

AKUSTIK WÄLZGELAGERTER ABGASTURBOLADER

vorgelegt von
M.Sc.
Clemens Biet
geb. in Berlin

von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Dietmar Göhlich
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 19. Oktober 2016

Berlin 2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Berlin. Angeregt und betreut wurde sie von Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Baar, bei dem ich mich an dieser Stelle ganz herzlich für viele wertvolle Denkanstöße und seine stetige Unterstützung bedanken möchte.

Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze danke ich für die Übernahme des Koreferats sowie Prof. Dr.-Ing. D. Göhlich für seine Bereitschaft zur Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss.

Ich freue mich, dass ich Teil eines freundlichen und hilfsbereiten Kollegiums sein durfte, und möchte mich besonders bei den Mitarbeitern der mechanischen und elektrischen Werkstatt bedanken, da sie an der Vorbereitung der vielen Versuche maßgeblich mitbeteiligt waren. Des Weiteren danke ich allen Studierenden, die in Form von Abschlussarbeiten an diesem Projekt mitgearbeitet haben, und im Besonderen auch denen, die die Messungen als Prüfstandsfahrer begleitet haben.

Abschließend danke ich meiner Familie, die mich stets in vielerlei Hinsicht unterstützt und motiviert hat.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
1.1 Herausforderung und Motivation	2
2 Stand der Technik	4
2.1 Gleitgelagerte Abgasturbolader	4
2.1.1 Grundaufbau, Laufgruppe	4
2.1.2 Lagerung	5
2.2 Wälzgelagerte Abgasturbolader	9
2.2.1 Konstruktionsmerkmale	9
2.2.2 Wirkungsgrad, Dynamik und Emissionen	12
2.2.3 Akustik	25
2.3 Grundlagen der Rotordynamik	28
2.4 Grundlagen der Akustik	32
3 Zielstellung und Herangehensweise	36
3.1 Forschungsvorhaben	36
3.2 Lösungsansatz	37
3.3 Versuchsträger	38
4 Experimentelle Methoden	41
4.1 Messprogramm	41
4.2 Messtechnik	43

4.2.1	Standardmesstechnik	43
4.2.2	Akustikmesstechnik	44
4.3	Heißgasprüfstand – Standardaufbau	47
4.4	Fahrzeugprüfstand – Kältezelle	48
4.4.1	Instrumentierung	48
4.4.2	Messprogramm	48
4.5	Motorprüfstand	49
4.5.1	Aufbau und Instrumentierung	49
4.5.2	Stationäre Messungen	51
4.5.3	Transiente Messungen	53
4.6	Heißgasprüfstand – Klimakammer	53
4.6.1	Konzept	54
4.6.2	Thermische Eigenschaften	56
4.6.3	Akustische Eigenschaften	58
4.6.4	Versuchsaufbau	60
4.6.5	Versuchsdurchführung	64
5	Diskussion der Versuchsergebnisse	69
5.1	Stationäres Verhalten	70
5.1.1	Heißgasprüfstand	70
5.1.2	Motorprüfstand	77
5.2	Dynamisches Verhalten	81
5.2.1	Lastsprünge am Heißgasprüfstand	81
5.2.2	Lastsprünge am Motorprüfstand	82
5.3	Akustisches Verhalten	86
5.3.1	Auswertungsmethodik	86
5.3.2	Vergleich Drehzahlrampen	93
5.3.3	Vergleich Lastsprünge	110
5.3.4	Fahrzeugversuche Kältekammer	114
5.3.5	Einfluss Temperatur und Öldruck	116
5.3.6	Unwuchtvariation	121
5.3.7	Bewertung des Luftschalls	125

6	Zusammenfassung	130
7	Literaturverzeichnis	132
A	Berechnungsvorschriften	140
A.1	Thermodynamik Heißgasprüfstand	140
A.1.1	Berechnung des Verdichter kennfelds	140
A.1.2	Berechnung des Turbinen kennfelds	142
A.1.3	Kraftstoffverbrauch Motorprüfstand	143
B	Klimakammer	144
B.1	Konstruktion	144
B.2	Kühlkonzept	145
B.3	Sicherheit	146
C	Zusatzabbildungen	149
D	Datenblätter Messtechnik	154

