

Optimale Energienutzung bei Bremsenergieerückgewinnung an einem Getriebeprüfstand

von

Michael ZÖTTL

Diplomarbeit der Studienrichtung Maschinenbau
Technische Universität Graz
Institut für Wärmetechnik

Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hochenauer

Beurteiler:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hochenauer

Graz, 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 20.1.2014

.....
Michael Zöttl

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Thema der optimalen Energienutzung bei Bremsenergieerückgewinnung von Getriebeprüfständen. Dabei wird ein Vergleich verschiedener Konzepte zum Prüfen von Frontzapfwellengetrieben in landwirtschaftlichen Maschinen durchgeführt. Besonderes Augenmerk gilt dabei der Energieeffizienz, sowie den Betriebs/- und Investitionskosten des Prüfstandes. Auf Basis dieses Vergleiches wird zusammen mit der betreuenden Firma CNH St. Valentin ein Konzeptentscheid getätigt.

Für das ausgewählte Konzept wird ein Projektplan zur baulichen Umsetzung erstellt. Dieser beinhaltet neben verschiedenen Angeboten für die Prüfstandskomponenten, auch die notwendigen baulichen Maßnahmen im Prüfstandsraum, die einen sicheren Testbetrieb gewährleisten.

Darüber hinaus wird unter Berücksichtigung verschiedener Antriebseinheiten ein Be- und Entlüftungskonzept entworfen. Hierbei werden Elektromotoren und Verbrennungskraftmaschinen (Traktor) als Antrieb in Betracht gezogen.

Für das Prüfen der Zapfwellengetriebe im Überlastbetrieb (Prüfleistung > Nominalleistung des Getriebes) wird zusätzlich ein Konzept zur Temperaturregelung des Getriebeölhaushaltes erstellt.

Als Ergebnis der untersuchten Prüfstandskonzepte, erweist sich ein elektrischer Verspannungsprüfstand für die Versuchsabteilung von CNH als optimale Lösung. Vor allem hinsichtlich des Funktionsumfangs und der einfach aufgebauten Energierückgewinnung, entspricht ein Aufbau dieser Art den Anforderungen der Firma. Anhand des erstellten Projektplans und der darin enthaltenen Angebote, ist ein Anbieter für den Prüfstand ausgewählt worden. Diesem steht weiterführend die vorliegende Diplomarbeit als Grundlage für ein Detailengineering zur Verfügung.

ABSTRACT

This thesis deals with the analysis and comparison of gear-box test benches. Due to higher energy- and cost-efficiency, the CNH-Group, plant St.Valentin wanted to build up a new test-bench in their research and test department. The Front-Power-Take-Off transmissions of their agricultural machines should be tested there.

The different types of gear-box test benches were compared in following attributes:

- energy consumption of the different brake types,
- energy recovery,
- investment costs,
- operating costs,
- possibilities of implementation.

This comparison was the basis for the decision which type of gear-box testbench should be installed. After the type decision, a project plan was prepared. The plan deals with the implementation of the test-bench including the necessary building works and the invitation of offers of the different suppliers.

For making transmission tests under steady, reproducible conditions, a ventilation concept of the test room was essential. The tractor transmissions would also be tested under extreme operating levels, which would be higher than their nominal loads. Therefore a temperature control concept for the transmissions was planned. This external oil conditioning concept should ensure, that the oil temperature would stay in correct range.

The result of this diploma thesis is a test bed draft which is the basis for further detail engineering. All components and facilities which are needed for the test room are able to be ordered based on the requested offers.

DANKSAGUNG

Mein Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christoph Hochenauer für seine sehr gute Betreuung seitens der TU Graz. Weiters möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Versuchs- und Engineering Abteilung der Firma CNH in St. Valentin bedanken, die bei Fragen meinerseits stets ein offenes Ohr hatten. Insbesondere bin ich Herrn DI Josef Mayr zu großem Dank verpflichtet, der die Betreuung seitens der Firma CNH übernahm und mir immer gute Ratschläge erteilte. Nicht zuletzt gilt mein aufrichtiger Dank meinen Eltern, ohne deren Unterstützung dieses Studium niemals möglich gewesen wäre.

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	1
1.1	Case New Holland (CNH)	1
1.2	Das FPTO-System	1
1.3	Ausgangssituation	3
1.4	Ziele der Arbeit	4
1.5	Vorgehensweise	5
2	Anforderungen an den Prüfstand	6
2.1	Leistungsdaten	6
2.2	Prüfabläufe	7
3	Prüfstandskonzepte	9
3.1	Antriebseinheit	9
3.2	Asynchronmaschine	10
3.3	Asynchronmaschine als Bremseinheit	13
3.4	Wirbelstrombremse	14
3.5	Wasserwirbelbremse	16
3.6	Mechanischer Verspannungsprüfstand	17
3.6.1	Aufbau und Funktion	17
3.6.2	Möglicher Versuchsaufbau für das FPTO-Getriebe	18
3.7	Hydraulischer Verspannungsprüfstand	20
4	Vor- und Nachteile von Prüfkonzepten aus energetischer und funktioneller Betrachtung	21
4.1	Aktuelle Prüfaufbau	22
4.2	Elektrische Verspannung (ASM-ASM)	24
4.3	Wirbelstrombremse	28
4.3.1	Thermische Nutzung der Bremsenergie	30
4.4	Mechanischer Verspannungsprüfstand	36
4.5	Hydraulischer Verspannungsprüfstand	39
4.6	Vergleich des Energiebedarf der Konzepte	41
4.7	Kostenvergleich	42
4.7.1	Elektrische Verspannung	42
4.7.2	Wirbelstrombremse	43
4.7.3	Verspannungsprüfstand	43
4.7.4	Kosten-Zusammenfassung	44

5	Fazit und Konzeptentscheidung	45
6	Auslegungen des Prüfstands	47
7	Lüftungskonzept.....	51
7.1	<i>Situation vor dem Umbau.....</i>	<i>51</i>
7.2	<i>Berechnung der Abwärmeleistungen bei elektrischer Verspannung</i>	<i>52</i>
7.3	<i>Berechnung der Abwärmeleistungen im Traktorbetrieb</i>	<i>54</i>
7.3.1	<i>Traktorabwärme</i>	<i>55</i>
7.3.2	<i>Abgasanlage.....</i>	<i>56</i>
7.3.3	<i>Abwärme der Leistungselektronik</i>	<i>65</i>
7.4	<i>Lüfterauslegung</i>	<i>66</i>
7.5	<i>Lüfteranordnung</i>	<i>68</i>
8	Getriebekühlung	70
8.1	<i>Konvektive Getriebekühlung.....</i>	<i>70</i>
8.2	<i>Externe Getriebekühlung</i>	<i>73</i>
8.3	<i>Lüfterregelung</i>	<i>74</i>
9	Prüfraum-Adaptierungen	75
10	Budgetplanung	78
11	Zusammenfassung und Ausblick.....	80
12	Literaturverzeichnis.....	81
13	Abbildungsverzeichnis	85
14	Tabellenverzeichnis	86
15	Anhang.....	87

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Abkürzung	Bedeutung
3D	3-dimensional
AC	Alternating Current
ASM	Asynchronmaschine
bzgl.	bezüglich
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CAD	Computer Aided Design
CNH	Case New Holland
CVT	Continuously Variable Transmission
DC	Direct Current
DI	Diplom Ingenieur
etc.	Et cetera
FHPL	Front Hydraulic Power Lift
FPT	Fiat Power Train
FPTO	Front Power Take Off
FU	Frequenzumformer
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
hydr.	hydraulisch
inkl.	inklusive
max.	maximal
mech.	mechanisch
NÖ	Niederösterreich
NVH	Noise, Vibration, Harshness
PTO	Power Take Off
RL	Rücklauf
SCR	Selektive Katalytische Reduktion
TU	Technische Universität
VL	Vorlauf
WB	Wirbelstrombremse
z.B.	zum Beispiel

FORMELZEICHEN

Lateinische Buchstaben:

Zeichen	Bedeutung	Si-Einheit
A	Fläche	m^2
b_e	spezifischer Verbrauch	$\frac{g}{kWh}$
c	Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
C_s	Strahlungskonstante des schwarzen Körpers	$5,67 \frac{W}{m^2 K^4}$
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\frac{kJ}{kgK}$
D	Durchmesser	m
f_1, f_2, f_3, f_4	Korrekturfaktoren	-
L'	charakteristische Länge	m
M	Drehmoment	Nm
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{kg}{s}$
Nu	Nußeltzahl	-
n	Drehzahl	$\frac{1}{s}$
P	Leistung	W
Pr	Prandtlzahl	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
q	Volumenstrom	$\frac{m^3}{s}$
Re	Reynoldzahl	-
T	absolute Temperatur	K
t	Zeit	s
t	Temperatur	$^{\circ}C$
u	Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
u	Wärmeübergangszahl	$\frac{W}{m^2 K}$
\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{m^3}{s}$
v	Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
W	Arbeit	J

Griechische Buchstaben:

α	Wärmeübergangszahl	W/m^2K
Δt_{mi}	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
ε	Emissionsgrad	-
ζ	Rohrreibungszahl	-
η	Wirkungsgrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
ρ	Dichte	kg/m^3

Indizes:

,1 ,2 ,3	Hinweis auf den Bezugspunkt, Stelle
a	außen
Km	Kühlmittel
Lk	Lastkollektiv
Hmot	Hydraulikmotor
Hpump	Hydraulikpumpe
i	innen
$in, FPTO$	Eingangswelle FPTO-Getriebe
max	maximal
N	Nenn
$out, FPTO$	Ausgangswelle FPTO-Getriebe
R	Raum
Rück	rückgespeist
st	stöchiometrisch
therm	thermisch
u	Umgebung
v	Verluste
v, ASM	Verluste der Asynchronmaschine
$v, FPTO$	Verluste des FPTO-Getriebes
v, Kreis	Kreisverluste
$v, mech$	mechanische Verluste
wa	Wand Außenseite
Wget	Winkelgetriebe
wi	Wand Innenseite
Wp	Wärmepumpe

1 EINLEITUNG

Die vorliegende Diplomarbeit wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Case New Holland (CNH) im Rahmen einer Neuanschaffung im Bereich der Prüftechnik für FPTO-Systeme (Front Power Take Off) durchgeführt. Die Betreuung seitens der Firma wird von Herrn DI Mayr und seinem Team der Versuchsabteilung übernommen.

Nachstehend werden Daten zum Auftraggeber, das behandelte Komponentensystem und die aktuelle Prüfsituation beschrieben. Die Auseinandersetzung soll den Leser an das Thema heranführen und als Grundlage für die nachfolgenden Kapiteln dienen.

1.1 Case New Holland (CNH)

Die Firma CNH ist als Bau- und Landmaschinenhersteller in den Mutterkonzern CNH Industrial eingegliedert. Dieser agiert in der Investitionsgüterindustrie als eines der weltweit führenden Unternehmen. Die Europazentrale von CNH befindet sich in Österreich (St. Valentin/NÖ) und beschäftigt dort ca. 600 Arbeiter und Arbeiterinnen. [1]

Neben der Produktion von Steyr und Case Traktoren im Leistungsbereich von 56 bis 228 PS ist St. Valentin das Kompetenzzentrum für FPTO (Front Power-Take-Off) und FHPL (Front Hydraulic Power Lift). [2]

1.2 Das FPTO-System

Das FTPO-System ist als Option bei den Traktoren von CNH erhältlich. Es dient zum Antreiben von Frontanbaugeräten wie z.B. Mähwerken oder Mulchern. Diese werden an der Fronthydraulik befestigt und über eine Gelenkwelle mit dem Zapfwellengetriebe verbunden. Zum Antreiben des Geräts wird die Leistung im Antriebsstrang nach dem Motor abgenommen und nach vorne zum Frontzapfwellengetriebe geführt. Dieses untersetzt die Drehzahl mit einem Verhältnis von ca. 2:1 auf 1000 U/min bei Nenndrehzahl des Motors. [2]

Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Getriebetypen für die Frontzapfwelle. Einerseits sitzt die Kupplung zum Unterbrechen des Kraftflusses vor dem Getriebe und wird über die Systemdruckversorgung des Traktors angesteuert. Andererseits gibt es Getriebe mit eingebauter Kupplung. Hierbei wird über die Getriebezahnräder eine integrierte Pumpe, die das Öl zur Kupplung und über einen Ölkühler führt, angetrieben. Die verschiedenen Systeme sind in Abbildung 1-1 bzw. Abbildung 1-2 dargestellt. [2]

CNH bezieht FPTO-Systeme von unterschiedlichen Zulieferern und verbaut diese im Werk St. Valentin in die Traktoren. Bei Lieferantenwechsel, Weiter- bzw. Neuentwicklungen bedarf es der Überprüfung und Validierung der verbauten Komponenten. Die hierfür notwendigen Tests werden in der Versuchsabteilung in St. Valentin durchgeführt.

In Abbildung 1-1 ist die grundsätzliche Einbauposition des FPTO Systems zu sehen. Der Zapfwellenstummel zum Abnehmen der Antriebsleistung für Anbaugeräte ist zentral zwischen den Unterlenkern der Fronthydraulik positioniert. Über das Getriebe und die schaltbare Kupplung führt das System zum Motor und wird dort mittels eines Dämpfers angeflanscht.

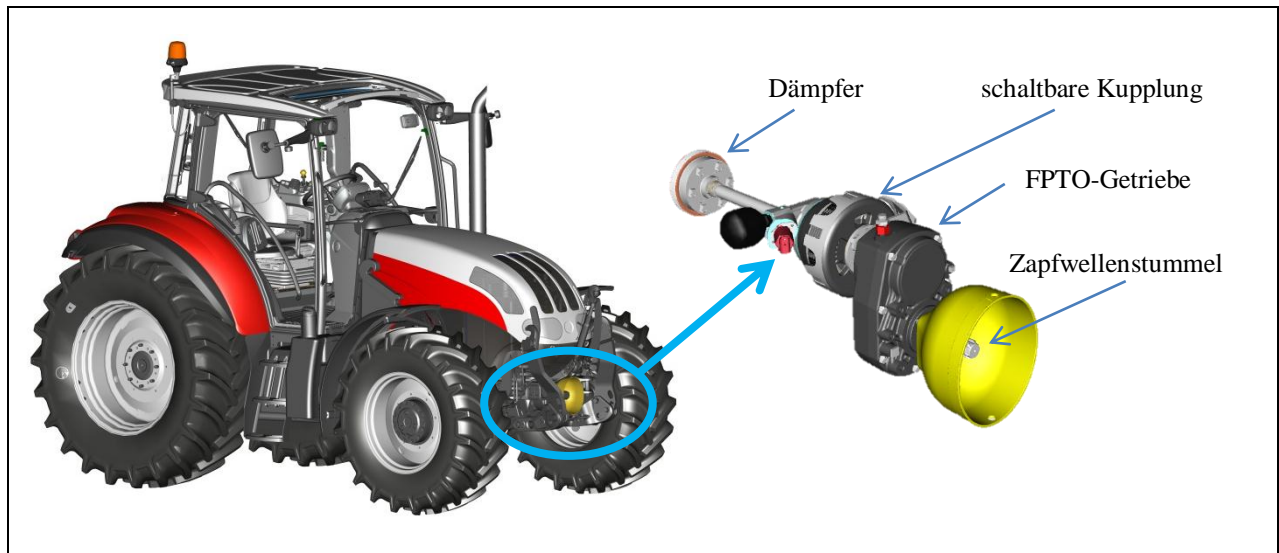


Abbildung 1-1: FPTO – System (in Anlehnung an [2])

Bei den leistungsstärkeren Baureihen werden FPTO-Systeme mit integrierter Pumpe und Kupplung verbaut. Das Getriebe verfügt dabei über einen eigenen Ölkreislauf der von der Pumpe über einen Ölkühler geführt ist. Ebenso ist die Kupplung von diesem Ölkreislauf versorgt.

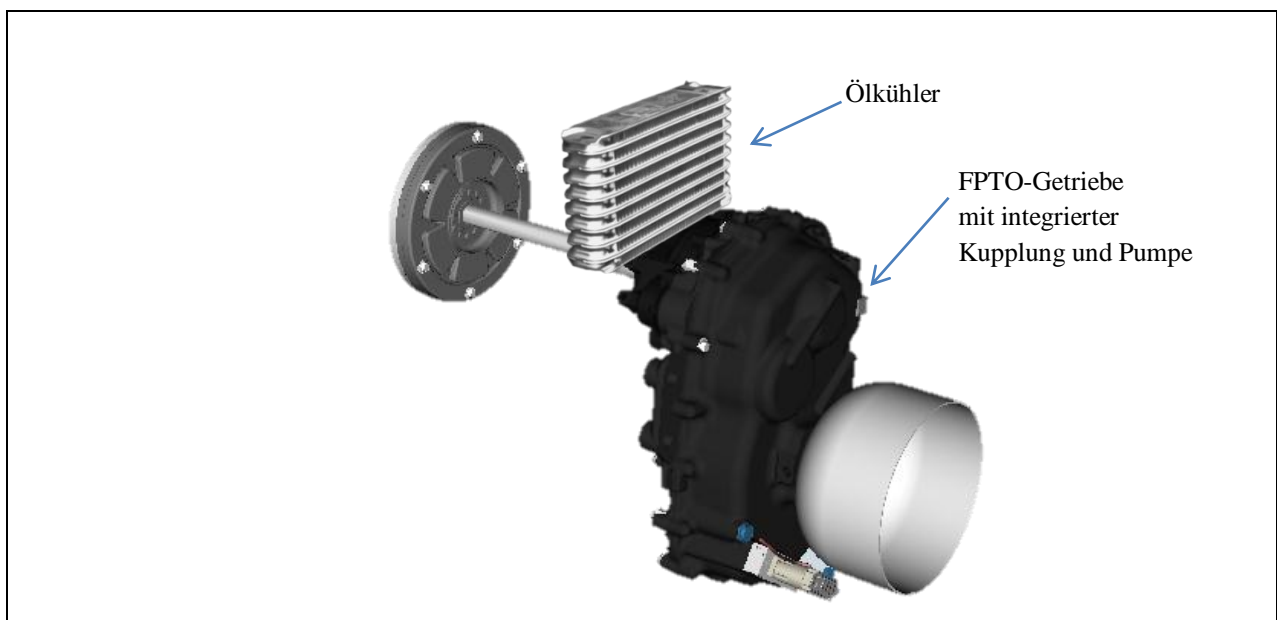


Abbildung 1-2: FPTO – System mit integrierter Kupplung und Ölkühler (in Anlehnung an [2])

1.3 Ausgangssituation

Grundsätzlich testet die Versuchsabteilung St. Valentin die FPTO-Systeme im Feld. Das heißt, die Traktoren werden mit Frontanbaugeräten ausgestattet und bei verschiedensten Feld-Grünland- oder Forstarbeiten getestet. Hierbei spielen insbesondere die äußeren Bedingungen eine wesentliche Rolle. Da die meisten Arbeiten gewisse Anforderungen an die Bodenbeschaffenheit erfordern, ist der Prüfbetrieb an Jahreszeiten gebunden und durch wechselnde Wetterbedingungen eingeschränkt. Als Alternative zum Feldtest wird das Anbaugerät durch eine Leistungsbremse ersetzt. Dazu wird die Frontzapfwelle, wie in Abbildung 1-3 ersichtlich, über eine Gelenkwelle mit einem Dynamometer verbunden. Das Dynamometer ist ein auf einem Anhängerrahmen montierter Generator. Die Belastung lässt sich über Widerstände stufenlos einstellen. Die Drehzahl wird dabei vom Traktor konstant gehalten. Die entstehende Wärme wird von einem am Dynamometer verbauten Axiallüfter an die Umgebung abgeführt.



Abbildung 1-3: Prüfen mit Dynamometer (in Anlehnung an [2])

Mit den vorhandenen Einrichtungen sind die Tests zum Teil sehr zeitintensiv (Dauerläufe) oder aufgrund von zu geringen Prüfleistungen und Wettereinflüssen nur sehr schwierig durchzuführen. Ferner ist bei einer Prüfmethode dieser Art eine Beobachtung und Anwesenheit eines Mitarbeiters während des gesamten Prüflaufs notwendig. Ebenso können Änderungen der Belastung nur manuell und nicht über eine Computersoftware getätigt werden.

Eine Variation des Drehmoments kann über das Handbedienpanel der Bremse erfolgen. Die Drehzahl wird am Traktor über den Standgastaster verändert. Der sehr einfache Aufbau und die niedrigen Anschaffungskosten zählen zu den Vorteilen eines solchen Prüfverfahrens, jedoch ist der Zeitbedarf, vor allem bei Dauerläufen, enorm. Der Energieaufwand ist ebenso erheblich. Ein Dauerlauf zur Validierung des Getriebes benötigt eine durchschnittliche Zapfwellenleistung von 150 kW über 240 h Prüfdauer. Ebenso können Kupplungstests nur manuell durchgeführt werden und eine automatisierte Abfolge von Schaltungen ist nicht möglich. Dementsprechend ist diese Vorgehensweise für ein Kompetenzzentrum nicht mehr zeitgemäß.

Der Prüfraum, in dem die Tests durchgeführt werden, ist notdürftig in einem Lagerraum eingerichtet. Neben einer Abgasanlage ist zu- bzw. abluftseitig jeweils ein Axiallüfter montiert. Diese Einrichtungen führen die anfallenden Rauchgase des Verbrennungsmotors bzw. dessen Abwärme aus dem Prüfraum. Bei Dauerläufen und maximaler Prüfleistung ist eine Raumtemperaturregelung auf konstantem Niveau nur bedingt möglich. Die Axiallüfter erzeugen einen zu geringen Luftdurchsatz, um im Prüfraum gleichbleibende Bedingungen zu schaffen. Ebenso konnte die Absauganlage die hohen Temperaturen des Abgases nicht bewältigen und fiel gänzlich aus. Eine detaillierte Analyse des Ausfallgrundes ist in Kapitel 9 ausgeführt.

Um den Volumenstrom im Raum zu erhöhen, sind zuluftseitig Klappen in die Gebäudewand eingebaut, die bei Bedarf geöffnet werden. Abluftseitig wird bei sehr hohen Prüfleistungen ebenso das Tor geöffnet und mobile Lüfter aufgestellt, um die Temperatur auf konstantem Niveau halten zu können.

Basierend auf der beschriebenen Ausgangssituation ergeben sich für die Diplomarbeit nachstehende Zielsetzungen.

1.4 Ziele der Arbeit

Das Hauptziel der vorliegenden Arbeit ist verschiedene Prüfstandkonzepte (hydraulische, elektrische, mechanische An- bzw. Abtriebe) zu erarbeiten und miteinander zu vergleichen. Ein neuer Prüfstand soll die Abhängigkeit von Umwelteinflüssen reduzieren und den wachsenden Anforderungen gerecht werden. Hierbei wird besonderes Augenmerk auf die Energieeffizienz gelegt. Die Vor- und Nachteile der verschiedenen Konzepte hinsichtlich der Prüfmöglichkeiten werden als Grundlage für eine Konzeptentscheidung aufgelistet und ausgewertet. Diese Bewertung wird mit Unterstützung der Versuchsabteilung von CNH St. Valentin durchgeführt. Nach der Auswahl eines geeigneten Konzeptes werden die grundlegenden Leistungsdaten und Eigenschaften erarbeitet und Angebote für die benötigten Komponenten eingeholt. Eine Detailplanung erfolgt des Weiteren mit der durchführenden Prüfstandsfirma.

Darüber hinaus wird für den Prüfraum ein Be- und Entlüftungskonzept, welches einen reibungslosen Prüfbetrieb gewährleistet, ausgearbeitet. In diesem Zusammenhang ist besonders auf die Temperaturregulierung im Raum, welche nötig ist, um Tests bei konstanten Bedingungen durchführen zu können, geachtet.

Mit Hilfe einer Budgetplanung werden finanzielle Ziele übersichtlich dargestellt. Um einen Budgetantrag an den Konzern stellen zu können, müssen die Kosten des gesamten Projektes, die den Prüfstand an sich und die baulichen Änderungen des Prüfraumes beinhalten, ermittelt werden. Die benötigten Anschaffungen sollen dem verfügbaren Budget sowohl zeitlich als auch in der Höhe angepasst werden.

1.5 Vorgehensweise

Um die notwendigen Informationen zu erhalten, wurde primär auf betriebsinterne Daten wie Spezifikationen des zu prüfenden Komponentensystems zurückgegriffen. Notwendige Leistungsdaten für die Auslegung des Prüfstands wurden aus diesen Angaben abgeleitet. Telefonische Experteninterviews sowie der Informationsaustausch via Email mit Mitarbeitern und Mitarbeiterinnen von verschiedenen Prüfstandsanbietern bildeten die Grundlage für den Vergleich von verschiedenen Prüfmöglichkeiten. Um die Kosten der verschiedenen Konzepte abschätzen zu können, wurden vergleichbare Angebote von den jeweiligen Firmen eingeholt bzw. Richtpreise erfragt.

Zur Veranschaulichung wurde der bestehende Lagerraum mit den bereits verbauten Komponenten vermessen und ein 3D Modell erstellt. Somit kann die Positionierung und Einteilung eines neuen Prüfstands vorab am CAD-Modell passieren. (siehe Anhang)

Um die gesetzten Ziele innerhalb der veranschlagten 6 Monate zu erreichen, wurde ein Meilensteinplan erstellt (siehe Tabelle 2-1). In diesem Plan wurden Abschnitte definiert, in denen der Projektfortgang kontrolliert und vorgestellt werden kann. Ebenso ist der Plan in technischer und organisatorischer Hinsicht eine Hilfestellung, um Probleme schon frühzeitig aufzeigen zu können.

Tabelle 1-1: Meilensteine

Nr.:	Meilenstein
1	Vergleich verschiedener Prüfstandskonzepte in Hinblick auf Erzielung optimaler Energieeffizienz, Prüfergebnisse, Investition- und Betriebskosten
2	Konzeptentscheidung
3	Planung des Getriebeprüfstandes
4	Projektplan zur baulichen Umsetzung des Prüfstandes angepasst an das verfügbare Budget
5	Erstellung eines Be-/ und Entlüftungskonzeptes

2 ANFORDERUNGEN AN DEN PRÜFSTAND

Mit dem neuen Prüfstand sind vor allem Dauererprobungen des FPTO-Systems angedacht. Dabei ist der Automatisierungsgrad der Tests soweit zu realisieren, dass ein 24-Stunden-Betrieb des Prüfstandes, 7 Tage die Woche, möglich ist. Das heißt, der Großteil der Prüfzeit soll ohne Aufsicht eines Mitarbeiters funktionieren und gewährleistet sein.

Die Investitions- und Betriebskosten sollen den durchführbaren Prüfmöglichkeiten gegenüber gestellt, ein Optimum aufweisen. Das heißt, dass hohe Anschaffungs- und Erhaltungskosten durch eine vielseitig einsetzbare Anlage kompensiert werden können.

Es besteht der Bedarf mit dem Prüfstand, die FPTO-Systeme unabhängig von Wettereinflüssen testen zu können. Belastungen der Frontzapfwelle, die bei verschiedenen Feldarbeiten aufgezeichnet werden, sollen in der Testzelle nachgefahren bzw. simuliert werden können. Das Ergebnis sollen reproduzierbare Tests, die unter konstanten Umgebungsbedingungen durchgeführt werden, sein.

Als Grundlage für die Auslegung der Anlage stehen Prüf-Spezifikationen zur Verfügung in denen beschrieben ist nach welchen Kriterien die FPTO-Systeme zu prüfen sind. Belastungszyklen, Prüfleistungen und die Dauer bzw. Anzahl an Zyklen ist in diesem Datenblatt für die verschiedenen Serientypen bestimmt. Daraus ergeben sich die notwendigen Leistungsansprüche für den Prüfstand, die im folgenden Kapitel für die leistungsstärkste Baureihe von CNH Traktoren besprochen werden.

2.1 Leistungsdaten

Die maximale Motorleistung, der zu prüfenden Fahrzeuge, ist 162 kW (220 PS). Daraus und aus den Verlusten des Antriebsstranges ergibt sich die nominale Eingangsleistung des Frontzapfwellengetriebes (150 kW). Um die Prüfzeiten so gering wie möglich zu halten, soll am Prüfstand diese Last um das 1,8-Fache erhöht werden. [3] Somit ergibt sich eine maximale Leistung von 270 kW bei Nenndrehzahl (1900 U/min) des Motors.

Das Drehzahlpektrum der Antriebsmaschine soll dem eines Traktors entsprechen, welches sich im Bereich von null bis maximal 2500 U/min befindet. [3] Mit der Getriebeübersetzung von ca. 1,9:1 bei allen Getriebearten, ergibt das einen Drehzahlbereich von null bis 1315 U/min für die Abtriebsseite.

Das höchste antriebsseitige Drehmoment der Motoren wird im Drehzahlbereich von ca. 1500 U/min erreicht. Auch dieses maximale Moment soll am Prüfstand um das 1,8-Fache erhöht werden. Damit ergibt sich ein maximales Moment für An- bzw. Abtrieb von 1692 Nm und 3214 Nm. [3] Die antrieb- und abtriebsseitigen Daten werden in Tabelle 2-1 zusammengefasst.

Tabelle 2-1: Leistungsdaten An- und Abtriebsmaschine

	max. Leistung	Drehzahl	max. Moment
Antrieb	270 kW	0-2500 U/min	1692 Nm
Abtrieb	270 kW	0-1315 U/min	3214 Nm

Abbildung 2-1 zeigt ein Frontzapfwellengetriebe mit den Belastungen während des Tests. Eingangsseitig wirken die Leistungen und Momente des Dieselmotors. Die Eingangswelle rotiert mit der Geschwindigkeit der Kurbelwelle. Die ausgangsseitigen Werte ergeben sich aus Getriebeverlusten und der Übersetzung.

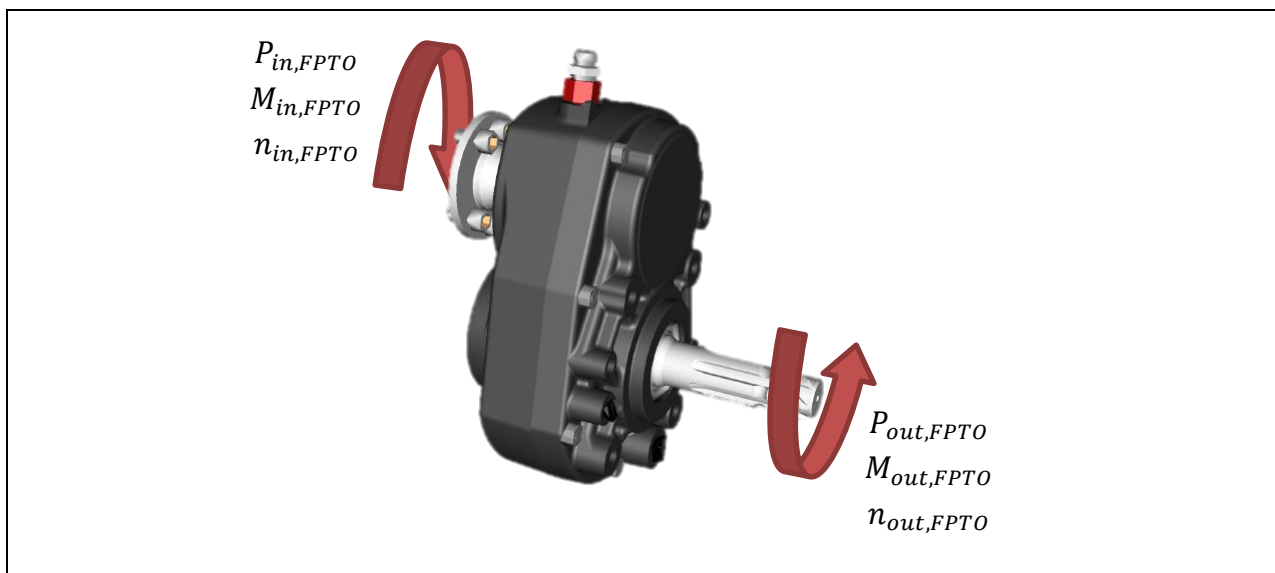


Abbildung 2-1: An- und Abtriebsleistung FPTO (in Anlehnung an [2])

2.2 Prüfabläufe

Für die Überprüfung der FPTO-Systeme auf Funktion und Haltbarkeit müssen diese verschiedene Tests bestehen. Unter anderem Dauerläufe, bei denen das Getriebe mit dem bis zu 1,8-Fachen der Nominalleistung ($P_{in,nominal}$) belastet wird. Als Beispiel ist ein Lastkollektiv mit einer Netto-Testdauer von ~240 Stunden angeführt (Abbildung 2-2). Die durchschnittliche Prüfleistung beträgt dabei 150 kW.

Die Last wird stufenweise angehoben. Je höher die Last, desto kürzer wird das Getriebe in der Stufe belastet.

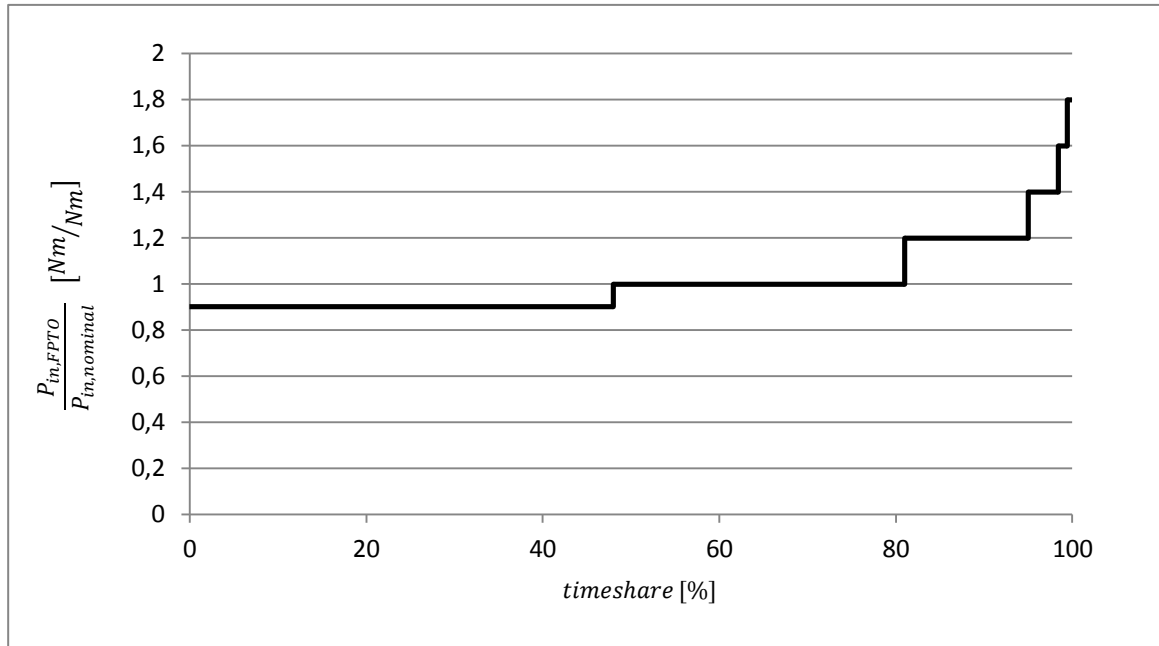


Abbildung 2-2: Lastkollektiv [3]

Die integrierten oder vorgeschalteten Kupplungen werden ebenso eigenen Tests unterzogen. Hierbei wird z.B. das Getriebe am Prüfstand mit einer konstanten Last verspannt und die Kupplung 2000-mal hintereinander geschaltet. [3]

Um das FPTO-System unter realen Bedingungen zu testen, besteht bisher nur die Möglichkeit, mit dem Traktor im Feld zu prüfen. Wie bereits erwähnt, soll es am neuen Prüfstand möglich sein, die Belastungen des Feldes auf den Prüfstand zu übertragen und somit wetterunabhängig zu testen. Hierzu muss die Abtriebseinheit die realen Drehmomentenverläufe, die beim Betrieb mit einem Anbaugeräte (z.B. Kreiselmäherwerk, Mulcher, etc.) auf das Getriebe wirken, nachfahren können. Die Antriebseinheit simuliert hierbei den Dieselmotor und sollte annähernd dieselben Eigenschaften bzgl. Trägheit und Ungleichförmigkeitsgrad aufweisen können.

Konzernintern besteht die Forderung, die FPTO-Systeme mit antriebsseitigem Verbrennungsmotor zu prüfen. Die einfachste Variante solch einen Aufbau zu realisieren, ist den gesamten Traktor an der Frontzapfwelle zu belasten. Dafür wird der Traktor über die Gelenkwelle mit der Bremsseinheit verbunden und belastet. Auch bei diesem Prüfaufbau sollen die Betriebskosten durch eine Bremsenergie rückgewinnung niedrig gehalten werden.

Alle Funktionstests, als auch Dauerlauf tests, sollen ohne ständige Beobachtung im 24/7-Betrieb (24 Stunden täglich, 7 Tage die Woche) gefahren werden können. Dies ermöglicht besonders bei Dauerläufen, die mit den momentanen Prüfeinrichtungen bis zu 7 Wochen pro Test benötigen, eine hohe Zeitersparnis.

