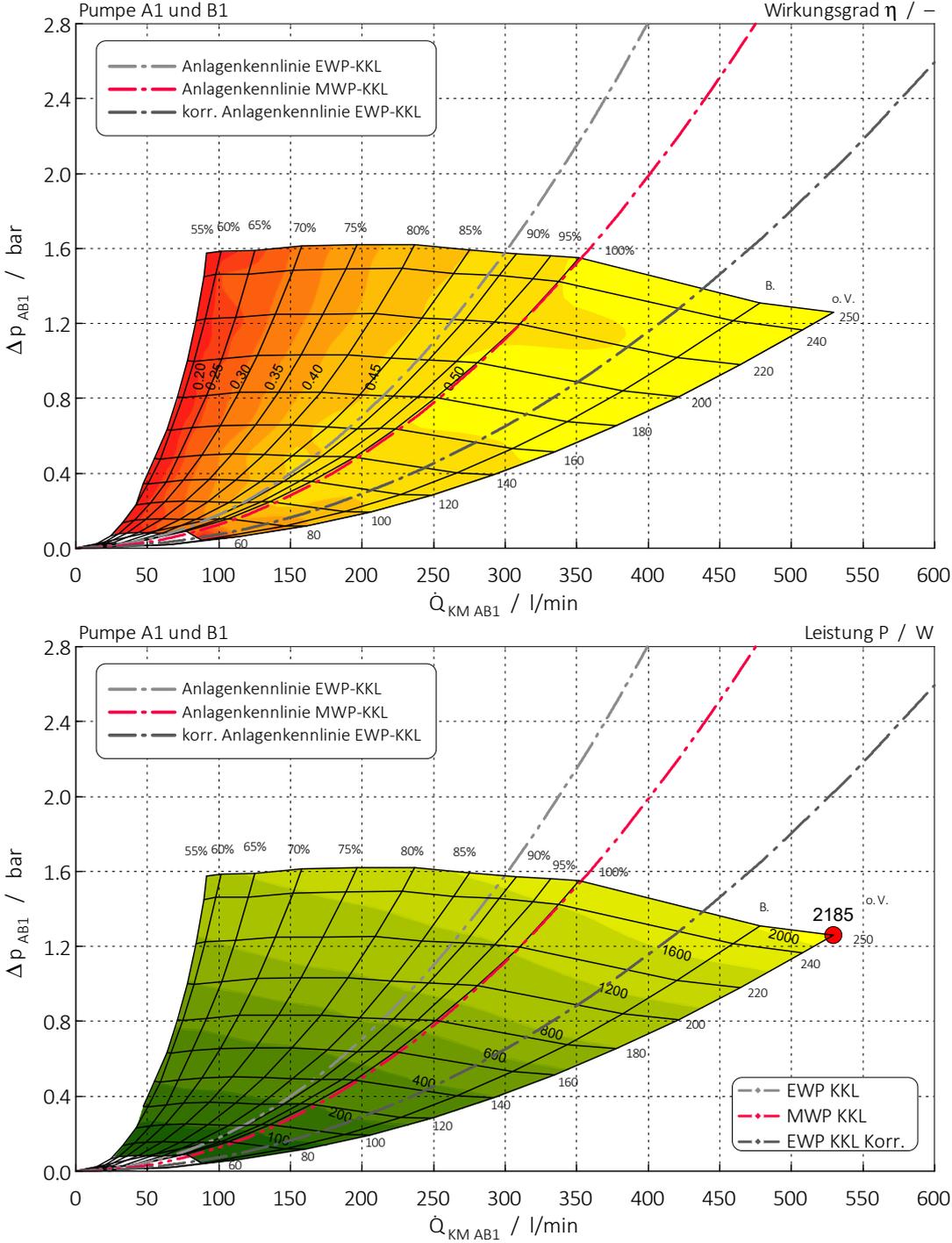


Bild 5.5: Oben: Pumpenkennefeld Pumpe AB1; Unten: Leistungskennefeld Pumpe AB1

5.3.2 Pumpe 2

Pumpe A2

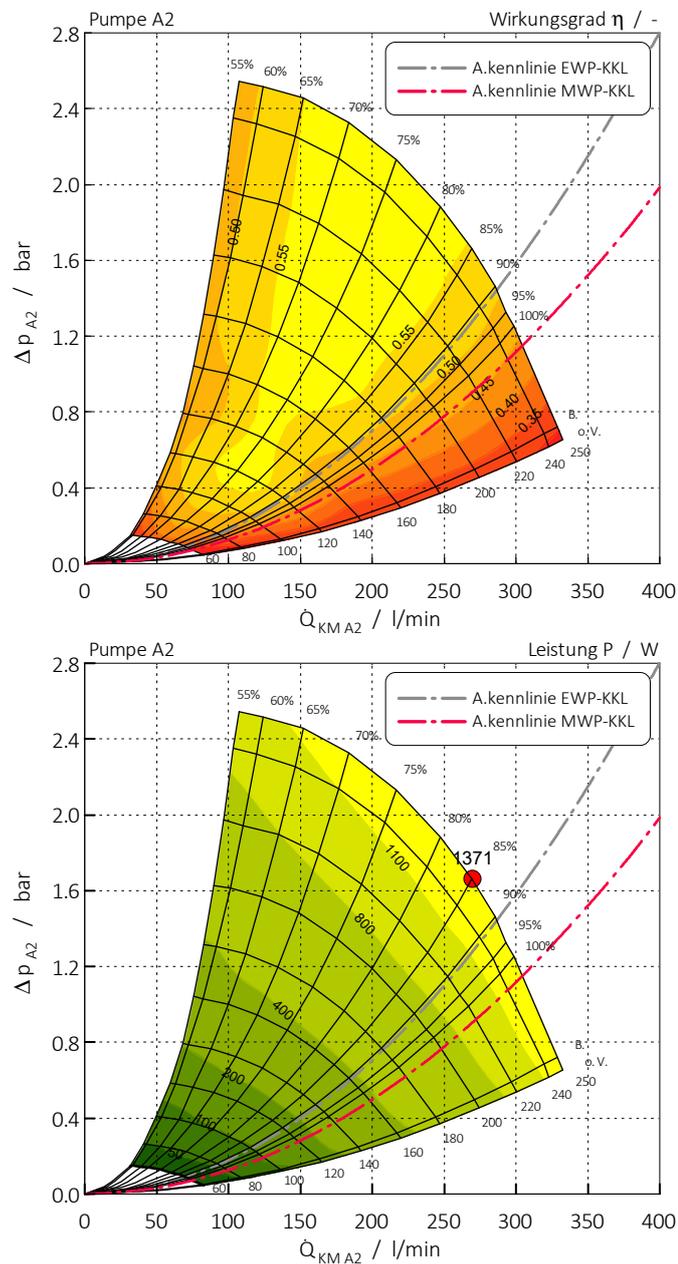


Bild 5.6: Links: Pumpenkennfeld Pumpe A2; Rechts: Leistungskennfeld Pumpe A2

Pumpe B2

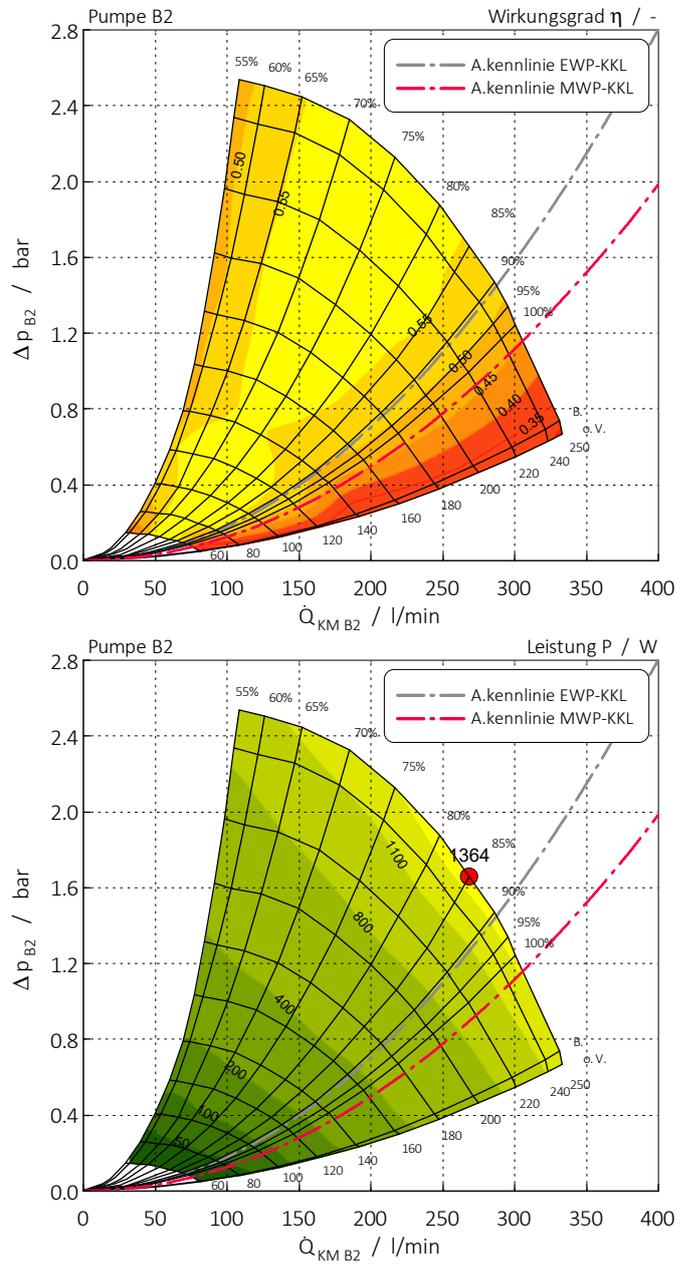


Bild 5.7: Links: Pumpenkennfeld Pumpe B2; Rechts: Leistungskennfeld Pumpe B2

Pumpe 2 in paralleler Anordnung AB2

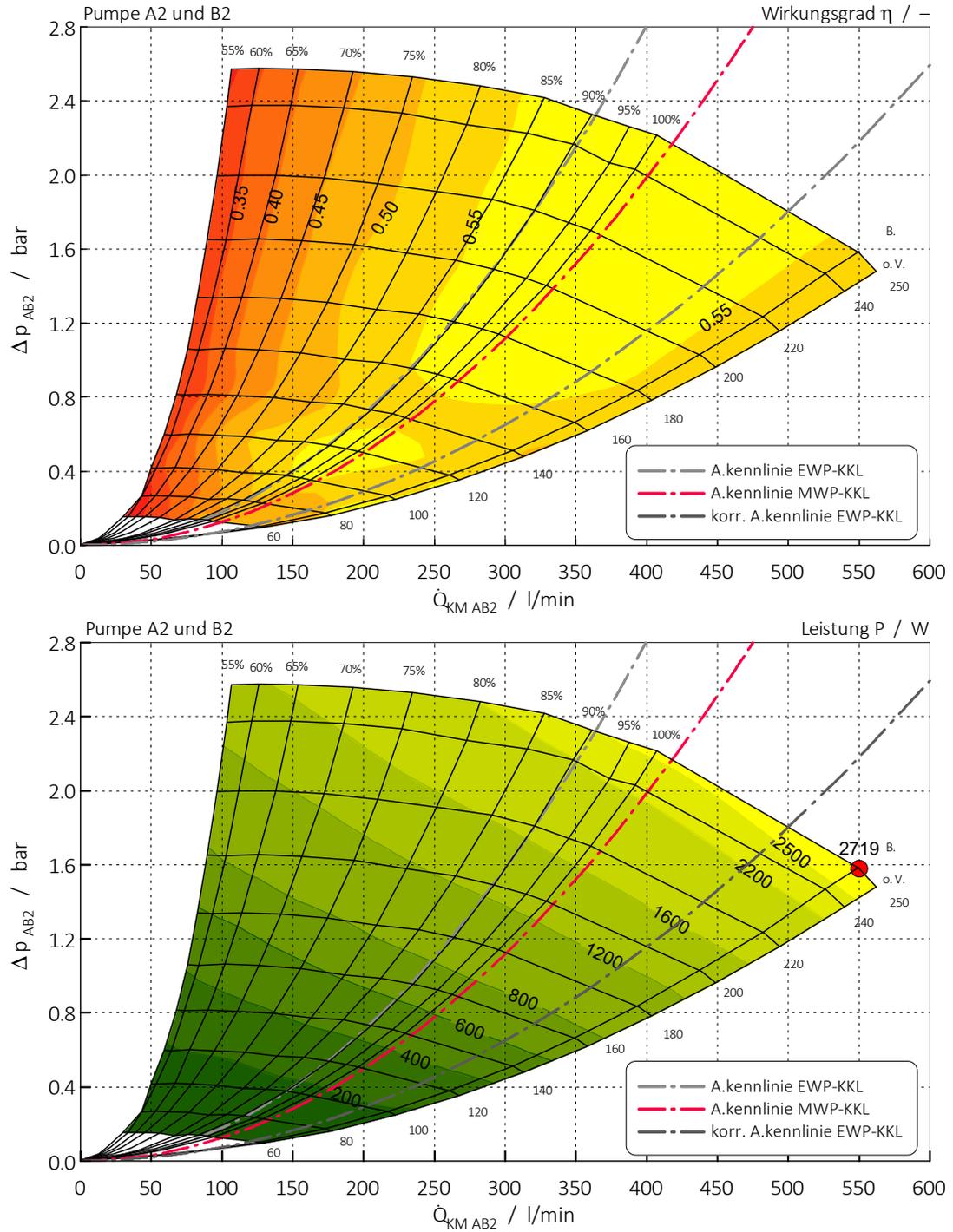


Bild 5.8: Oben: Pumpenkennfeld Pumpe AB2; Unten: Leistungskennfeld Pumpe AB2

5.3.3 Analyse

Aufgrund der nun vorhandenen Kennfelder ist es möglich, die hydraulischen Eigenschaften beider Pumpen genauer zu betrachten. Vom Aufbau her sind beide ähnlich, jedoch unterschiedlich in der hydraulischen Betrachtung.