Abbildungsverzeichnis

2.1	Lagerkartusche eines wälzgelagerten Abgasturboladers	10
2.2	Normierte Reibleistung gleit- und wälzgelagerter Turbolader in Abhängigkeit von der Drehzahl	13
2.3	Dynamikvergleich zwischen Gleit- und Wälzlager-ATL; Be- trachtung der Turboladerdrehzahl während eines kurzen Ener- gieinputs auf die Läufergruppe	14
2.4	Auswirkung unterschiedlicher Modifikationen am Turbolader auf die Dynamik des Verbrennungsmotors	15
2.5	Vorteil des Wälzlager-ATLs beim spezifischen Kraftstoffver- brauch	16
2.6	Dynamikvergleich zwischen Gleit- und Wälzlager-ATL; Be- trachtung verschiedener motorischer Größen während eines Lastsprungs	17
2.7	Kaltstartlastsprünge am Motorprüfstand; Darstellung des Mo- tordrehmoments und der Turboladerdrehzahl im Vergleich für Wälz- und Gleitlager-ATL	18
2.8	Auswirkung der Wälzlagerung auf die Abgasrückführung . . .	19
2.9	Vorteil der Wälzlagerung beim spezifischen Kraftstoffverbrauch	20
2.10	Auswirkung der ATL-Wälzlagerung auf die Fahrzeugdynamik - Vergleich Kaltstartszenario mit betriebswarmem Motor . . .	22
2.11	Schnittdarstellung eines wälzgelagerten Turboladers	23
2.12	Reibverluste der Wälzlagerung bei unterschiedlichen Schmier- bedingungen	24
2.13	Temperaturprofile in Lagerteilen der Wälzlagerung	25

2.14	Unwuchtantwort mit dazu passendem Campbelldiagramm . . .	29
2.15	Schematische Darstellung der Schallanregung, Schallübertragung und Schallabstrahlung am Abgasturbolader	35
3.1	Versuchssysteme zum ATL des Herstellers 1	38
3.2	Übersicht der Einzelkomponenten-Versuchsträger	40
4.1	Funktionsprinzip Wellenverlaufsbahnmessung	46
4.2	Messstellenplan am Versuchsfahrzeug	49
4.3	Messstellenplan am Versuchsmotor (Motorprüfstand)	51
4.4	Versuchsaufbau im Heißgasprüfstand mit Klimakammer	56
4.5	Messstellenplan am Heißgasprüfstand mit Klimakammer	61
4.6	Sensoranordnung der Wellenverlaufsbahnmessung	62
4.7	Sensoranordnung der Körperschallmessung	62
4.8	Sensoranordnung der Luftschallmessung	63
4.9	Verdichterrad mit Gewindebohrungen für Zusatzmassen	64
4.10	Zeitlicher Verlauf von Turbinenmassenstrom und Turboladerdrehzahl beim Hochlauf	67
5.1	Verdichterkennfeld des gleitgelagerten Referenzturboladers des Herstellers 1	71
5.2	Turbinenkennfelder für Gleit- und Wälzlager-ATL des Herstellers 1; oben Wirkungsgradkennfeld, unten Durchflusskennfeld	72
5.3	Differenzdarstellung des Turbinenwirkungsgrades	74
5.4	Turbinenkennfeld der Adiabatomessung für Gleit- und Wälzlager	75
5.5	Gleit- und Wälzlager-Turbinenwirkungsgrade bei $\Pi_T = 2$ für verschiedene VTG-Stellungen	76
5.6	Motorkennfeld mit gleitgelagertem und wälzgelagertem ATL	77
5.7	Differenzdarstellung des Motorwirkungsgrades zwischen Wälz- und Gleitlager im Motorkennfeld	78
5.8	Turboladerdrehzahl im Motorkennfeld	79
5.9	Differenzdarstellung des Turbinendruckverhältnisses zwischen Wälz- und Gleitlager im Motorkennfeld	80