3 PRÜFSTANDKONZEPTE

In diesem Kapitel werden verschiedene Antriebs- und Abtriebskomponenten, welche, die in Kapitel 2 beschriebenen Anforderungen des Prüfstandes aufweisen sollen, vorgestellt.

Der grundsätzliche Aufbau eines typischen Getriebeprüfstandes ist in Abbildung 3-1 zu sehen. Eine Antriebseinheit treibt über den Antriebsstrang des Traktors das Getriebe an. Dieses wird auf der Abtriebsseite durch eine Bremseinheit belastet. Wie im Feld wird auch am Prüfstand das Zapfwellengetriebe über eine Gelenkwelle mit der Bremseinheit (Anbaugerät) verbunden. Das Prüfbett dient zum Aufbau der einzelnen Komponenten und soll Schwingungen zum Boden isolieren.

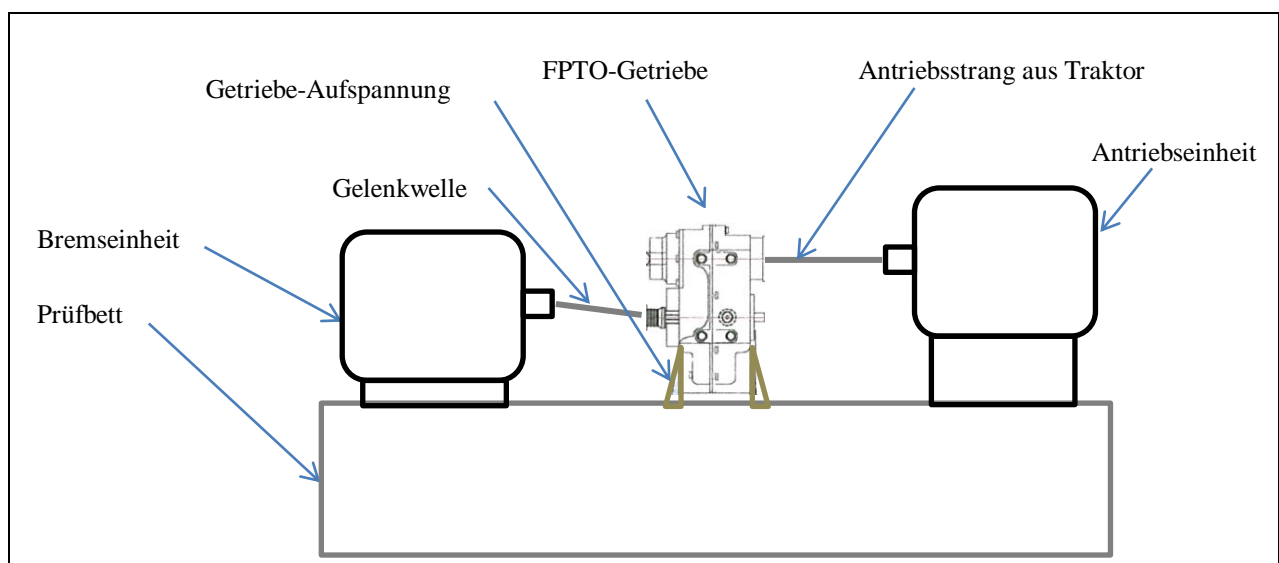


Abbildung 3-1: grundsätzliches Prüfschema

3.1 Antriebseinheit

Bei der Auswahl einer Alternative zum Traktor ist darauf zu achten, dass die stationäre Antriebseinheit am Prüfstand ähnliche Eigenschaften bezüglich des Trägheitsmomentes und der Drehungleichförmigkeit aufweist. Das Trägheitsmoment der in den CNH Traktoren verbauten Dieselmotoren beträgt zwischen $0,35 \text{ kgm}^2$ [4] und 1 kgm^2 [5] für das 4-Zylinder bzw. 6-Zylinder Aggregat.

In der heutigen Prüfstandstechnik kommen fast ausschließlich elektrische Antriebe vor. Durch die gute Regelbarkeit von Synchron- und Asynchronmaschinen mittels Frequenzumformern (FU) haben diese in der heutigen Antriebstechnik die Gleichspannungsmaschinen in den meisten Anwendungsgebieten verdrängt. Grund dafür ist die stetige Entwicklung in der Halbleitertechnik. [6]

Aufgrund der deutlich geringeren Anschaffungskosten gegenüber Synchronmaschinen und den ausreichenden Trägheitseigenschaften für den Getriebeprüfstand, wird als Antriebseinheit nur die Asynchronmaschine in Betracht gezogen. Die grundsätzlichen Funktionen und Eigenschaften werden im folgenden Kapitel besprochen.

3.2 Asynchronmaschine

Für die gestellten Anforderungen an den Prüfstand besitzt die Asynchronmaschine als Antriebseinheit das beste Preis-Leistungs-Verhältnis. Das relative hohe Massenträgheitsmoment ($\sim 5 \text{ kgm}^2$ bei 250 kW) ist im Vergleich zu einem Verbrennungsmotor ($< 1 \text{ kgm}^2$) um ein vielfaches höher, was eine Antriebssimulation mit gleichem Ungleichförmigkeitsgrad erschwert. Eine Synchronmaschine würde ein deutlich geringeres Massenträgheitsmoment aufweisen, jedoch wesentlich teurer sein. Durch bestimmte Regelalgorithmen ist es auch bei einer Asynchronmaschine möglich, den Ungleichförmigkeitsgrad zumindest anzunähern. [7]

a) Funktion

Steht der Rotor im rotierenden Stator-Magnetfeld still, wird in jedem Stab des Rotors die maximale Spannung induziert. Im Kurzschlussring läuft der Kurzschlussstrom, der wiederum ein Magnetfeld um die Rotorstäbe verursacht. Das rotierende Ständerfeld zieht den Rotor mit und versetzt ihn in Bewegung. Die dadurch verringerte Relativgeschwindigkeit der beiden Felder hat zur Folge, dass im Rotor weniger Strom fließt und das Rotorfeld abgeschwächt wird. Ist die Geschwindigkeit von Rotor und Stator gleich, ist die induzierte Spannung null. Das heißt, es wirken keine magnetischen Kräfte mehr. Es bildet sich, abhängig von der Last, ein Differenzverhältnis der beiden Feldfrequenzen, die Schlupf genannt wird. [6]

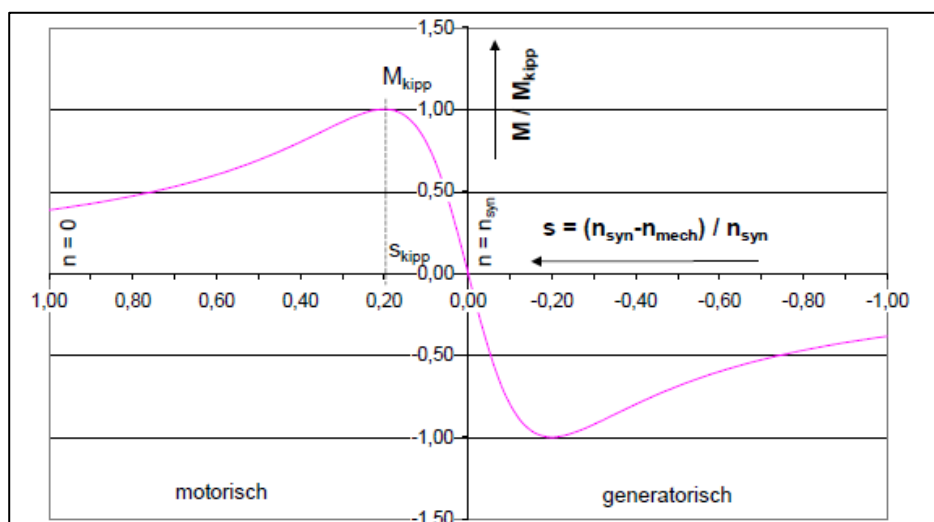


Abbildung 3-2: Drehmomentkennlinie [8]

Der Drehmomentverlauf in Abbildung 3-2 ,wird durch die durch die Kloß'sche Formel beschrieben (Gleichung 3-1). Dabei wird das Verhältnis des Drehmomentes zum Kippmoment in Abhängigkeit des Kippchlupfes und des Schlupfes dargestellt [6].

$\frac{M}{M_{kipp}} = \frac{2}{\frac{s}{s_{kipp}} + \frac{s_{kipp}}{s}}$	Gl. 3-1
--	---------

b) Drehzahlregelung

Die Regelung der Drehzahl von Asynchronmaschinen kann über verschiedene elektrische Schaltungen bzw. Komponenten erfolgen:

- Vorwiderstände bei Schleifringläufern
- Änderung des Schlupfes über Klemmenspannung
- Änderung der Polpaarzahl
- Änderung der angelegten Frequenz über Frequenzumrichter

Heutiger Stand der Technik für Prüfanwendungen ist die Drehzahlvariation durch Frequenzumrichter. Diese ermöglichen die stufenlose Einstellung der Drehzahl im gesamten Nennleistungsbereich und somit verschiedene Drehzahl-Drehmoment-Paarungen. (Abbildung 3-5) Andere Methoden der Drehzahlregelung sind entweder nur stufenweise regelbar und/oder verschlechtern den Wirkungsgrad der Maschine. [6]

c) Frequenzumrichter

Das Prinzip des Umrichters kann aus Abbildung 3-3 entnommen werden. Der mit 50 Hz laufende, 3-phasige Drehstrom (Strangspannung U_{Str}) wird im Gleichrichter auf eine Gleichspannung (U_z) gerichtet und im Zwischenkreiskondensator konstant gehalten. Die Zwischenkreisspannung wird mittels Pulsweitenmodulation im Wechselrichter in eine periodische Funktion gewandelt, deren Frequenz über die Steuerelektronik bestimmt werden kann. [9]

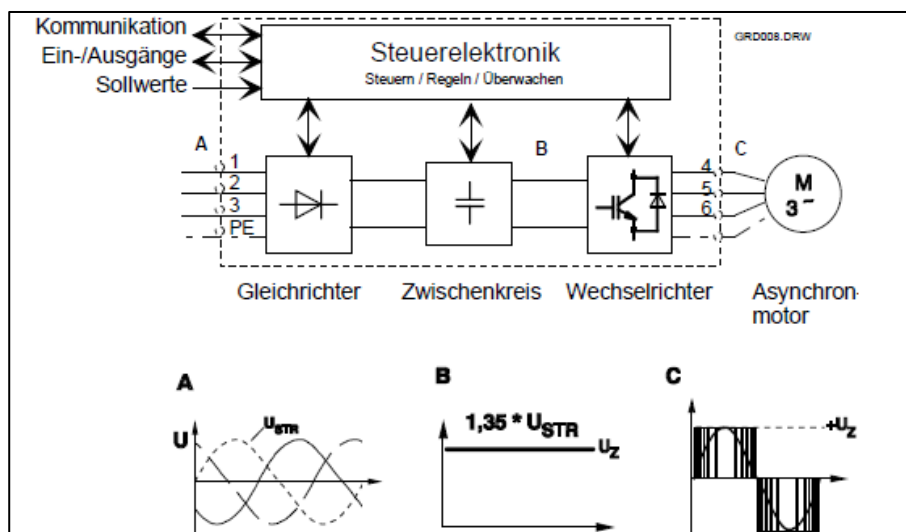


Abbildung 3-3: Aufbau Frequenzumrichter [9]

Beim Betreiben des Motors mit einem Frequenzumrichter arbeitet dieser bis zur Bemessungsdrehzahl (f_N) mit vollem Magnetfeld (=maximales Drehmoment). Oberhalb arbeitet der Motor im Feldschwächebereich, da die maximale Spannung des Umrichters erreicht ist. Dadurch sinkt der Magnetisierungsstrom und der Motor läuft mit reduziertem Moment. Das Kippmoment fällt dabei quadratisch mit der Frequenz.

In der nachstehenden Abbildung sind Kennlinien mit 1-, 1,5- bzw. 2,5-fachen des Nennmomentes (M_N) gezeigt. Dabei ist zu sehen, dass das Moment quadratisch abfällt, sobald die maximale Spannung (U) des Umrichters erreicht ist.

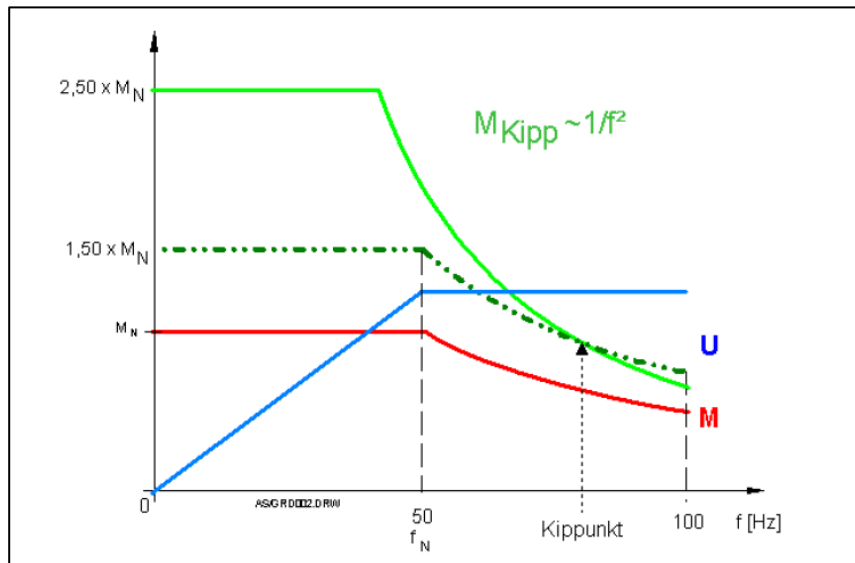


Abbildung 3-4: Asynchronmotor im Umrichterbetrieb [9]

In Abbildung 3-5 sind die Motorkennlinien in Abhängigkeit von der Umrichterfrequenz dargestellt. Je höher die Frequenz, desto flacher und weiter verläuft das Kennlinie. Durch die Ansteuerung der Motoren mit verschiedenen Frequenzen resultiert der Momentenverlauf aus Abbildung 3-4. Bis zur Kippfrequenz kann das maximale Moment aufreht gehalten werden, danach wird der Motor im Feldschwächebereich betrieben und das Moment sinkt.

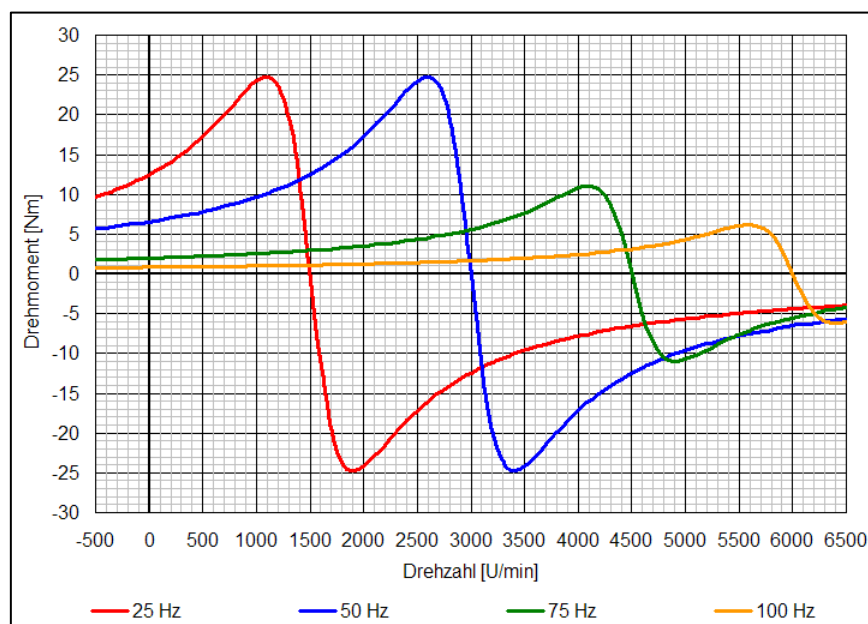


Abbildung 3-5: Kennlinien bei verschiedenen Frequenzen [10]

3.3 Asynchronmaschine als Bremseinheit

Die Asynchronmaschine kann sowohl als Antriebsmaschine als auch als Generator, sprich Bremse, fungieren. Die Funktionen und Eigenschaften der Regelung entsprechen den Ausführungen aus Kapitel 3.1. Eine elektrische Bremse ist bekannt aus dem Dynamometer, mit dem aktuell die Tests gefahren werden. Im Gegensatz zum Dynamometer ist das Bremsmoment der Asynchronmaschine über das Spannungs-Frequenz-Verhältnis des Frequenzumformers einzustellen.

Werden Asynchronmaschinen auf Antriebs- und Abtriebsseite verwendet, können diese über ein Frequenzrichter-System verbunden werden. Die vom Generator erzeugte Energie wird dabei über eine Leistungselektronik in die Antriebseinheit rückgespeist. Somit wird vom netzseitigen Anschluss nur die Verlustleistung des Gesamtsystems benötigt. Die Leistungsverteilung der Elektronik geschieht über rückspeisefähige Frequenzrichter. Diese übertragen die gewonnene Energie der Bremse in einem Gleichspannungszwischenkreis. Von diesem wird über den antriebsseitigen Frequenzumformer der Motor gespeist. [11]

Wird die gewonnene Energie des Generators nicht vom Antrieb abgenommen, kann diese aus dem Gleichspannungszwischenkreis ins Netz gespeist werden. Hierbei wird die Gleichspannung über einen Netzwechselrichter so moduliert, dass sie eingespeist werden kann. [11]

Abbildung 3-6 zeigt einen Aufbau dieser Art. Die Antriebs- und Abtriebseinheit sind über die Leistungselektronik verbunden. In der Skizze ist diese als FU (Frequenzumrichter) und Gleichspannungszwischenkreis (DC-Zwischenkreis) schematisch dargestellt.

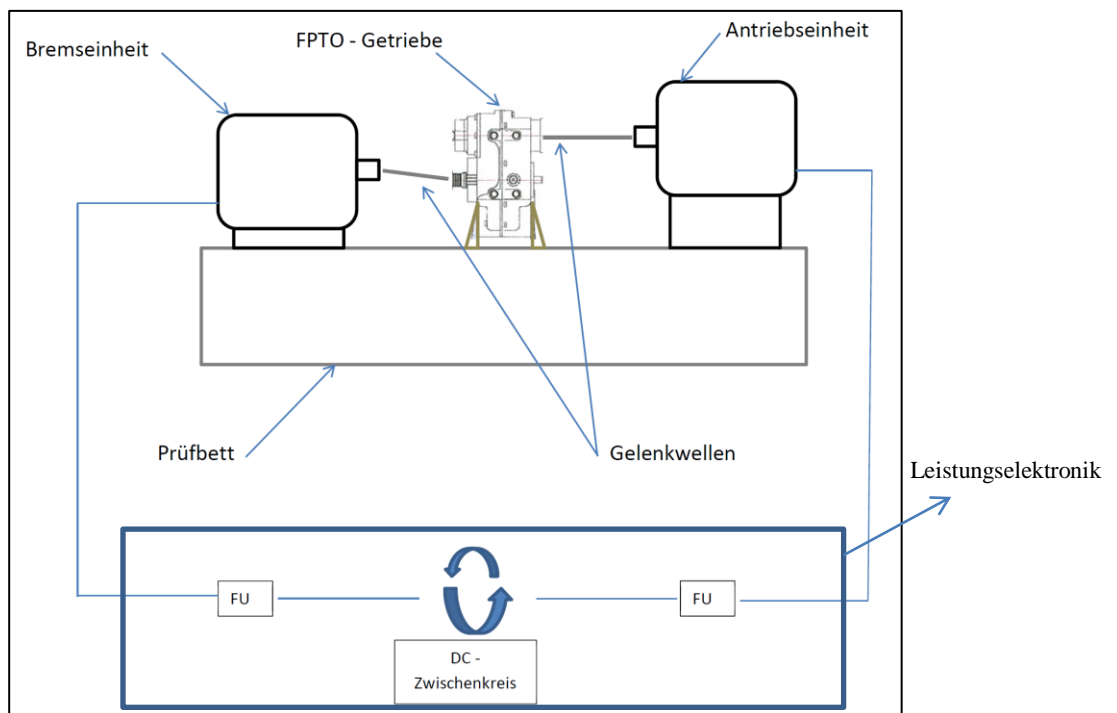


Abbildung 3-6: Prüfabau mit 2 ASM

3.4 Wirbelstrombremse

Zur Leistungsabnahme und Belastung des Getriebes an der Abtriebsseite kann eine verschleißfrei laufende Wirbelstrombremse eingesetzt werden.

Das Drehmoment einer Wirbelstrombremse wird durch Anlegen einer Erregerspannung erzeugt. Aus der anliegenden Gleichspannung resultiert ein magnetischer Kreis durch die Kühlkammern über den Luftspalt und den Rotor (siehe Abbildung 3-7). Der gezahnte Rotor rotiert mit der Ausgangsdrehzahl des Getriebes. Durch die Rotation ändert sich der Luftspalt und somit ergibt sich ein änderndes magnetisches Feld. Dieses induziert Wirbelströme, die ein Magnetfeld verursachen, dass der Drehrichtung des Rotors entgegenwirkt. [12]

Je stärker die Relativbewegung der beiden Felder ist, desto besser ist die Bremswirkung. Dadurch ergibt sich eine Drehzahlabhängigkeit des Momentes. Die Bremsleistung wird über die Erregerspannung geregelt. Die Leistung wird in Form von Wärme abgegeben und muss über eine Wasserkühlung abgeführt werden. [12] Eine eventuell mögliche energetische Nutzung der Abwärme wird in Kapitel 4.3 beschrieben.

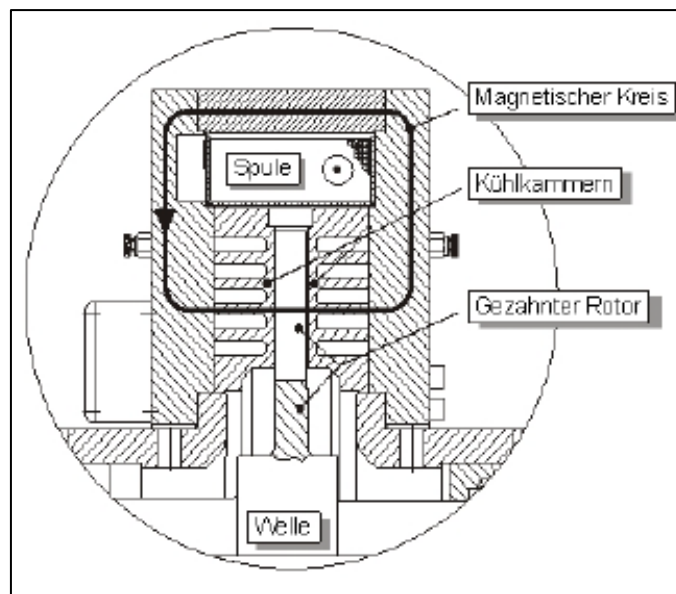
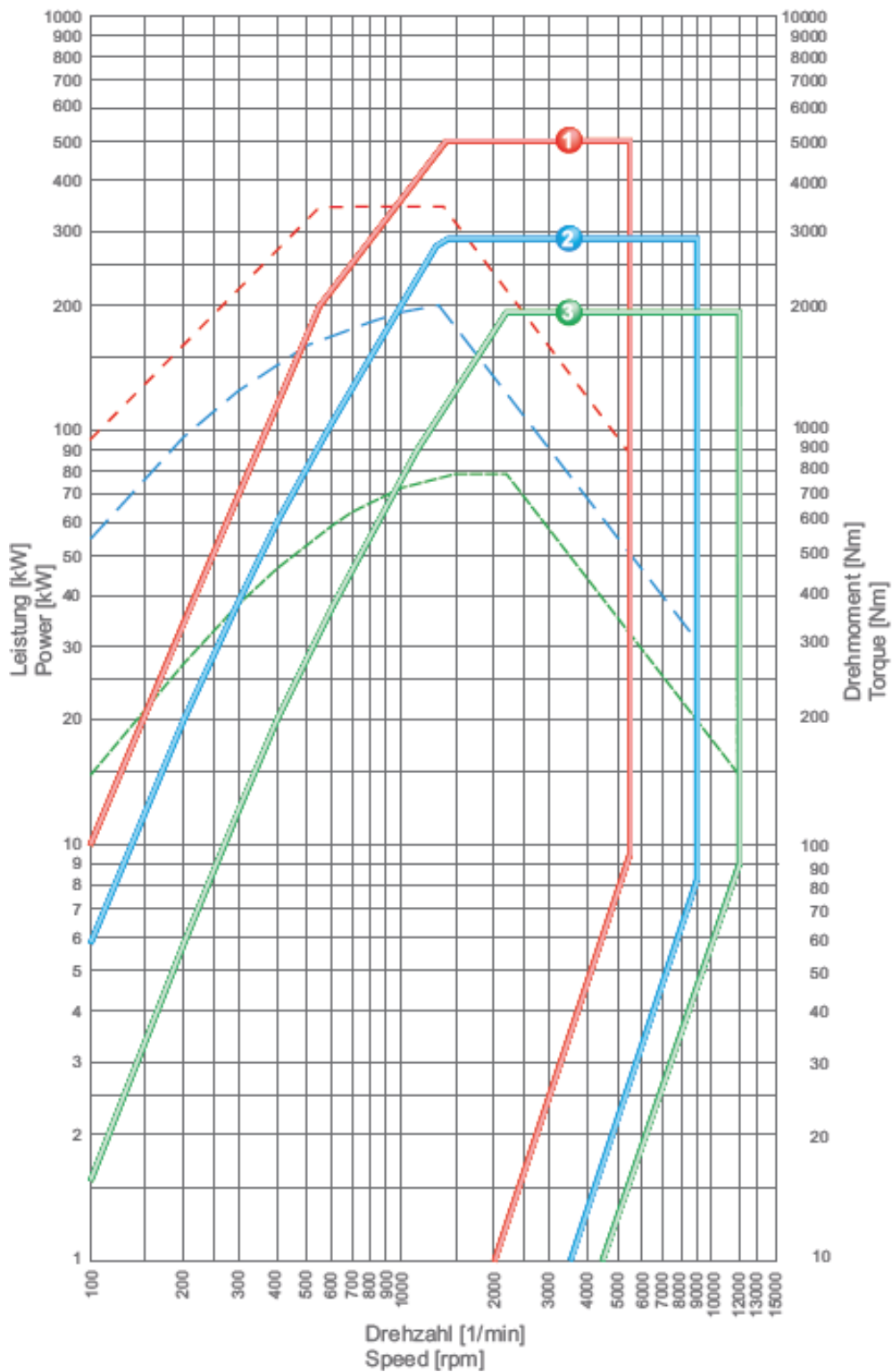


Abbildung 3-7: Wirbelstrombremse [13]

In Abbildung 3-8 sind Drehmoment- und Leistungskennlinien von Wirbelstrombremsen zu sehen. Die Wirbelstrombremse mit einer maximalen Leistung von 500 kW und dem Drehmoment von 3500 Nm (rote Kennlinie) würde dabei den Anforderungen des FPTO-Getriebes gerecht werden.

Aufgrund der geringen, relativen Drehzahldifferenz können bei niedrigen Drehzahlen nur geringe Drehmomente erzeugt werden. Das maximale Moment wird im Bereich von 1000 U/min erreicht und wäre damit ohne zusätzliche Übersetzung im idealen Drehzahlbereich für den Prüfstand. Im Vergleich zu einem Asynchrongenerator hat die Wirbelstrombremse ein kleineres Massenträgheitsmoment und ist bedeutend günstiger in der Anschaffung. [7]



EDDY>TEC 2101	Leistung/Drehmoment	Max. Leistung [kW]	Max. Drehmoment [Nm]	Max. Drehzahl [1/min]	Trägheitsmoment [kg m ²]	Gewicht [kg]
2101 / 190		190	800	12000	0.15	393
2101 / 290		290	2000	9000	0.6	660
2101 / 500		500	3500	5500	3	1150

Abbildung 3-8: Leistungskurven Wirbelstrombremse [14]

3.5 Wasserwirbelbremse

Eine hydraulische Belastungsvariante ist die Wasserwirbelbremse, deren Prinzip in Abbildung 3-9 dargestellt ist. Wasser wird hierbei von der Pumpe (1), die mechanische Energie in kinetische Energie wandelt, über die Turbine (2) im Kreis gepumpt. Diese wandelt daraus wieder mechanische Energie. Pumpe und Turbine in einem Gehäuse ergeben die hydromechanische Kupplung aus Abbildung 3-10.

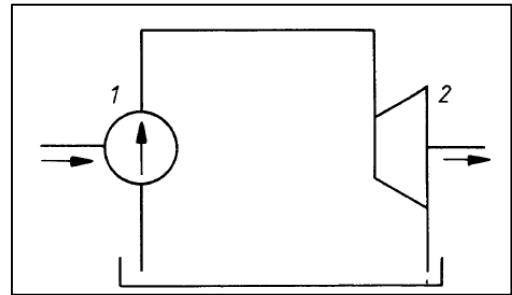


Abbildung 3-9: Prinzip Wasserwirbelbremse [15]

Ist die Abtriebsseite fest mit dem Gehäuse verbunden, entsteht ein Bremsmoment und die Kupplung fungiert als Belastungsmaschine. Das Turbinenrad (2) ist dabei fest mit dem Gehäuse (3) verbunden. Über die veränderliche Wassermenge in der Bremse kann das Bremsmoment gesteuert werden. Die Bremsleistung wird in Form von Wärme abgegeben und muss weggekühlt werden. [15]

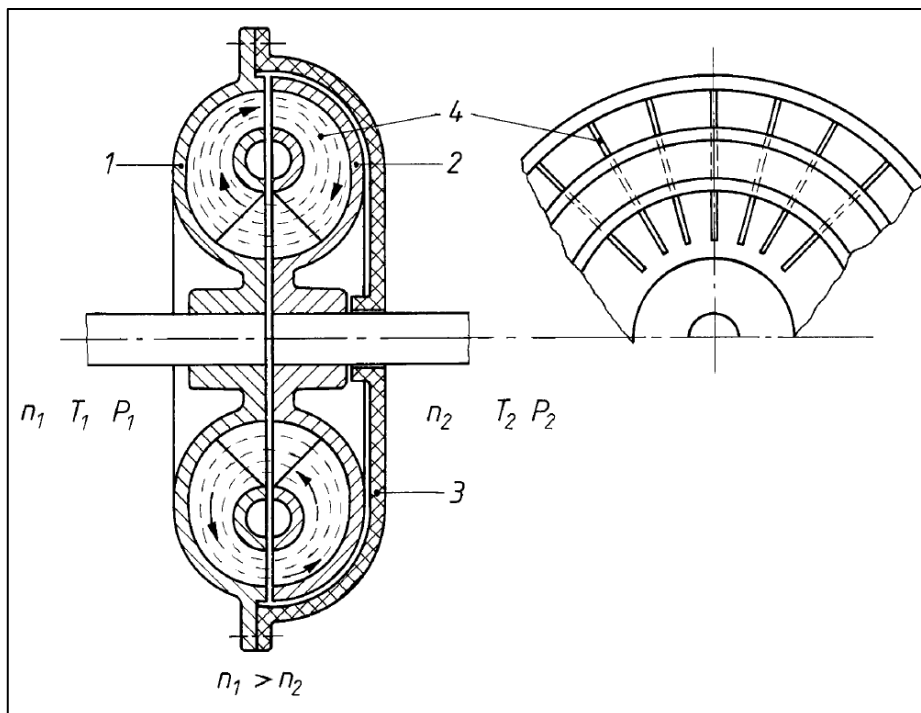


Abbildung 3-10: Wasserwirbelbremse [15]

Hauptanwendung findet diese Art von Leistungsbremsen im Bereich von mehreren 1000 kW. Bei der gleichen maximalen Leistung deckt die Wasserwirbelbremse einen kleineren Kennfeldbereich als die Wirbelstrombremse ab, bei schlechterem Dynamikverhalten. [7] Eine Wirbelstrombremse ist zudem in der Anschaffung billiger. Aus diesen Gründen ist die Wirbelstrombremse gegenüber der Wasserwirbelbremse zu bevorzugen. In den weiterführenden Kapiteln wird daher die Wasserwirbelbremse nicht weiter angeführt.

3.6 Mechanischer Verspannungsprüfstand

Eine Prüfvariante, die vor allem zum Prüfen von Zahnradpaarungen verwendet wird, ist die mechanische Verspannung (FZG-Zahnrad-Verspannungsprüfstand [16]) Hierbei wird ein mechanisch geschlossener Strang mittels eines Elektromotors angetrieben. In diesem geschlossenen Kreislauf befindet sich das Prüfgetriebe.

3.6.1 Aufbau und Funktion

In Abbildung 3-11 ist ein Gelenkwelleprüfstand der Fa. GAT-Antriebstechnik gezeigt. Dieser ist funktionsmäßig ident zu einem Getriebeprüfstand mit diesem Prinzip. Anstatt der im Bild gezeigten Gelenkwelle (gelb) könnten die FPTO-Getriebe in den Kreis eingesetzt werden. Diese müssten auf beiden Seiten (oberer und unterer Strang) des Kreises montiert sein und die exakt gleichen Übersetzungen haben.

Der rechts liegende Elektromotor treibt über eine Getriebeübersetzung den unteren Eingangsstrang an. In diesem befindet sich ein Verspannmotor, dessen Eingangswelle zur Ausgangswelle (Gehäuse) verdreht wird (Abbildung 3-13). Die zweite Getriebestufe leitet das dadurch erzeugte Drehmoment zurück zum Eingangsgetriebe.

Die Leistung wird im Kreis geführt und die Drehzahl vom Elektromotor vorgegeben. Das Drehmoment ist proportional dem Drehwinkel zwischen Flügelwelle und Gehäuse (Ein- und Ausgangswelle) des Verspannmotors (Abbildung 3-13). Vom Antriebsmotor müssen nur die mechanischen Verluste des Kreislaufes kompensiert werden. [17]

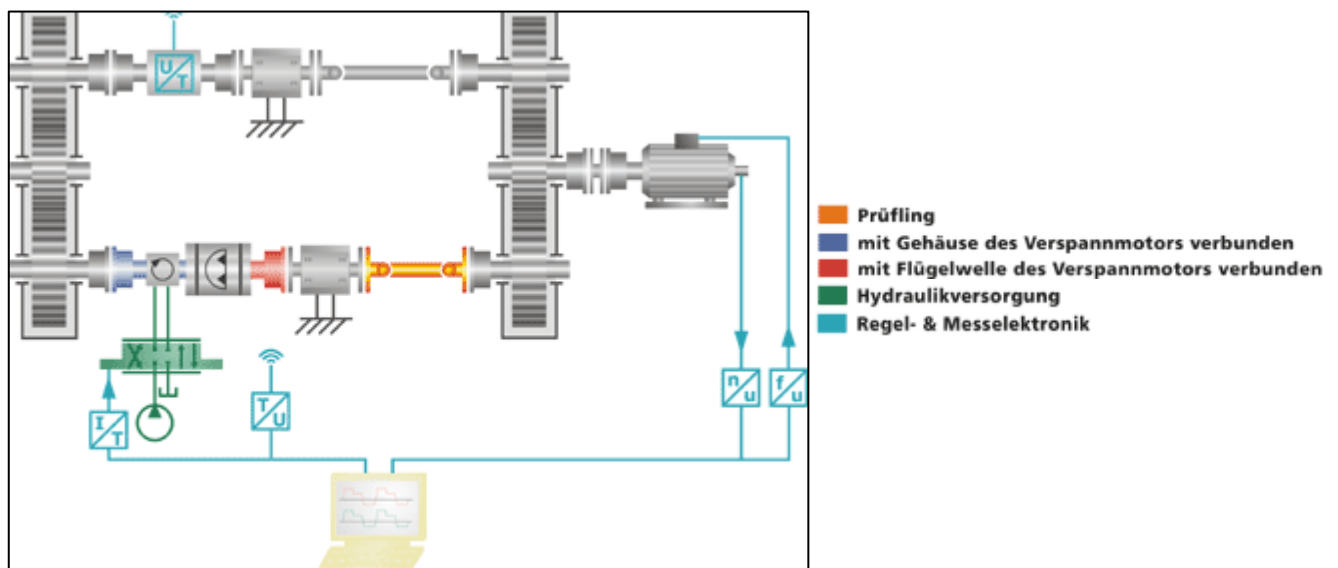


Abbildung 3-11: Verspannungsprüfstand [17]

Abbildung 3-12 zeigt den Ausschnitt des Verspannungsmotors mit der zugehörigen Ölversorgung bestehend aus Pumpe und Magnetventil. Durch das Pumpen von Hydrauliköl in die gegenüberliegenden Kammern des Verspannungsmotors (Abbildung 3-13), wird die Flügelwelle (orange) gegenüber dem Gehäuse (violett) verdreht und so ein Torsionsmoment in die Getriebestufen eingeleitet.