Pumpe 1

Pumpe 1 repräsentiert eine flache Pumpenkennlinie. Das Druckniveau ist gering und mit steigendem Durchfluss nur leicht abfallend. Erst ab einem Durchfluss von knapp über 250 l/min beginnt die Druckdifferenz dann stark abzusinken. Evident ist, dass sich der Bereich des optimalen Wirkungsgrades größtenteils außerhalb der eingezeichneten Anlagenkennlinien ergibt. Für optimalen Wirkungsgrad im Einzelbetrieb sind die Anlagenkennlinien zu steil, für Parallelbetrieb zu flach. Dies folgt aus der Verschiebung des optimalen Wirkungsgradgebietes bei parallelem Betrieb. Wird jedoch der Bereich um die korrigierte Anlagenkennlinie betrachtet, so arbeiten die Pumpen in parallelem Betrieb mit optimalem, im Einzelbetrieb mit deutlich schlechterem Wirkungsgrad. Die Beschreibung dafür folgt im Unterpunkt: „Abgeleitete Betriebsstrategien“.

Pumpe 2

Pumpe 2 repräsentiert eine steile Pumpenkennlinie. Das Druckniveau ist hoch und mit steigendem Durchfluss abfallend. Evident ist, dass sich der Bereich des optimalen Wirkungsgrades hin zum Auslegungspunkt ergibt. Für den Parallelbetrieb liegen alle drei eingezeichneten Anlagenkennlinien exakt in dem Bereich des optimalen Wirkungsgrades. Im Einzelbetrieb sind die Anlagenkennlinien zu flach und liegen damit außerhalb von Bereichen guten Wirkungsgrades. Gut ersichtlich ist, dass diese Pumpen bei parallelem Betrieb für die eingezeichneten Anlagenkennlinien ausgelegt wurden. Optimal wäre der Einsatz dieser Pumpen bei parallelem Betrieb im Kreislauf der mechanischen Wasserpumpe, sprich bei gleichbleibender Anlagenkennlinie MWP.