5.10	ATL-Drehzahlverläufe des Lastsprungversuchs am Heißgasprüfstand mit Gleit- und Wälzlager für unterschiedliche Starttemperaturen	82
5.11	ATL-Drehzahlverläufe des Lastsprungversuchs am Motorprüfstand mit Gleit- und Wälzlager für unterschiedliche Kühlwassertemperaturen bei $1.500 \frac{1}{\text{min}}$	83
5.12	Motordrehmomentverläufe des Lastsprungversuchs am Motorprüfstand mit Gleit- und Wälzlager für unterschiedliche Kühlwassertemperaturen bei $1.500 \frac{1}{\text{min}}$	85
5.13	Übersicht der Auswertungsmethodik der Akustikmessungen . .	87
5.14	Begrenzung des Auswertungsbereichs im Wasserfalldiagramm .	91
5.15	Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Gleitlager .	94
5.16	Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager .	96
5.17	Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager mit Darstellung der Orbits bei verschiedenen Drehzahlen . . .	96
5.18	Wasserfalldiagramm des Körperschalls beim Gleitlager	98
5.19	Wasserfalldiagramm des Körperschalls beim Wälzlager	99
5.20	Wasserfalldiagramme des Körperschalls für alle drei Raumrichtungen beim Wälzlager	100
5.21	Wasserfalldiagramm des Luftschalls beim Gleitlager	101
5.22	Wasserfalldiagramm des Luftschalls beim Wälzlager	102
5.23	Wasserfalldiagramm des Luftschalls beim Hochlauf ohne Versuchsträger	104
5.24	Wasserfalldiagramme aller Akustiksignale im Vergleich beim Wälzlager	105
5.25	Wasserfalldiagramm des Körperschalls beim serienreifen Wälzlager des Herstellers 2	106
5.26	Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Gleitlager .	111
5.27	Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager .	112
5.28	Amplitude der ersten Ordnung über der Turboladerdrehzahl im Hochlauf	113
5.29	Wasserfalldiagramme des Körperschalls im Vergleich beim Versuchsfahrzeug	115

5.30	Wasserfalldiagramme des Luftschalls (Fahrerposition) im Vergleich beim Versuchsfahrzeug	116
5.31	Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 1)	118
5.32	Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 2)	120
5.33	Unwuchteinfluss; Darstellung der Beschleunigung im Wasserfalldiagramm	122
5.34	Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 1) - Unwuchtvariation	124
5.35	Akustische Größen im Vergleich - Zeitverlauf	128
B.1	Tragstruktur der Klima- und Akustikkammer	145
B.2	Querschnitt Wandelement Klima- und Akustikkammer	146
B.3	Schematischer Aufbau des Kühlkonzepts der Klimakammer . .	147
C.1	Weg x der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager-ATL (Hersteller 1) während eines Hochlaufs als zeitlicher Verlauf	150
C.2	Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Gleitlager mit Darstellung der Orbits bei verschiedenen Drehzahlen . . .	150
C.3	Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 1) - nur Gleitlager	151
C.4	Maximalamplituden im RMS-Verlauf im Hochlauf (Hersteller 1)	151
C.5	Maximalamplituden im RMS-Verlauf im Hochlauf (Hersteller 2)	152
C.6	Wuchtkurven der Versuchsträger des Hersteller 2	152
C.7	Maximalamplituden im RMS-Verlauf im Hochlauf (Hersteller 1) - Unwuchtvariation	153
D.1	Datenblatt Messmikrofon	155
D.2	Datenblatt Beschleunigungsaufnehmer	156
D.3	Datenblatt Wirbelstrommesssystem	157
D.4	Datenblatt Signalkonditionierung für Beschleunigungsaufnehmer	158

Tabellenverzeichnis

4.1	Messprogramm	42
4.2	Übersicht der Akustikmesstechnik	44
5.1	Randbedingungen Heißgasprüfstandsmessungen	71
5.2	Kategorisierung der subsynchronen/subharmonischen Effekte des wälzgelagerten Versuchsträgers	97
5.3	Akustische Größen im Vergleich	126