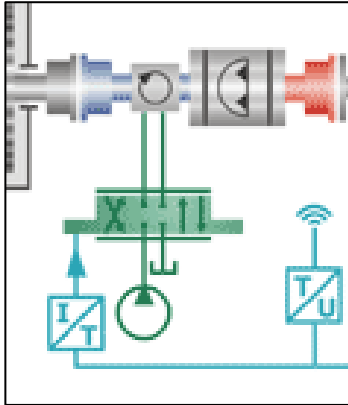


Abbildung 3-12: Ausschnitt Verspannungsmotor [17]

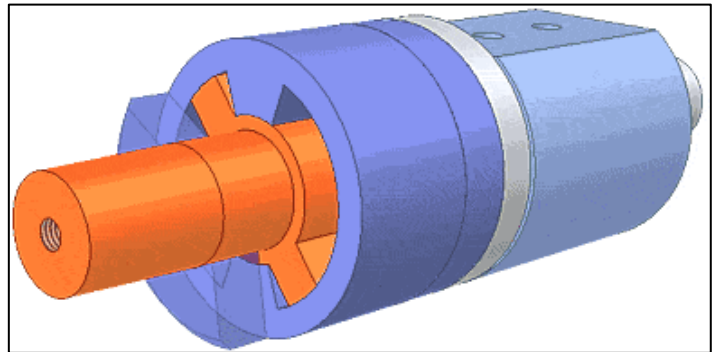


Abbildung 3-13: Aufbau Verspannungsmotor [17]

3.6.2 Möglicher Versuchsaufbau für das FPTO-Getriebe

Über Riementriebe, die anstatt der Umlenkgetriebe verwendet werden können, ist es ebenso möglich, einen mechanischen geschlossenen Kreis zu gestalten. Die Verspannung erfolgt über einen Variator, der integriert in einer Riemenscheibe die Übersetzung verändern kann und somit den mechanischen Kreis verspannt. Die beiden Prüflinge müssen bei dem Testaufbau die exakt gleiche Übersetzung aufweisen. In Abbildung 3-14 ist ein Aufbau dieser Art schematisch dargestellt. [18]

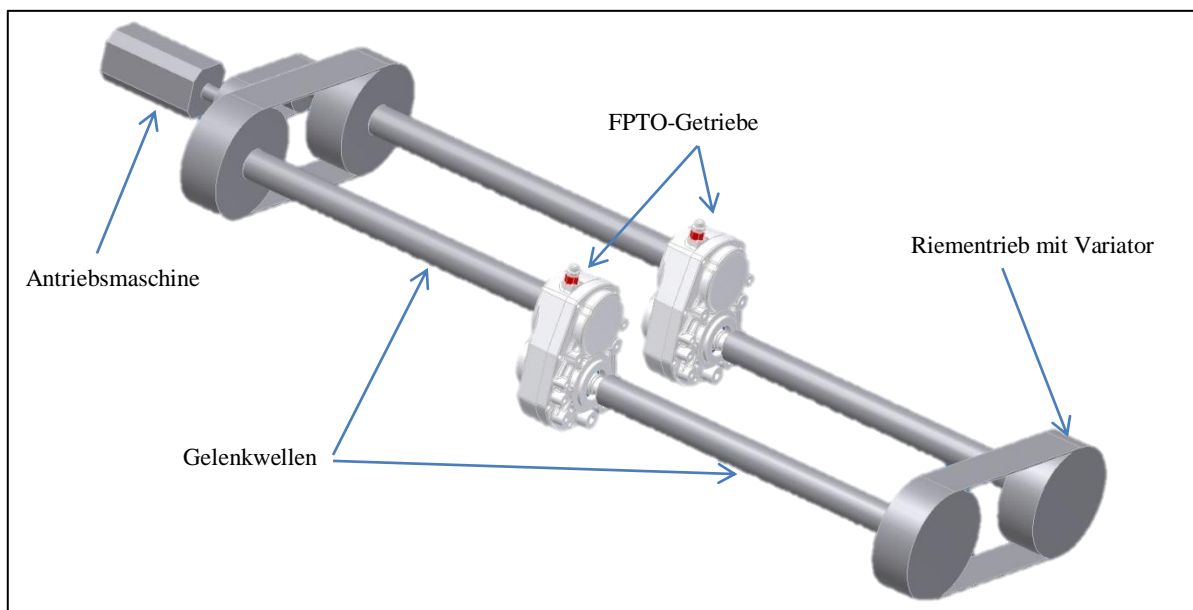


Abbildung 3-14: Verspannungsprüfstand über Riementrieb (in Anlehnung an [18])

Der Prüfstand wird von einer Asynchronmaschine über den Zahnriemen angetrieben. Ein weiterer Riementrieb überträgt die Leistung über Gelenkwellen zu den Prüfgetrieben. Der mechanische Strang wird über einen weiteren Riemen geschlossen. [18]

Bei schrägverzahnten Prüflingen ist zu beachten, dass die Drehmomenten–Einleitung für eines der beiden Getriebe aus der „falschen“ Richtung kommt. Somit ergeben sich für die Lager unterschiedliche Axialbelastungen.

Der Asynchronmotor kann antriebsseitig durch einen Traktor ersetzt werden. Damit würden Drehungleichförmigkeiten, die vom Dieselmotor kommen, in den Kreis übertragen und reale Prüfbedingungen geschaffen werden. Die Antriebsleistung würde dabei von der Frontzapfwelle des Traktors über eine Gelenkwelle zum Prüfstand führen und die beiden Stränge antreiben. Das Drehmoment mit dem die beiden Getriebe belastet werden, ist bei diesem Aufbau mit den typischen Schwingungen des Dieselmotors überlagert und damit dem Feldbetrieb ähnlich.

3.7 Hydraulischer Verspannungsprüfstand

Der hydraulische Verspannungsprüfstand unterscheidet sich vom rein mechanischen Verspannungsprüfstand durch einen hydraulischen Kurzschluss, der einen der beiden mechanischen Stränge ersetzt (Abbildung 3-15). [19]

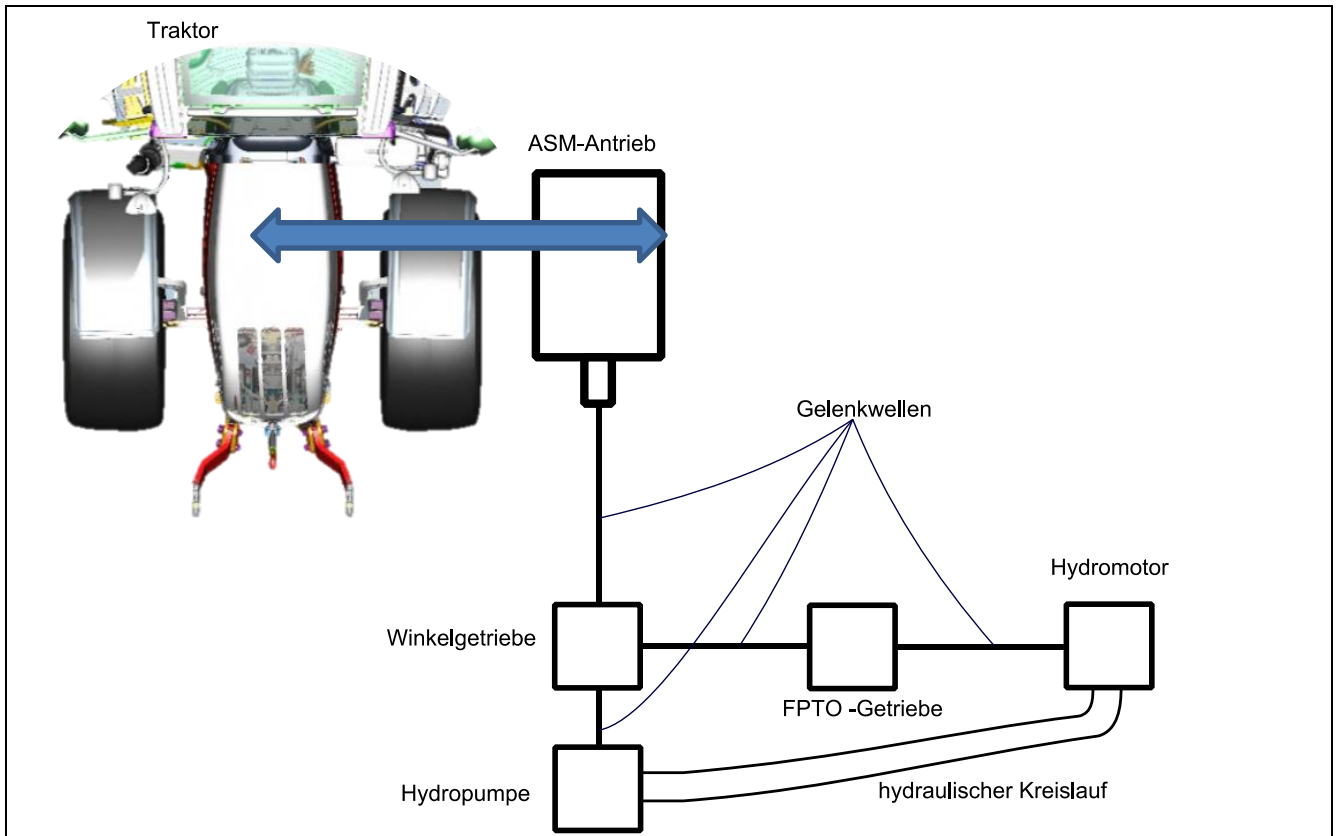


Abbildung 3-15: hydraulischer Verspannungsprüfstand

Der Prüfstand kann entweder über eine Asynchronmaschine angetrieben werden oder direkt über den Traktor. Es müssen hierbei wieder nur die Verlustleistungen, die im mechanischen bzw. hydraulischen Kreis entstehen, überwunden werden. Der Traktor (oder E-Maschine) gibt die Drehzahl vor. Der hydraulische Kurzschlusskreis bestimmt die Verspannung des Getriebes über eine verstellbare Axialkolbenpumpe. Die Hydropumpe ist über die Gelenkwellen und dem Winkelgetriebe vom Elektromotor angetrieben. Die Drehzahl ist dabei proportional bzw. gleich der Prüfdrehzahl des Getriebes. Durch Änderung des Schwenkscheibenwinkels der Pumpe kann das Belastungs-Drehmoment im Kreis eingestellt werden.

4 VOR- UND NACHTEILE VON PRÜFKONZEPTEN AUS ENERGETISCHER UND FUNKTIONELLER BETRACHTUNG

Um die Betriebskosten der einzelnen Prüfkonzepthen zu ermitteln, werden in diesem Kapitel die Konzepte hinsichtlich der zum Betrieb benötigten Energie beurteilt.

Als Grundlage zur Berechnung gilt Abbildung 4-1 mit dem Lastkollektiv. Mit diesem werden die Dauerlaufeigenschaften des Getriebes getestet. Dieser Test verursacht aufgrund der teilweise großen Leistungen, aber vor allem wegen der langen Prüfzeit, den größten Teil der Betriebskosten. Als Vergleichsgröße der einzelnen Konzepte wird daher der Energiebedarf für diesen Test herangezogen.

Das Getriebe wird bei diesem Dauerlaufstest einer stufenweise ansteigenden Belastung unterzogen. Je geringer die Belastung, desto länger wird in dieser Stufe geprüft. Die Netto-Prüfdauer beträgt ~240 h, mit einer durchschnittlichen Eingangsleistung am Getriebe von 150 kW (gemittelt über die Zeit). Eine detaillierte Energiebilanz für die unterschiedlichen Konzepte kann aus den jeweiligen Kapiteln entnommen werden.

Die Berechnung für die jeweiligen Prüfstandskonzepte erfolgt mit dem Frontzapfwellengetriebe mit integrierter Kupplung und Pumpe. Der Wirkungsgrad des Getriebes wird in jedem der folgenden Kapitel mit 96% angenommen. [3]

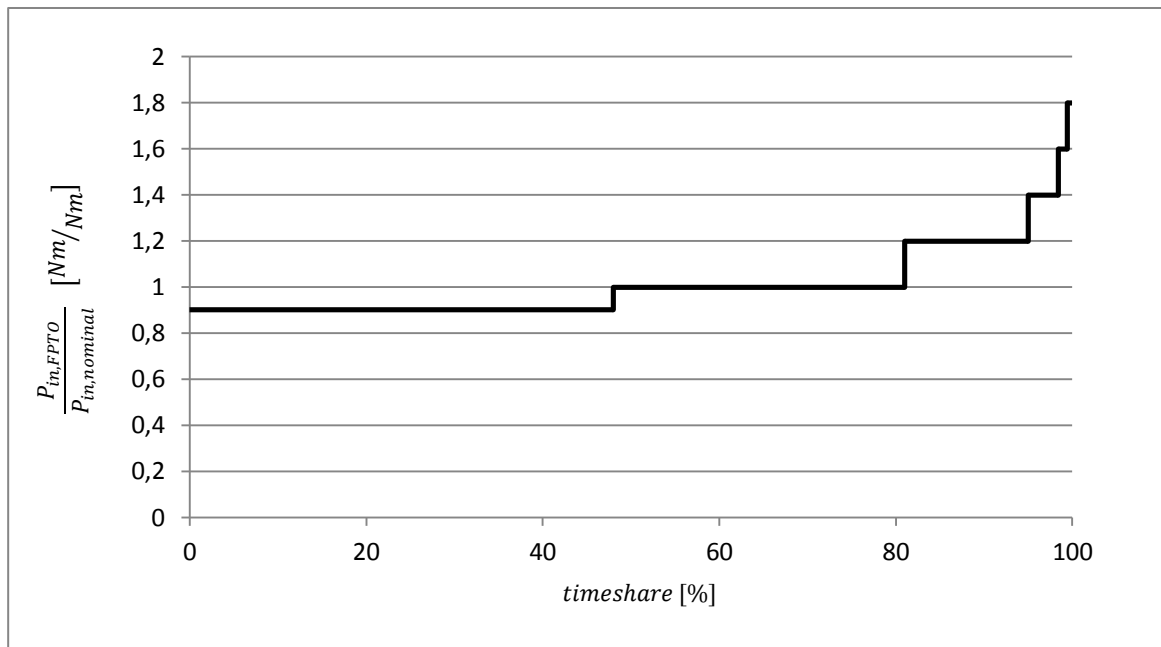


Abbildung 4-1: Lastkollektiv [3]

4.1 Aktuelle Prüfaufbau

Beim aktuellen Prüfaufbau ist das Getriebe im Traktor verbaut und wird vom Dieselmotor angetrieben (Abbildung 4-2). P_{Ein} entspricht dabei der Antriebsleistung die notwendig ist um die vorgegebene Prüflast auf der Getriebeeingangswelle zu erreichen. Bereitgestellt wird die Leistung durch die chemisch gebundene Energie des Dieselmotorkraftstoffes. Die Belastung der Zapfwelle erfolgt durch ein Dynamometer, welcher die Bremsleistung über eine Asynchronmaschine einstellt. Diese generiert dabei elektrische Energie, die über Widerstände in Wärme (innere Energie) gewandelt wird. Über einen Axiallüfter wird die Wärme an die Umgebung abgeführt (P_{therm}).



Abbildung 4-2: Prüfen mit Dynamometer

Der gesamte Wirkungsgrad, vom Kraftstoff zur mechanischen Abnahme am Zapfwellenstummel, ist über den durchschnittlichen, spezifischen Verbrauch für ein Lastkollektiv und den Heizwert vom Kraftstoff (Diesel) zu ermitteln. (Gleichung 4-1)

$\eta_g = \frac{1}{H_u * b_e}$	Gl. 4-1
--------------------------------	---------

mit $H_u = 11,8 \text{ kWh/kg}$ und $b_e = 224 \text{ g/kWh}$ [20]

$$\eta_g \cong 38\%$$

Mit dem Gesamtwirkungsgrad des Traktors kann über die vorgegebene Eingangsleistung an der Getriebeeingangswelle P_{FPTO} die nötige Eingangsleistung berechnet werden. (Gleichung 4-2)

$P_{Ein} = \left(\frac{P_{FPTO}}{\eta_g} \right)$	Gl. 4-2
--	---------

$$P_{Ein} = 395 \text{ kW}$$

Die gesamte Eingangsleistung wird zum Teil über die thermischen und mechanischen Verluste des Traktors in Form von Wärme abgegeben. Die mechanische Leistung mit der die Zapfwelle das Dynamometer antreibt, wird von diesem ebenso in thermische Energie gewandelt. Somit geht die ganze Eingangsenergie als Wärme in die Umgebung ab und bleibt ungenutzt. Bei einer durchschnittlich benötigten Leistung von 395 kW ergibt das über ein ganzes gefahrenes Lastkollektiv ($t = 240h$) einen Energiebedarf von 94800 kWh, der in Form von chemischer Energie (Diesel) bereitgestellt werden muss.

$W_{Lk} = P_{FPTO} * t$	Gl. 4-3
-------------------------	---------

$$W_{Lk} = 94800 \text{ kWh} \quad \text{mit } P_{FPTO} = 150 \text{ kW} \quad \text{und } t = 240 \text{ h}$$

Mit dem Heizwert und der Dichte des Diesels (bei 25°C) kann nach Gleichung 4-4 der nötige Kraftstoffbedarf (V_D) für ein Lastkollektiv ermittelt werden.

$V_D = \frac{W_{Lk}}{H_u * \rho_{Diesel}}$	Gl. 4-4
--	---------

$$V_D = 9650 \text{ l Diesel} \quad \text{mit } H_u = 11,8 \text{ kWh/kg} \quad \text{und } \rho_{Diesel} = 833 \text{ kg/m}^3$$

4.2 Elektrische Verspannung (ASM-ASM)

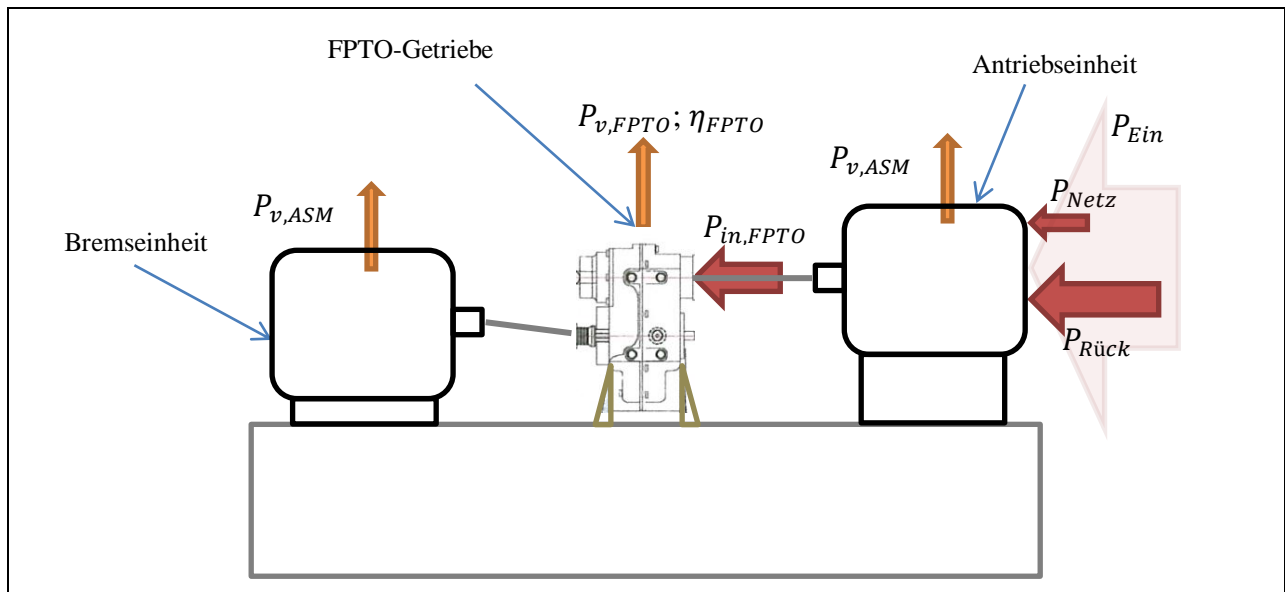


Abbildung 4-3: Leistungsfluss ASM-ASM

Bei der elektrischen Verspannung ist es möglich, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, die beiden E-Maschinen über Frequenzumrichter zu verbinden (siehe Abbildung 4-3). Somit kann die im Generator entstehende elektrische Leistung ($P_{Rück}$) in den Antrieb rückgespeist werden. Die elektrischen Verluste ($P_{v,ASM}$) und die mechanischen Verluste des Getriebes ($P_{v,FPTO}$) werden vom Netz kompensiert (P_{Netz}).

Die gesamte elektrische Eingangsleistung P_{Ein} , die sich aus der rückgespeisten und der netzseitig eingespeisten Leistung zusammensetzt, gewährleistet die nötige Prüfleistung am Getriebeeingang ($P_{in,FPTO}$).

Die elektrischen Verluste können über ein Freeware-Programm von SIEMENS (Sizer) [21] berechnet werden. Alle elektrischen Komponenten, die für ein rückspeisefähiges Verbundsystem aus Asynchronmaschinen notwendig sind, können in diesem Programm festgelegt und deren Verluste berechnet werden.

Die in der Tabelle angeführten Komponenten gewährleisten die Funktion des Prüfstandes, sind jedoch im Vorfeld nur zur Abschätzung des Energieverbrauchs gewählt. Eine detaillierte Auslegung der Leistungselektronik würde den Rahmen dieser Diplomarbeit sprengen.

Als Eingangsparameter zur Verbrauchsberechnung gilt die mechanische Antriebsleistung am Getriebe mit 150 kW. Der notwendige Leistungs-Input in das System, ist gleich der Summe der Eingangsleistung am Getriebe und der elektrischen Verluste der Antriebsmaschine. Zum überwinden bzw. kompensieren dieser elektrischen Verluste ist eine Leistung von 11 kW notwendig ($P_{v,ASM}$)

$$P_{Ein} = P_{in,FPTO} + P_{v,ASM}$$

Gl. 4-5

Mit $P_{in,FPTO} = 150 \text{ kW}$ und $P_{v,ASM} = 11 \text{ kW}$ (aus Sizer)

Die abtriebsseitige Asynchronmaschine wird als Generator betrieben und liefert somit elektrische Leistung. Diese kann über die Leistungselektronik dem Antrieb zur Verfügung gestellt werden. Die rückeingespeiste Leistung resultiert aus den mechanischen Verlusten des FPTO-Getriebes und den elektrischen Verlusten der Abtriebsmaschine.

$$P_{Rück} = P_{in,FPTO} * \eta_{FPTO} - P_{v,ASM}$$

Gl. 4-6

Mit $\eta_{FPTO} = 0,96$

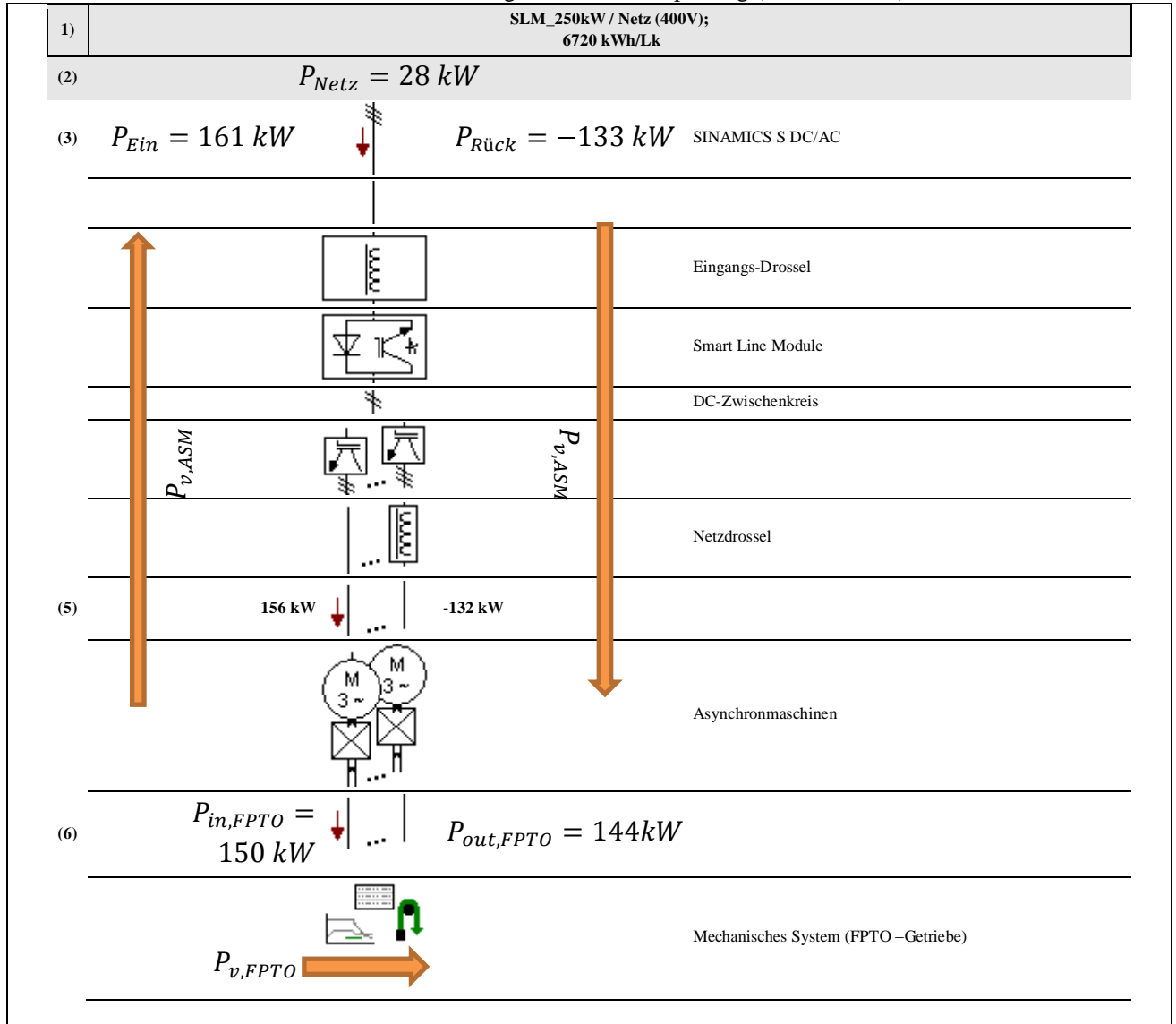
Um konstante Antriebsleistung am Getriebe zu erhalten ist eine netzseitige Leistungskompensation notwendig, die die gesamten Verluste des Kreislaufes ausgleicht. Die Differenz der notwendigen Eingangsleistung und der rückeingespeisten Leistung entspricht den Verlusten und somit dem netzseitigen Bedarf (P_{Netz}).

$$P_{Netz} = P_{Ein} - P_{Rück}$$

Gl. 4-7

In Tabelle 4-1 ist eine Übersicht des Leistungsflusses der elektrischen Verspannung zu sehen. Die Verluste der einzelnen elektronischen Bauteile sind mit $P_{v,ASM}$ zusammen gefasst. Resultierend aus der notwendigen Eingangsleistung P_{Ein} und der vom Generator rückgespeisten Leistung $P_{Rück}$ ist der Netzbedarf zu errechnen und somit der Energiebedarf für ein Lastkollektiv.

Tabelle 4-1: Netzleistung bei ASM Rückspeisung (Siemens Sizer)



Die benötigte Energie für ein Lastkollektiv beträgt ~6720 kWh. Gegenüber der aktuellen Prüfmethode bedeutet das eine Einsparung von mehr als 90%.

$W_{Lk} = (P_{Ein} - P_{Rück}) * t$	Gl. 4-8
-------------------------------------	---------

$W_{Lk} = 6720 kWh$ mit $P_{Ein} = 161kW$ und $P_{Rück} = 133kW$

Bei der Anschaffung eines Prüfstandes mit 2 Asynchronmaschinen besteht weiterhin die Möglichkeit, die im Traktor verbauten Getriebe zu testen. Dazu wird eine der beiden Asynchronmaschinen als Bremse verwendet (siehe Abbildung 4-4). Diese speist, als Generator betrieben, über die Leistungselektronik (DC-Zwischenkreis und DC/AC-Wandler) ins Netz ein. Die benötigte Eingangsleistung ist dabei, wie in Kapitel 4.1 besprochen, durch den Dieselmotor bereitgestellt. Durch die Einspeisung von elektrischer Leistung in das Netz wird die Bremsleistung im Gegensatz zur aktuellen Prüfmethode genutzt. Die elektrischen Verluste sind aus Tabelle 4-1 zu entnehmen ($P_{v,ASM}$).

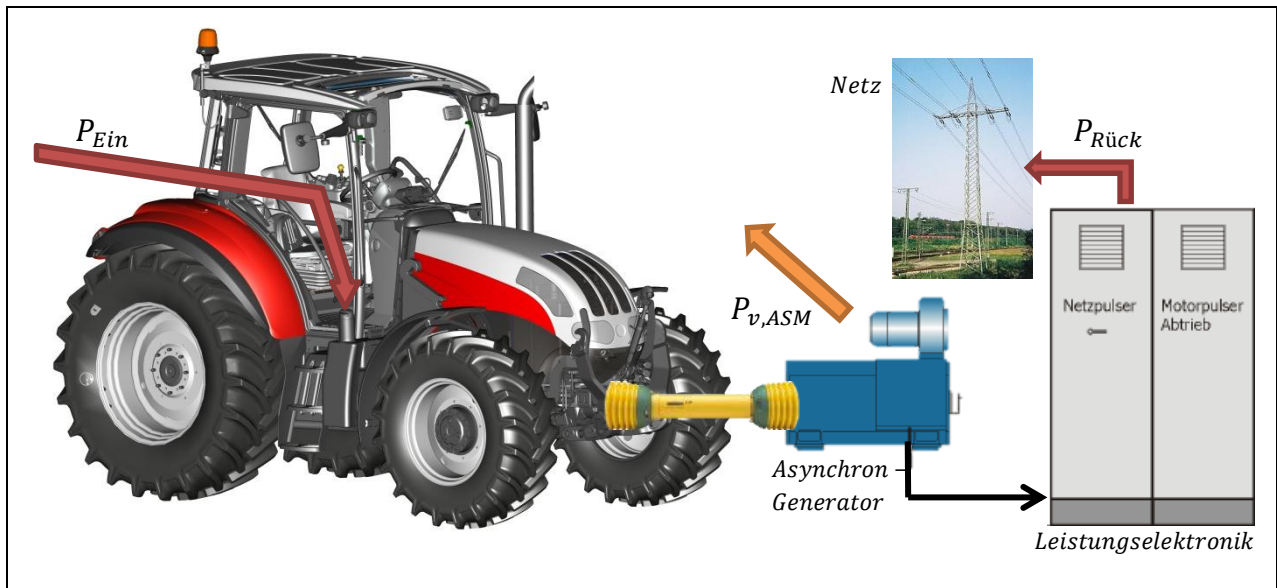


Abbildung 4-4: Asynchronmaschine als Leistungsbremse

Der Energiebedarf für ein Lastkollektiv errechnet sich mit der vom Dieselmotor bereitgestellten Leistung P_{Ein} und der ins Netz rückeingespeisten Leistung des Generators ($P_{Rück}$).

$W_{Lk} = (P_{Ein} - P_{Rück}) * t$	Gl. 4-9
-------------------------------------	---------

$W_{Lk} = 62880 \text{ kWh}$, mit $P_{Ein} = 395 \text{ kW}$ und $P_{Rück} = 133 \text{ kW}$

Eine elektrische Verspannung verspricht einen niedrigen Energieverbrauch, der den hohen Anschaffungskosten der Asynchronmaschinen samt Leistungselektronik gegenüber steht. Ein erheblicher Vorteil gegenüber der aktuellen Prüfmethode ist die Netzzurückspeisung bei Traktorbetrieb. Damit kann ein großer Teil der Energie, die ansonsten in Form von Wärme an die Umgebung abgeführt werden muss, genutzt werden. In Tabelle 4-2 sind die Vor- und Nachteile der elektrischen Verspannung aufgeführt.

Tabelle 4-2: Vor/- Nachteile Elektrische Verspannung

+ niedriger Energieverbrauch	- Investitionskosten
+ im Traktor verbautes Getriebe kann belastet werden	- hohes Trägheitsmoment der Antriebsmaschine
+ Kupplungstests sind möglich	
+ gute Regeleigenschaften	

4.3 Wirbelstrombremse

Zum Testen von Traktormotoren ist in der Versuchsabteilung von CNH St. Valentin bereits ein Prüfstand vorhanden, der den Motor mittels einer Wirbelstrombremse belastet. Die Bremse wird hierzu mit der Heckzapfwelle (PTO) des Traktors verbunden. Die beim Prüfvorgang entstehende Wärme wird über eine, in die Bremse integrierte, Wasserkühlung zu einem Trockenluftkühler geführt. Dieser gibt die Wärme über Ventilatoren an die Umgebung ab. Selbiges Prinzip kann auch für das FPTO-System verwendet werden. Dabei ist die Bremse nicht am Heck, sondern an der Frontzapfwelle angebracht (siehe Abbildung 4-5)



Abbildung 4-5: Wirbelstrombremse im Traktorbetrieb

Der Traktor kann, wie bei der elektrischen Verspannung, ebenso durch eine Asynchronmaschine ersetzt werden. Dadurch erhöht sich der Gesamtwirkungsgrad der Anlage durch das Wegfallen der mechanischen und thermischen Verluste des Traktors. Antriebsseitig sind nur mehr die Verluste der Asynchronmaschine selbst und der Leistungselektronik ($P_{v,ASM}$) vorhanden. In Abbildung 4-6 ist der Leistungsfluss eines solchen Prüfstands gezeigt.

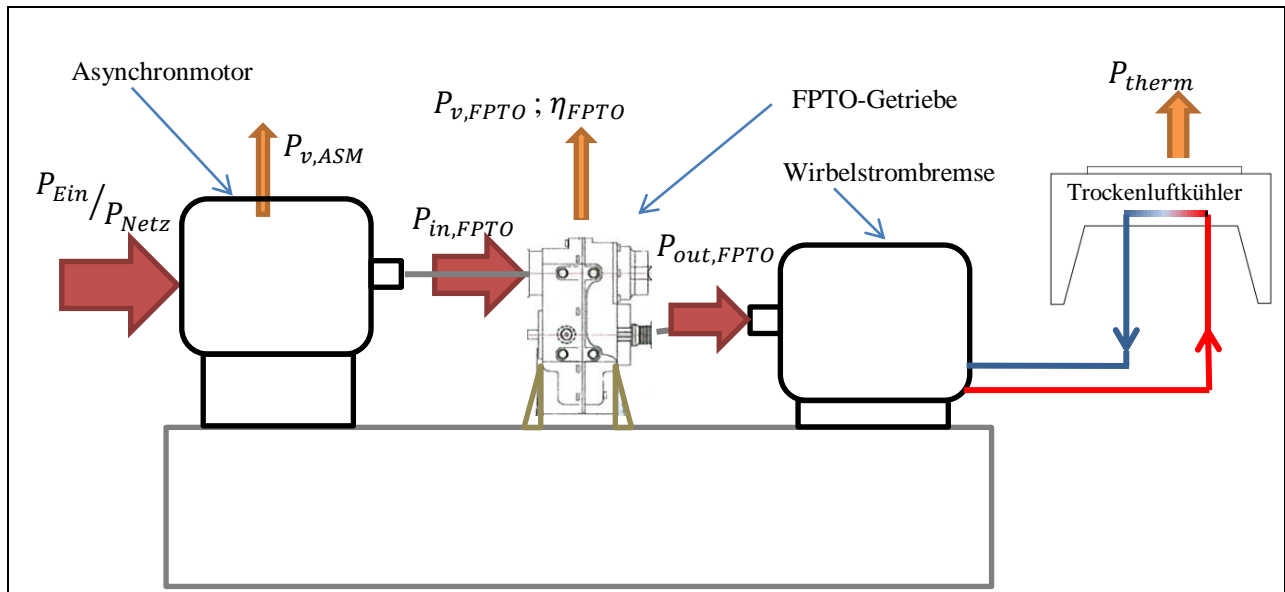


Abbildung 4-6: Wirbelstrombremse mit Asynchronantrieb

Die benötigte Eingangsleistung, die vom Netz gezogen wird, errechnet sich aus der benötigten durchschnittlichen Eingangsleistung $P_{in,FPTO}$ und den elektrischen Verlusten von Asynchronmaschine und Leistungselektronik ($P_{v,ASM}$). Antriebsseitig entspricht der Prüfstand der elektrischen Verspannung, somit sind auch dieselben Verluste zu erwarten. Angeführt im linken Strang (linke Seite) aus Tabelle 4-1.

$P_{Ein} = P_{Netz} = P_{in,FPTO} + P_{v,ASM}$	Gl. 4-10
--	----------

$$P_{Ein} = P_{Netz} = 161 \text{ kW}$$

Die gesamte Eingangsleistung muss also vom Netz gezogen werden und wird nach der Asynchronmaschine über die mechanischen Verluste und den Trockenluftkühler als Wärme an die Umgebung abgegeben.

$W_{Lk} = P_{Ein} * t$	Gl. 4-11
------------------------	----------

$$W_{Lk} = 38640 \text{ kWh}$$

4.3.1 Thermische Nutzung der Bremsenergie

Um die Betriebskosten einer Wirbelstrombremse zu verringern, ist es notwendig, die über die Wasserkühlung abgeführte Wärme zu nutzen. Möglich wäre dies mit technischen Einrichtungen, die zum Heizen oder zur Warmwasserbereitung von umliegenden Räumlichkeiten genutzt werden könnten. Eine Abschätzung der verfügbaren durchschnittlichen Leistung zur Wärmenutzung (P_{therm} aus Abbildung 4-6) kann mit der nachstehenden Gleichung gemacht werden.