5.3.4 Abgeleitete Betriebsstrategien

Die parallele Anordnung der Pumpen erlaubt den variablen Betrieb mit einer oder beiden Pumpen. Voraussetzung dafür sind gleiche Pumpen, bzw. gleiche Pumpenkennlinien. Durch die möglichen verschiedenen Betriebsstrategien ergeben sich bei gleichen im Kennfeld angefahrenen Betriebspunkten unterschiedliche Wirkungsgrade. Im Folgenden werden verschiedene Betriebspunkte, die auf der Pumpenkennlinie für volle Drehzahl im Einzelbetrieb liegen, näher betrachtet. Interessant dabei ist, dass diese Punkte in Einzel- oder Parallelbetrieb erreicht werden können, darüber hinaus ist nur mehr Parallelbetrieb möglich.

Pumpe 1

Aus dem Vergleich der vier Punkte (Bild 5.9 und Tabelle 5.3) ist ersichtlich, dass der Betrieb von nur einer Pumpe im Bereich von stark gedrosselten Anlagenkennlinien vorteilhaft ist. Vor allem Punkt 1 bringt große Energieeinsparung mit sich. In Punkt 2 und 3 sind beide Betriebsstrategien im Gleichgewicht und es gibt kaum Unterschiede in der aufgenommenen elektrischen Leistung. Richtung größerer Durchflüsse (Punkt 4) ergeben sich deutliche Vorteile im parallelen Betrieb beider Pumpen.

Tabelle 5.3: Vergleich Betriebsstrategien mit Pumpe 1

Betriebspunkt	Durchfluss l/min	Druck bar	η_{A1}	P_{A1} W	η_{AB1}	P_{AB1} W
1	96	1.61	0.36	701	0.15	1138
2	267	1.24	0.50	1113	0.48	1129
3	292	1.05	0.48	1081	0.49	1050
4	310	0.7	0.36	1010	0.51	750

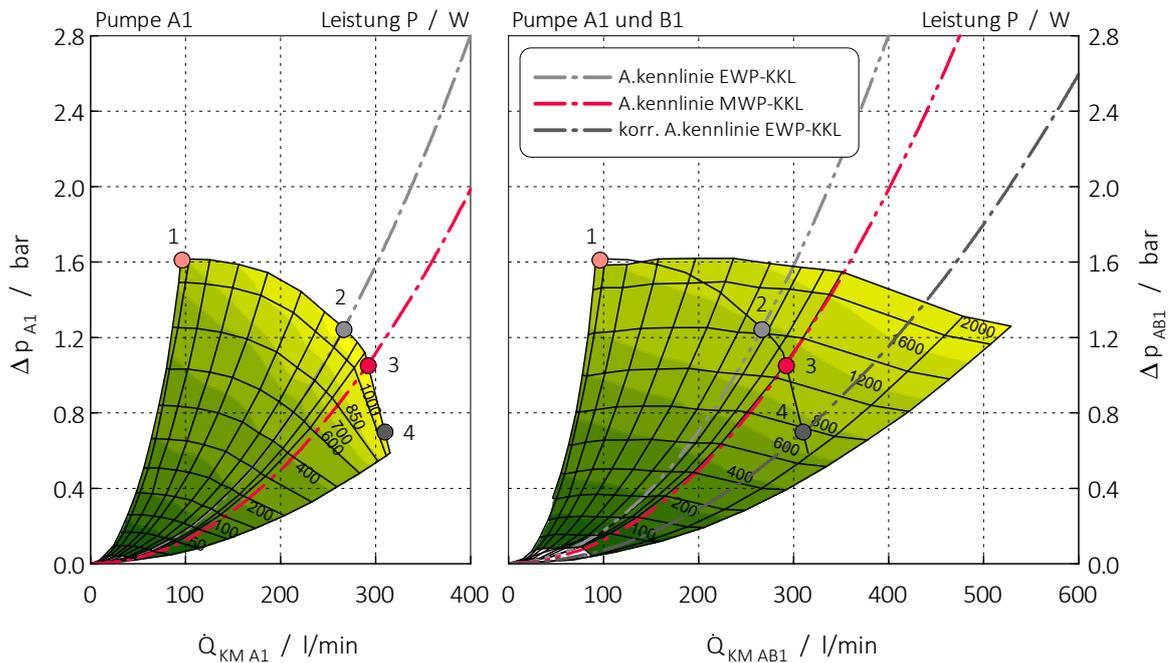


Bild 5.9: Links: Einzelkennfeld; Rechts: paralleles Kennfeld

Pumpe 2

Aus dem Vergleich der vier Punkte (Bild 5.10 und Tabelle 5.4) ist ersichtlich, dass der Betrieb von nur einer Pumpe im Bereich geringerer Durchflüsse vorteilhaft ist. Punkt 1 bringt beim Betrieb einer Pumpe große Energieeinsparung mit sich. In Punkt 2 gibt es kaum Unterschiede in der aufgenommenen elektrischen Leistung. Richtung größerer Durchflüsse, in den Punkten 3 und 4 ergeben sich deutliche Vorteile im parallelen Betrieb beider Pumpen.

Tabelle 5.4: Vergleich Betriebsstrategien bei Pumpe 2

Betriebspunkt	Durchfluss l/min	Druck bar	η_{A2}	P_{A2} W	η_{AB2}	P_{AB2} W
1	107.5	2.55	0.47	970	0.28	1480
2	290	1.45	0.51	1356	0.56	1280
3	315	1.1	0.45	1360	0.56	993
4	320	0.73	0.35	1310	0.55	780