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Fläche
a	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung
b_e	$\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$	spezifischer Kraftstoffverbrauch
d	m	Abstand, Dicke
D	m	Durchmesser
E	1	Empfindung (Akustik)
F	N	Kraft
F_R	N	Reibkraft
f_{Schr}	Hz	Schröderfrequenz (Akustik)
f_S	Hz	Samplefrequenz/Samplerate
k	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Wärmedurchgangskoeffizient
L	1 (dB)	Schalldruckpegel (Akustik)
l	m	Länge
M	Nm	Drehmoment
m	kg	Masse
$\dot{m}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Massenstrom
N	sone	dynamische Lautheit (Psychoakustik)
n	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl
p	Pa	Druck
p_0	mbar	Umgebungsdruck
p_1	mbar	Druck Verdichtereintritt

p_2	mbar	Druck Verdichteraustritt
p_3	mbar	Druck Turbineneintritt
p_4	mbar	Druck Turbinenaustritt
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{\text{Öl}}$	mbar	Öldruck
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
r_H	m	Hallradius
R	1	Reiz (Akustik)
R_{Luft}	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	spezifische Gaskonstante für Luft
RT_{60}	s	Nachhallzeit (-60 dB)
S	m ²	Wandoberfläche
t	s	Zeit
T	°C oder K	Temperatur
T_0	°C oder K	Umgebungstemperatur
T_1	°C oder K	Temperatur Verdichtereintritt
T_2	°C oder K	Temperatur Verdichteraustritt
T_3	°C oder K	Temperatur Turbineneintritt
T_4	°C oder K	Temperatur Turbinenaustritt
T_{MKW}	°C oder K	Motorkühlwassertemperatur
$T_{\text{Öl}}$	°C oder K	Öltemperatur
U	V	elektrische Spannung
u_V	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Umfangsgeschwindigkeit Verdichterrad
V	m ³	Volumen
v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit
$\dot{V}$	$\frac{1}{\text{min}}$	Volumenstrom

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Wärmeübergangskoeffizient
α_a	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Wärmeübergangskoeffizient außen
α_i	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Wärmeübergangskoeffizient innen
α_{Abs}	1	Absorptionsrate (Akustik)
γ	1	Bündelungsgrad der Schallquelle
ϵ	m	Dicke des Schmierölfilms
η	1	Wirkungsgrad
μ	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	dynamische Viskosität
λ	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Wärmeleitkoeffizient
μ_R	1	Reibbeiwert
μ_W	1	Proportionalitätsfaktor
Π	1	Druckverhältnis
ω	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und Abkürzungen

Bezeichnung	Beschreibung
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
DFT	diskrete Fourier-Transformation
DPF	Dieselpartikelfilter
FFT	Fast Fourier transform (deutsch: schnelle Fourier-Transformation)
GL	Gleitlager
KFZ	Kraftfahrzeug
MKW	Motorkühlwasser
NEDC	New European Driving Cycle
NVH	Noise Vibration Harshness (deutsch.: Geräusch, Vibration, Rauheit)
NFZ	Nutzfahrzeug
OEM	Original Equipment Manufacturer (deutsch: Erstausrüster)
RMS	Root Mean Square (deutsch: quadratisches Mittel)
s	isentrop
T	Turbine
V	Verdichter
VTG	Variable Turbinengeometrie
WL	Wälzlager

Kapitel 1

Einleitung

Die Motorenentwicklung der letzten Dekade wurde maßgeblich von der Anforderung geringerer CO₂-Emissionen bzw. eines geringeren Kraftstoffverbrauchs bestimmt. In Anbetracht relativ niedriger Lastanforderungen in den geltenden Testzyklen stellte sich das Konzept des Downsizings als ein weitverbreiteter Lösungsansatz der Automobilindustrie auf die gesetzlichen Regelungen heraus. Es beschreibt den Ansatz, den Hubraum und/oder die Zylinderzahl von Verbrennungsmotoren zu reduzieren, dabei jedoch gleichzeitig über eine Aufladung des Aggregats dessen Leistung beizubehalten [18]. Die Abgasturboaufladung bildet einen zentralen Bestandteil bei Downsizing-Konzepten. Die CO₂-Emissionsvorteile ergeben sich aus den Folgen eines kleineren Verbrennungsmotors (weniger Reibleistung, kleinere Nebenaggregate, geringeres Fahrzeuggewicht) und der Nutzung der Abgasenergie durch den Turbolader. Eine Hubvolumenverkleinerung von 25 % führt allgemein zu einer Kraftstoffverbrauchsreduzierung von 10 % [30, S. 2]. Bei Verwendung mehrstufiger Aufladesysteme können sogar Downsizing-Raten von 50 % umgesetzt werden, was einer Leistungsdichte von $120 \frac{\text{kW}}{\text{l}}$ entspricht [21].