$P_{therm} = P_{Ein} - P_{v,ASM} - P_{v,FPTO}$	Gl. 4-12
--	----------

$$P_{therm} = 144 \text{ kW}, \quad \text{mit } P_{Ein} = 161 \text{ kW}, \quad P_{v,ASM} = 11 \text{ kW}, \quad P_{v,FPTO} = 6 \text{ kW}$$

Dabei wird angenommen, dass die gesamte Leistung der Wirbelstrombremse ohne Verluste als thermische Energie genutzt werden kann. Dadurch bliebe zwar der Energiebedarf primär unverändert, jedoch könnten durch die eingespeiste Wärme die Heizungskosten reduziert werden.

Die Energie für das Lastkollektiv resultiert aus der Differenz der benötigten, elektrischen Leistung für den Antrieb und der eingespeisten, thermischen Leistung.

$W_{Lk} = (P_{Ein} - P_{therm}) * t$	Gl. 4-13
--------------------------------------	----------

$$W_{Lk} = 4080 \text{ kWh}$$

Dieser theoretisch mögliche Wert ist nur denkbar, wenn die entstehenden Wärmemengen der Wirbelstrombremse ständig durch die Einbindung in ein Heizungssystem abgenommen werden kann. Dafür müssen die beheizten Anlagen auch in den warmen Sommermonaten die thermische Leistung von durchschnittlich 144 kW abnehmen können. Eine Möglichkeit stellt dabei die Anbindung an das Fernwärmenetz dar. Dieses versorgt das ganze Areal der Firma mit Wärme und könnte für die Warmwasserbereitung auch in den Sommermonaten Wärme aus dem Prüfstandsspeicher beziehen.

Sollte ein Konzept für den FPTO-Prüfstand eine Wärmenutzung beinhalten, wäre es zweckmäßig, auch den vorhandenen Motorprüfstand (Heck-PTO), dessen Kühlung über die Trockenluftkühler erfolgt, mit einzubinden. Ein möglicher Aufbau einer solchen Anlage könnte wie in Abbildung 4-7 aussehen.

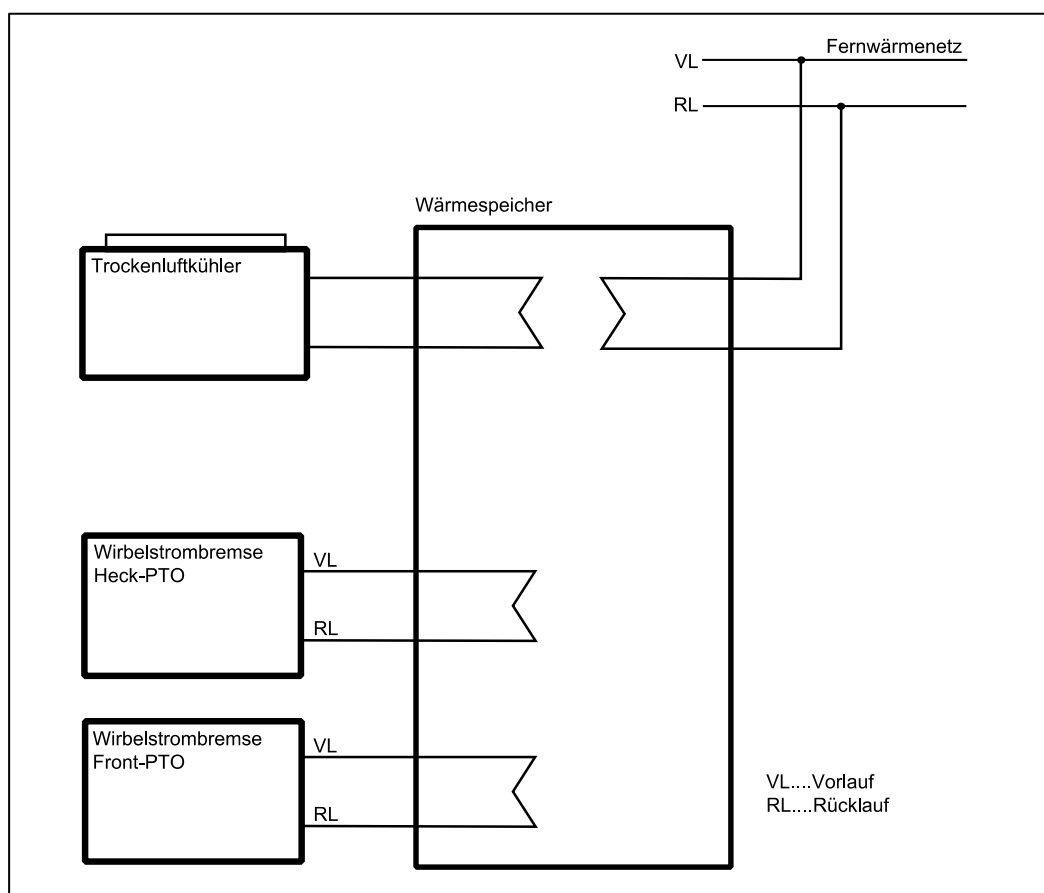


Abbildung 4-7: hydraulischer Aufbau

Die beiden Wirbelstrombremsen transportieren dabei die Abwärme über Wärmetauscher in einen Speicher. Da die Prüfstände keine konstante Leistung liefern, sondern abhängig von der Prüfleistung, ist es notwendig die Wärme an einen Speicher abzugeben. Dieser könnte bei ausreichendem Volumen die unterschiedlichen Einschaltzeiten und Leistungen kompensieren und konstante Zulauftemperaturen in das Fernwärmenetz gewährleisten. Der vom Motorprüfstand bestehende Trockenluftkühler könnte in das neue System eingebunden werden und eine Überhitzung des Speicherwassers bei unzureichender Abnahme des Fernwärmenetzes verhindern.

Bestehende Infrastruktur:

Die Gebäude der gesamten Firma werden vom Fernwärmenetz auf einem Temperaturniveau von Vor- bzw. Rücklauf bei 90 °C bzw. 70 °C gespeist. Die Wärme wird in den Hallen vorwiegend von Deckenlüftern abgegeben.

Die Vorlauftemperatur der am Motorprüfstand laufenden Wirbelstrombremse ist laut Datenblatt [22] mit 60°C beschränkt und wird somit um 30°C unter dem Temperaturniveau des Fernwärmenetzes betrieben.

Auch andere am Markt erhältliche Bremsen sind bis maximal 60°C betreibbar. [13] [23] Um diese Spanne auszugleichen könnte man eine Wärmepumpe zur Temperaturangleichung in das System einbinden.

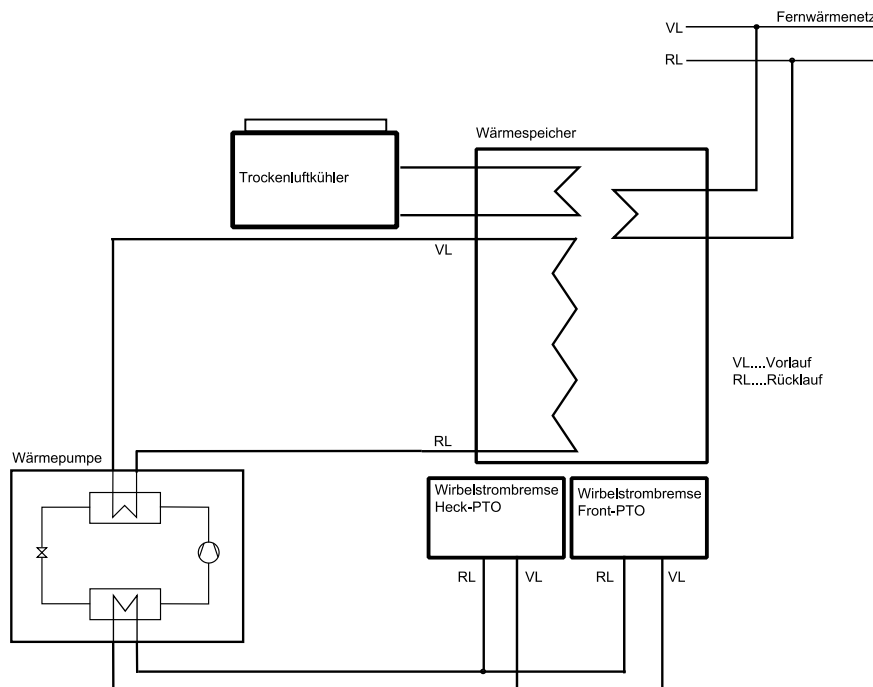


Abbildung 4-8: hydraulischer Aufbau mit Wärmepumpe V1

Bei einem solchen Aufbau liefern die beiden Wirbelstrombremsen über eine Wärmepumpe in den Speicher. Die Pumpe würde dabei das zu niedrige Temperaturniveau der Bremsenkühlung auf die nötigen 90 °C des Fernwärmenetzes anheben. Der Trockenluftkühler dient zum Schutz vor Überhitzung. Liefern die Bremsen direkt über die Wärmepumpe, ist die notwendige thermische Leistung der Pumpe abhängig vom Volumenstrom der Bremsenkühlung.

Der minimale Volumenstrom, den die Bremse zur Kühlung benötigt, ist aus Abbildung 4-9 abzulesen. Die abgebremste Leistung entspricht der maximalen FPTO-Ausgangsleistung ($P_{out,FPTO}$). Bei einer maximal möglichen Eingangsleistung von 270 kW entspricht dieser Wert 259 kW.

$P_{out,FPTO} = P_{in,FPTO} * \eta_{FPTO}$	Gl. 4-14
--	----------

$P_{out,FPTO} = 259 \text{ kW}, \quad \text{mit } P_{in,FPTO} = 270 \text{ kW}, \quad \eta_{FPTO} = 96\%$

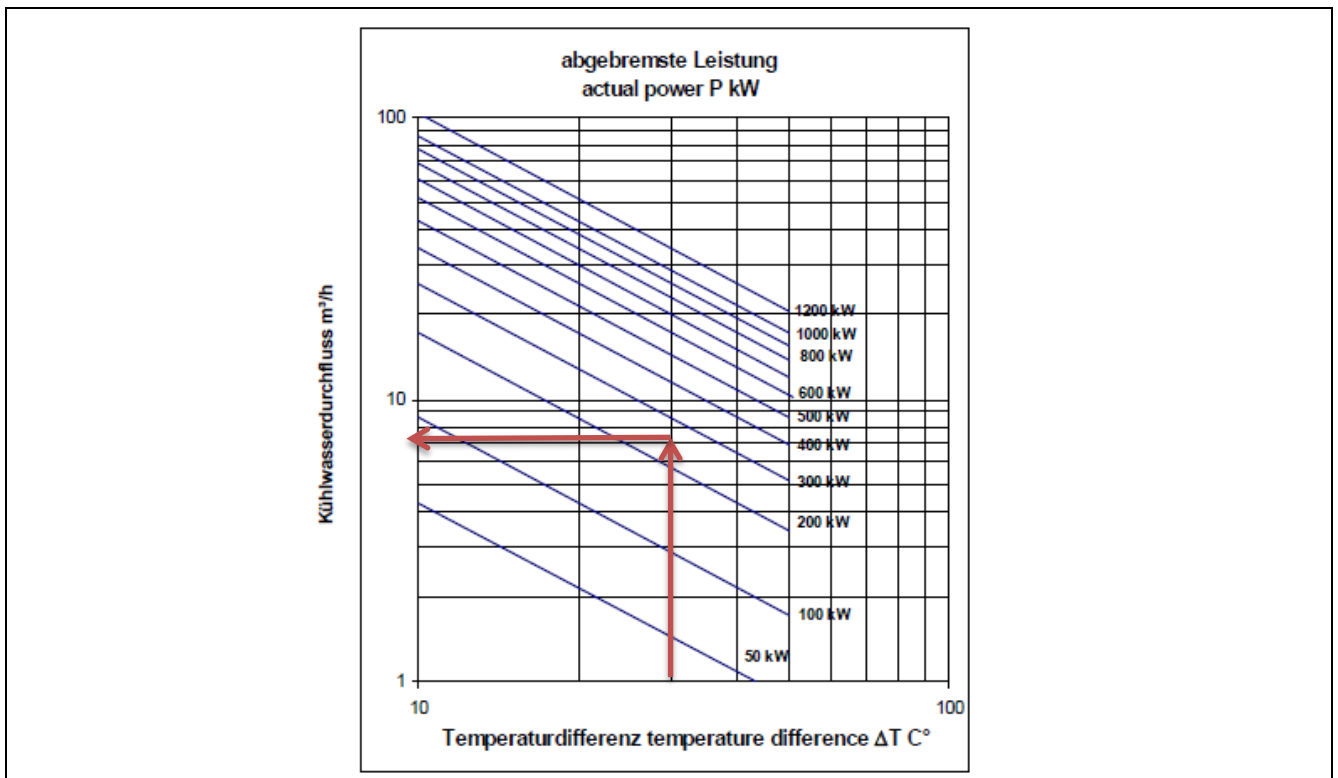


Abbildung 4-9: Kühlmittelbedarf Wirbelstrombremse [13]

Bei einer angenommenen Kühlmittelspreizung von 30 K ergibt sich ein Kühlmitteldurchfluss für eine Bremse von 7 m^3/h . Laufen sowohl Motor- als auch der Frontzapfwellenprüfstand mit maximaler Leistung, verdoppelt sich der Volumenstrom, der von der Wärmepumpe auf das nötige Temperaturniveau angehoben werden muss. Der gesamte Volumenstrom \dot{V}_{Km} durch die Wärmepumpe ist somit 14 m^3/h .

Zur Berechnung der notwendigen thermischen Leistung ist als Kühlmittel ein Glykol-Wasser-Gemisch mit 34 Vol% Glykolanteil angenommen. (Frostsicherheit bis -20°C).

$$\delta_{Km} = 1051 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; c_{Km} = 3,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad [13]$$

$\dot{Q}_{Wp} = \dot{m}_{Km} * c_{Km} * \Delta t$	Gl. 4-15
---	----------

$\dot{Q}_{Wp} = 455 \text{ kW}$, mit $\dot{m}_{Km} = \frac{\dot{V}_{Km}}{3600} * \rho_{KM} = 4,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $\Delta t = 30 \text{ K}$

Wenn beide Wirbelstrombremsen mit 100% belastet werden, wäre eine thermisch Heizleistung der Wärmepumpe von ca. 455 kW nötig, um den Vorlauf einer Wirbelstrombremse von 60°C direkt auf das 90°C-Niveau der Fernwärme zu bringen. Den anfallenden Volumenstrom also direkt auf das nötige Temperaturniveau zu heben, ist technisch aufgrund des hohen Temperaturniveaus und der großen thermischen Heizleistung nur mit Großanlagen-Wärmepumpen möglich.

Wird die zusätzliche Wärme erst im Speicher eingebracht, reduziert sich die benötigte Leistung der Wärmepumpe. Die beiden Bremsen liefern die Energie, wie in Abbildung 4-10, direkt in den Speicher. Die Wärmepumpe hebt das Temperaturniveau des Speichers. Die benötigte thermische Leistung der Pumpe würde abhängig von der Heizlast der angeschlossenen Gebäude ausgelegt werden.

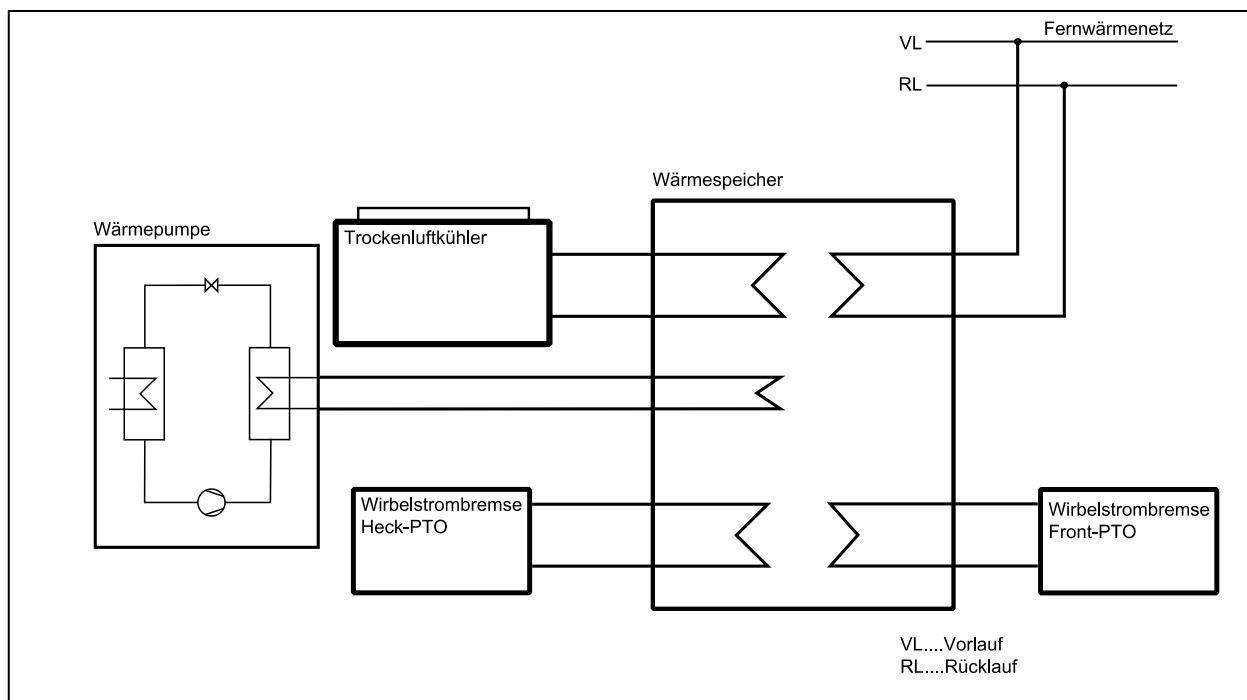


Abbildung 4-10: hydraulischer Aufbau mit Wärmepumpe V2

Eine Möglichkeit die Anschaffung einer Wärmepumpe zu umgehen, wäre die Nutzung der Abwärme im Inselbetrieb. Hierbei wird die Wärmeversorgung der umliegenden Prüfgebäude vom Fernwärmenetz entkoppelt und nur über die Wirbelstrombremsen geheizt.

Die bestehenden Heizlüfter würden mit 60°C Vorlauftemperatur beschickt und dementsprechend weniger Abstrahlung bieten. Der hydraulische Aufbau könnte Abbildung 4-7 entsprechen, bei der, anstatt des Fernwärmenetzes, nur ein Teilbereich (z.B. nur Versuchsgebäude) des Firmengeländes beheizt werden würde. Das Fassungsvermögen des Wärmespeichers und dessen Isolierung müssten eine konstante Wärmeabgabe, auch bei Stillstand des Prüfstands, gewährleisten. Die Speichertemperatur sollte die Grenztemperatur von 60 °C nicht längerfristig unterschreiten, um eine Legionellenkontamination zu verhindern.

Auf keinen Fall darf durch evtl. Probleme mit der Wärmeabfuhr der Prüfbetrieb behindert werden, deswegen müssten Trockenluftkühler die gesamte anfallende Leistung der Prüfstände in Volllast abführen können.

Energetisch ist ein Prüfstandskonzept mit einer Wirbelstrombremse nur mit Nutzung der entstehenden Abwärme sinnvoll. Als kostengünstigste der 3 gezeigten Nutzungsvarianten gilt der hydraulische Aufbau, der nur bestimmte Teilbereiche, abgekoppelt von der Fernwärme, beheizt. Dessen Vor- und Nachteile werden in Tabelle 4-3 veranschaulicht.

Kann theoretisch die gesamte an der Bremse entstehende Wärme genutzt werden, ergibt sich ein geringerer Energieverbrauch als bei der elektrischen Verspannung. Bei der Wirbelstrombremse ist jedoch der Exergiegehalt der Ausgangsenergie deutlich geringer als bei der elektrischen Verspannung und demnach schwieriger zu nutzen.

Da bei Volllast beider Prüfstände eine thermische Leistung von über 500 kW entsteht, ist davon auszugehen, dass keine 100-prozentige Nutzung der thermischen Energie möglich ist. Sobald Wärme über die Trockenluftkühler abgeführt werden muss, ist der Wirkungsgrad der gesamten Anlage verringert und somit entsprechen auch die berechneten Betriebskosten nicht den angenommenen Werten.

Tabelle 4-3: Vor/- Nachteile Wirbelstrombremse mit Wärmenutzung

+ Einsparung bei den Heizungskosten	- hohe Investitionskosten
+ Einbindung des vorhanden Prüfstands	- geringes Temperaturniveau
+ im Traktor verbauten Getriebe kann belastet werden	- hoher Aufwand für Abwärmenutzung
+ Kupplungstests sind möglich	
+ Dynamik	

4.4 Mechanischer Verspannungsprüfstand

Die Antriebsleistung beim Verspannungsprüfstand (Abbildung 4-11) muss nur die Verluste des mechanisch kurzgeschlossenen Stranges überwinden. Als Grundlage für die Auslegung werden 15% der Umlaufleistung für den Elektromotor veranschlagt. [17] Damit werden die Verluste des gesamten mechanischen Kreises $P_{v,mech}$ (Wellen, Getriebe, Variator, Riementrieb) einbezogen. Um die durchschnittlichen Prüfleistung von 150 kW ($P_{in,FPTO}$) zu erreichen, muss vom Motor eine Leistung von 22,5 kW geleistet werden. Die Netzleistung (P_{Netz}) resultiert aus der benötigten Motorleistung und den elektrischen Verlusten der Maschine ($P_{v,ASM}$).

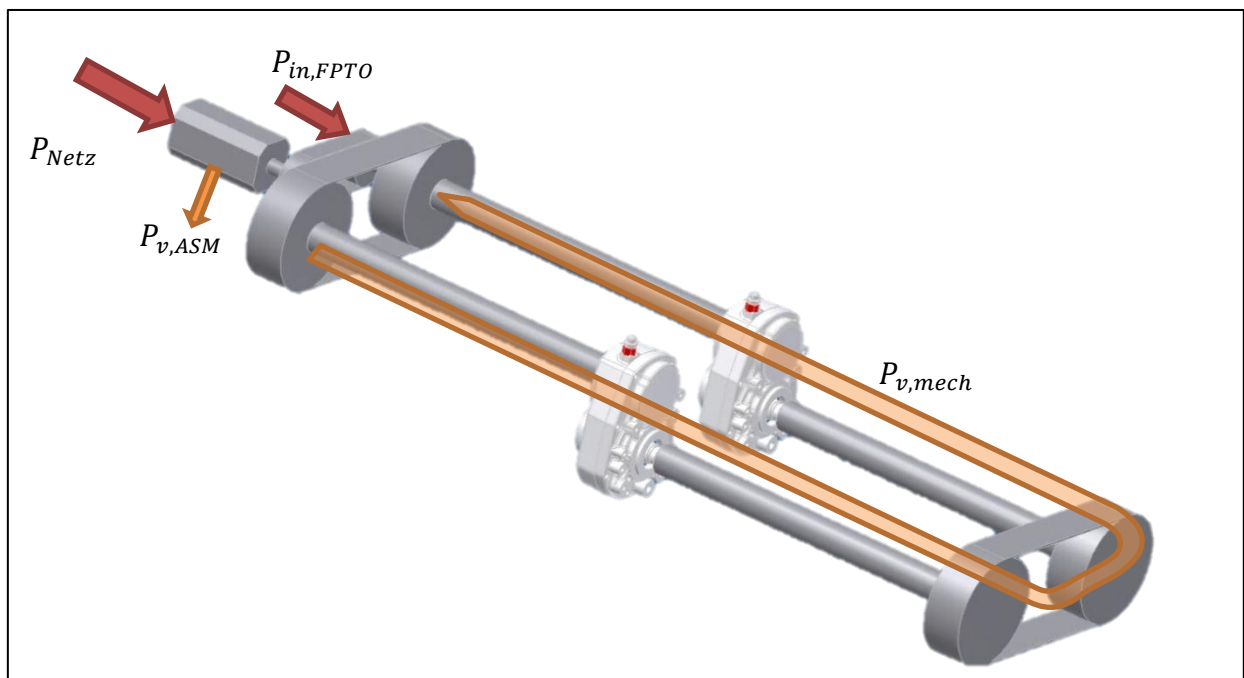


Abbildung 4-11: Leistungsverlauf mechanischer Verspannungsprüfstand (in Anlehnung an [18])

$$P_{Netz} = P_{v,mech} + P_{v,ASM}$$

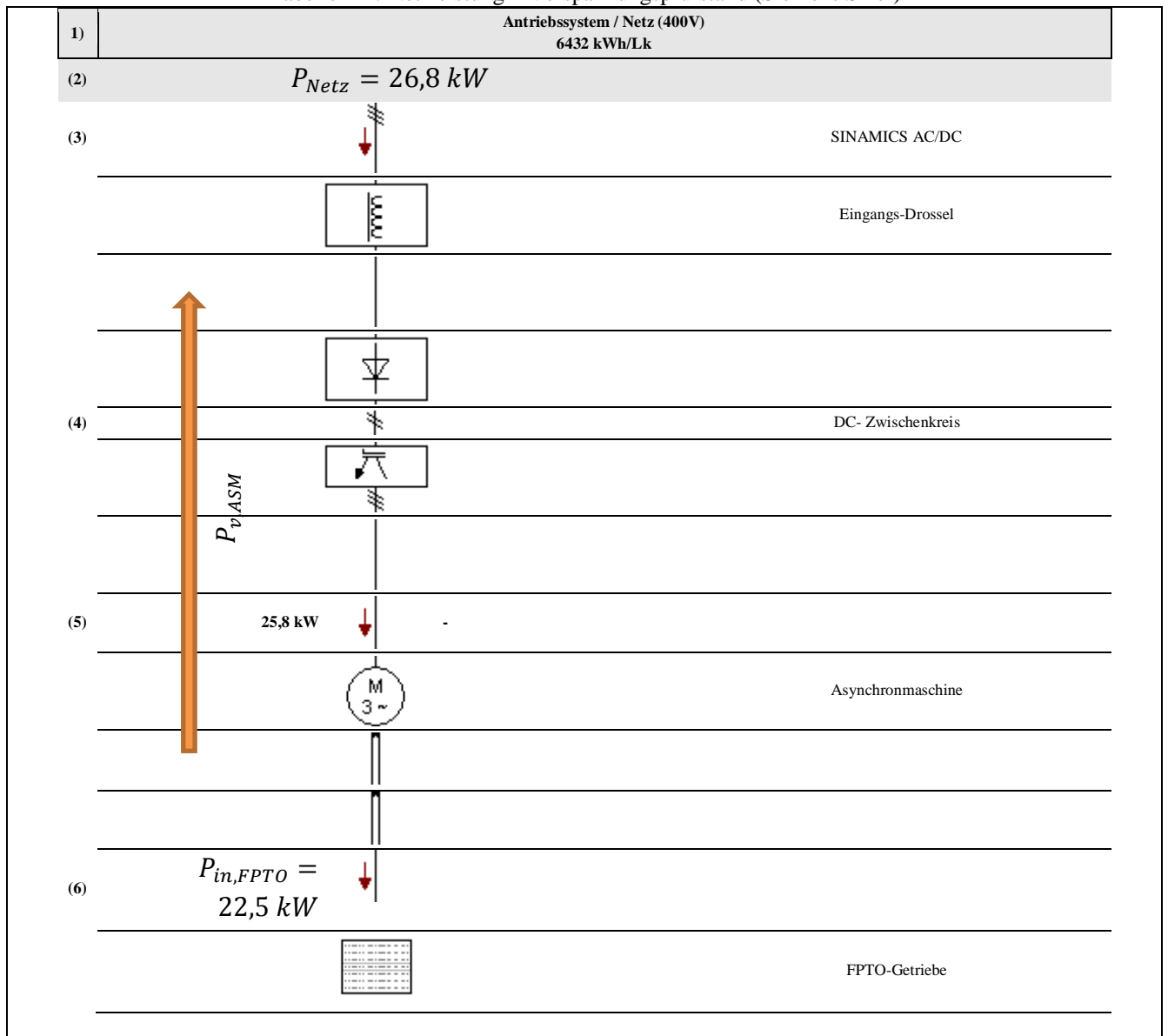
Gl. 4-16

$$P_{Netz} = 26,8 \text{ kW}, \quad \text{mit } P_{v,mech} = 22,5 \text{ kW}, \quad P_{v,ASM} = 4,3 \text{ kW}$$

Die Verluste der Leistungselektronik samt Asynchronmaschine sind wiederum mit dem Freeware-Programm Siemens SIZER [21] berechnet.

InTabelle 4-4 sind die elektronischen Bauteile und deren Verluste (zusammengefasst mit $P_{v,ASM}$) gezeigt. Ausgehend von den 15% Verlustleistung ($P_{in,FPTO}$) im mechanischen Kreislauf wird vom Programm die benötigte Netzleistung errechnet (P_{Netz})

Tabelle 4-4: Netzleistung – Verspannungsprüfstand (Siemens Sizer)



Der durchschnittliche Energieverbrauch beträgt pro Lastkollektiv 6342 kWh.

$W_{Lk} = P_{Netz} * t$	Gl. 4-17
-------------------------	----------

$W_{Lk} = 6432 \text{ kWh}$ mit $P_{Netz} = 26,8 \text{ kW}$

Die niedrige Anschlussleistung des Asynchronmotors und die Standardkomponenten des mechanischen Kreises ermöglichen einen sehr einfachen Aufbau und geringe Investitionskosten des Prüfstandes. Die Möglichkeit zwei Getriebe am Prüfstand aufzubauen, könnte die Prüfzeit reduzieren. Soll jedoch nur ein Getriebe getestet werden, muss auf der Gegenseite ein Getriebe zum Schließen des mechanischen Kreises installiert werden. Dieses muss dieselbe Übersetzung aufweisen wie das zu prüfende Getriebe.

Kupplungstests sind auf einem Prüfstand dieser Art nur bedingt möglich und maximal auf einem Strang des mechanischen Kreises. Ein nicht exakt gleichzeitiges Schließen von beiden Getriebekupplungen würde das Torsionsmoment ungewollt verändern. Abhilfe würde hierbei das abwechselnde Schalten der Kupplungen bringen.

Getriebe, die bereits im Traktor verbaut sind, können am Prüfstand nicht getestet werden. Der Traktor kann nur anstatt des Elektromotors als Antriebseinheit verwendet werden. Dies würde den Vorteil bringen, dass die Drehungleichförmigkeiten des Dieselmotors in den mechanischen Kreis eingebracht werden würden. Bei Antrieb mit dem Traktor würde sich der Gesamtwirkungsgrad der Anlage jedoch aufgrund des Motorwirkungsgrades verschlechtern.

Bei schrägverzahnten Prüflingen ist zu beachten, dass die Drehmomenten-Einleitung für eines der beiden Getriebe aus der „falschen“ Richtung kommt. Somit ergeben sich für die Lager unterschiedliche Axialbelastungen.

Die Vor- und Nachteile des mechanischen Verspannungsprüfstands sind in Tabelle 4-5 zusammengefasst.

Tabelle 4-5: Vor- Nachteile mech. Verspannungsprüfstand

+ niedriger Energieverbrauch (elektr.)	- im Traktor verbautes Getriebe nicht prüfbar
+ einfacher Aufbau	- Kupplungstest
+2 Prüflinge gleichzeitig am Prüfstand	- es müssen 2 Getriebe gleichzeitig aufgespannt sein
+ Investitionskosten	- Torsionsmoment im 2ten Strang hat umgekehrtes Vorzeichen, dadurch sind auch die Axialkräfte (bei Schrägverzahnung) umgedreht

4.5 Hydraulischer Verspannungsprüfstand

Wie beim mechanischen Verspannungsprüfstand muss der antreibende Elektromotor nur die Verlustleistungen kompensieren. Diese entstehen durch die Wirkungsgrade der hydraulischen Komponenten und den mechanischen Übersetzungen. Die netzseitige Leistung errechnet sich also wiederum ausgehend von der Getriebeeingangs-Leistung und den mechanischen und elektrischen Verlusten.

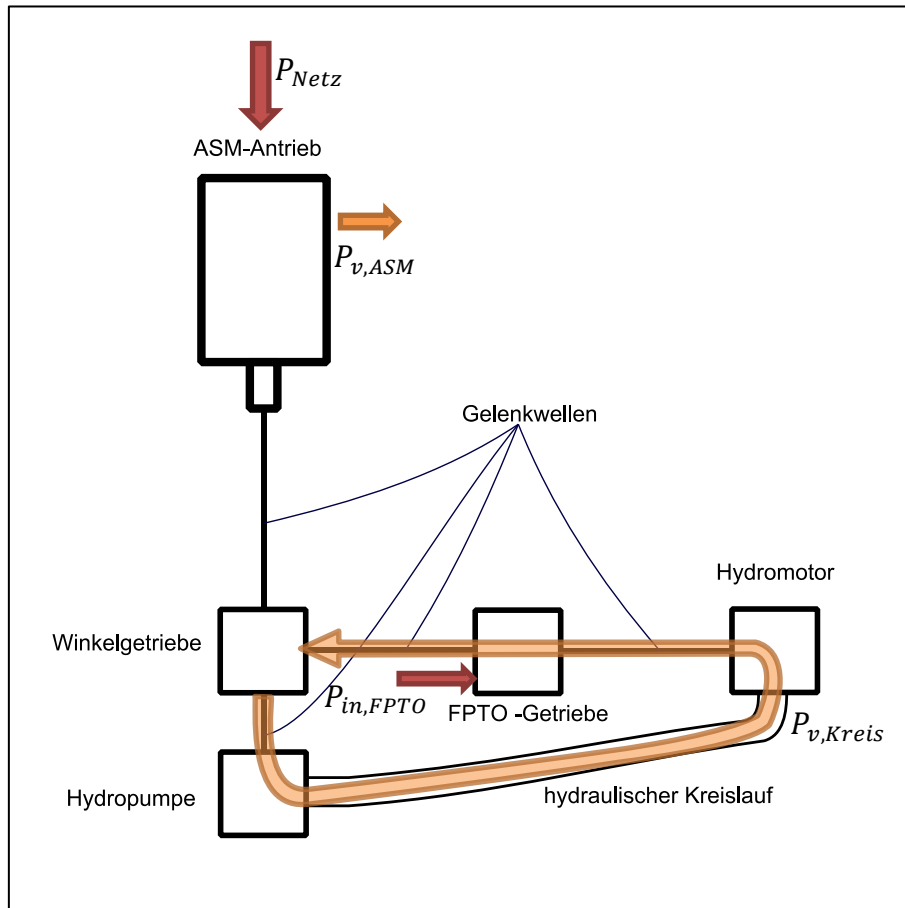


Abbildung 4-12: Leistungsverlauf hydraulischer Verspannungsprüfstand (in Anlehnung an [19])

In Abbildung 4-12 ist der Leistungsfluss des hydraulischen Prüfstandes gezeigt. Die gesamten Verluste des Kreises resultieren aus den Wirkungsgraden des Winkelgetriebes, des Hydraulikmotors, der Hydraulikpumpe und des FPTO-Getriebes. Diese werden zur Berechnung des Energieverbrauchs für ein Lastkollektiv abgeschätzt und als η_{Kreis} zusammengefasst.

- $\eta_{Wget} \cong 95\%$ Winkelgetriebe [15]
- $\eta_{Hpump} \cong 85\%$ Axialkolbenpumpe [24]
- $\eta_{Hmot} \cong 85\%$ Axialkolbenmotor [24]
- $\eta_{FPTO} = 96\%$ FPTO – Getriebe [3]

$\eta_{Kreis} = \eta_{Wget} * \eta_{Hpump} * \eta_{Hmot} * \eta_{FPTO}$	Gl. 4-18
---	----------

$\eta_{Kreis} = 66\%$

Mit dem errechneten Wirkungsgrad ergibt sich die Antriebsleistung des Elektromotors, die der Verlustleistung des Kreises entspricht.

$P_{v,Kreis} = P_{in,FPTO} * (1 - \eta_{Kreis})$	Gl. 4-19
--	----------

$P_{v,Kreis} = 51 \text{ kW}$ mit $P_{in,FPTO} = 150 \text{ kW}$

Zusätzlich zu den Kreisverlusten muss vom Netz noch die Verlustleistung der Elektronik gezogen werden. Nachdem die Antriebsleistung des hydraulischen Verspannkonzepts im Bereich der Antriebsleistung der mechanischen Verspannung entspricht, sind die Verluste der Asynchronmaschine und der Leistungselektronik aus Kapitel 4.4 entnommen.

$P_{Netz} = P_{v,Kreis} + P_{v,ASM}$	Gl. 4-20
--------------------------------------	----------

$P_{Netz} = 55,3 \text{ kW}$ mit $P_{v,ASM} = 4,3 \text{ kW}$

Der durchschnittliche Energieverbrauch beträgt pro Lastkollektiv 7512 kWh.