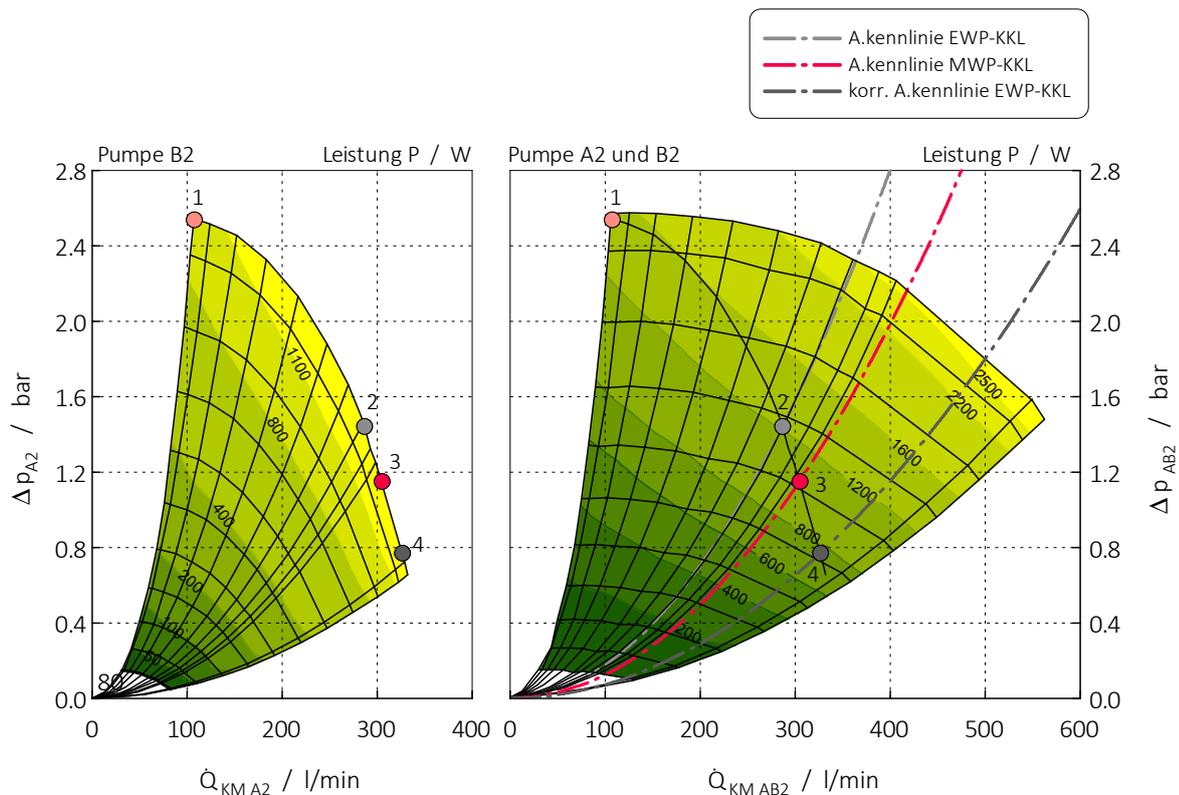


Bild 5.10: Links: Einzelkennfeld; Rechts: paralleles Kennfeld

5.4 Vergleich Motor- und Pumpenprüfstand

Die am Motorprüfstand ermittelten Durchflusswerte zeigten auf, dass der erzeugte Durchfluss der elektrischen Wasserpumpen nicht jeden Betriebspunkt im Motorkennfeld abdecken konnte. D.h. die elektrischen Wasserpumpen waren nicht in der Lage, die notwendige hydraulische Leistung für Betriebspunkte mit hohen Kühlleistungen bereitzustellen. Bei dem in Kapitel 3 untersuchten Betriebspunkt $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ und $M = 800 \text{ Nm}$ drehten beide elektrischen Pumpen bereits mit annähernd voller Drehzahl, um auf den gleichen Volumenstrom der mechanischen Wasserpumpe zu kommen. Stieg die Drehzahl des Verbrennungsmotors beispielsweise weiter auf eine Nenndrehzahl von 1800 min^{-1} an, so konnte die elektrische Pumpe den erzeugten Durchfluss der mechanischen Pumpe nicht mehr darstellen.



Bild 5.11: Pumpenprüfstand



Bild 5.12: Motorprüfstand

Beim Vergleich der Messungen vom Motorprüfstand (Bild 5.12) mit denen vom Pumpenprüfstand (Bild 5.11), wird der am Motorprüfstand bei voller Pumpendrehzahl erreichte Betriebspunkt herangezogen. Dabei wurden $3221/\text{min}$ bei einer Druckerhöhung von 1.8 bar gemessen. Der gleiche Punkt wurde am Pumpenprüfstand angefahren, wobei sich ein Durchfluss von $5001/\text{min}$ bei 1.8 bar und gleicher elektrischer Leistung von ca. 2650 W ergab (siehe dazu Bild 5.13 und Tabelle 5.5).

Tabelle 5.5: Vergleich Betriebspunkt

		Motorprüfstand	Pumpenprüfstand
Drehzahl Pumpe A	min ⁻¹	6000	6000
Drehzahl Pumpe B	min ⁻¹	6000	6000
Druck Δp	bar	1.8	1.8
Leistung P	W	2650	2690
Durchfluss Q	l/min	322	500