Aufgrund der zentralen Rolle des Abgasturboladers (ATL) in modernen Verbrennungsmotoren werden vielfältige Möglichkeiten zur Optimierung dieser Komponente untersucht. Während hierbei bereits aerodynamisch ausgereifte Systeme vorliegen, stellt der Einsatz von Wälzlager anstelle der herkömmlichen Gleitlagerung einen vielversprechenden Ansatz dar. Wälz-

lager bieten das Potenzial für deutlich geringere Reibverluste bei der Lagerung von Abgasturboladern. Im Vergleich zu anderen aktuellen ATL-Forschungsthemen wie Kunststoffverdichterräder, Turbinenräder aus Titanaluminid oder in Teilen auch die elektrisch unterstützte Aufladung bietet die ATL-Wälzlagerung nicht nur Vorteile im dynamischen Verhalten, sondern auch direkt im stationären Wirkungsgrad. Ansätze, die zunächst lediglich das transiente Verhalten von Abgasturboladern beeinflussen, können erst über andere Maßnahmen in einen CO₂-Vorteil überführt werden. Die reibleistungsbedingte Verbesserung der Dynamik und des Wirkungsgrades eines wälzgelagerten Abgasturboladers geht jedoch über den Verbrennungsmotor ohne weitere Anpassungen direkt auf das Gesamtfahrzeug über.

Bisher gibt es noch sehr wenige Pkw-Serienanwendungen von wälzgelagerten Abgasturboladern. Ein prominentes Beispiel hierfür ist jedoch der 2010 vorgestellte V6-Dieselmotor OM 642 LS der Firma Mercedes-Benz. Dieser setzte weltweit erstmals einen wälzgelagerten Abgasturbolader in einer Pkw-Dieselmotor-Anwendung in Serie ein [49]. Einen weiteren Anhaltspunkt bietet eine Mitteilung des Kugellagerherstellers Schäffler im Jahr 2014 [34], der als einer der führenden Wälzlagerhersteller meldete, dass das einmillionste Kugellager für Turboladeranwendungen an die Automobilindustrie ausgeliefert wurde. Abgesehen von einzelnen Einsätzen in Motorsport- oder Nutzfahrzeuganwendungen konnte sich die Wälzlagerung beim Abgasturbolader bisher noch nicht durchsetzen. Aufgrund des hohen Potenzials dieser Technologie ist sie dennoch Gegenstand aktueller Forschung mit der Perspektive einer breiten Anwendung im Pkw-Serieneinsatz.

1.1 Herausforderung und Motivation

Die Anforderungen an die Lagerung eines Abgasturboladers sind enorm hoch und ergeben sich in erster Linie aus den hohen Drehzahlen mit bis zu $300.000 \frac{1}{\text{min}}$ und dem beträchtlichen Wärmeeintrag aus dem Turbinengehäuse als Folge von Abgastemperaturen bis 1.050 °C. Bei zusätzlicher Betrachtung des entgegengesetzten Extremfalls anhand eines Kaltstarts im Winter können im Lagergehäuse dementsprechend Temperaturen zwischen -20 °C und

+200 °C herrschen. Zusätzlich wird ein ATL hochdynamisch betrieben und es wirken wechselnde Axialkräfte, wodurch das Erreichen der geforderten Lebensdauer erschwert wird.

Wälzlagerhersteller sind mittlerweile in der Lage, dauerfeste Produkte für die mechanischen und thermischen Anforderungen der Abgasturboaufladung bereitzustellen. Diese bieten im Vergleich zum Gleitlager als Folge des grundlegend unterschiedlichen Reibmechanismus Potenzial für Reibleistungsvorteile um 50 % [35]. Dies kann sich über den Motor auf eine messbare Verbrauchsreduzierung des Fahrzeugs im Fahrzyklus auswirken.