$W_{Lk} = P_{Netz} * t$	Gl. 4-21
-------------------------	----------

$W_{Lk} = 13270 \text{ kWh}$ mit $P_{Netz} = 55,3 \text{ kW}$

Wie auch beim mechanischen Verspannungsprüfstand ermöglichen die niedrige Anschlussleistung des Asynchronmotors und die Standardkomponenten des mechanischen Kreises einen sehr einfachen Aufbau und geringe Investitionskosten des Prüfstandes.

Das Belastungsmoment durch den Axialkolbenmotor ist proportional dem Schwenkwinkel der Pumpe. Regelungstechnisch kann dieser mit Proportionalventilen verstellt werden, jedoch passiert die Änderung im Vergleich zur rein elektrischen Verspannung relativ träge.

Der Traktor als Antriebseinheit könnte die Drehungleichförmigkeiten des Dieselmotors in den Antriebsstrang einbringen, jedoch den Gesamtwirkungsgrad der Anlage verschlechtern. Sicherheitstechnisch ist bei einem 24-Stunden-Betrieb das umlaufende Öl zu erwähnen. Dieses wird mit sehr hohem Druck und Volumenstrom im Kreis gepumpt. Bei einer Leckage würden trotz einer Sicherheitsabschaltung große Mengen heißes Öl in den Prüfraum auslaufen.

Die Vor- und Nachteile des mechanischen Verspannungsprüfstands sind in Tabelle 4-6 zusammengefasst.

Tabelle 4-6: Vor- Nachteile hydr. Verspannungsprüfstand

+ niedriger Energieverbrauch	- im Traktor verbautes Getriebe nicht prüfbar
+ einfacher Aufbau	- träge Regelung
+ Investitionskosten	- Hochdrucköl

4.6 Vergleich des Energiebedarf der Konzepte

Die Betriebskosten des Prüfstandes werden zum Großteil durch den nötigen Energiebedarf verursacht. In nachstehender Tabelle ist eine Übersicht, die zusammenfasst welche An- und Abtriebsform die jeweiligen Konzepte aufweisen. Die Werte beziehen sich, wie auch schon in den voran gegangenen Kapiteln, auf das Lastkollektiv, dessen durchschnittliche Eingangsleistung am Getriebe mit 150 kW über 240 Stunden errechnet ist.

Tabelle 4-7: Energiebedarf

Konzept	Eingangsenergie		Nutzbare Ausgangsenergie		Energiebedarf
Aktuelle Methode	94800 kWh	Diesel	--		94800 kWh
Elektrische Verspannung	38640 kWh	elektrisch	31920 kWh	elektrisch	6720 kWh
Wirbelstrombremse	38640 kWh	elektrisch	34560 kWh	thermisch	4080 kWh
Mechanische Verspannung	6432 kWh	elektrisch	--		6432 kWh
Hydraulische Verspannung	13270 kWh	elektrisch	--		13720 kWh

Aus Tabelle 4-7 geht hervor, dass die aktuelle Versuchsmethode die energieintensivste ist. Nicht nur der sehr hohe Verbrauch, sondern auch der Antrieb aus fossiler Brennstoffenergie ist aus umwelttechnischer Sicht bedenklich.

All die anderen Konzepte werden elektrisch angetrieben und haben mit den getroffenen Annahmen einen ähnlich niedrigen Energiebedarf. Der Vorteil der mechanischen und hydraulischen Verspannung ist die niedrige Anschlussleistung der Elektromotoren. Durch die im Kreis geführte Leistung muss nicht die gesamte Leistung aus dem Netz gezogen werden und es genügen kleine Elektromotoren mit kleiner Zuleitung.

Um Kosten bei der Zuleitung zu sparen, könnte bei der elektrischen Verspannung theoretisch durch bestimmte Anfahrregelungen bis zur maximal möglichen Prüfleistung (Nennleistung der Asynchronmaschinen) hochgefahren werden. Nach und nach wird dabei die Antriebsleistung erhöht und hierfür die rückgespeiste Energie des Generators verwendet. Die Netzleistung würde dabei weit unter der Prüfleistung liegen. Aus Sicherheitsgründen wird die Anspeisung des Prüfstandes aber mindestens der maximalen Stromstärke einer Maschine entsprechen. [25] Das heißt, die maximale Antriebsleistung kann vom Netz gezogen werden und es muss nicht auf Anfahrprozeduren geachtet werden.

Der Verbrauch des Wirbelstrombremsen-Prüfstandes scheint der niedrigste zu sein. Dabei muss aber, wie bereits im Kapitel 4.3.1 besprochen, die gesamte Abwärme genutzt werden können. Die Auslegung der Anspeisung und die Größe der Antriebsmaschine entsprechen der elektrischen Verspannung.

4.7 Kostenvergleich

Wiederum gilt als Grundlage der Kostenabschätzung das Lastkollektiv. Mit den in Kapitel 4.6 zusammengefassten Verbrauchsdaten können die Betriebskosten pro Kollektiv angenähert werden. Die Investitionskosten sind mit verschiedenen Anbietern der jeweiligen Prüfstände besprochen. Die Kosten für die Anlagen beinhalten jeweils nur die grundlegenden, für die Funktion essentiellen, Komponenten. Das heißt, jegliche Schutzeinrichtungen, Engineering, Software, Montage, etc. sind in keinem der Kosten enthalten.

$\text{Gesamtkosten} = \text{Investitionskosten} + \text{Betriebskosten}$

Gl. 4-22

In Kapitel 4.7.4 werden die Gesamtkosten in einem Diagramm zusammengefasst und verglichen.

4.7.1 Elektrische Verspannung

Die für den Betrieb notwendigen Komponenten eines rein elektrischen Prüfstandes sind die beiden Asynchronmaschinen samt Umrichtertechnik. Bei einer Nennleistung von ca. 300 kW beläuft sich der Investitionskosten auf 330 000 €. Die Asynchronmaschinen werden dabei mit 400 V Anschlussspannung betrieben.

Über die Regelung und die rückspeisenden Frequenzumrichter ist zwar während des Betriebes mit 2 Asynchronmaschinen die benötigte Stromstärke weit unter diesem Wert, jedoch ist im Traktorbetrieb und im Störbetrieb (Not-Aus) die gesamte vorhandene Leistung aus dem Gleichspannungs-Zwischenkreis abzuführen.

Dies kann entweder über Bremschopper (bei kleiner Zuleitung) oder über die genügend große Zuleitung passieren. Die Bremschopper (Bremswiderstände) müssten auf die maximale Leistung des Antriebes ausgelegt werden, also mindestens 270 kW elektrische Leistung, in Form von Wärme, an die Umgebung abführen können. Die notwendige Absicherung der Stromzuleitung würde 800 A betragen. [25]

Die Kosten für einen 800 A Anschluss an die nächstgelegene Transformatorstation würden bei ca. 30 000 € liegen. Derselbe Preis würde sich bei einer kleineren Zuleitung und den dann notwendigen Bremswiderständen ergeben. Da bei der großen Zuleitung keine Energie durch die Widerstände verloren geht, ist diese Variante zu bevorzugen. Der gesamte Investitionskosten der essentiellen Komponenten kommt somit auf 360 000 €.

Die Betriebskosten für den Strombedarf errechnen sich mit den 6720 kWh Verbrauch pro Lastkollektiv. Die Kilowattstunde Strom wird mit 0,0906 €/kWh [26] angenommen.

4.7.2 Wirbelstrombremse

Der Antrieb eines solchen Prüfstandes würde der Asynchronmaschine und dem Frequenzumrichter der elektrischen Verspannung entsprechen (200 000 € inkl. Anspeisung). Bei der Belastungsmaschine wird mit ca. 90 000 € gerechnet.

Für die Installation der Abwärmenutzung werden 35 000 € veranschlagt. Darin inkludiert sind die gesamte Verrohrung, Pumpen, Ventile und ein Wärmespeicher. Als Sicherheitseinrichtung muss auch der bestehende Trockenluftkühler erweitert werden, damit falls notwendig, die gesamte Leistung der Wirbelstrombremsen abgeführt werden kann. Dies ist erforderlich, um reibungslose Prüfabläufe gewährleisten zu können. Auch ohne Wärmeabnahme durch das Netz muss der Prüfstand zu jederzeit und mit jeder Prüfleistung fahrbar sein. Die Erweiterung des Kühlers käme auf 17 200 € und somit die Gesamtkosten auf 342 200 €.

Die Betriebskosten errechnen sich aus der Differenz der elektrischen Antriebsenergie und der thermisch nutzbaren Ausgangsenergie. Die Kosten für elektrische Energie sind wie in 4.7.1 mit 0,0906 € pro Kilowattstunde veranschlagt. Die Kilowattstunde thermische Energie mit 0,0313 €/kWh. (Fernwärmepreis) [2]

4.7.3 Verspannungsprüfstand

Die Anschaffung eines mechanischen Verspannungsprüfstandes würde die geringsten Anschaffungskosten mit sich bringen. Ein hydraulischer Verspannmotor wie in Kapitel 3.6.1 würde samt Hydraulikversorgung und Steuerung ca. 70 000 € kosten. Der Antriebsmotor (ca. 60 kW) mit Zuleitung und Frequenzumrichter wird mit 65 000 € veranschlagt. Für die Kraftumlenkung benötigten Umlenkgetriebe sind mit 5 000 € eingerechnet. Die Gesamtkosten für den mechanische Verspannungsprüfstand liegen bei rund 140 000 €.

Die durchschnittlichen Betriebskosten für die elektrische Antriebsenergie von 6480 kWh ergeben 587 €.

Da der hydraulische Verspannungsprüfstand nicht nur bei den Betriebskosten auf ähnliche Werte wie die rein mechanische Variante kommt, sondern auch bei den Investitionskosten, wird er in diesem Kapitel nicht explizit angeführt.

4.7.4 Kosten-Zusammenfassung

In dem Diagramm von Abbildung 4-13 werden die Kosten der verschiedenen Konzepte dargestellt. Aufgetragen sind hierbei die Gesamtkosten pro gefahrenes Lastkollektiv. Auf den ersten Blick auffallend sind die Investitionskosten des mechanischen Verspannungsprüfstandes. Die niedrige Anschlussleistung des Asynchronmotors und die Standardkomponenten des mechanischen Kreises ermöglichen einen sehr einfachen Aufbau und die geringen Kosten des Prüfstandes. Die anderen Varianten benötigen jeweils die gesamte Prüfleistung als Anschlussleistung, dementsprechend hoch sind die Kosten für die elektrischen Komponenten.

Es wird angenommen, dass 3-4 Lastkollektive pro Jahr am Prüfstand gefahren werden. Erst nach ungefähr 30 Lastkollektiven (entspricht einem Zeitraum von ca. 8 Jahren) würden sich die Mehrkosten für eine Abwärmenutzung der Wirbelstrombremse amortisieren. Dabei angenommen ist, dass die gesamte entstehende Wärme genutzt werden kann. Sobald jedoch Abwärme über die Trockenluftkühler abgeführt werden muss, steigen die durchschnittlichen Betriebskosten dieses Konzeptes und die Amortisationszeit verlängert sich.

Die Anschaffung eines rein elektrischen Getriebeprüfstandes würde die höchsten Anschaffungskosten mit sich bringen. Im Vergleich sind die Betriebskosten aber geringer als bei den anderen Varianten. Dadurch sind die Gesamtkosten bereits nach 10 gefahrenen Lastkollektiven unter dem Wirbelstrombremsen-Prüfstand (mit Abwärmenutzung). Ebenso ist anzunehmen, dass der Verlauf der Gesamtkosten, den real zu erwartenden Werten entspricht, da die generierte elektrische Leistung zu jederzeit genutzt werden kann.

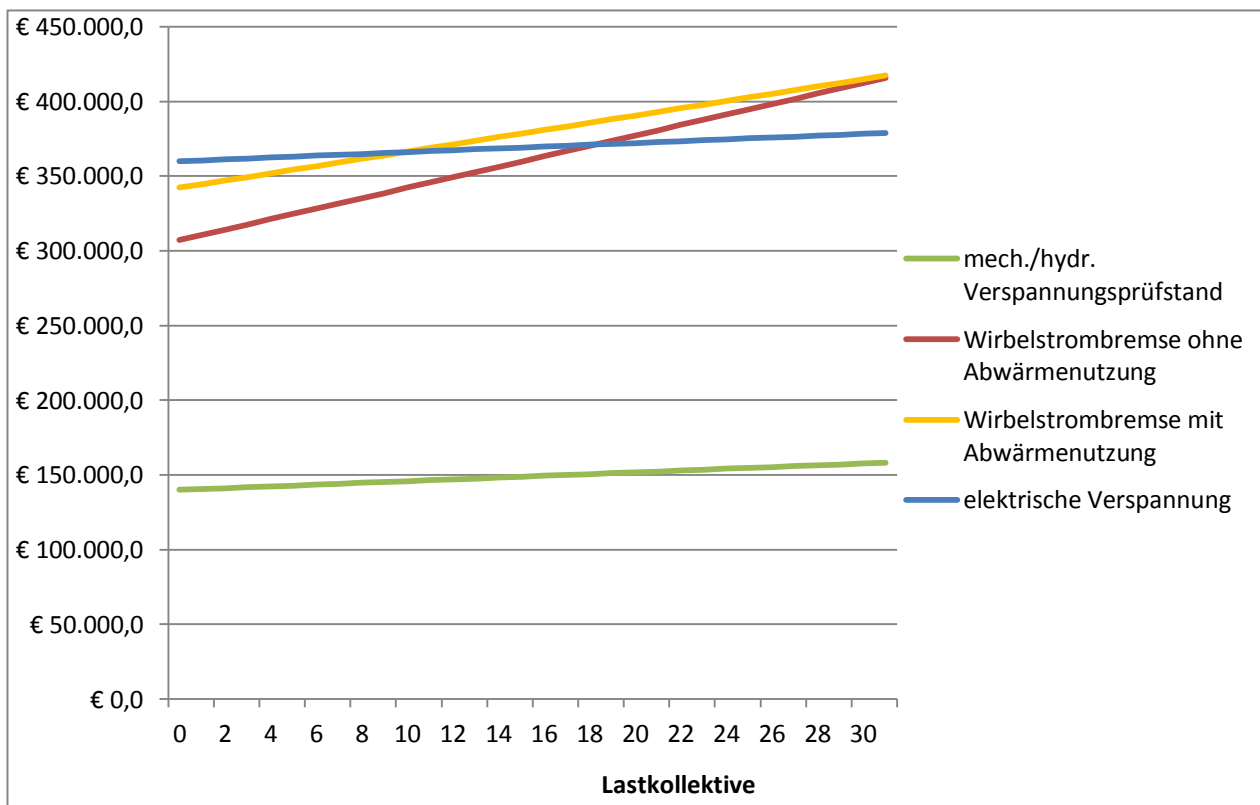


Abbildung 4-13: Kostenvergleich der Konzepte

5 FAZIT UND KONZEPTENTSCHEIDUNG

Die vorhandene Infrastruktur der Heizungsanlage ist auf eine Vorlauftemperatur von 90 °C ausgelegt. Der Energiegewinn der Wirbelstrombremsen erfolgt auf einem niedrigeren Temperaturniveau und es müsste noch mit zusätzlichem Geräteaufwand (Wärmepumpen) eine Temperaturanhebung erfolgen, um sinnvoll in das Heizungssystem eingebunden werden zu können. Der Investitionsaufwand wäre in einem solchen Fall nicht gerechtfertigt und durch niedrige Betriebskosten nicht zu amortisieren.

Ein autarker Heizkreis, der nur von den Prüfständen versorgt wird, ist eine Möglichkeit die Temperaturanhebung und damit die Wärmepumpe zu umgehen. Die Schwierigkeit des hydraulischen Heizungsaufbaus und der Regelung liegt in den unregelmäßigen und leistungsmäßig sehr unterschiedlichen Tests. Von null bis beinahe 500 kW thermische Leistung können entstehen. Im Winter, wenn einige Tage kein Prüfbetrieb herrscht, muss die Energie aus einem Speicher zur Verfügung stehen. Im Sommer, wenn keine Heizung jedoch der Prüfstand aktiv ist, muss die Wärmeabfuhr durch die Trockenluftkühler gewährleistet sein.

Betrachtet man die Rückgewinnung der Bremsenergie von Wirbelstrombremse und elektrischer Verspannung, ist die elektrische Leistung des Generators weitaus einfacher zu nutzen als die thermische der Wirbelstrombremse. Die Rückspeisung erfolgt noch direkt im Prüfraum und ist unabhängig von unterschiedlichen Außentemperaturen und Abnehmern. Beim elektrischen Verspannen wird die Energie direkt vom Antrieb genutzt. Treibt der Traktor den Generator an, wird der Strom ins Netz eingespeist.

Die beiden Verspann-Varianten mit kurzgeschlossenem Kreis benötigen keine Rückspeisung. Durch den Kurzschluss der entweder mechanisch oder hydraulisch erfolgen kann, wird die Leistung im Kreis geführt und nur die entstehenden Verluste vom Antrieb kompensiert. Das im Traktor verbaute Getriebe kann nicht in den mechanischen Strang eingebunden und somit nicht geprüft werden. Es bleibt daher nur Möglichkeit den ausgebauten Antriebsstrang mit Getriebe zu testen. Im Vergleich zur elektrischen Verspannung ist die Drehmomentenregelung durch die hydraulischen Komponenten träger. Transiente Simulationen des Feldebetriebes sind somit auf dieser Art von Prüfstand nicht nachzufahren.

Als Resümee kann gesagt werden, dass ein elektrisch rückspeisender Prüfstand den Stand der Technik für energieintensive, dynamische Getriebetests darstellt. Sowohl energetisch als auch von den verschiedenen Prüfmöglichkeiten ist er den gewünschten Anforderungen gewachsen. Einzig negativer Punkt sind die hohen Anschaffungskosten.

Entscheidung:

Als zwar teure, aber ebenso universelle Variante, erweist sich ein elektrisches Verspannungskonzept mit 2 Asynchronmaschinen und der notwendigen Umrichtertechnik als die einzige Methode, die allen Anforderungen entspricht. Bei einem solchen Aufbau sind sowohl alle in der Prüfspezifikation geforderten Tests machbar, als auch ein energieeffizienter Betrieb, der die hohen Anschaffungskosten der Maschinen relativiert. Zusammen mit der auftraggebenden Firma CNH, insbesondere der Versuchsabteilung, wurde entschieden, dass solch einer Prüfvariante der Vorzug zu geben ist.

In den nachstehenden Kapiteln werden die Prüfstandskomponenten besprochen, die zur elektrischen Verspannung des Getriebes notwendig sind. Die Auslegung erfolgt in Zusammenarbeit mit der durchführenden Prüfstandsfirma, die anhand von eingeholten Angeboten vom CNH Konzern ausgewählt wurde. Auch die für einen reibungslosen Prüfbetrieb erforderlichen Umbauten des Lagerraums sind in den folgenden Kapiteln auf das ausgewählte Prüfstandskonzept bezogen.

6 AUSLEGUNGEN DES PRÜFSTANDS

Die Planung des elektrischen Verspannungsprüfstandes erfolgt, wie bereits angesprochen, mit der durchführenden Prüfstandsfirma, da ein weiterführendes Detailengineering den Rahmen dieser Diplomarbeit sprengen würde. In der Zusammenarbeit mit den firmeninternen Zuständigen (CNH) und dem Anbieter wurden folgende Komponenten ausgelegt:

Antriebsmaschine:

Die Auslegung des Antriebes erfolgte mit den in Kapitel 2.1 definierten Leistungsdaten. Daraus ergibt sich eine 315 kW Asynchronmaschine mit 2030 Nm maximalem Drehmoment bei 1500 U/min. Die Maschine ist mit einem Lüfter ausgestattet, der die entstehende Abwärme in den Prüfraum abführt.

Die schnell rotierenden Elemente des Antriebsstranges werden mittels eines Wellenschutzes abgeschirmt. Dieser ist direkt vor die Antriebsmaschine gesetzt und verhindert das Abfliegen von defekten Bauteilen im Störfall. Der Schutz ist in das Sicherheitssystem integriert. Ein Prüflauf bei geöffnetem Wellenschutz wird dadurch verhindert.

Abtriebsmaschine:

Die Auslegung des Abtriebes mit den Leistungsdaten aus Kapitel 2.1 ergibt 315 kW. Das maximale Drehmoment ist 3000 Nm bei 1000 U/min. Dabei handelt es sich um die Nennleistungsdaten. Das maximal geforderte Drehmoment von 3214 Nm ist nicht im Dauerlauf zu prüfen, sondern nur kurzzeitig. Von der Asynchronmaschine kann dieser Lastpunkt im Überlastbetrieb angefahren werden, solange die thermische Belastungsgrenze der Maschine nicht überschritten wird [25].

Die beiden Maschinen werden auf höhenverstellbaren Gestellen montiert. Der Antrieb, der im Normalfall in der Höhe konstant bleibt, kann mit Unterlegsplatten gegebenenfalls angepasst werden. Bei rein elektrischer Verspannung muss die Bremsmaschine den unterschiedlichen Achsabständen der FPTO-Getriebe angepasst werden. Dazu wird sie, wie in Abbildung 6-1 schematisch gezeigt, auf einem Scherenhubtisch montiert. Dessen Stellbereich ermöglicht es die Nabenhöhe der Bremse beim Prüfbetrieb mit dem Traktor zu verstellen. Dabei wird der Hubtisch den unterschiedlichen Stummelhöhen des Fahrzeugs angepasst und je nach Bedarf die nötige bzw. erlaubte Abwinkelung der Gelenkwelle eingestellt.

Prüfbett

Zum Aufstellen und Befestigen der Prüfstandskomponenten wird eine T-Nutenaufspannplatte mit 5 x 2,5 m verwendet. Diese liegt auf dem bereits bestehenden Betonfundament. Zur Schwingungsisolierung werden Sylomerplatten untergelegt. Diese verhindern eine Übertragung der Vibrationen an umliegende Bauelemente (oranges Element in Abbildung 6-1).

Leistungselektronik:

Die im Schaltschrank untergebrachte Umrichtertechnik beinhaltet einen Netzumrichter und 2 Motorabgänge, die leistungsmäßig an die Asynchronmaschinen angepasst sind. Der Schaltschrank ist auf einem 600 mm hohen Formrohrfundament montiert, um die Leistungskabel von unten in den Schrank führen zu können. Somit umgeht man ein Aufbrechen und Ausbaggern der bestehenden Fundamentplatte.

Der Schaltschrank ist mit einem eigenem Klimagerät ausgestattet, da im Prüfraum bis zu 40 °C zulässig sind und die Leistungselektronik dabei überhitzen würde. Das Klimagerät sorgt für konstante Temperaturen im Schrank und gewährleistet eine optimale Umgebung für die Elektronik.

Die Leistungskabel vom Schaltschrank führen lose am Boden liegend zu den Maschinen. Damit ist sichergestellt, dass die Kabel flexibel genug für jegliche Positionen der Maschinen sind und in keinem Kabelkanal verspannen.

Software und Steuerung:

Zur Steuerung und Regelung der Prüfabläufe dient ein Soft- und Hardwarepaket, welches von der Prüfstandsfirma bereitgestellt wird. Dabei ist ein Echtzeitsystem sowie eine Datenverarbeitung, Erfassung und Überwachung inkludiert. Die Prüfstandssoftware ermöglicht nicht nur die Regelung der Asynchronmaschinen sondern auch die Einbindung sicherheitsrelevanter Systeme. Damit können sowohl die Raumtemperierung, als auch die Abgasanlage von der Software gesteuert und überwacht werden. Ebenso ist bei Störungen eine Notabschaltung der elektronischen Komponenten als auch des Traktors möglich. Gegebenenfalls kann auch eine Routine programmiert werden, die im Falle einer Störung abläuft.

Hydraulikaggregat.

Zum Betätigen der FPTO-Kupplungen wird am Prüfstand ein Hydraulikaggregat bereitgestellt. Dieses stellt den notwendigen Druck und Volumenstrom zum Schalten der Kupplungsventile zur Verfügung. Das Aggregat ist mit einem Membranspeicher ausgerüstet, der eine Kupplungsbetätigung mit der Frequenz von 0,2 Hz ermöglicht. Die Ventile werden dabei von einem Analogausgang der Prüfstandssteuerung, je nach Anforderung (Schwarz-Weiß-Schaltung, Proportionalventil), bestromt. Die Anbindung an die Steuerung und das Sicherheitssystem ermöglichen automatisierte Kupplungstestläufe, bei denen ohne ständige Aufsicht die Kupplungen unter bestimmbarer Last und Häufigkeit geschaltet werden können.

Sonstiges:

Jegliche Verbindungselemente wie Gelenkwellen, Zwischenflansche und die Getriebeaufspannung werden CNH-seitig bereitgestellt und unterliegen nicht dem Lieferumfang des Prüfstandanbieters. Ebenso ist der abtriebsseitige Wellenschutz aus dem Inventar bereitzustellen. Dieser verhindert die Gefährdung von Mitarbeitern bei Gebrechen der schnell rotierenden Bauteile am Prüfstand.

Mit den angeführten Komponenten können alle in der Prüfspezifikation angeführten Tests durchgeführt werden. Dabei ist durch die Rückkopplung bzw. der Rückeinspeisung der generierten elektrischen Leistung der Energiebedarf auf ein Minimum gesetzt. Durch die Überwachung und Automation der Prüfabläufe ist die Anwesenheit eines Arbeiters nur mehr bedingt notwendig und ein Prüfbetrieb, der sowohl Tag als auch Nacht durchläuft, ist möglich. Durch die Anschaffung des Prüfstandes werden daher nicht nur die Betriebskosten, sondern auch die benötigte Zeit für einzelne Tests drastisch reduziert.

In Abbildung 6-1 wird der Prüfstand schematisch dargestellt. Die Zeichnung dient nur zur Veranschaulichung und entspricht keiner detailgetreuen Konstruktion.

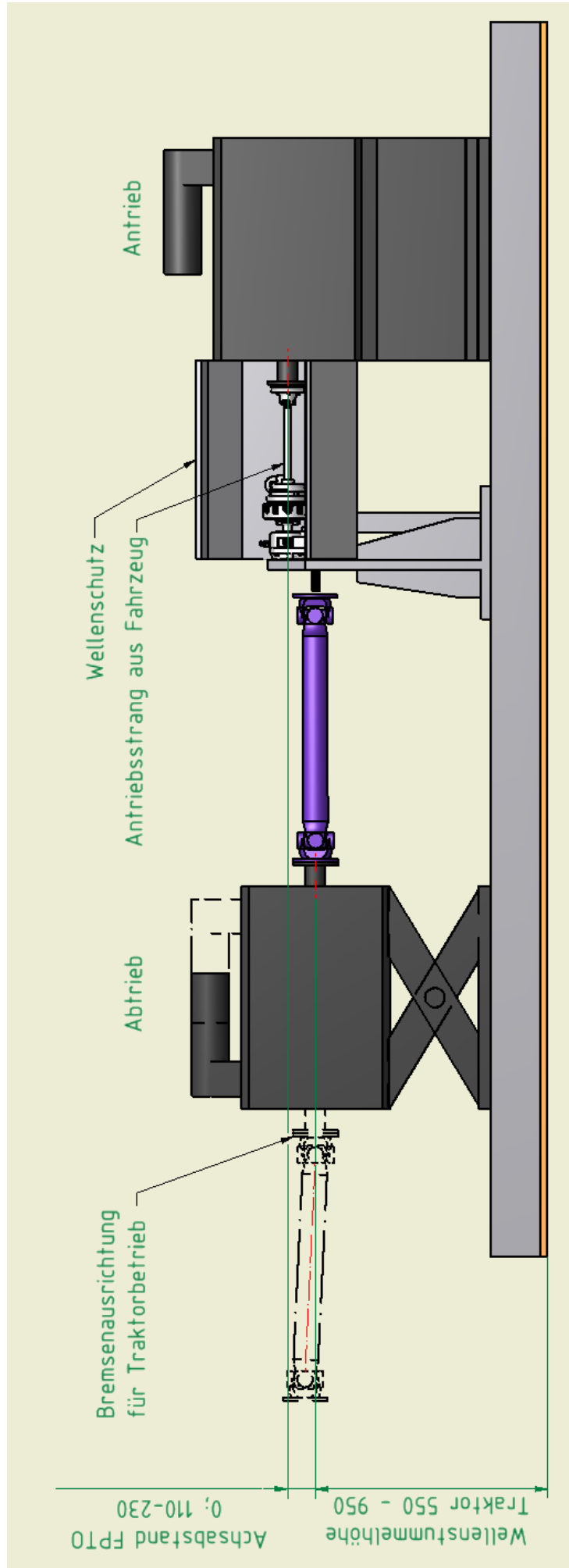


Abbildung 6-1: Prüfstand

7 LÜFTUNGSKONZEPT

Im Zuge der Diplomarbeit soll für den Prüfraum ein Lüftungskonzept entwickelt werden. In den Prüfspezifikationen für ein FPTO-Getriebe ist neben den zu prüfenden Belastungen, ebenso die Umgebungstemperatur auf ein bestimmtes Niveau zu halten, weshalb eine Be- und Entlüftung des Raumes notwendig ist.

In diesem Kapitel wird die bestehende Anlage analysiert und Maßnahmen besprochen, die für den reibungslosen Betrieb des neuen Prüfstandes notwendig sind. Hierzu werden die Abwärmesituationen der verschiedenen Antriebseinheiten berechnet und benötigte Komponenten ausgelegt.

7.1 Situation vor dem Umbau

In der bestehenden Prüfhalle werden die Front PTO-Tests mit einem Dynamometer gemacht. Die Abwärme des Dynamometers (aktiv belüftet) wird über einen Kanal direkt in die Umgebung abgeführt. Über jeweils einen Axiallüfter an der Ost- und Westseite des Gebäudes wird die bei Prüfläufen entstehende Abwärme des Traktormotors abgeführt. Die Abgase werden über eine separate Einrichtung abgesaugt.

Bei Dauerläufen ist dabei eine Raum-Temperaturregelung auf konstantem Niveau nur bedingt möglich gewesen. Die Axiallüfter erzeugten einen zu geringen Massenstrom um die gesamte Abwärme an die Umgebung abführen zu können.

Ebenso hielt der installierte Gewebes Schlauch der Abgasanlage nicht stand. Im Vollast-Betrieb lösten sich die Nähte des Schlauches auf und ein Ausfall war die Folge. (eine detaillierte Analyse folgt in Kapitel 9)

Um den Massenstrom zu erhöhen, sind zuluftseitig Klappen eingebaut, die bei Bedarf geöffnet wurden. Abluftseitig wurde bei sehr hohen Prüfleistungen ebenso das Tor geöffnet um die Temperatur auf konstantem Niveau halten zu können.

Da dieses Verfahren zur Temperaturregelung umständlich war und ebenso eine Aufsichtsperson erforderte, ist in den folgenden Kapiteln eine Überarbeitung des gesamten Lüftungskonzeptes samt Abgasanlage erstellt.

Anlagendaten des bestehenden Lüftungskonzeptes:

Axiallüfter Zu- und Abluft: Ziehl-Abegg, FC071-6EQ.6K.A7 mit
PTE-10AHQ Lüftersteuerung (temperaturgeregelt)
Abgasanlage: Hochtemperatur-Radialventilator VB 400-H
 $\dot{V}_{\max} = 6200 \text{ m}^3/\text{h}$ mit 10m Absaugschlauch GL400 aus vernähtem
Spezialgewebe

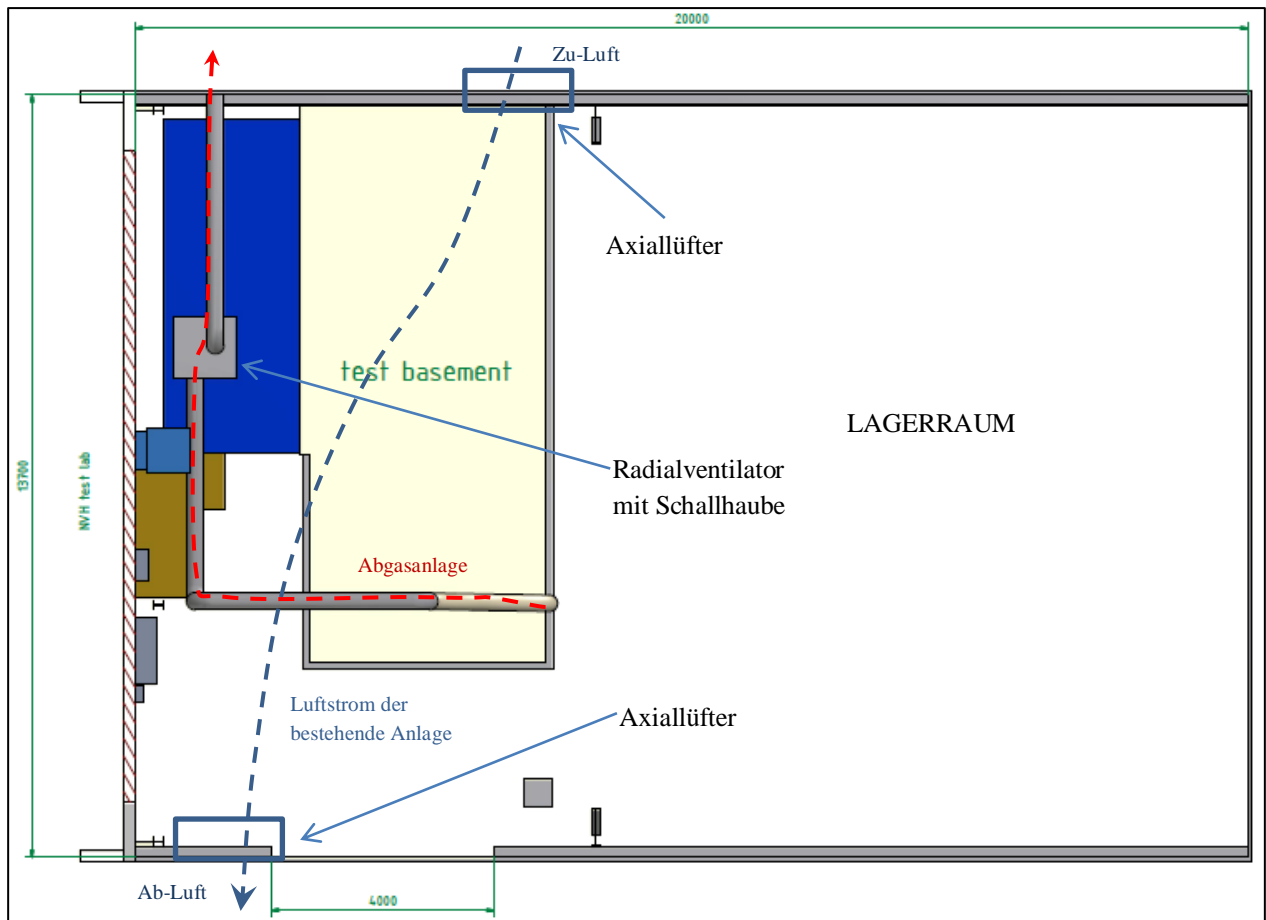


Abbildung 7-1: bestehendes Lüftungskonzept

Die bestehende Lüftungsanlage ist in Abbildung 7-1 gezeigt. Die zu- und abluftseitig montierten Axiallüfter strömen diagonal über das Prüffeld. Die Abgasanlage führt die Verbrennungsgase über die Verrohrung und einen Gewebeschauch nach außen.

7.2 Berechnung der Abwärmeleistungen bei elektrischer Verspannung

Im Prüfbetrieb mit 2 Asynchronmaschinen, bei der jeweils eine Maschine den Prüfling antreibt und die andere abbremst, ist angenommen, dass jegliche Verluste der Maschinen, der Leistungselektronik und der mechanischen Reibung des Prüflings, die Temperatur im Prüfraum anheben. Um die Bedingungen während des Prüfvorgangs konstant halten zu können, muss der Massenstrom der Axiallüfter die abgegebene Wärme der Komponenten aus dem Prüfraum führen und an die Umgebung abgeben.

Die Asynchronmaschinen sind jeweils aktiv belüftet. Ebenso sind am Schaltschrank der Leistungselektronik Ventilatoren montiert, die die Abwärme in den Prüfraum führen. Zusammengefasst ist dieser Wärmeeintrag mit $\dot{Q}_{Elektronik}$.