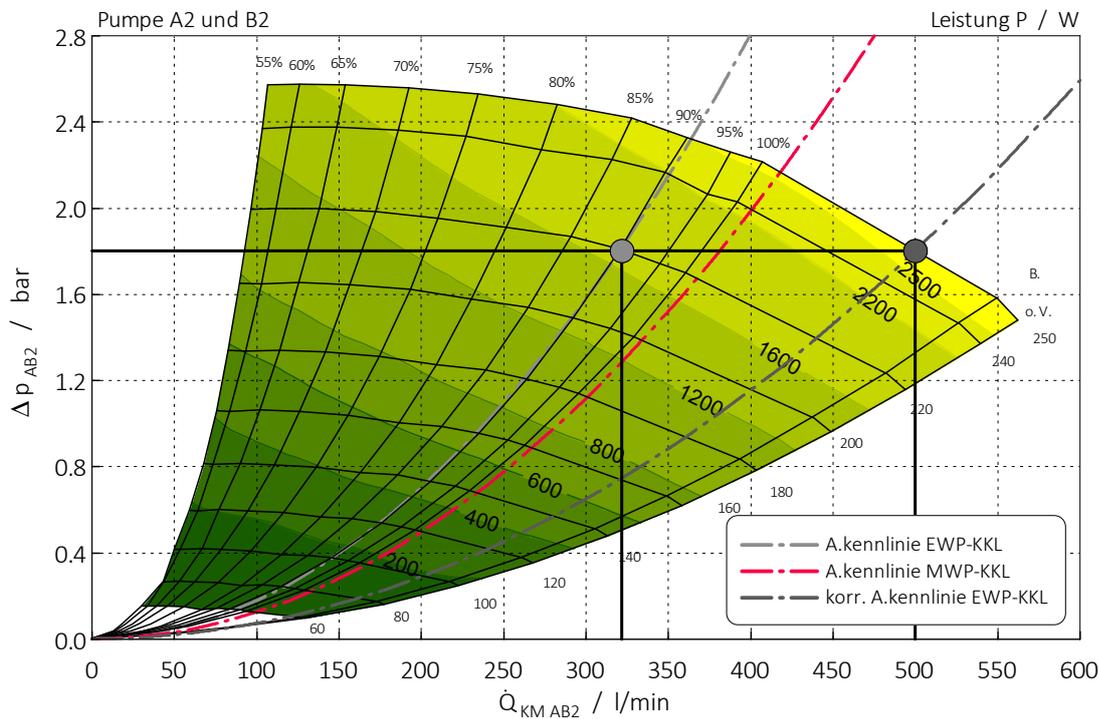


Bild 5.13: Erreichte Betriebspunkte Pumpen AB2

Aus den beiden angeführten Betriebspunkten ist ersichtlich, dass es Abweichungen am erreichten Durchfluss zwischen beiden Prüfständen gab. Aufgrund der identisch gemessenen Druckerhöhung und elektrischen Leistung der Pumpen am Motor- und am Pumpenprüfstand, bleibt kein Spielraum zu Spekulationen für die Abweichung. Damit ist bestätigt, dass die Durchflussmessung am Motorprüfstand nicht den gesamten von den Pumpen geförderten Durchfluss erfasst hat. Im HT-Kreislauf des Serienkühlsystems zirkuliert das Kühlmittel, durch die Kühlmittelpumpen angetrieben, zwischen AGR-Kühler und Motorblock. Beim Erreichen einer Kühlmitteltemperatur von 88 °C öffnet das Thermostat und das Kühlmittel kann durch den Kühlmittelkühler strömen. Das Thermostat dichtet jedoch den Bypass nicht ab, sondern gibt lediglich den Zulauf zum

Kühler frei. Leckageströme über den nicht verschlossenen Bypass ermöglichen weiter eine Zirkulation über den Bypass.

Am Motorprüfstand konnte der Serienkühlkreislauf aufgrund des notwendigen Zusammenspiels Kühler-Haustechnik nicht verwendet werden. Es wurde ein externen Zusatzkreislauf, mit Kühler und Durchflussmesser notwendig (siehe Bild 5.15). Die damit verbundenen zusätzlichen Druckverluste mündeten in ein störendes Ungleichgewicht im Kühlsystem. Wiederum dichtet das Thermostat den Bypass nicht ab, sondern öffnet lediglich den Zufluss zum Kühler und Durchflussmesser. Aufgrund des gestiegenen Widerstands zwischen Thermostat und Motoreintritt, strömt das Kühlmittel den Weg des geringsten Widerstandes und mündet in einem erhöhten Leckagestrom im Bypass. Der gemessene Durchfluss ist damit nicht gleich mit dem geförderten Durchfluss der Pumpen. Der Leckagestrom beträgt laut der Differenz zwischen Durchflussmessung und Pumpenkennfeld 178 l/min (Bild 5.14) und ist ein Vielfaches der Leckage am Serienkühlkreislauf.