Die Radialgleitlager herkömmlicher Abgasturbolader sind für den sicheren Betrieb bei den vorliegenden hohen Drehzahlen mit zwei Schmierfilmen und einer zwischen ihnen angeordneten stehenden oder rotierenden Buchse ausgeführt. Dies ermöglicht eine ausreichende Dämpfung der durch die Unwucht des Rotors angeregten Schwingungen. Beim Wälzlager besteht zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Teilen kein dämpfender Ölfilm. Stattdessen liegt während der Abrollbewegung ein direkter Körperkontakt vor. Obwohl für Kugellager bei Abgasturboladern ein zusätzlicher äußerer Quetschölfilmdämpfer vorgesehen wird, sind die Dämpfungseigenschaften im Vergleich zum Gleitlager geringer. Dies führt dazu, dass wälzgelagerte Abgasturbolader im Vergleich zum Gleitlager bisher akustisch auffällig sind. Obwohl das akustische Verhalten die Funktionsweise des Turboladers nicht direkt beeinflusst, kann dies für Fahrzeughersteller jedoch ein Grund für den Verzicht auf einen Serieneinsatz sein.

Die Motivation liegt daher in der Nutzbarmachung der Vorteile wälzgelagerter Abgasturbolader über eine Verbesserung des akustischen Verhaltens. Zu diesem Zweck wird mit dem hier vorgestellten Forschungsvorhaben angestrebt, eine experimentelle Datenbasis zu schaffen und anhand der daraus gewonnenen Erkenntnisse ein Grundverständnis für die Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader zu ermöglichen. Als Bestandteil dessen müssen geeignete Messmethoden und Bewertungskriterien gefunden und entwickelt werden.

Kapitel 2

Stand der Technik

2.1 Gleitgelagerte Abgasturbolader

Dieser Teil widmet sich den Konstruktionsmerkmalen von Abgasturboladern für Pkw- und Nfz-Anwendungen. Diese werden in Großserie produziert, so dass die Konstruktion sehr stark auf geringe Herstellungskosten optimiert wurde [20, S. 199]. Im Wesentlichen wird hier auf die forschungsrelevanten Merkmale der Lagerung und der rotierenden Komponenten eingegangen.

2.1.1 Grundaufbau, Laufgruppe

Ein typischer Abgasturbolader besteht im Grunde aus drei Teilen: dem Verdichtergehäuse, dem Turbinengehäuse und dem Lagergehäuse. Das Letztgenannte trägt das Laufzeug, bestehend aus einer Welle, sowie einem Verdichter- und einem Turbinenrad. In Pkw- und Nfz-Motoren kommen hauptsächlich radial durchströmte Räder zum Einsatz. Klassischerweise besteht das Verdichterrad aus einer gießbaren Aluminiumlegierung und wird im Wachs-ausschmelzverfahren hergestellt. Der Anteil an gefrästen Verdichterrädern, ebenfalls aus einer Aluminiumlegierung, nimmt jedoch immer weiter zu. Dieses Bauteil ist maßgeblich für die Maximaldrehzahl des Turboladers verantwortlich, da hier aufgrund der Fliehkräfte die maximal erträglichen Spannungen erreicht werden. Bei den üblichen Aluminiumlegierungen beträgt die Umfangsgeschwindigkeit u_V am Verdichterrad höchstens ca. $550 \frac{m}{s}$. Turbi-

nenräder werden fast ausschließlich gegossen. Dabei kommen hochwarmfeste Legierungen wie Inconel mit einem sehr hohem Nickel- und Chromanteil zum Einsatz. Die Welle ist ein Drehteil aus Stahl. Sie wird durch Reibschweißen fest mit dem Turbinenrad verbunden. Das Verdichterrad hingegen wird über die Verdichterradmutter axial auf der Welle gegen einen Absatz fixiert. Bei der Fertigung des Laufzeugs kommen unter anderem Verfahren wie das Spannungsfreiglühen der Welle-Turbinenrad-Verbindung, eine Härtung der Lagerflächen und andere Wärmebehandlungen zum Einsatz. Die aufgrund der hohen Drehzahlen anspruchsvollen Anforderungen an Maßhaltigkeit und Rundlauf werden durch Schleifen erreicht. Zudem werden verschiedene Wuchtverfahren eingesetzt. [20] [33] [17]