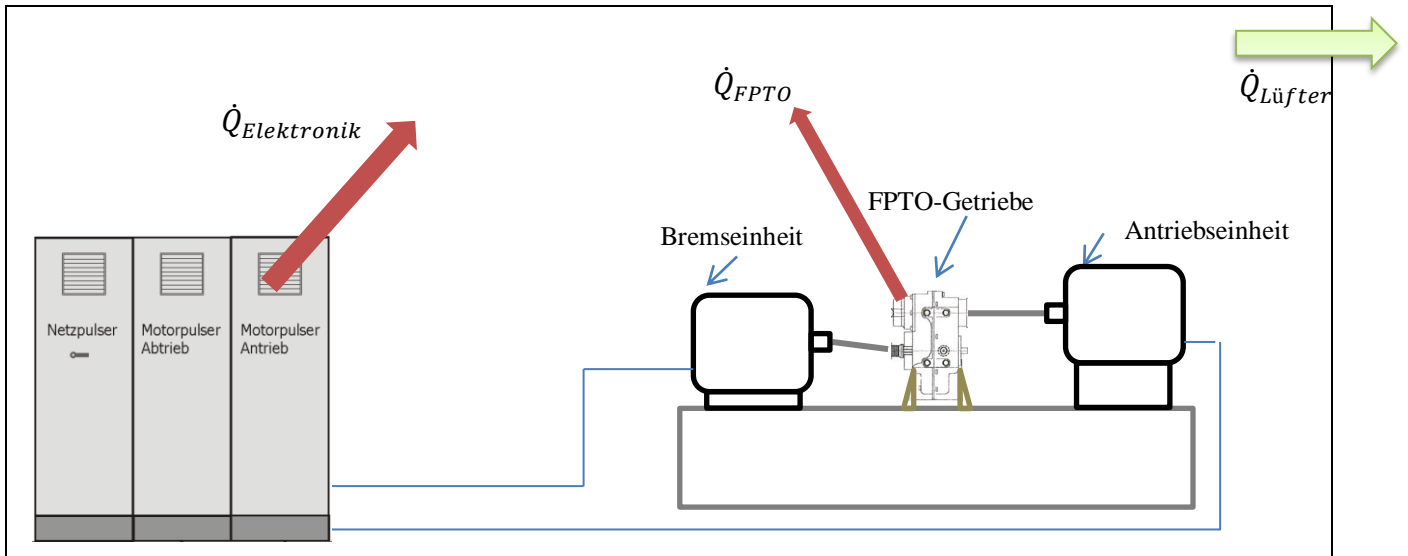


Abbildung 7-2: Abwärmesituation bei elektrischer Verspannung

Die gesamte Abwärmesituation bei elektrischer Verspannung ist in Abbildung 7-2 dargestellt. Der Wärmeeintrag der Leistungselektronik und der Asynchronmaschinen ist mit $\dot{Q}_{Elektronik}$ eingezeichnet. Die Abwärme des Getriebes mit \dot{Q}_{FPTO} . Beide zusammen müssen von den Axiallüftern an die Umgebung abgeführt werden ($\dot{Q}_{Lüfter}$).

Der Wirkungsgrad einer Asynchronmaschine, mit der zugehörigen Leistungselektronik, ist ~93%. Da bei elektrischer Verspannung jeweils An- und Abtriebsseite arbeiten wird vereinfacht angenommen, dass sich die einzelnen Wirkungsgrade des Gesamtsystems multiplizieren. Die Abwärme entspricht den gesamten Verlusten durch die Wirkungsgrade der Elektronik und des Getriebes. Die maximale Prüfleistung wird mit 315 kW angenommen.

$P_v = \dot{Q}_{Elektronik} + \dot{Q}_{FPTO} = P_{FPTO} * (1 - \eta_{Elektronik}^2 * \eta_{FPTO})$	Gl. 7-1
--	---------

$P_v = 53,5 \text{ kW}$ mit $P_{FPTO} = 315 \text{ kW}$; $\eta_{Elektronik} = 93\%$; $\eta_{FPTO} = 96\%$

Während des Prüfbetriebs muss die Abwärme von den im Prüfraum verbauten Axiallüftern abgeführt werden. Der maximale Luftdurchsatz der Lüfter ist auf die im Traktorbetrieb entstehenden Temperaturen und Leistungen ausgelegt, da diese, wie Kapitel 7.3 beschrieben, höher sind. Der rein elektrische Betrieb stellt somit keine Probleme bei der Abfuhr der Wärme dar.

7.3 Berechnung der Abwärmeleistungen im Traktorbetrieb

Bei der bevorzugten Prüfvariante, der elektrischen Verspannung, ergeben sich die geringsten Anforderungen an die Lüfterleistung. Der maximal benötigte Luftstrom errechnet sich aus den Abwärmeleistungen im Traktorbetrieb, wie in Abbildung 7-3 dargestellt. Diese werden in diesem Kapitel berechnet.

Es wird davon ausgegangen, dass die thermischen und mechanischen Verluste des Traktors ($\dot{Q}_{Traktor}$) abgeführt werden müssen, um eine konstante Temperatur im Prüfraum zu ermöglichen. Zum Teil geschieht das über den Abgasstrom (\dot{Q}_{Abgas}), der über eine Absaugung direkt vom Auspuff in die Umgebung geführt wird und so den direkten Wärmeeintrag des Traktors in den Prüfraum reduziert. Da die Verrohrung der Anlage durch den ganzen Prüfraum geführt wird und vom Luftstrom der Axiallüfter umströmt ist, geht ein Teil der Abgaswärme durch Strahlung und Konvektion wieder in den Prüfraum ein ($\dot{Q}_{Rohrverluste}$). Die effektive, von der Abgasanlage abgeführte Wärme, entspricht also der Differenz aus dem Wärmestrom am Auspuffende (\dot{Q}_{Abgas}) und den Rohrverlusten ($\dot{Q}_{Rohrverluste}$). Zusätzlich zu den Traktorverlusten muss auch die Abwärme der Leistungselektronik und des Asynchrongenerators berücksichtigt werden, wiederum zusammengefasst mit dem Wärmestrom $\dot{Q}_{Elektronik}$.

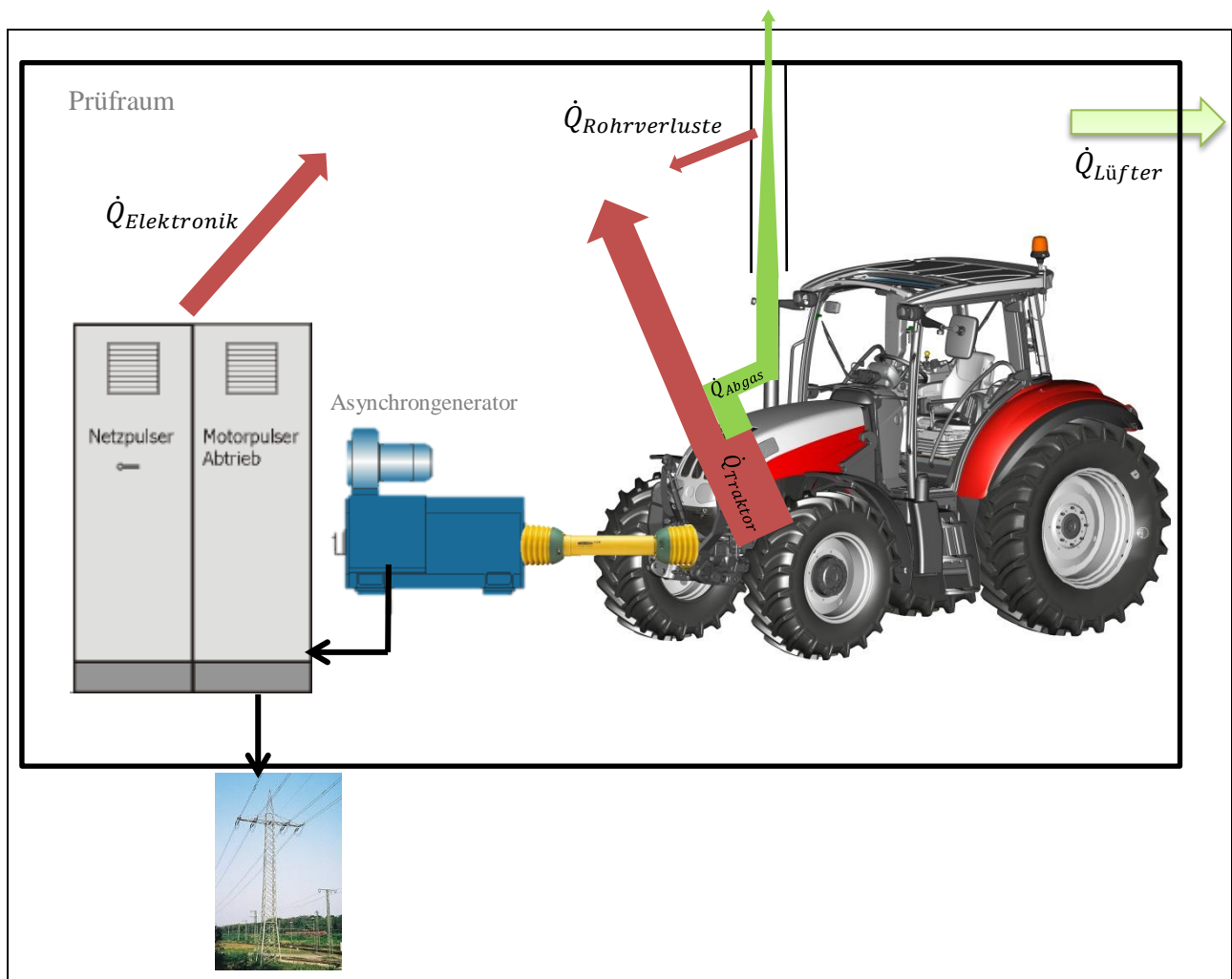


Abbildung 7-3: Abwärmesituation bei Traktorbetrieb

Die benötigte Durchsatzleistung der Axiallüfter berechnet sich aus der Summe der eingebrachten Wärmeströme von $\dot{Q}_{Traktor}$ und $\dot{Q}_{Elektronik}$ abzüglich des effektiv in die Umgebung abgeführten Wärmestroms der Abgasanlage ($\dot{Q}_{Abgas} - \dot{Q}_{Rohrverluste}$).

$\dot{Q}_{Lüfter} = \dot{Q}_{Traktor} + \dot{Q}_{Elektronik} - \dot{Q}_{Abgas} + \dot{Q}_{Rohrverluste}$	Gl. 7-2
--	---------

In den nachstehenden Unterkapiteln werden die einzelnen Terme dieser Gleichung besprochen und errechnet, um den benötigten Volumenstrom, der zum Konstanthalten der Raumtemperatur notwendig ist, abzuschätzen.

7.3.1 Traktorabwärme

Die maximale Motorleistung der in St. Valentin produzierten Produktpalette wird mit dem Traktortyp Steyr CVT 6230 erreicht. Dieser besitzt als Antriebsaggregat einen 6-Zylinder Dieselmotor mit 230 PS Nennleistung.

In der Versuchsabteilung werden hauptsächlich Traktoren getestet, die vor Ort gebaut werden. Der Steyr CVT 6230 ist aufgrund seiner maximalen Leistung der Traktor mit der größten zu erwartenden Abwärme. Die Berechnung basiert auf Leistungsmessungen, die im Zuge der Validierung der Abgasnorm T4 final in der Versuchsabteilung gemacht wurden [20].

Der maximal gemessene Wert der Zapfwellenleistung beträgt 177 kW bei einer Motordrehzahl von 1800 U/min. Mit einem Vollast-Wirkungsgrad von ca. 36% [20] ergibt die maximale Verlustleistung und somit die Abwärme des Traktors 313 kW.

$\dot{Q}_{Traktor} = \frac{P_{PTO}}{\eta_{Antrieb}} - P_{PTO}$	Gl. 7-3
--	---------

$\dot{Q}_{Traktor} = 313 \text{ kW}$ mit $P_{PTO} = 177 \text{ kW}$; $\eta_{Antrieb} = 36\%$

7.3.2 Abgasanlage

Die bestehende Abgasanlage war den geforderten Ansprüchen nicht gerecht. Der Gewebeschlauch wurde mittels Schlauchschellen und Ketten von der Decke abgehängt und positioniert. Durch das Eigengewicht des Schlauches und dem damit verbundenen Durchhang zwischen den Aufhängungspunkten, entstand eine ungleichmäßige Strömung des Abgases. Temperaturspitzen in wenig durchströmten Zonen verursachten ein stellenweises Abbrennen der Nähte im Schlauch und dadurch den Ausfall.

Die defekte Anlage ist der Grund warum die Abgastemperatur und somit der Wärmestrom aus dem Raum nicht gemessen werden kann. Um den benötigten Volumenstrom für die Axiallüfter des Prüfraumes zu ermitteln, ist in diesem Kapitel eine Abschätzung der abgeführten Abgasmenge und Abgastemperatur durchgeführt.

In Kapitel 9, Prüfraum-Adaptierungen, werden die baulichen Änderungen der Anlage näher behandelt. Die überarbeitete Anlage wird den Abgasstrom über ein Rohrsystem nach außen führen. Durch die Umströmung der Rohre mit der Raumlüftung wird das heiße Abgas im inneren der Rohre abgekühlt und somit Wärme in den Prüfraum eingebracht.

Das Konzept der Anlage ist in Abbildung 7-4 ersichtlich. Ausgehend von der Position des bestehenden Abgas-Radialventilators führt die Verrohrung druckseitig durch die Gebäudewand nach außen. Die Saugseite des Ventilators ist über die Wickelfalzhöhre und einem Gewebeschlauch zu dem Auspuffrohr des Traktors geführt.

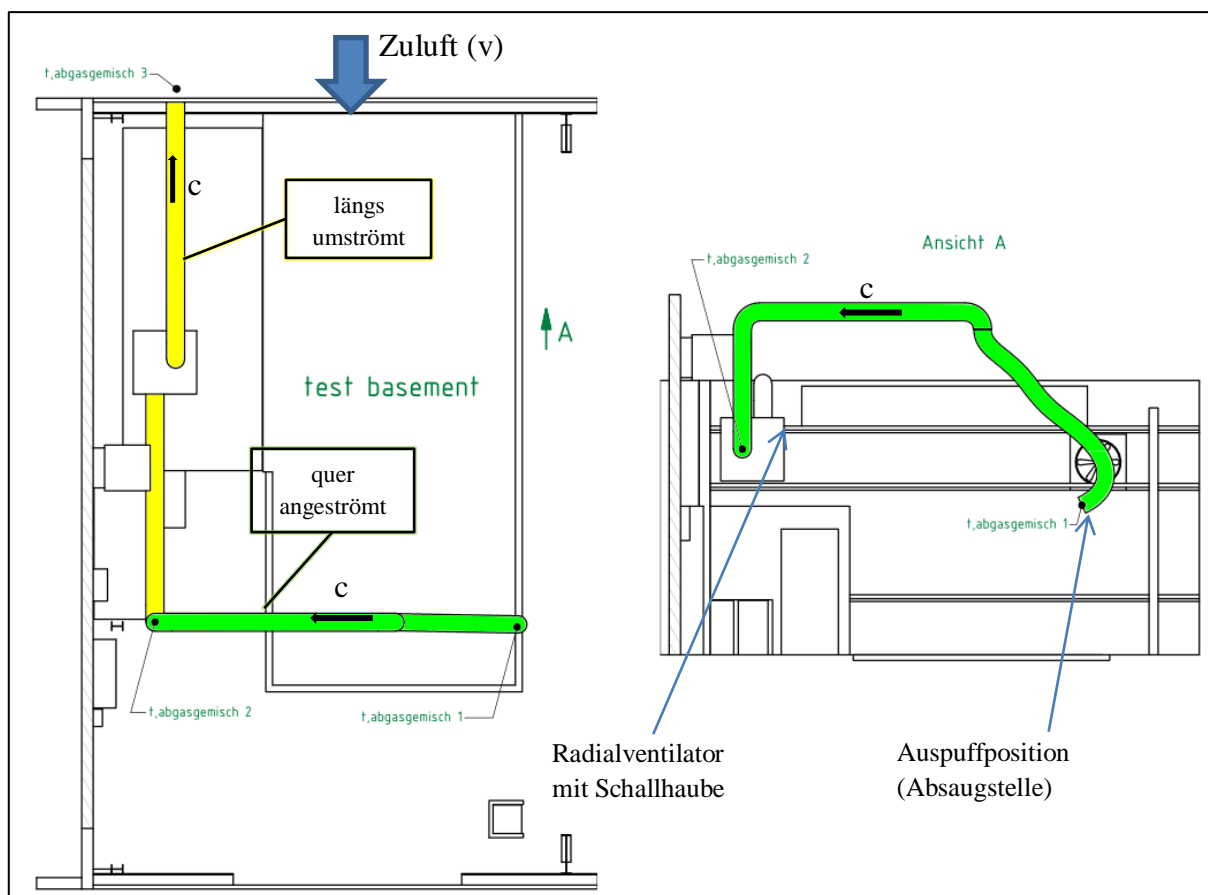


Abbildung 7-4: Abgasverrohrung

Bei der jährlichen Messung der bestehenden Anlage (im Zuge der Anlagenwartung), wurde ein Durchsatz von 3310 m³/h an der Ansaugstelle ermittelt [27]. Das Abgas der neuen Anlage wird zum Großteil durch Wickelfalzrohre geführt. Nur ein etwa 4 Meter langer Gewebeschauch ist am Ende des Rohres verbaut, um die Absaugposition den verschiedenen Traktortypen anpassen zu können. Als Richtwert für die Abschätzung der abgeführten Temperatur wird der gemessene Anlagenvolumenstrom der bestehenden Absaugung herangezogen.

Der vom Traktor ausgestoßene Abgasstrom ist über die Verbrennungsgleichung abgeschätzt. Mit den Leistungsdaten des Traktors aus Kapitel 7.3.1 kann die erforderliche Luftmenge berechnet werden, die zur stöchiometrischen Verbrennung des Diesels benötigt wird. Da sämtliche Steyr und Case Traktoren in dieser PS-Klasse mit SCR-Abgasnachbehandlungssystemen ausgerüstet sind, wird eine Verbrennung mit dem Luftverhältnis λ gleich eins angenommen.

$\dot{m}_{Luft} = \frac{b_e}{1000} * P_{PTO} * L_{st}$	Gl. 7-4
--	---------

$$\dot{m}_{Luft} = 602,6 \frac{kg}{h} \quad \text{mit } b_e = 234,8 \frac{g}{kWh} ; P_{PTO} = 177kW ; L_{st} = 14,5 \frac{kg_{Luft}}{kg_{Diesel}} [28]$$

Die maximale Abgastemperatur ist softwaretechnisch auf 650 °C begrenzt. [20] Zur vereinfachten Berechnung der Abgasmenge wird als Rauchgas nur erhitzte Luft angenommen. Vernachlässigt werden dabei die Rauchgaszusammensetzung und die Masse des Brennstoffs. Somit ergibt sich als Abgasvolumenstrom die Luftmasse bei einer Dichte von Luft bei 650 °C.

$\dot{V}_{Abgas} = \dot{V}_{Luft} = \dot{m}_{Luft} * \rho_{Luft}$	Gl. 7-5
---	---------

$$\dot{V}_{Abgas} = 1596 \frac{m^3}{h} \quad \text{mit } \rho_{Luft} = 0,378 \frac{kg}{m^3}$$

Über den Absaugtrichter (Abbildung 7-5) wird neben dem Abgasstrom auch Mischluft angesaugt. Mit dem Verhältnis von Abgas und Mischluft kann die tatsächliche Temperatur des Abgasgemisches bestimmt werden. Der Volumenstrom der mitangesaugten Mischluft entspricht der Differenz des Anlagen- und des Abgasvolumenstrom.

$\dot{V}_{Mischluft} = \dot{V}_{Anlage} - \dot{V}_{Abgas}$	Gl. 7-6
--	---------

$t_{Abgasgemisch,1} = \frac{\dot{V}_{Abgas} * \rho_{Abgas} * c_{pAbgas} * t_{Abgas} + \dot{V}_{Mischluft} * \rho_{Mischluft} * c_{pMischluft} * t_{Mischluft}}{\dot{V}_{Abgas} * \rho_{Abgas} + \dot{V}_{Mischluft} * \rho_{Mischluft}}$	Gl. 7-7
--	---------

Mit den Werten aus Tabelle 7-1 ergibt sich die Gemischttemperatur. Als Mischlufttemperatur wird dabei die Raumtemperatur mit 25 °C angenommen.

$$t_{Abgasgemisch,1} = 176^{\circ}C$$

Tabelle 7-1: Daten zur Gemischttemperatur-Berechnung

\dot{V}_{Anlage}	$3310 \frac{m^3}{h}$	$\dot{V}_{Mischluft}$	$1714 \frac{m^3}{h}$
t_{Abgas}	$650^{\circ}C$	$t_{Mischluft}$	$25^{\circ}C$
ρ_{Abgas}	$0,337 \frac{kg}{m^3}$	$\rho_{Mischluft}$	$1,169 \frac{kg}{m^3}$
c_{pAbgas}	$1,126 \frac{kJ}{kgK}$	$c_{pMischluft}$	$1,066 \frac{kJ}{kgK}$

Mit dem bekannten Volumenstrom und der Temperatur des Abgasgemisches können über die Geometrie des Wickelfalzrohres die Rohrverluste der Anlage abgeschätzt werden. Somit ist bekannt, welche thermische Leistung über die Abgasanlage effektiv aus dem Prüfraum geführt werden kann. Die Berechnung der Abgastemperatur bzw. der Rohrverluste der Anlage wird in Anlehnung an [29] durchgeführt.

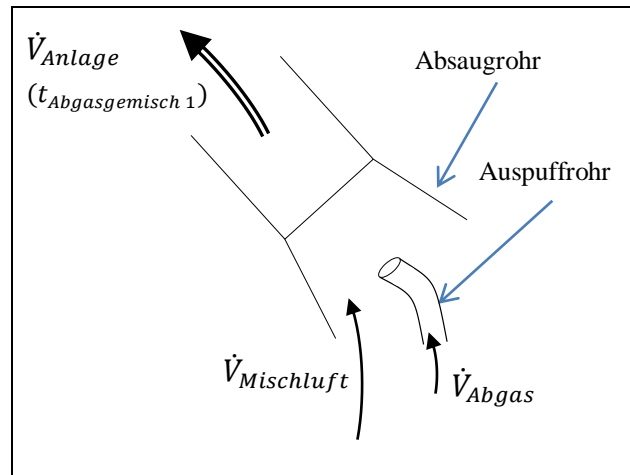


Abbildung 7-5: Abgasmengen

Die Berechnung der Abgasanlage ist in 2 Teilabschnitte aufgeteilt. Einerseits in längs umströmte und andererseits in quer angeströmte Rohre. Die thermischen Eigenschaften des Gewebeschlauches werden in der Berechnung vernachlässigt. Zur Vereinfachung wird die gesamte Rauchgasführung als Wickelfalzrohr angenommen.

Der Hauptanteil der FPTO-Tests muss bei konstanter Raumtemperatur durchgeführt werden. In den meisten Fällen ist dabei eine Temperatur von 25°C vorgesehen. Da für den Prüfstand keine Frischluftkonditionierung vorgesehen wird, sprich die angesaugte Umgebungsluft nicht gekühlt werden kann, wird die Berechnung mit 25°C Umgebungstemperatur durchgeführt.

Tabelle 7-2: Daten zur Abgasberechnung

Abgas-Ventilator:	$\dot{V}_{Anlage} = 3310 \frac{m^3}{h}$ (gemessen)
Wickelfalzrohre:	$D_i = 315mm ; s = 0,5mm$
	<i>Länge quer: 12m</i>
	<i>Länge längs: 9,5m</i>
	$\lambda_{Rohr} = 60 \frac{W}{mK}$ (verzinktes Stahlrohr)
	$\epsilon_{Rohr} = 0,228$ (verzinktes Eisenblech, blank)
Axiallüfter:	$q_{max} = 16500 \frac{m^3}{h}$
	$D_{Lüfter} = 720mm$
Raumtemperatur:	25°C
Umgebungstemperatur:	25°C

Der Luftstrom mit dem die Rohre umströmt werden, wird von den zu- und abluftseitigen Axiallüftern erzeugt. Mit der Annahme, dass bei einer Erweiterung der Lüfteranlage derselbe Gerätetyp verwendet wird, der bereits in der bestehenden Anlage läuft, ergibt sich die Strömungsgeschwindigkeit v . Die Kennlinie des Lüfters wird in Abbildung 7-6 veranschaulicht.

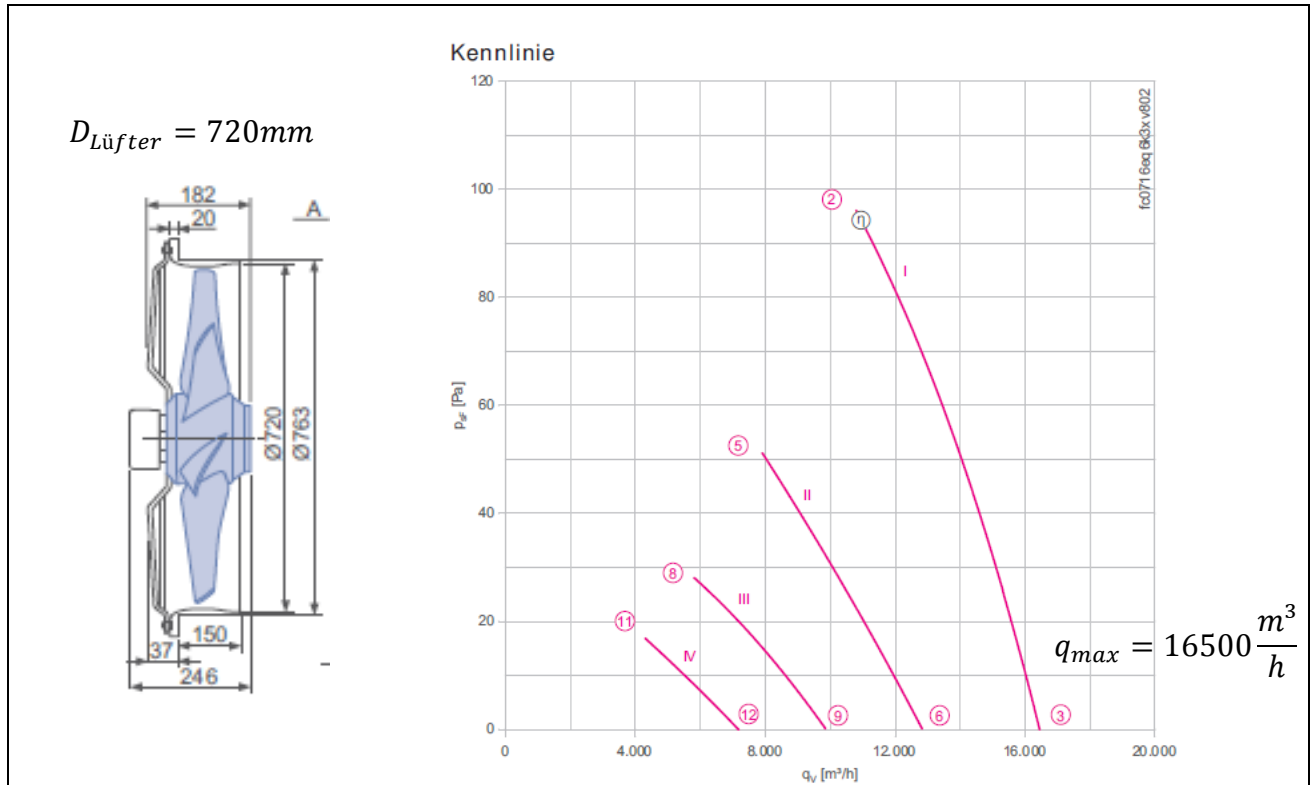


Abbildung 7-6: Axiallüfter-Kennlinie [30]

In der Abbildung ersichtlich ist der maximale Durchsatz eines Lüfters mit $16500 \text{ m}^3/\text{h}$. Mit dem Durchmesser des Ventilatorauslasses kann die Luftgeschwindigkeit, die für die Berechnung des Wärmeübergangs der Rohre notwendig ist, ermittelt werden.

$c = \frac{q_{max}}{\frac{D_{Lüfter}^2 \pi}{4}}$	Gl. 7-8
--	---------

$$v = 11,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{mit } q_{max} = 16500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} ; \quad D_{Lüfter} = 720\text{mm}$$

Die Rauchgasgeschwindigkeit wird über den Anlagenvolumenstrom und den Rohrdurchmesser ermittelt.

$c = \frac{\dot{V}_{Anlage}}{\frac{D_i^2 \pi}{4}}$	Gl. 7-9
--	---------

$$c = 12 \frac{m}{s} \quad \text{mit } \dot{V}_{Anlage} = 3310 \frac{m^3}{h} ; \quad D_i = 315mm$$

Die Berechnung der Rohrverluste wird unterteilt in quer angeströmte Rohre und längs umströmter Rohre, wie aus der Abbildung 7-4 entnommen werden kann. Die Stoffwerte sind aus Tabelle 7-3.

Tabelle 7-3: Stoffwerte Luft (1bar)

		25°C	130°C	150°C	175°C
ν	$10^{-7} \frac{m^2}{s}$	157,9	268	292	322
Pr	-	0,707	0,699	0,6984	0,698
λ	$10^{-3} \frac{W}{mK}$	26,2455	33,66	35	36,6
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	1,16885	0,8643	0,8233	0,777
cp	$\frac{kJ}{kgK}$	1,066	1,0148	1,0174	1,02

Quer angeströmte Rohre:

$$L_{quer} = 12m \quad (\text{quer angeströmte Rohrlänge})$$

Wie bereits erwähnt, wird das Abgas vereinfacht als reine Luft angenommen. Die Stoffwerte hierfür sind jeweils für die mittlere Temperatur zwischen Eingang und Ausgang gewählt (siehe Tabelle 7-3). Für das quer angeströmte Rohr sind das $t_{Abgasgemisch 1}$ und $t_{Abgasgemisch 2}$ (siehe Abbildung 7-9).

$t_{mi,quer} = \frac{t_{Abgasgemisch 1} + t_{Abgasgemisch 2}}{2}$	Gl. 7-10
---	----------

$$t_{mi,quer} = 158^\circ C$$

$$\text{mit } t_{Abgasgemisch 1} = 176^\circ C ; \quad t_{Abgasgemisch 2} = 140^\circ C \quad (\text{iterativ ermittelt})$$

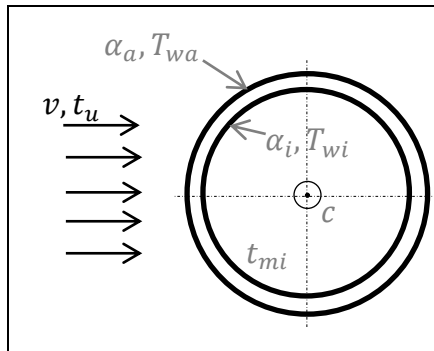


Abbildung 7-7: Wickelfalzrohr, quer angeströmt

Die Anströmsituation des Querrohres wird in der Abbildung 7-7 veranschaulicht. Das Rohr wird mit dem Luftstrom der Axiallüfter mit Umgebungstemperatur umströmt. Im Inneren bewegt sich das Abgas mit der Geschwindigkeit c fort. α_a und α_i sind jeweils die Wärmeübergangskoeffizienten an der Rohraußen- bzw. Innenseite.

α_{innen} :

(Rohrströmung)

Der Wärmeübergang vom Abgas zum Rohr erfolgt über das Berechnungsschema der Rohr- bzw. Kanalströmung. Die ermittelten Kenngrößen Tabelle 7-4 gelistet.

Tabelle 7-4: Rohrströmung, Kenngrößen quer angeströmt

Re_{Di}	-	129430	$> 10^4 \rightarrow$ turbulente Rohrströmung
$Nu_{Di,turb}$	-	259,5	mit $\zeta = 0,0169$
			$f_1 = 1,09$
			$f_2 = 1,096$
$\alpha_{i,quer}$	W/m^2K	28,83	

$\alpha_{außen}$:

(quer angeströmter Zylinder)

Der Wärmeübergang vom Rohr zur umströmenden Luft erfolgt über das Berechnungsschema des quer angeströmten Zylinders. Die berechneten Ergebnisse sind in Tabelle 7-5 zu finden.

Tabelle 7-5: Kenngrößen quer angeströmter Zylinder

$Re_{L'}$	-	353967	mit $L' = 0,496m$
$Nu_{L',turb}$	-	808,1	für $10^5 < Re_{L'} < 10^7$
			mit $f_4 = 0,98$
$\alpha_{a,quer}$	W/m^2K	43,37	

Der Wärmedurchgang u ergibt sich aus den inneren und äußeren Wärmeübergangszahlen und der Wärmeleitfähigkeit des verzinkten Wickelfalzrohres.

$u_{quer} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i,quer}} * \frac{s}{\lambda_{Rohr}} * \frac{1}{\alpha_{a,quer}}}$	Gl. 7-11
---	----------

$$u_{quer} = 17,32 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Der resultierende Wärmestrom vom Abgas in den Prüfraum kann über die logarithmische Temperaturdifferenz ermittelt werden.

$\dot{Q}_{ab,quer} = u_{quer} * A_{Rohr,quer} * (\Delta t_{m,quer})$	Gl. 7-12
--	----------

$$\dot{Q}_{ab,quer} = 27,23 \text{ kW} \quad \text{mit } A_{Rohr,quer} = 11,9 \text{ m}^2; \quad \Delta t_{m,quer} = 132 \text{ K}$$

Längs angeströmte Rohre:

$$L_{längs} = 9,5 \text{ m} \quad (\text{längs umströmte Rohrlänge})$$

Für die Ermittlung der Stoffwerte wird die mittlere Abgastemperatur zwischen Stelle 2 und 3 herangezogen. (siehe Abbildung 7-9). Für das quer angeströmte Rohr sind das die Endtemperatur des quer angeströmten Rohres $t_{Abgasgemisch 2}$ (berechnet aus Gleichung und die Abgastemperatur, die in die Umgebung abgegeben wird ($t_{Abgasgemisch 3}$)).

$t_{mi,längs} = \frac{t_{Abgasgemisch 2} + t_{Abgasgemisch 3}}{2}$	Gl. 7-13
--	----------

$$t_{mi,längs} = 132^\circ\text{C}$$

$$\text{mit } t_{Abgasgemisch 2} = 140^\circ\text{C} ; \quad t_{Abgasgemisch 3} = 124^\circ\text{C} \text{ (iterativ ermittelt)}$$

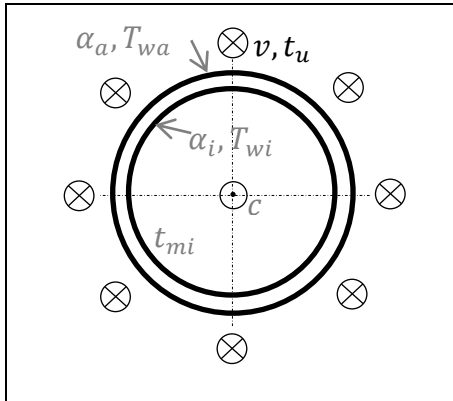


Abbildung 7-8: Wickelfalzrohr, längs angeströmt

Die Anströmsituation des Längsrohres kann aus der Abbildung 7-8 entnommen werden. Das Rohr wird mit dem Luftstrom der Axiallüfter mit Umgebungstemperatur längs umströmt. Im Inneren bewegt sich das Abgas mit der Geschwindigkeit c fort. α_a und α_i sind jeweils die Wärmeübergänge an der Rohraußen- und Innenseite.

α_{innen} :

(Rohrströmung)

Der Wärmeübergang vom Abgas zum Rohr erfolgt über das Berechnungsschema der Rohr- bzw. Kanalströmung. Die ermittelten Kenngrößen sind in Tabelle 7-6 gelistet.

Tabelle 7-6: Rohrströmung, Kenngrößen längs umströmt

Re_{Di}	-	140756	$> 10^4 \rightarrow$ turbulente Rohrströmung
$Nu_{Di,turb}$	-	271,3	mit $\zeta = 0,0166$
			$f_1 = 1,1$
			$f_2 = 1,058$
$\alpha_{i,längs}$	W/m^2K	29	

$\alpha_{außen}$:

(längs umströmter Zylinder)

Der Wärmeübergang vom Rohr zur umströmenden Luft erfolgt über das Berechnungsschema der Strömung um eine ebene Wand. Die berechneten Ergebnisse sind in Tabelle 7-7 zu finden.

Tabelle 7-7: Kenngrößen längs umströmter Zylinder

Re_L	-	6774541	
$Nu_{L,turb}$	-	8517	für $5 \cdot 10^5 < Re_L < 10^7$
			mit $f_3 = 1$
$\alpha_{a,längs}$	W/m^2K	23,53	

Der Wärmedurchgang u ergibt sich aus den inneren und äußeren Wärmeübergangszahlen und der Wärmeleitfähigkeit des verzinkten Wickelfalzrohres.

$u_{l\ddot{a}ngs} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i,l\ddot{a}ngs}} * \frac{s}{\lambda_{Rohr}} * \frac{1}{\alpha_{a,l\ddot{a}ngs}}}$	Gl. 7-14
---	----------

$$u_{l\ddot{a}ngs} = 12,99 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Der resultierende Wärmestrom vom Abgas in den Prüfraum ist wiederum über die logarithmische Temperaturdifferenz ermittelt.

$\dot{Q}_{ab,l\ddot{a}ngs} = u_{l\ddot{a}ngs} * A_{Rohr,l\ddot{a}ngs} * (\Delta t_{m,l\ddot{a}ngs})$	Gl. 7-15
--	----------

$$\dot{Q}_{ab,quer} = 13,08 \text{ kW} \quad \text{mit } A_{Rohr,l\ddot{a}ngs} = 9,4 \text{ m}^2; \quad \Delta t_{m,l\ddot{a}ngs} = 106,8 \text{ K}$$

Strahlungsverluste:

Zusätzlich zu dem konvektiven Wärmetransport der Rohre an den Prüfraum, geben diese ebenso aufgrund von Strahlung Wärme in den Prüfraum ab. Die Berechnung erfolgt für kleine Oberflächen in großen umschlossenen Körpern. Als Oberflächentemperatur wird die mittlere Wandaußentemperatur des Rohres angenommen.