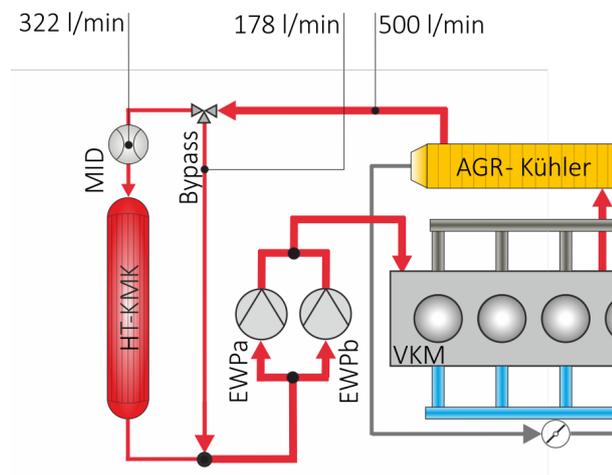


Bild 5.14: Tatsächlicher Durchfluss der Pumpen

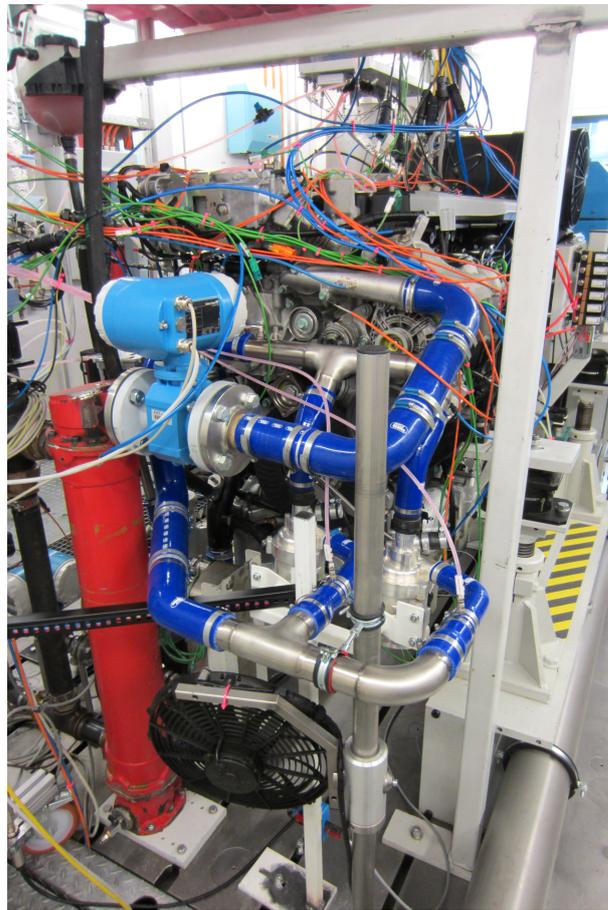


Bild 5.15: Versuchsaufbau am Verbrennungsmotor

Für den nun korrekt ermittelten Betriebspunkt der elektrischen Pumpen am Verbrennungsmotor von $\dot{Q} = 5001/\text{min}$ und $\Delta p = 1.8 \text{ bar}$ wurde eine neue und korrigierte Anlagenkennlinie anhand einer approximierenden quadratischen Funktion definiert (siehe Kennfelder).

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass elektrische Kühlmittelpumpen zur Reduktion der parasitären Verluste an der VKM beitragen können. Die am Prüfstand erreichten Potentiale zur Steigerung des effektiven Mitteldrucks durch Senken der Reibungsverluste betragen für den untersuchten Autobahnpunkt $0.5\%_{Pt}$ und rechtfertigen somit den voraussichtlich zukünftigen Einsatz am Nfz. Erreicht wurde dies durch den entkoppelten Betrieb der elektrischen Kühlmittelpumpen von der Motordrehzahl. Der bedarfsgerechte Betrieb mit reduziertem Durchfluss im Hochtemperaturkreislauf resultierte in einem geringeren Reibmitteldruck für den betrachteten stationären Betriebspunkt.

Die am Motorprüfstand nicht erreichten notwendigen Durchflüsse durch den Kühler des HT-Kreislaufs zeigte die Sensibilität des genau auf den Verbrennungsmotor abgestimmten Kühlsystems auf. Die Umbauarbeiten und vor allem die Anpassungen, um einen Prüfstandsbetrieb zu ermöglichen, resultierten in einer Verschiebung des Gleichgewichts zwischen dem Durchfluss durch den Kühler und dem Durchfluss durch den Bypass. Der Durchfluss der Pumpen konnte aufgrund der bautechnischen Anordnung des Durchflussmessgerätes nur vor dem HT-Kühler und damit nicht vollständig erfasst werden.

Um besseren Verständnis und Einblick in das Verhalten der eingesetzten Pumpen im Kühlsystem zu erhalten, wurde der Komponentenprüfstand zum Testen einzelner Pumpen und von Pumpen in paralleler Anordnung umgesetzt. Die festgelegten und zu erreichenden Betriebspunkte machten eine strömungstechnische Auslegung des Prüfstandes notwendig. Dabei wurde das Rohrsystem des Prüfstands in mehrere Abschnitte unterteilt und für jeden der durchflussabhängige Druckverlust berechnet. Aus der Summe der entsprechenden Druckverluste ergab sich das theoretische Grundgerüst für die angestrebten Pumpenkennfelder. Durch Messungen am Prüfstand konnten die errechneten Anlagenkennlinien verifiziert werden. Das umgesetzte Konzept nach Art des geschlossenen Kreislaufs stellte sich als richtig heraus. Dies zeigte sich vor allem bei den am Pumpenprüfstand reproduzierten Bedingungen des Verbrennungsmotors. Zudem überzeugte die Kompaktheit und die Variabilität zum Testen verschiedener Pumpen in unterschiedlichen Anordnungen.

Durch den im Rahmen dieser Masterarbeit aufgebauten Prüfstand zur Bewertung elektrischer Kühlmittelpumpen konnten Pumpenkennfelder der am Verbrennungsmotor verwendeten Kühlmittelpumpen erstellt werden. Die unter Bedingungen des realen Kühlsystems ermittelten Kennfelder dienen zu Vergleichszwecken mit den am Motorprüfstand ermittelten Werten. Als wichtig stellten sich die erhaltenen Kennfelder bei der Auswertung des Verhaltens des Kühlsystems am Motorprüfstand heraus. Die am

Motorprüfstand nicht messbaren Durchflüsse durch den Bypass konnten somit berechnet werden. Die erhaltenen Kennfelder aus den Versuchen am Pumpenprüfstand sollen zusätzlich als Basis für Simulationen dienen. Aus Vergleichen mit einigen bekannten Betriebspunkten der Pumpen zeigte sich, dass der Prüfstand korrekte Kennfelder lieferte.