2.1.2 Lagerung

Aufgrund der hohen Drehzahlen von bis zu $300.000 \frac{1}{\text{min}}$ bestehen besondere Anforderungen an die Lagerung von Abgasturboladern. Die Rotation der Welle wird über Radiallager realisiert. Aufgrund der durch die Laufräder aufgeprägten Axialkräfte ist eine zusätzliche Axiallagerung notwendig. Für Pkw-Abgasturbolader kommen bis heute vorwiegend Gleitlager zum Einsatz. Hierbei stellen Schwimmbuchsen- und die Einbuchsen-Lagerung die am häufigsten verwendeten Konzepte dar. [33]

Gleitlager

Die Funktionsweise der Gleitlagerung von Abgasturboladern soll an dieser Stelle anhand der radialen Schwimmbuchsen-Lagerung dargestellt werden. Die Welle läuft hierbei in zwei separaten Messingbuchsen, die ihrerseits ebenfalls drehbar im Lagergehäuse positioniert sind. Zwischen den Messingbuchsen sind sowohl zur Welle als auch zum Lagergehäuse dünne Spalte von wenigen hundertstel Millimeter für den tragenden Ölfilm vorgesehen. Im laufenden Betrieb wird durch die Relativbewegung der Lagerbestandteile Öldruck im Lagerspalt aufgebaut, was den eigentlichen Trageffekt des Lagers bewirkt. Es handelt sich dementsprechend um eine hydrodynamische Gleitlagerung. Da sich bei der Schwimmbuchsen-Lagerung ein Lagerspalt sowohl auf der in-

neren als auch auf der äußeren Seite der Messingbuchse befindet, rotiert diese im Betrieb selbst mit ungefähr halber Wellendrehzahl. Diese Bauweise zeigt darüber hinaus geringere Reibverluste gegenüber der Einbuchsen-Lagerung. [30, S. 127] [33]

Neben der offensichtlichen Tragfunktion der Lagerölspalte besteht ein weiterer wichtiger Aspekt dieses Aufbaus in der Stabilisierung der Wellenbewegung durch die Viskosität des Öls. Die Dämpfungseigenschaften des Öls sind entscheidend für die Rotordynamik des Laufzeugs und ermöglichen erst die in dieser Anwendung auftretenden großen Drehzahlenbereiche. Aus diesem Grund ist die Auslegung der Lagerspalte ein zentraler Punkt der Gestaltung dieser Art von Gleitlagern. Als vereinfachter Zusammenhang gilt: Kleine Lagerspalte erlauben hohe Tragkräfte, wohingegen große Lagerspalte bessere Dämpfungseigenschaften vorweisen. Neben der Schmierung und der Dämpfung erfüllt das Öl, welches dem ATL über den Motorölkreislauf bereitgestellt wird, zusätzlich die Aufgabe der Kühlung des Lagers. Die aufgrund von Reibung entstehende Wärme wird durch das Öl abtransportiert. Dementsprechend muss bei der Gestaltung des Gleitlagers und der dazugehörigen Lagerpalte für den vorliegenden Öldruck ein ausreichend großer Ölvolumenstrom vorgesehen werden. [33] [2]

Die für kompaktere Bauformen von Radialgleitlagern geeignete Einbuchsen-Lagerung besteht im Gegensatz zur Schwimmbuchsen-Lagerung aus nur einer einzigen Messingbuchse, die jedoch selbst nicht rotiert. Die tragende Lagerfunktion wird daher im Spalt zwischen Messingbuchse und Welle realisiert, wobei der Spalt zum Lagergehäuse speziell auf die Dämpfungsfunktion optimiert wird. Das Feststehen der Lagerbuchse verhindert das Auftreten unerwünschter, selbsterregter Schwingungen im äußeren Ölspace. Nachteilig ist jedoch der in diesem Konzept vergleichbar dünne und als Folge dessen steife Lagerspalt, welcher zu einer höheren Reibleistung und einer entsprechend gesteigerten Öleigenerwärmung führt. [2]