$\dot{Q}_S = C_s * \varepsilon_{Rohr} * A_{Rohr} * \left[\left(\frac{T_{wa,m}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_R}{100} \right)^4 \right]$	Gl. 7-16
---	----------

$$\dot{Q}_S = 2,15 \text{ kW}$$

$$\text{mit } C_s = 5,67 \text{ W/m}^2\text{K}^4 \quad ; \quad A_{Rohr} = 21,3 \text{ m}^2 \quad ; \quad T_{wa,m} = 353,8 \text{ K} \quad ; \quad T_R = 298 \text{ K}$$

Zusammenfassend wird zwar ein großer Teil der Traktor-Abwärme von der Abgasanlage abgesaugt, jedoch über die Verluste der Wickelfalzrohre wieder in den Prüfraum eingebracht. Zahlenmäßig ergibt sich ein Abgaswärmestrom von 110 kW, der direkt am Auspuff abgeführt wird. Die Rohrverluste durch Konvektion und Strahlung verursachen einen Eintrag in den Raum von 42 kW.

$\dot{Q}_{Abgas} = \frac{\dot{V}_{Anlage}}{3600} * \rho * c_p * (t_{Abgasgemisch,1} - t_u)$	Gl. 7-17
---	----------

$\dot{Q}_{Abgas} = 110 \text{ kW}$ mit $\rho = 0,78 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$; $c_p = 1,02 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ (Stoffwerte für Luft bei 175°C)

$\dot{Q}_{Rohrverluste} = \dot{Q}_{ab,l\ddot{a}ngs} + \dot{Q}_{ab,quer} + \dot{Q}_s$	Gl. 7-18
--	----------

$\dot{Q}_{Rohrverluste} = 42 \text{ kW}$

Abbildung 7-9 zeigt die Wärmeströme des heißen Abgases an die Raumluft. Die einzelnen Wärmeübergänge des Längsrohres, des Querrohres und der Wärmestrahlung ergeben zusammengefasst die Rohrverluste.

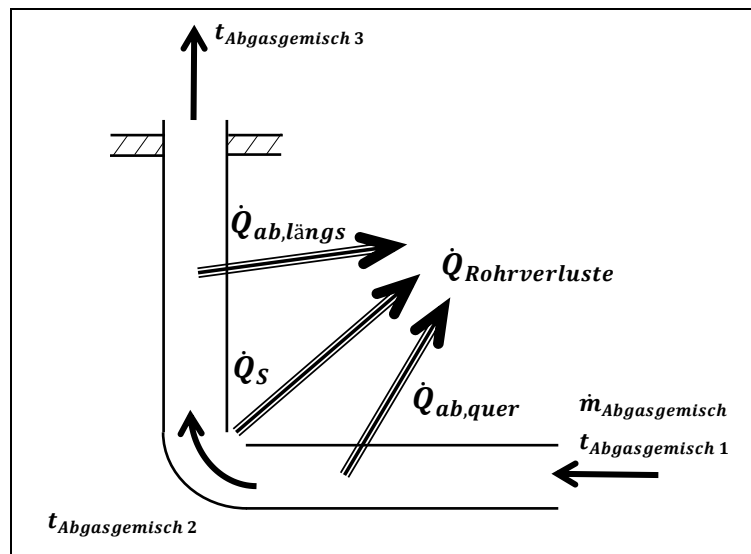


Abbildung 7-9: Rohrverluste gesamt

7.3.3 Abwärme der Leistungselektronik

Der gesamte Wirkungsgrad der Leistungselektronik setzt sich aus den Wirkungsgraden der Asynchronmaschine und der gesamten Umrichtertechnik, die in einem Schaltschrank im Prüfraum untergebracht ist, zusammen.

$\dot{Q}_{Elektronik} = P_{PTO} * (1 - \eta_{Elektronik})$	Gl. 7-19
--	----------

$\dot{Q}_{Elektronik} = 12,4 \text{ kW}$ mit $P_{PTO} = 177 \text{ kW}$; $\eta_{Elektronik} = 93\%$

7.4 Lüfterauslegung

Mit den in Kapitel 7.3 berechneten Wärmeströmen sind die abzuführenden Leistungen bekannt. Um diese Abfuhr zu gewährleisten, muss die Luft im Prüfraum ständig gewechselt werden. Der benötigte Luftstrom kann mit folgender Gleichung berechnet werden.

$\dot{Q}_{Lüfter} = \dot{V}_{gesamt} * \rho_{Luft} * cp_{Luft} * (t_{Abluft} - t_U)$	Gl. 7-20
--	----------

Der über die Luft aufgenommene Wärmestrom $\dot{Q}_{Lüfter}$ entspricht den Leistungen aus Kapitel 7.3 (Gl. 7-2). Angenommen ist dabei, dass über die Wände des Prüfraumes keine Wärme, weder in noch aus dem Raum, geht. Diese Annahme ist begründet durch die thermische Isolierung mit Brandschutzpaneelen die im Zuge der Umbauarbeiten für den Prüfstand getätigt wird. Außerdem entspricht die minimal erreichbare Raumtemperatur der Umgebungstemperatur. Der Wärmestrom durch die Wände geht also immer vom Raum in die Umgebung und würde die Wärmeabfuhr unterstützen.

$\dot{Q}_{Lüfter} = \dot{Q}_{Traktor} + \dot{Q}_{Elektronik} - \dot{Q}_{Abgas} + \dot{Q}_{Rohrverluste}$	Gl. 7-2
--	---------

$\dot{Q}_{Lüfter} = 257,5$

mit $\dot{Q}_{Traktor} = 313kW$; $\dot{Q}_{Elektronik} = 12,4kW$; $\dot{Q}_{Abgas} = 110kW$; $\dot{Q}_{Rohrverluste} = 42kW$

Ausgehend von einer Temperaturdifferenz zwischen Lufteintritt und Austritt von 15 K und der angenommenen Temperatur von 25 °C für Umgebung und Raum kann der benötigte Luftdurchsatz berechnet werden.

$\dot{V}_{Gesamt} = \frac{\dot{Q}_{Lüfter}}{\rho_{Luft} * cp_{Luft} * (t_{Abluft} - t_U)}$	Gl. 7-21
--	----------

$\dot{V}_{Gesamt} = 14 \frac{m^3}{s} \cong 50400 \frac{m^3}{h}$

mit $t_U = 25^\circ C$; $t_{Abluft} = 40^\circ C$; $\rho_{Luft} = 1,15 \frac{kg}{m^3}$; $cp_{Luft} = 1,007 \frac{kJ}{kgK}$ (Stoffwerte bei 30°C)

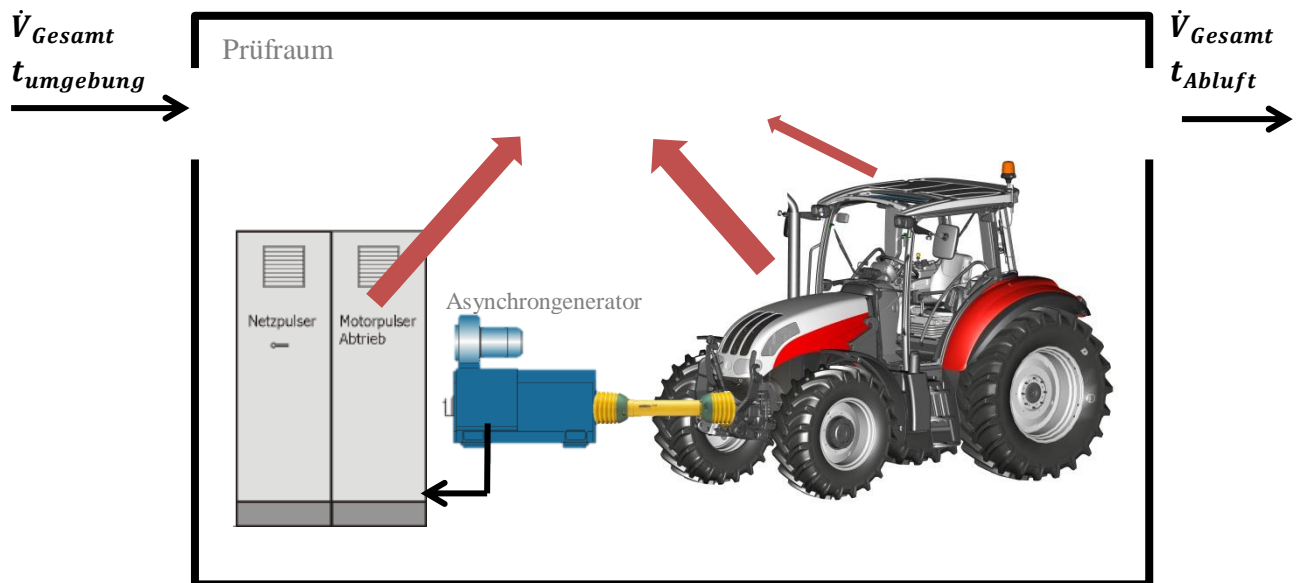


Abbildung 7-10: Zu- und Abluftsituation

Abbildung 7-10 zeigt die Zu- und Abluftsituation beim Traktorbetrieb. Die Wärmeströme (rote Pfeile) werden von der durchströmenden Luft (\dot{V}_{Gesamt}) aufgenommen. Es wird angenommen, dass die von der Umgebung angesaugte Luft, sich im Prüfraum von 25 °C ($t_{umgebung}$) auf 40 °C (t_{Abluft}) erwärmt.

Die verbauten Lüfter haben einen maximalen Durchsatz von 16500 m³/h ($\dot{V}_{Lüfter}$). Um die baulichen Gegebenheiten nur gering ändern zu müssen, ist es zweckmäßig denselben Lüfertyp bzw. die gleiche Baugröße zu verwenden. Die benötigte Lüfteranzahl ergibt sich somit über \dot{V}_{Gesamt} .

$n_{Lüfter} = \frac{\dot{V}_{gesamt}}{\dot{V}_{Lüfter}}$	Gl. 7-22
--	----------

$n_{Lüfter} = 3$

Um die auftretenden Wärmeströme aus dem Prüfraum zu führen, werden 3 Axiallüfter mit 16500 m³/h benötigt. Diese müssen jeweils zu- und abluftseitig montiert sein um den maximalen Durchsatz der Lüfter zu erreichen (kein Gegendruck).

Aufgrund der getroffenen Annahmen bei der Berechnung der gesamten Abwärme wird trotz der geringen Sicherheit die Lüfteranzahl auf 3 beschränkt. Begründungen und Überlegungen dazu sind in folgenden Absätzen ersichtlich:

- Bei geringeren Außentemperaturen als die bei der Berechnung angenommenen (25 °C), ist eine verbesserte Wärmeabfuhr zu erwarten, da sich die Temperaturdifferenz zwischen den abstrahlenden Traktoroberflächen und dem Luftstrom erhöht. Somit kann bei gleichem Volumenstrom mehr Energie abgeführt werden.

- Der angenommene Volumenstrom der Abgasanlage stützt sich auf Messungen der bestehenden Anlage (siehe Kapitel 7.3.2). Das neue System führt das Abgas weitgehend durch Wickelfalzhöhre die im Durchmesser um 25% größer sind. Die Länge des Gewebeschlauches ist auf die Hälfte reduziert und ebenso im Durchmesser gewachsen. Bedingt durch die geringeren Strömungsverluste ist anzunehmen, dass über die Abgasanlage mehr thermische Energie aus dem Prüfraum befördert wird als berechnet.
- Der Prüfraum wird nach allen Außenseiten und Richtung dem unbeheizten Lagerraum mit Brandschutzpaneelen versehen. In der Berechnung ist der Wärmetransport über die Wände vernachlässigt. Da im Prüfraum bei Traktorbetrieb die Umgebungstemperatur als begrenzende Temperatur für die Prüftemperatur gilt, ist $t_{Raum} \geq t_U$ und somit der Wärmestrom immer nach außen.
- In der bestehenden Prüfsituation (siehe Kapitel 1.3) wurde bei sehr hohen Prüfleistung und der damit verbundenen großen Wärmeabstrahlung, das eingangsseitige Tor und die Zuluftseitigen Lüftungsklappen geöffnet. Diese Möglichkeit besteht auch weiterhin um eventuelle Temperaturspitzen abzuführen.
- Der Anteil der Tests bei dem sich ein Traktor in der Prüfwelle befindet ist CNH-seitig auf ca. 10% abgeschätzt. Die restlichen Prüfprozeduren werden rein elektrisch erfolgen und dabei stellt die Wärmeabfuhr kein Problem dar.

7.5 Lüfteranordnung

In der bestehenden Anlage sind Zu- und Abluft-Lüfter jeweils so angeordnet, dass deren Luftstrom diagonal über das Prüffeld führt (siehe Abbildung 7-1). Die restlichen 2 benötigten Lüfter für Zu- und Abluft, werden so angeordnet, dass sie ebenfalls diagonal über den Prüfplatz strömen. In Abbildung 7-11 sind die Positionen der einzelnen Lüfter eingetragen. Die Anordnung ergibt einen Luftstrom der gewährleistet, dass der Hauptanteil der Strömung über die Mitte des Prüffeldes bläst und somit direkt zur Wärmequelle Traktor führt.

Der überwiegende Teil der Wärmeemissionen geht direkt vom Motor ab. Um diesen so effektiv wie möglich an den Luftstrom zu übertragen, ist es sinnvoll die Zuluft direkt zur Wärmequelle zu führen. Dies kann mittels eines Spiralrohres ermöglicht werden, welches am Einzellüfter befestigt, direkt neben die Traktormotorhaube führt. Der Rohrdurchmesser entspricht ca. dem Durchmesser des Axiallüfters um Druckverluste zu vermeiden. Es wird über ein Drehgelenk montiert und kann somit an verschiedene Traktorpositionen angepasst werden. Das Gesamtkonzept der Lüftung ist in Abbildung 7-11 ersichtlich.

Die 4 zusätzlichen Lüfter verfügen über einen eigenständigen Regelkreis und einen separaten Temperaturfühler. Das ermöglicht die Volumenströme über die Positionierung der Sensoren anzupassen. Besonders bei der Getriebekühlung ist die getrennte Regelung notwendig (siehe Kapitel 8).

Lüftungskonzept

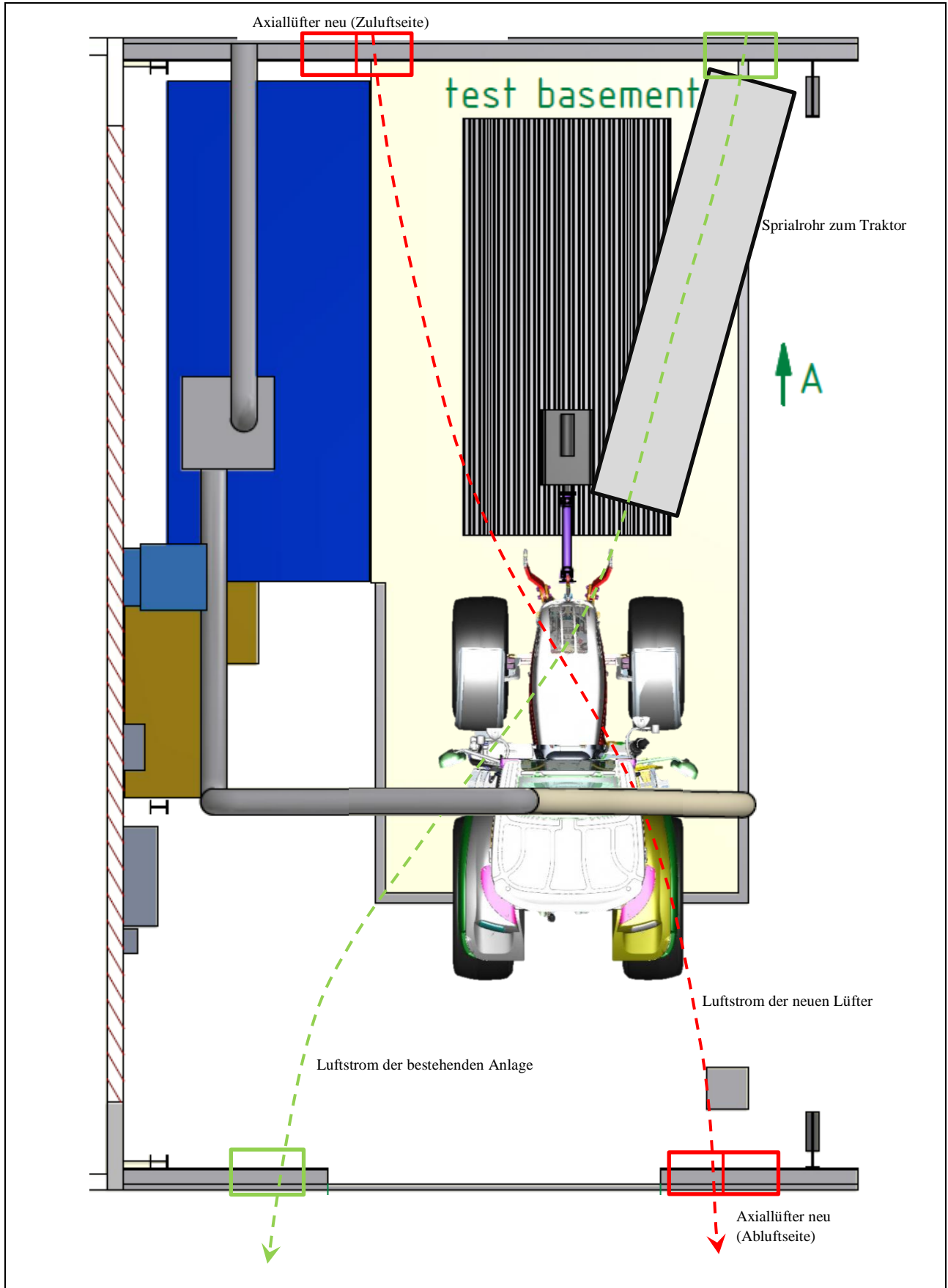


Abbildung 7-11: Lüftungskonzept

8 GETRIEBEKÜHLUNG

Im Sortiment von CNH, gibt es Getriebetypen die einerseits über eine externe Ölwärmetauscher gekühlt werden und andererseits Getriebe die über einen abgeschlossenen Ölhaushalt verfügen und die Wärme nur über Konvektion bzw. Strahlung abführen. Die Reibungswärme wird also in diesem Fall vom Öl aufgenommen und über das Gehäuse an die Umgebung abgeführt.

Ist das Getriebe im Traktor verbaut (Traktorbetrieb, siehe Abbildung 4-4), ist keine zusätzliche Kühlung am Prüfstand vorzusehen. Die thermische Belastung des Getriebes bei dieser Prüfmethode entspricht den realen Beanspruchungen aus dem Feld, auf die die Getriebe ausgelegt sind. Bei der elektrischen Verspannung wird das Getriebe jedoch mit dem bis zu 1,8-fachen der Maximalleistung belastet und dementsprechend höher ist die thermische Beanspruchung. Die Kühlung für diesen Prüfaufbau wird in diesem Kapitel beschrieben.

8.1 Konvektive Getriebekühlung

In Abbildung 8-1 ist die Situation bei elektrischer Verspannung schematisch mit einem Getriebe dargestellt, welches über keinen Kühlkreislauf verfügt, sondern die Wärme rein über die Gehäuseoberfläche abgibt. Dazu wird ein Luftstrom (v, t_u) über das Getriebe geleitet, der den notwendigen Wärmestrom $\dot{Q}_{Reibung}$ abführt. Die maximal mögliche Eingangsleistung des Getriebes entspricht der Nennleistung der Asynchronmaschine. Diese beträgt 315kW ($P_{FPTO,in}$). Getriebe die nicht extern gekühlt werden sind 1-stufig. Es wird ein Verlust von 2% angenommen [3]. Somit beträgt der Wirkungsgrad des Getriebes 98% (η_{FPTO}) und verursacht die Erwärmung des Öles.

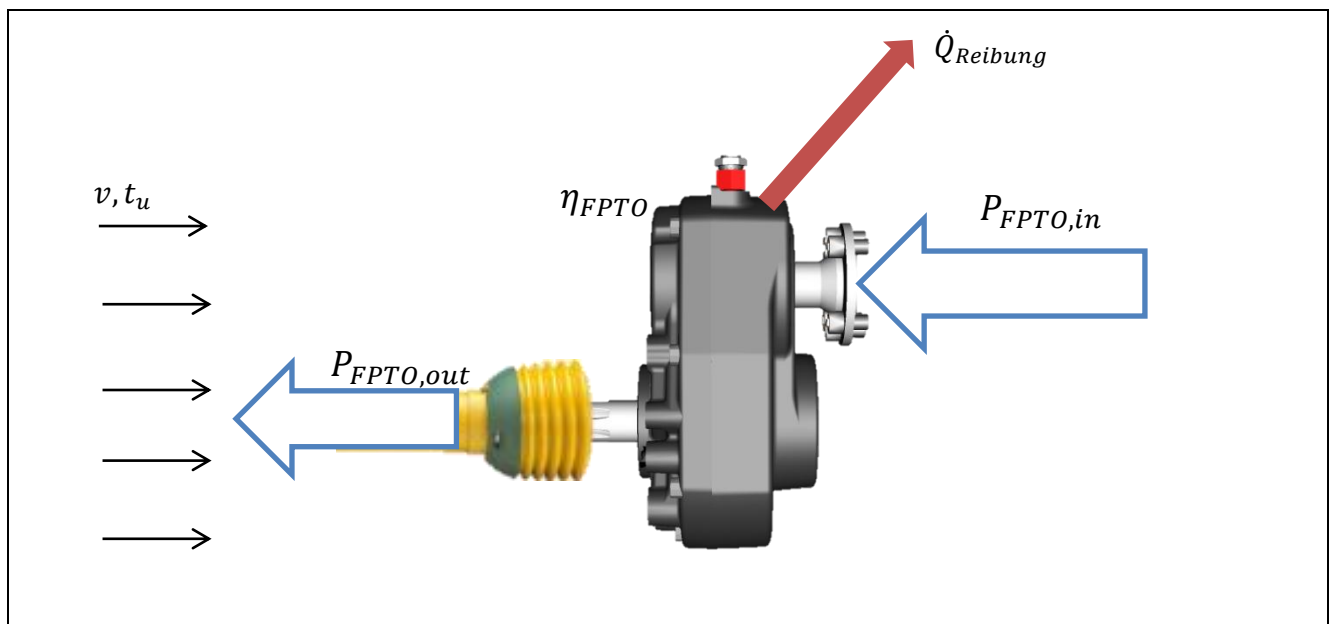


Abbildung 8-1: Getriebeabwärme

$$\dot{Q}_{Reibung} = P_{FPTO,in} * (1 - \eta_{FPTO})$$

Gl. 8-1

$$\dot{Q}_{Reibung} = 6,3 \text{ kW} \quad \text{mit } P_{FPTO,in} = 315 \text{ kW} ; \eta_{FPTO} = 98\%$$

Die Berechnung der Strahlungswärme des Getriebes wird in Anlehnung an [29] durchgeführt.

Die durch die Reibung bedingte Erwärmung muss vom Getriebe abgeführt werden. Dies erfolgt einerseits durch Strahlung, zum Großteil aber muss ein konvektiver Wärmetransport erfolgen. Hierzu soll das aufgespannte Getriebe mit einem Axiallüfter umströmt werden. Die Öltemperatur während der Belastung muss zwischen 80 °C und 100 °C konstant gehalten werden.

Die vom Getriebe abgegebene Wärmestrahlung ist abhängig von der Öltemperatur und den Umgebungsbedingungen. Bei der Berechnung ist die Temperatur des Öles auf 80 °C und die Raumtemperatur auf 40 °C angenommen. Dieser Fall ergibt die geringsten Strahlungsverluste und somit den maximal benötigten Volumenstrom der konvektiven Kühlung.

Die Gehäuseoberfläche des Getriebes ist schwarz lackiert ($\varepsilon = 0,97$). Die Oberflächentemperatur wird gleich der Öltemperatur angenommen (T_1). Die abstrahlende Fläche (A) wurde mittels CAD-Programm und dem 3D-File des Getriebes ermittelt. Als Temperatur der umhüllende Fläche (siehe Abbildung 8-2) gilt die Umgebungstemperatur mit 40 °C (T_2).

Die Berechnung erfolgt auf Grundlage der Strahlung kleiner umschlossener Körper. Damit ergibt sich eine Wärmestrahlung nach Gleichung 8-2.

$\dot{Q}_S = C_{12} * A * \left(\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right)$	Gl. 8-2
---	---------

$\dot{Q}_S = 65 \text{ W}$

mit:

$\varepsilon = 0,97$Lack, schwarz, matt

$C_{12} = C_s * \varepsilon$... für $A_1 \ll A_2$

$C_s = 5,67 \text{ W/m}^2\text{K}^4$

$A \cong 0,2 \text{ m}^2$

$T_1 = 353 \text{ K}$Gehäusetemperatur

$T_2 = 313 \text{ K}$Umgebungstemperatur

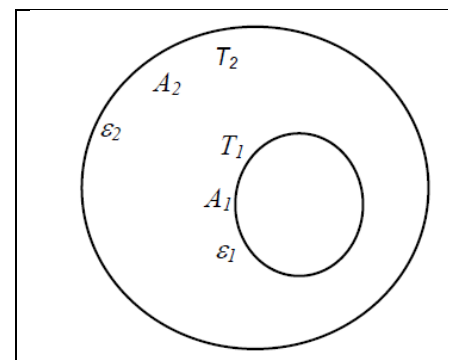


Abbildung 8-2: Strahlung umschlossener Körper [29]

Die Strahlungswärme muss nicht von der direkten Umströmung des Getriebes abgeführt werden. Sie erwärmt den umliegenden Raum und wird von der Raumlüftung abgeführt. Diese ist im elektrischen Betrieb aktiv um die Abwärme der Leistungselektronik und der an- und abtreibenden Komponenten aus dem Raum zu schaffen. Für den konvektiven Wärmetransport für das Getriebe ergibt sich somit eine notwendige Leistung $\dot{Q}_{Lüfter}$, die der Reibungswärme abzüglich der Strahlungswärme entspricht (Gl. 8-3).

$\dot{Q}_{Lüfter} = \dot{Q}_{Reibung} - \dot{Q}_S$	Gl. 8-3
--	---------

$\dot{Q}_{Lüfter} = 6235 \text{ W}$ mit $\dot{Q}_{Reibung} = 6300 \text{ W}$; $\dot{Q}_S = 65 \text{ W}$

$\dot{V}_{Lüfter} = \frac{\dot{Q}_{Lüfter}}{\rho_{Luft} * c_{pLuft} * (\Delta t)}$	Gl. 8-4
--	---------

$$\dot{V}_{Lüfter} = 3900 \frac{m^3}{h}$$

mit $\Delta t = 5K$; $\rho_{Luft} = 1,15 \frac{kg}{m^3}$; $c_{pLuft} = 1,007 \frac{kJ}{kgK}$ (Stoffwerte bei 30°C)

Bei dieser Berechnung wird von einer Temperaturerhöhung des Luftstroms von 5 K ausgegangen. Als Zuluft gilt wiederum die Umgebung mit 25 °C. Der resultierende Volumenstrom von 3900 m³/h kann von einem der für die Raumlüftung benötigten (siehe Kapitel 7.4) Ventilatoren gewährleistet werden.

Abbildung 8-3 zeigt den Wärmetransport von der Getriebeoberfläche zur umströmenden Luft. Über das beweglich montierte Zuluftrrohr kann die angesaugte Umgebungsluft direkt zum Getriebe geführt werden und dort die Reibungswärme vom Gehäuse aufnehmen.

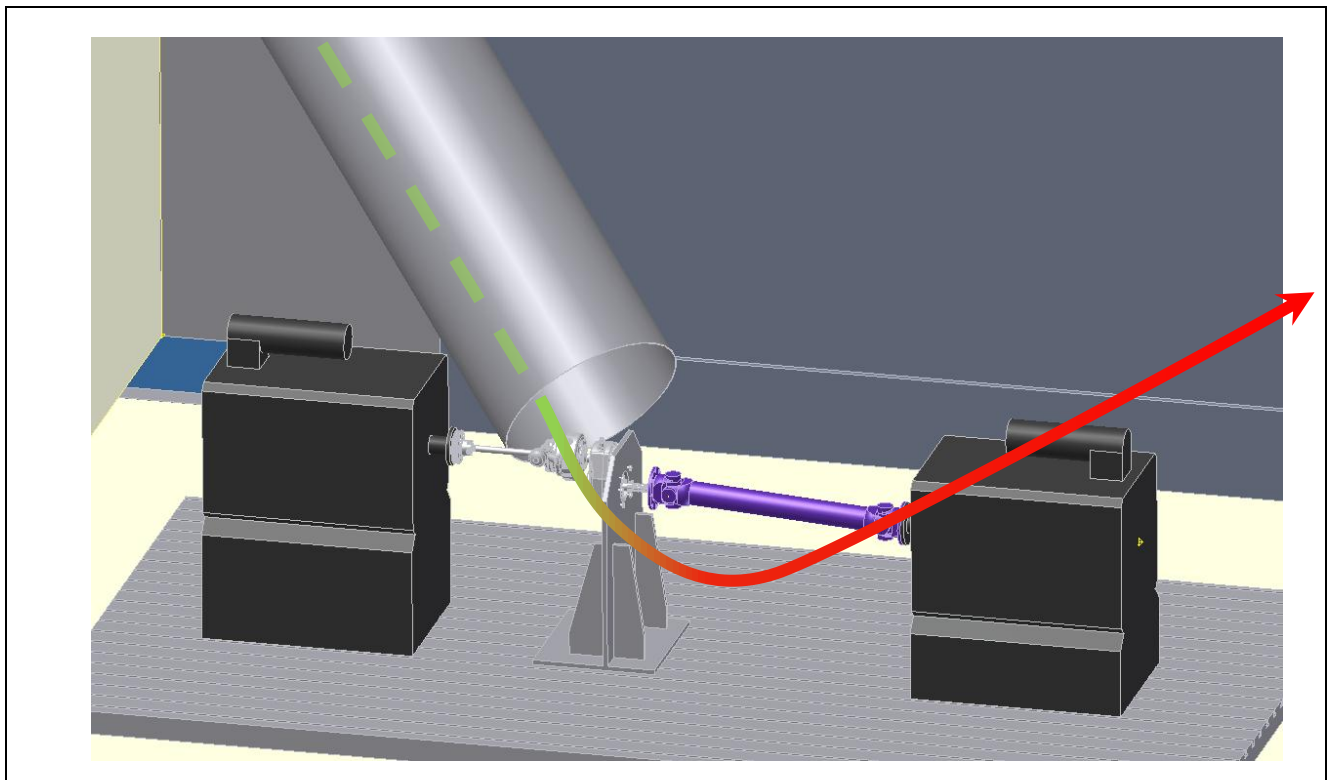


Abbildung 8-3: Getriebekühlung

Der Axiallüfter ist temperaturgeregelt. Um eine konstante Getriebeöltemperatur zu gewährleisten, wird der serienmäßig im Getriebe verbaute Temperatursensor in die Prüfstandssteuerung eingebunden. Der Axiallüfter mit dem vorgesetzten Rohr verfügt mit dem zugehörigen Abluftgerät über eine eigenständige Regelung. Der Volumenstrom durch das Rohr kann also abhängig von der Öltemperatur erhöht oder verringert werden. Die Raumtemperatur wird zeitgleich mit den restlichen 4 Lüftern und einem Sensor am Prüffeld konstant gehalten.

8.2 Externe Getriebekühlung

Die leistungsstärkeren Traktoren der CNH Produktpalette haben FPTO-Getriebe mit externer Kühlung. Sie verfügen über einen eigenen Ölhaushalt. Mittels der in diesen Getrieben integrierten Pumpe, wird das erwärmte Öl über einen Ölkühler geführt (siehe Abbildung 8-4).

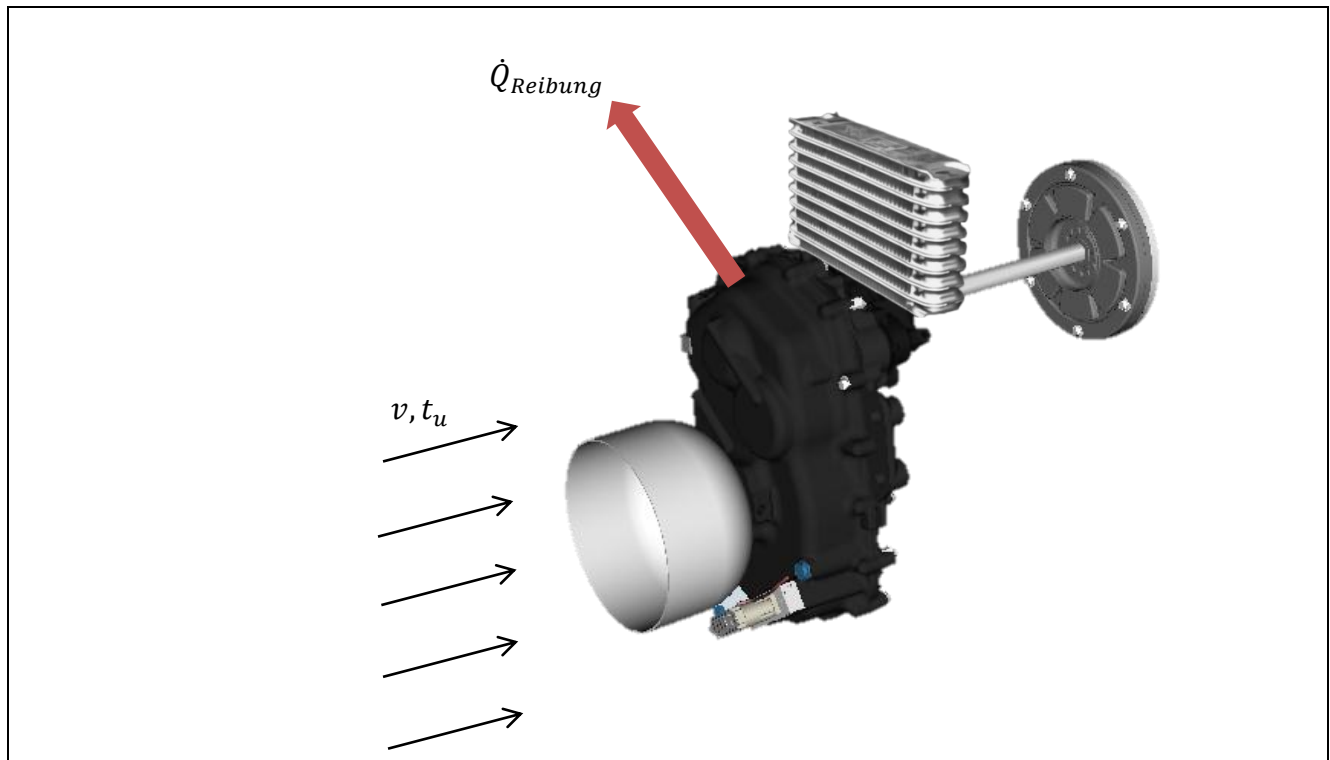


Abbildung 8-4: externe Getriebekühlung

Bei Getrieben mit integrierter Kupplung und Pumpe wird von einem Wirkungsgrad von 96% (η_{FPTO}) ausgegangen. [18] Bei einer maximalen Eingangsleistung von 315 kW ergibt das eine reibungsbedingte Wärmeleistung von 12,6 kW ($\dot{Q}_{Reibung}$). Einerseits führt diese Wärme, wie in Abbildung 8-4 gezeigt, der Ölkühler ab. Dieser ist jedoch auf die Nominalleistung, mit der das Getriebe im Feldbetrieb belastet wird, ausgelegt und kann somit die am Prüfaufbau entstehende Energie nicht zur Gänze abführen. Das Getriebe muss also, wie bereits in Kapitel 8.1, konvektiv gekühlt werden. Dazu strömt wiederum Luft (v, t_u) über die Getriebeoberfläche, die den Wärmestrom abführen soll.

Die thermische Leistung, die über den Wärmetauscher umgesetzt werden kann, ist nicht bekannt. Aus diesem Grund wird vorab die rein konvektive Kühlung über das Getriebegehäuse berechnet. Der Wärmetransport durch Strahlung wird aufgrund der verhältnismäßig kleinen Leistung (siehe Kapitel 8.1; $\dot{Q}_{Reibung} \gg \dot{Q}_S$) vernachlässigt.

$$\dot{Q}_{Reibung} = P_{FPTO,in} * (1 - \eta_{FPTO})$$

Gl. 8-5

$$\dot{Q}_{Reibung} = 12,6 \text{ kW} \quad \text{mit } P_{FPTO,in} = 315 \text{ kW} ; \eta_{FPTO} = 96\%$$

Ausgehend von der Annahme, dass die gesamte Abwärme über das Getriebegehäuse abgeführt wird, ergibt sich der benötigte Volumenstrom mit nachstehender Gleichung:

$\dot{V}_{Lüfter} = \frac{\dot{Q}_{Reibung}}{\rho_{Luft} * cp_{Luft} * (\Delta t)}$	Gl. 8-6
---	---------

$$\dot{V}_{Lüfter} = 7900 \frac{m^3}{h}$$

mit $\Delta t = 5K$; $\rho_{Luft} = 1,15 \frac{kg}{m^3}$; $cp_{Luft} = 1,007 \frac{kJ}{kgK}$ (Stoffwerte bei 30°C)

Wie in Kapitel 8.1, genügt auch hier der Volumenstrom eines Axiallüfters, der mit dem Wickelfalzrohr zum Getriebe geführt wird, um die Temperatur des Getriebes konstant halten zu können. Der Ölkühler wird am Prüffeld so positioniert, dass er ebenso vom Luftstrom des Zuluftröhres gekühlt wird.