Literaturverzeichnis

- [1] Graf, G.: „50 % Wirkungsgrad NFZ Dieselmotor mit Emissionen an der Nachweisgrenze“, ÖVK Vortragsreihe, Oktober 2019
- [2] Quelle: <https://unterwegs-auf-der-autobahn.de/news/limitierte-sonderedition-man-tgx-evolion-2568.html> (31.10.2019)
- [3] Quelle: <https://www.consilium.europa.eu/de/press/press-releases/2018/12/20/co2-emission-standards-for-trucks-council-agrees-its-position/> (31.10.2019)
- [4] Quelle: <https://www.daimler.com/konzern/geschaeftsfelder/daimler-trucks/eu-co2-reduzierung-lkw.html> (31.10.2019)
- [5] Walter, L.: „*The Internal Combustion Engine in a Time of Electrification*“, Motorprozessstagung IVT TU Graz, September 2019
- [6] Granitz, C.: „*Alternative Nebenaggregate-Architektur zur Effizienzsteigerung am Nfz-Motor*“, Dissertation in Arbeit, IVT TU Graz, November 2019
- [7] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009
- [8] Wimmer A.: „*Thermodynamik des Verbrennungsmotors*“, Skriptum IVT TU Graz, 2012
- [9] Golloch, R.: „*Downsizing bei Verbrennungsmotoren*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005
- [10] Gießauf G.: „*Bewertung unterschiedlicher reibungsrelevanter Maßnahmen beim PKW-Dieselmotor*“, Diplomarbeit TU Graz, 2013
- [11] Spurk, J., Aksel, N.: „*Strömungslehre, Einführung in die Theorie der Strömungen*“, Springer-Verlag Deutschland, 2018
- [12] Grundfos Management A/S.: „*Pumpenhandbuch*“, Grundfos Industrie, 2004
- [13] Quelle: <https://www.buerkert.at/de/Service-Support/Support/Glossar/Kv-Wert> (31.10.2019)

- [14] von Böckh P., Saumweber C.: „*Fluidmechanik*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [15] Rapp, C.: „*Hydraulik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*“, Springer-Verlag Wiesbaden, 2017
- [16] Schwarz, H., Grabner, F.: „*Druckverlust in Rohrleitungen*“, HTBL-Kapfenberg, 2002
- [17] Sigloch, H.: „*Technische Fluidmechanik. 3*“, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1996
- [18] Jirka, G. H.: „*Einführung in die Hydromechanik*“, Universitätsverlag Karlsruhe, 2007
- [19] Quelle: <https://www.schweizer-fn.de/stroemung/widerstand/widerstand.php> (31.10.2019)
- [20] von Böckh P., Stripf Matthias.: „*Thermische Energiesysteme*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2018
- [21] Quelle: <http://www.druckverlust.de/Online-Rechner/rauh.html> (31.10.2019)
- [22] Granitz, C., Eichlseder, H., Ratzinger, J., Surace, A.: „*Application of Electrically Driven Coolant Pumps on a Heavy-Duty Diesel Engine*“, SAE Technical Paper 2019-01-0074, 2019, doi:10.4271/2019-01-0074
- [23] von Gülich J.F.: „*Kreiselpumpen*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [24] Quelle: <http://igszwickau.de/startseite-kuehlmittelpumpen-und-kuehlkreislaeufe-fuer-motoren/1-stroemungsgrundlagen/1-4-stoffwerte-wasser-kuehlmittelgemische-luft/> (31.10.2019)
- [25] Eichlseder, H., Klütting, M., Piock, W.: „*Grundlagen und Technologien des Ottomotors*“, Springer-Verlag Wien New York, 2008
- [26] Quelle: <https://www.at.endress.com/de/messgeraete-fuer-die-prozesstechnik/durchflussmessung-produktuebersicht/Magnetisch-induktive-Durchflussmessung> (31.10.2019)

Anhang

A Anhang Eins

Tabelle A.1: Stoffwerte Kühlmittel: Glysantin-Wasser 50:50;
(Werte aus internen Datenblättern)

Temperatur T °C	Dichte ρ kg/m ³	Wärmekapazität c_p kJ/kg	Dyn. Zähigkeit ν kg/m·s	Kin. Zähigkeit m ² /s
20	1072.3	3311.91	4.38E-3	4.08E-06
25	1069.5	3341.38	3.73E-3	3.49E-06
30	1066.7	3369.53	3.20E-3	3.00E-06
35	1063.8	3396.02	2.78E-3	2.61E-06
40	1060.9	3421.50	2.43E-3	2.29E-06
45	1057.8	3446.67	2.14E-3	2.03E-06
50	1054.7	3471.70	1.90E-3	1.80E-06
55	1051.6	3496.35	1.69E-3	1.61E-06
60	1048.3	3519.70	1.52E-3	1.45E-06
65	1045.0	3540.84	1.37E-3	1.31E-06
70	1041.7	3559.55	1.25E-3	1.20E-06
75	1038.2	3576.08	1.14E-3	1.10E-06
80	1034.6	3591.41	1.04E-3	1.01E-06
85	1031.0	3606.46	9.62E-4	9.33E-07
90	1027.3	3621.41	8.91E-4	8.68E-07
95	1023.4	3636.04	8.29E-4	8.10E-07
100	1019.6	3649.38	7.74E-4	7.59E-07
105	1015.6	3660.49	7.27E-4	7.16E-07
110	1011.6	3669.21	6.87E-4	6.79E-07
115	1007.5	3675.77	6.53E-4	6.48E-07
120	1003.4	3681.16	6.21E-4	6.19E-07
125	999.3	3686.37	5.91E-4	5.91E-07