8.3 Lüfterregelung

Insgesamt sind im Prüfraum 6 Lüfter verbaut. Jeweils drei für Zu- und Abluft. Die in der bestehenden Anlage bereits verbauten Lüfter verfügen über einen Spannungsregler, der stufenlos den Volumenstrom anpassen kann. Die neuangeschafften Geräte werden über eine eigenständige Regelung verfügen, um zwei unabhängig voneinander agierende Kreise zu gestalten.

Diese Trennung ermöglicht bei der Getriebekühlung zwei Temperaturen als Eingangsgrößen für die Regelung zu bestimmen. Einerseits wird die Öltemperatur des Getriebes gemessen und andererseits die Raumtemperatur. Letztere soll sich bei den Tests im Bereich bis 40 °C befinden. Die Öltemperatur ist zwischen 80 °C und 100 °C konstant zu halten. Da diese Temperatur von der Lüfterregelung nicht erfasst werden kann, muss das Sensorsignal über die Prüfsoftware laufen. Diese gibt ein geregeltes Ausgangssignal an die Lüftersteuerung weiter und ermöglicht somit eine konstante Öltemperatur.

9 PRÜFRAUM-ADAPTIERUNGEN

Als Prüfraum soll eine Halle umgebaut werden, die momentan als Lager verwendet wird. Abbildung 7-1 stellt die bauliche Situation vor dem Umbau dar. Die Halle ist mit Trapezblechen verkleidet und unbeheizt.

Um eine thermische Regulierung beim Prüfen leichter zu ermöglichen und im Winter nicht die ganze Halle samt Lager geheizt werden muss, wird nach etwa einem Drittel der Längsseite eine Trennwand eingezogen. Dies soll aus sicherheitstechnischen Gründen mit 80 mm Brandschutzpaneelen passieren, die einerseits den Prüfraum thermisch isolieren und andererseits im Brandfall, ein Übergreifen in den Lagerraum verhindern. Die dem Lager zugerichtete Seite der Wand, wird mit Buchenholz bis auf 2 m Höhe als Anfahrerschutz verplankt. Ebenso werden die Stirnseiten des Raumes mit Brandschutzpaneelen thermisch isoliert.

Zur Raumheizung wird die Warmwasserleitung des Nebenraumes (NVH test lab) weitergeführt und ein Umlufterhitzer installiert. Bei einer Vorlauftemperatur von 80 °C die am Ende des Heizkreises noch mindestens vorhanden ist, leistet der Erhitzer je nach Stufe zwischen 55-65 kW (bei 25 °C Raumtemperatur, 10 K Spreizung) [31]

Das vorhandene Eingangstor ist mit einer max. Einfahrtsbreite von 3 m, für sehr große Traktoren nur mehr sehr schwierig bzw. nicht mehr zu befahren. Es wird deshalb durch ein Sektionaltor mit 4 m Breite getauscht. Das somit 4 m breite und 4 m hohe Tor ist elektrisch bedienbar und mit einem 2,6 m² Lichtband ausgestattet das für natürlichen Lichteinfall sorgt.

Zum Hantieren der Asynchronmaschinen und den für einen Prüfbetrieb montierten Komponenten, wird ein Portalkran über dem Prüffeld errichtet. Mit einer max. Hubkraft von 3,2 Tonnen ist es möglich jegliche Maschinen samt deren Aufspannböcken zu bewegen. Beim Umrüsten von rein elektrischen auf Traktor Betrieb, kann die Position und die Ausrichtung der Maschinen und Komponenten am Prüffeld variabel verändert werden. Die Hakenposition des Krans reicht in Längsrichtung ca. einen Meter über die Aufspannplatte hinaus, somit können auf Paletten platzierte Komponenten vor der Fundamentplatte abgestellt und auf das Prüffeld gehoben werden.

Die bestehende Abgasanlage ist bei Dauerläufen ausgefallen. Sie konnte die entstehenden Temperaturen des Abgases nicht bewältigen und fiel aus. Bei der Neugestaltung der Anlage war darauf zu achten, dass verschiedene Traktore und somit unterschiedliche Auspuffpositionen mit dem Absaugtrichter erreicht werden müssen. Die Gewebeslauchlänge war dabei aufgrund der hohen Anschaffungskosten so gering wie möglich zu halten.

Die verschiedenen Auspuffpositionen sind in Abbildung 9-1 als Eckpunkte des rot eingetragenen Quaders ersichtlich. Der aufgespannte Raum deckt damit sowohl die Stellung des kleinsten bis größten Traktors, bei Belastung der Front als auch der Heckzapfwelle, ab.

Ausgehend vom Ventilator, der samt der Schallhaube erhalten bleibt, führt bei der Neugestaltung von dort weg ein 315 mm Wickelfalzrohr über die Mitte des roten Quaders in Abbildung 9-1. Zum Abdecken der Endrohrpositionen wird von dort aus ein Gewebeschlauch mit ca. 5 m Länge montiert. Dieser ist temperaturbeständig bis 1100 °C und hat einen Durchmesser von 300 mm. Durch die von oben abgehängte Lage des Schlauches, kann auf Schlauchschellen verzichtet werden und eine gleichmäßige Krümmung ist gewährleistet. Knickpunkte die eventuell wieder zur Wärmestauung führen könnten werden somit vermieden.

Die Positionierung des Trichters der am Ende des Schlauches den Durchmesser auf 400 mm erhöht, erfolgt mittels eines teleskopierbaren Gestells. Da der Trichter, wenn er nur auf den Auspuff geklemmt wird, im Betrieb durch die starken Vibrationen abfällt, ist solch eine Einrichtung für einen sicheren Prüfbetrieb notwendig. Durch einen abgefallenen Trichter werden zum einen die Abgase nicht mehr abgesaugt, zum anderen könnte sich der Gewebeschlauch an heißen Traktorteilen entzünden und einen Brand verursachen.

Die Teleskopeinrichtung ist auf bremsbaren Rollen montiert und mit den in Abbildung 9-1 gezeigten Freiheitsgraden an die verschiedenen Auspuffpositionen anpassbar. Am Fahrgestell werden Ballastiergewichte angebracht, um dem Kippmoment, das aus dem Schlauchgewicht resultiert, entgegenzuwirken und die Konstruktion zu stabilisieren.

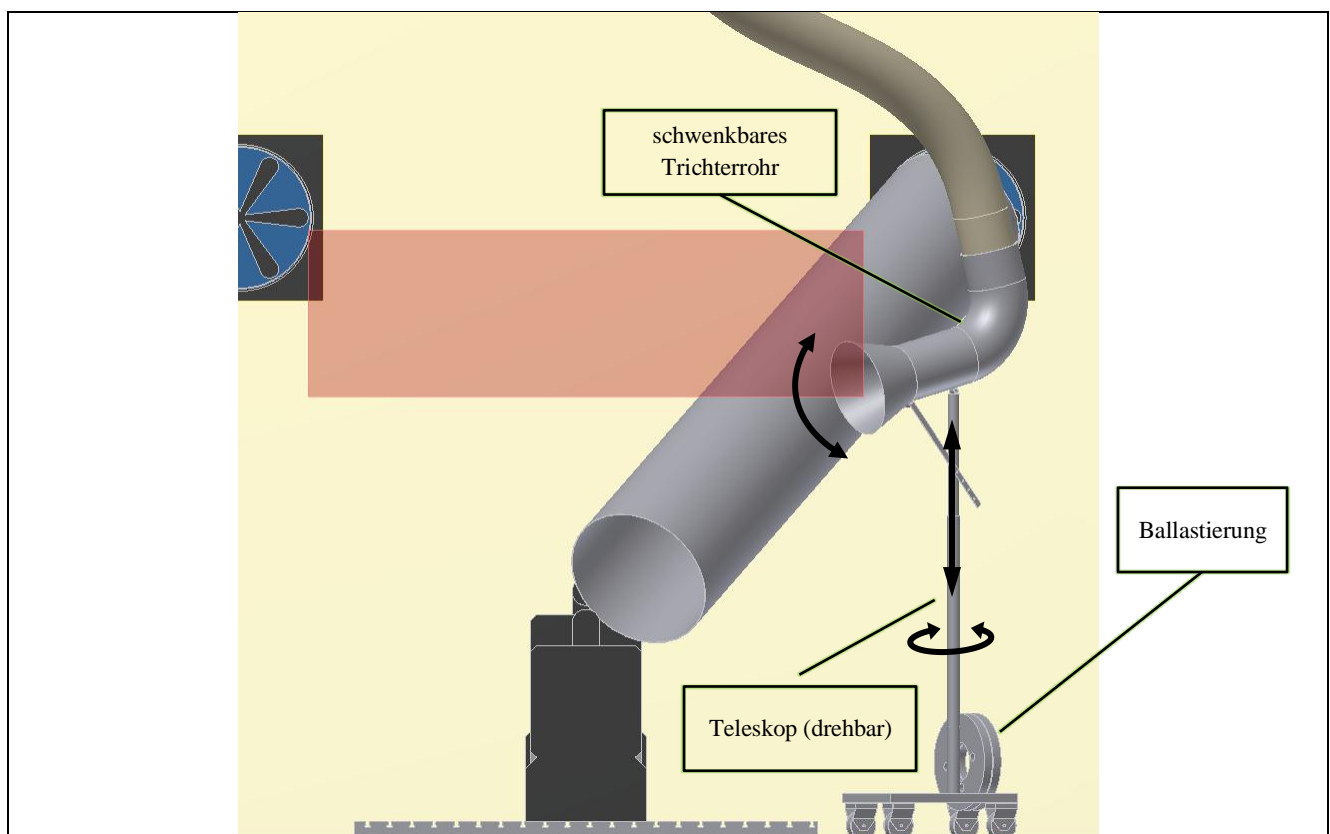


Abbildung 9-1: Teleskopständer

Die grün markierten Komponenten in Abbildung 9-2 entsprechen den Neuteilen der Anlage. Im Traktorbetrieb ist damit ein Absaugen der Motorabgase an verschiedenen Positionen möglich. Durch die geänderte Schlauch- bzw. Rohrführung ist das Ausfallrisiko minimiert und ein Prüfbetrieb ohne Aufsichtsperson durchführbar.

Die bestehende Steuerung der Abgasanlage wird in die Prüfsoftware eingebunden. Die Software unterscheidet anhand der laufenden Maschinen (bei Traktorbetrieb nur Generator, bei elektrischer Verspannung sind beide Asynchronmaschinen in Betrieb) ob die Abgasanlage aktiviert werden muss. Ebenso gibt es einen Warnhinweis vor dem Start des Prüfprogramms mit der Anweisung zum Kontrollieren des Absaugtrichters auf korrekte Position. Mit diesen Sicherheitsvorkehrungen soll die Kontamination des Prüfraumes mit Abgasen verhindert werden und somit den Arbeiter nicht gefährden.

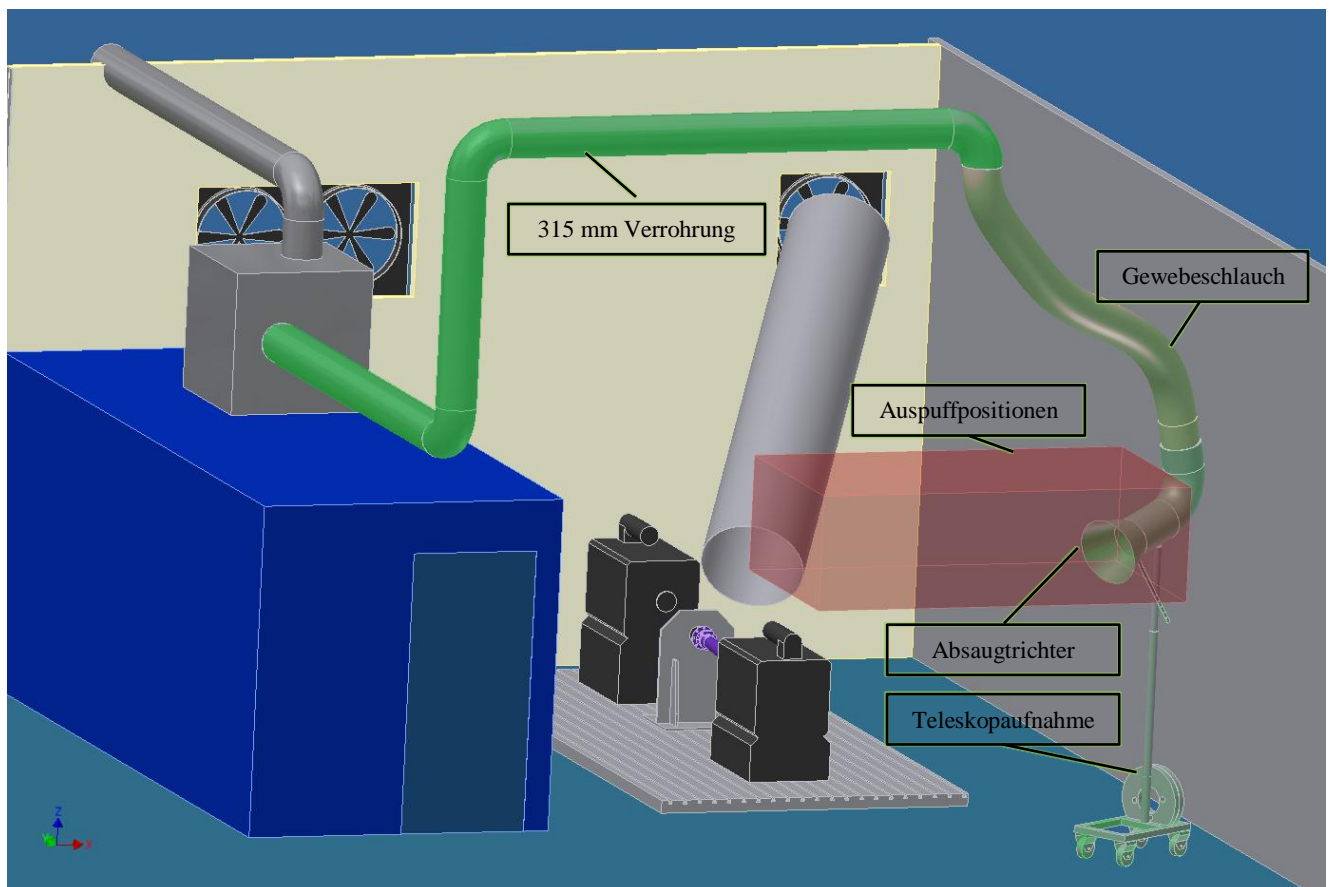


Abbildung 9-2: Neugestaltung Abgasanlage

Zur elektrischen Versorgung des Prüfstandes wird eine 800A Leitung, ausgehend von der nächstgelegenen Trafostation in den Prüfraum verlegt. Damit ist gewährleistet, dass die gesamte generierte Leistung einer Asynchronmaschine in das Netz eingespeist werden kann.

Eine Zeichnung des gesamten Prüfraums mit den Adaptierungen ist im Anhang ersichtlich.

10 BUDGETPLANUNG

Die grundsätzliche Budgetierung des Prüfstandes ergibt sich durch die jährlich bereitgestellte Summe des Konzerns. Für das Jahr 2013 sind für das Projekt 192 000 € veranschlagt. Für weitere zwei Jahre, also 2014 und 2015, werden jeweils 160 000 € für den Frontzapfwellen Prüfstand reserviert. Somit beläuft sich das Gesamtbudget auf 512 000 €. Mit diesem Geld sind sowohl die gesamten Prüfeinrichtungen, als auch die notwendigen baulichen und versorgungstechnischen (Netzanspeisung) Umbauten zu finanzieren.

Da die Budgetierung des Prüfstands mit drei Jahren veranschlagt ist, ist auch die Planung des Projektes in drei Ausbaustufen ausgeführt. Dabei ist darauf geachtet mit dem angeschafften Inventar ehest möglich Tests durchführen zu können.

Die nachstehend angeführten Kosten wurden von der Einkaufs-Abteilung der Firma CNH verhandelt. Als Grundlage dafür galten die im Zuge der Diplomarbeit eingeholten Angebote.

- AUSBAUSTUFE I

Der Prüfraum, der als solcher in dem bestehenden Lager eingebracht werden soll, ist in der ersten Ausbaustufe mit den notwendigen Einrichtungen auszustatten. Die in Kapitel 9 beschriebenen Komponenten, Raumtrennung, Heizung, Portalkran, Abgasanlage und die Netzanbindung sind aus dem ersten Budgetpaket anzukaufen. Der Gesamtbetrag für die Umbauten beträgt nach Verhandlung 91 000 €.

Es bleiben somit 101 000 € für den Prüfstand an sich. Mit diesem Budget wird die Bremsmaschine mit zugehörigem, höhenverstellbarem Bremsenunterbau (Scherenhubtisch) angekauft. Ebenso in dieser Ausbaustufe enthalten sind die Leistungsverkabelung von der Asynchronmaschine zur Leistungselektronik und der direkt an der Belastungsmaschine montierte Drehmoment-Messflansch.

- AUSBAUSTUFE II

Zur Steuerung der Asynchronmaschine wird sich in der zweiten Ausbaustufe der zugehörige Frequenzumrichter für eine Maschine befinden. Dieser ist in einem Schaltschrank untergebracht in dem später die Nachrüstung die Umrichtertechnik für die Antriebsmaschine erfolgen kann.

Zum Montieren der Komponenten ist in dieser Stufe auch das Prüfbett samt Schwingungsisolierung enthalten.

Mit den angeschafften Komponenten der zweiten Stufe sind am Prüfstand Tests in abgeschwächter Form möglich. Die Asynchronbremse ist mit einem CNH-seitig bereitgestellten Laptop mit passender Schnittstelle steuerbar. Somit kann man den Traktor an der Frontzapfwelle mit manuell am Rechner eingestellten Leistungsparametern belasten. Da in dieser Stufe noch keinerlei Automation und Echtzeitsystem installiert ist, muss der Arbeiter im Störfall einen Not-Aus Taster betätigen und den Prüfstand im Betrieb ständig beaufsichtigen.

- AUSBAUSTUFE III

Die Fertigstellung des Prüfstandes passiert in Stufe drei. In dieser wird die Antriebsmaschine samt Unterbau und Leistungsverkabelung gekauft. Ebenso der zugehörige Umrichter und der antriebsseitige Drehmoment-Messflansch. Zur vollständigen Automatisierung sind ein PC, die Echtzeit-Messhardware mit Sensorik und Schnittstellen in dieser Stufe inkludiert. Die Sensorausstattung besitzt neben digitalen und analogen Ein- und Ausgängen auch 3 CAN Bus Schnittstellen zum Ansteuern des Traktors. Damit kann dieser von der Prüfstandswarte aus gesteuert und ebenso ins Sicherheitssystem der Software eingebunden werden.

Eine Zeichnung des gesamten Aufbaus des Prüfraumes befindet sich im Anhang. Dieser beinhaltet die gesamten baulichen Änderungen der Anlage, sowie auch die zukünftige Position des Prüffeldes mit den elektrischen Komponenten.

11 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Ziel dieser Arbeit war es verschiedene Prüfstandkonzepte für Frontzapfwellengetriebe zu erarbeiten und miteinander zu vergleichen. Zusammenfassend kann aus diesem Vergleich der Schluss gezogen werden, dass eine thermische Nutzung der Bremsenergie auf einem Leistungsprüfstand nur bedingt möglich ist. Die Kühlung der Anlagen passiert meist auf niedrigem Temperaturniveau und die unregelmäßigen und nicht an die Heizlast angepassten Leistungen erschweren eine sinnvolle Nutzung der entstehenden Wärme. Vor allem da die bestehende Heizungsanlage bei CNH nicht auf dieses Temperaturniveau ausgelegt ist.

Die Problematik bei den kostengünstigen Verspannungsprüfständen mit kurzgeschlossenem Leistungskreis, ist die geringere Anwendungsvielfalt und Flexibilität. Die einfachste Möglichkeit Bremsenergie zu nutzen ist mit einem elektrischen Verspannungsprüfstand, der über Asynchronmaschinen das Getriebe belastet. Die dabei bremsenseitig generierte, elektrische Leistung kann auf der Gegenseite dem Antrieb, über geeignete Frequenzumrichter, wieder zur Verfügung gestellt werden und ermöglicht so eine hohe Energieeffizienz.

Die Errichtung eines solchen elektrischen Verspannungsprüfstandes wird innerhalb von drei Jahren in drei Ausbaustufen getätigt. Dabei ist die gesamte Anlage so ausgelegt, dass nicht nur die aus einer Spezifikation stammenden Prüfarten durchgeführt werden können, sondern der Asynchrongenerator auch zur Leistungsabnahme von Motor bzw. Heckzapfwelle des Traktors genutzt werden kann. Die höhenverstellbare Bremse und die flexible Aufspannung der Motoren auf dem Prüffeld ermöglichen verschiedene Prüfaufgaben in sehr effizienter Weise durch zu führen, bei gleichzeitig geringer Rüstzeit.

Somit ist der Prüfstand zukünftig vielseitig von der Firma CNH einsetzbar und durch vollautomatisierte, energiearme, und zeitsparende Prüfläufe wird die Entwicklungs- und Validierungszeiten nicht nur von FPTO-Systemen drastisch reduziert.

12 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] **CNH Industrial** *Unternehmensprofil*
URL: www.cnhind.com/en-US/group/mission/pages/default.aspx
[Stand 28.10.2013]
- [2] **CNH Group** *Technische Informationen zu CNH-Frontzapfwellensystemen*
Ansprechpartner: Hr. Mayr, CNH test department, St. Valentin,
2013
- [3] **CNH Group** *Engineering Specification Front-PTO for 220hp;*
Draft Revision A
[Stand 20.07.2009]
- [4] **FPT** *Fiat Power Train - Offroad, agricultural diesel-engines;*
Datenblatt F5C Dieselmotor
URL: www.fptindustrial.com/products/de-DE/OffRoad/Agricultural
[Stand 28.10.2013]
- [5] **FPT** *Fiat Power Train - Offroad, agricultural diesel-engines;*
Datenblatt NEF Dieselmotor
URL: www.fptindustrial.com/products/de-DE/OffRoad/Agricultural
[Stand 28.10.2013]
- [6] **Höger W.** *Skriptum: Elektrische Maschinen und Antriebe, Grundlagen. S.72ff*
FH München, SS 2002
- [7] **Technogerma
Systems GmbH** *Gespräch mit Hrn. Gött*
Technogerma Systems GmbH - Abteilung Prüfstandstechnik
[25.07.2013]
- [8] **Hafner N.** *Skriptum aus Antriebstechnik, Kap. 4.1.2*
Institut für Technische Logistik
TU Graz, WS 2011/12
- [9] **SEW Eurodrive** *Grundlagen Antriebstechnik, Kap. 3*
Produkttraining Antriebsumrichter MOVIDRIVE®; T_DE_002
[Version 3, 2004]
- [10] **Gloor R.** *Energie.ch – Asynchronmaschinen*
Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien einer 2-poligen 3 kW
Asynchronmaschine mit unterschiedlichen Statorfrequenzen.
URL: www.energie.ch/asynchronmaschine
[04.06.2013]

- [11] **VEM transresch GmbH** *Artikel: Power auf Dauer*
Rückspeisefähige Frequenzumrichter, Getriebeprüfstand
URL: www.transresch.de/fileadmin/Dateien/Artikel/Power_auf_Dauer.pdf
[November 2005]
- [12] **Magtrol** *Datenblatt Wirbelstrom- und Magnetpulverbremsen*
WB/PB Reihe 43
URL: www.magtrol.de
[Stand 28.10.2013]
- [13] **Horiba** *Wirbelstrom-Leistungsbremse Typ WT*
Technische Spezifikation Version 7.0
URL: www.horiba.com/at/automotive-test-systems/
[Stand 1.3.2008]
- [14] **Technogerma Systems GmbH** *Datenblatt Wirbelstrombremse Eddy>Tec 2101*
C-No. 021124
<http://www.technogerma.com/de/produkte/belastungseinrichtungen/eddy-tec/>
[24.11.2002]
- [15] **Muhs D.
Wittel H.
Jannasch D.
Voßiek J.** *Roloff/Matek Maschinenelemente, Kap 13.4.6*
18. Auflage
Vieweg Verlag, 2007
- [16] **FZG-
Prüfverfahren** *vgl. DIN ISO 14635-1 Berichtigung 1,
Zahnräder - FZG-Prüfverfahren - Teil 1: FZG-Prüfverfahren
A/8,3/90 zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schmierölen*
Ausgabedatum: 2007-03
- [17] **GAT
Antriebstechnik** *Broschüre: Verspannmotor/Hydroschwinger –Komponenten zum
Bau wirtschaftlicher Verspannprüfstände*
URL: <http://www.gat-mbh.de/info/pdf/Broschuere-Pruefstandstechnik.pdf>
[Stand 10.7.2013]
- [18] **Zuidberg
Frontline
Systems** *FPTO-Getriebe Prüfstand – Zuidberg Frontline Systems*
Abbildung aus Prüfprotokoll CNH
- [19] **VDS Getriebe
GmbH** *Broschüre: VDS Getriebe – Ein Unternehmen stellt sich vor*
VDS Funktionsprüfstand 150kW
URL: www.vds-getriebe.at
[Oktober 2010]

- [20] **CNH Group** *Leistungsdaten Baureihe CCM*
Ansprechpartner: Hr. Dannerbauer, CNH test department, St. Valentin, 2013
- [21] **SIEMENS Sizer** *Programm zur Projektierung und Auslegung elektrische Antriebstechnik*
URL:
<http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/de/software/antriebs-projektierungs-tool-sizer/Seiten/antriebsprojektierungstool-sizer.aspx>
[Stand 28.10.2013]
- [22] **Borghi Saveri s.r.l.** *Technical Specification*
Eddy Current Dynamometer Type FE600-S
- [23] **SAJ test plant PVT. LTD.** *Broschüre: Eddy Current Dynamometers*
Technical Data SE series
India, 2008
- [24] **Bosch Rexroth Group** *Hydraulische Formelsammlung,*
Vertrieb Branche Metallurgie
Verfasser: Houman Hatami
URL:
www.boschrexroth.at/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung_de.pdf
[10.01.2013]
- [25] **Kristl, Seibt & Co GmbH** *Gespräch mit Hrn. Rossegger*
Kristl, Seibt & Co GmbH, Abteilung: Prüfstandstechnik
Graz, 14.08.2013
- [26] **Eurostat Industrie** *Strompreis industrielle Verbraucher-Österreich*
Jahresdurchschnitt 2012
URL:
epp.eurostat.ec.europa.eu/tgm/table.do?tab=table&plugin=1&language=de&pcode=ten00114
[Stand 3.07.2013]
- [27] **Ecovent GmbH & Co. KG** *Wartungsprotokoll Abgasanlage CNH FPTO Prüfstand*
20.06.2013
- [28] **Mollenhauser K.** *Handbuch Dieselmotoren*
Springer Verlag, 2002
- [29] **Hochenauer C.** *Skriptum aus Wärmetechnik 2*
TU Graz, 2012

- [30] **Ziehl-Abegg** *Axialventilatoren Hauptkatalog FC*
Datenblatt FC071-6E
URL: www.ziehl-abegg.de
[Stand: 10.2012]
- [31] **Kampmann
GmbH** *Datenblatt TIP Lufterhitzer*
Serie 57
Typ 573036 WTA
URL: www.kampmann.de
[Stand: 01.07.2013]

13 ABBILDUNGSVERZEICHNIS

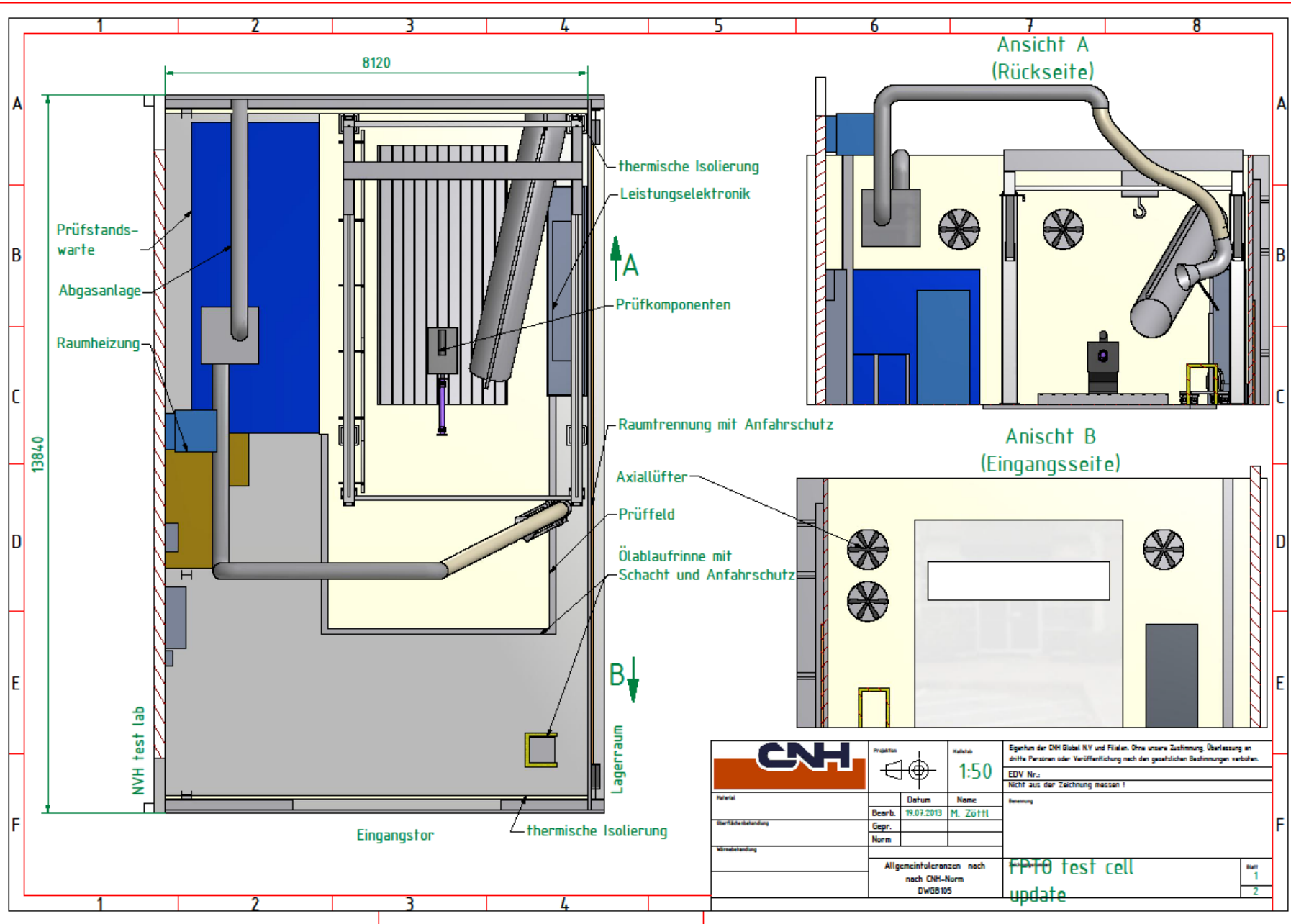
Abbildung 1-1: FPTO – System (in Anlehnung an [2])	2
Abbildung 1-2: FPTO – System mit integrierter Kupplung und Ölkühler (in Anlehnung an [2]) .	2
Abbildung 1-3: Prüfen mit Dynamometer (in Anlehnung an [2])	3
Abbildung 2-1: An- und Abtriebsleistung FPTO (in Anlehnung an [2])	7
Abbildung 2-2: Lastkollektiv [3].....	8
Abbildung 3-1: grundsätzliches Prüfschema	9
Abbildung 3-2: Drehmomentkennlinie [8]	10
Abbildung 3-3: Aufbau Frequenzumrichter [9]	11
Abbildung 3-4: Asynchronmotor im Umrichterbetrieb [9]	12
Abbildung 3-5: Kennlinien bei verschiedenen Frequenzen [10]	12
Abbildung 3-6: Prüfaufbau mit 2 ASM	13
Abbildung 3-7: Wirbelstrombremse [13]	14
Abbildung 3-8: Leistungskurven Wirbelstrombremse [14].....	15
Abbildung 3-9: Prinzip Wasserwirbelbremse[15].....	16
Abbildung 3-10: Wasserwirbelbremse[15].....	16
Abbildung 3-11: Verspannungsprüfstand[17]	17
Abbildung 3-12: Ausschnitt Verspannungsmotor[17]	18
Abbildung 3-13: Aufbau Verspannungsmotor[17]	18
Abbildung 3-14: Verspannungsprüfstand über Riementrieb (in Anlehnung an [18]).....	18
Abbildung 3-15: hydraulischer Verspannungsprüfstand	20
Abbildung 4-1: Lastkollektiv[3].....	21
Abbildung 4-2: Prüfen mit Dynamometer	22
Abbildung 4-3: Leistungsfluss ASM-ASM	24
Abbildung 4-4: Asynchronmaschine als Leistungsbremse.....	27
Abbildung 4-5: Wirbelstrombremse im Traktorbetrieb.....	28
Abbildung 4-6: Wirbelstrombremse mit Asynchronantrieb	29
Abbildung 4-7: hydraulischer Aufbau	31
Abbildung 4-8: hydraulischer Aufbau mit Wärmepumpe V1	32
Abbildung 4-9: Kühlmittelbedarf Wirbelstrombremse[13]	33
Abbildung 4-10: hydraulischer Aufbau mit Wärmepumpe V2	34
Abbildung 4-11: Leistungsverlauf mechanischer Verspannungsprüfstand (in Anlehnung an [18])	36
Abbildung 4-12: Leistungsverlauf hydraulischer Verspannungsprüfstand (in Anlehnung an [19])	39
Abbildung 4-13: Kostenvergleich der Konzepte	44
Abbildung 6-1: Prüfstand.....	50
Abbildung 7-1: bestehendes Lüftungskonzept.....	52
Abbildung 7-2: Abwärmesituation bei elektrischer Verspannung	53
Abbildung 7-3: Abwärmesituation bei Traktorbetrieb	54
Abbildung 7-4: Abgasverrohrung	56
Abbildung 7-5: Abgasmengen	58
Abbildung 7-6: Axiallüfter-Kennlinie [30].....	59
Abbildung 7-7: Wickelfalzrohr, quer angeströmt	61

Abbildung 7-8: Wickelfalzrohr, längs angeströmt	63
Abbildung 7-9: Rohrverluste gesamt.....	65
Abbildung 7-10: Zu- und Abluftsituation.....	67
Abbildung 7-11: Lüftungskonzept	69
Abbildung 8-1: Getriebeabwärme	70
Abbildung 8-2: Strahlung umschlossener Körper [29]	71
Abbildung 8-3: Getriebekühlung	72
Abbildung 8-4: externe Getriebekühlung	73
Abbildung 9-1: Teleskopständer	76
Abbildung 9-2: Neugestaltung Abgasanlage	77

14 TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1-1: Meilensteine	5
Tabelle 2-1: Leistungsdaten An- und Abtriebsmaschine.....	7
Tabelle 4-1: Netzleistung bei ASM Rückspeisung (Siemens Sizer).....	26
Tabelle 4-2: Vor/- Nachteile Elektrische Verspannung	28
Tabelle 4-3: Vor/- Nachteile Wirbelstrombremse mit Wärmenutzung	35
Tabelle 4-4: Netzleistung – Verspannungsprüfstand (Siemens Sizer).....	37
Tabelle 4-5: Vor- Nachteile mech. Verspannungsprüfstand	38
Tabelle 4-6: Vor- Nachteile hydr. Verspannungsprüfstand	40
Tabelle 4-7: Energiebedarf	41
Tabelle 7-1: Daten zur Gemischtemperatur-Berechnung	58
Tabelle 7-2: Daten zur Abgasberechnung	58
Tabelle 7-3: Stoffwerte Luft (1bar)	60
Tabelle 7-4: Rohrströmung, Kenngrößen quer angeströmt	61
Tabelle 7-5: Kenngrößen quer angeströmter Zylinder	61
Tabelle 7-6: Rohrströmung, Kenngrößen längs umströmt	63
Tabelle 7-7: Kenngrößen längs umströmter Zylinder	63

15 ANHANG



CNH		Projektitel	Maßstab	Eigentum der CNH Global NV und Filialen. Ohne unsere Zustimmung, Überlassung an dritte Personen oder Veröffentlichung nach den gesetzlichen Bestimmungen verboten.	
		Datum	1:50	EDV Nr.:	
		Bearb.	19.07.2013	Name	
		Gepr.		M. Zöhl	
		Norm		Anmerkung	
		Allgemeintoleranzen nach CNH-Norm DWG8105			FPT0 test cell update
					Blatt 1
					2