Sowohl das Turbinen- als auch das Verdichterrad prägt im Betrieb Axialkräfte auf die Welle auf. Die daraus resultierende axiale Lagerkraft hängt stark vom jeweiligen Betriebspunkt ab. Zur Aufnahme dieser Kräfte werden bei gleitgelagerten Abgasturboladern Keilflächenlager verwendet. Diese sind

meist auf einer Messingscheibe aufgebracht, die fest im Lagergehäuse fixiert ist und eine Durchgangsbohrung für die Welle aufweist. Zwei auf der Welle gespannte Scheiben laufen dicht auf beiden Seiten der Messingscheibe und bilden die Axiallagerung. Auch hier gibt es im Betrieb keinen direkten Kontakt zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Teilen. Analog zum Radiallager wird der tragende Ölfilm über die Keilflächen aufgebaut. [33]

Gleitlager bieten bei der Anwendung für Abgasturbolader folgende Vorteile:

- Möglichkeit für sehr hohe Drehzahlen
- Verschleißfreier Betrieb
- Hohe Lebensdauer
- Geräuscharmer Lauf
- Einfacher Aufbau
- Geringe Kosten

Den wesentlichen Nachteil gegenüber vielen anderen Lagerkonzepten bilden die im Vergleich höheren Reibverluste. Bei modernen Verbrennungsmotoren, in denen der Turbolader eine wesentliche Komponente bildet, hat dies direkte Auswirkungen sowohl auf die Dynamik als auch auf den stationären Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs. Im Folgenden wird noch einmal detaillierter auf den Reibmechanismus von Gleitlagern eingegangen.

Reibmechanismus Gleitlager Beim ölgeschmierten Gleitlager wird der Ölfilm zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Oberflächen gesichert. Bei diesem Aneinandergleiten tritt ein Widerstandsmoment auf. Dieses ist die Folge der inneren Reibung der gesicherten Flüssigkeit. Das Reibmoment von Gleitlagern lässt sich nach der Petroff'schen Gleichung abschätzen [2, S. 117]:

$$M_{R,GL} = \frac{\pi}{4} \frac{\mu \omega l D^3}{\epsilon_R} \quad (2.1)$$

Dabei ist μ die dynamische Viskosität des Öls, ω die Drehgeschwindigkeit, l und D bezeichnen Länge und Durchmesser des Gleitlagers und ϵ gibt die

Dicke des Schmierölfilms an. Die dynamische Viskosität μ ist eine von Temperatur und Druck abhängige Stoffeigenschaft des Öls. Anhand der Gleichung 2.1 lassen sich verschiedene Möglichkeiten zur Reduzierung der Reibleistung herleiten. Eine Verkleinerung des Lagerdurchmessers D , welcher ein großes Potenzial bietet, da er mit der dritten Potenz eingeht, wird durch den minimalen Wellendurchmesser des Rotors beschränkt. Gerade bei den hohen Drehzahlen der automobilen Abgasturboaufladung muss die Welle eine ausreichende Steifigkeit aufweisen. Ein dickerer Ölschmierfilm würde ebenfalls die Reibleistung senken. Die damit notwendigerweise einhergehenden größeren Spaltmaße zwischen Laufrädern und Gehäuse haben jedoch einen negativen Einfluss auf die aerodynamischen Wirkungsgrade des Turboladers. Als Letztes sei die Rotordrehzahl erwähnt, welche in diesem Fall über

$$P_R = M_R \cdot \omega \quad (2.2)$$

quadratisch in die Reibleistung eingeht. Zumindest im automobilen Turboladerbereich fällt hierbei die Entscheidung zugunsten geringer Trägheitsmomente auf kleine Turboladern mit hohen Drehzahlen. Als Folge dessen können bei Pkw-Turboladern Reibleistungen in Bezug auf die gesamte Wellenleistung im Bereich von 10 % oder mehr vorliegen [2, S. 117].

Selbsterregte Schwingungen Bei gleitgelagerten Turboladern kommt es im Betrieb neben der synchronen Unwuchtantwort zu selbsterregten, subsynchronen Schwingungen. Diese als Oli-Whirl/Whip bezeichneten Effekte prägen das akustische Verhalten gleitgelagerter Abgasturbolader durch das Auftreten von drehzahlunabhängigen Konstanttönen (vgl. Kapitel 5.3.2). *Schweizer* [36] beschreibt ausführlich, wie diese subsynchronen Schwingungsphänomene auf konkrete Vorgänge im Lagerspalt im Zusammenhang mit der Rotordynamik des Läufers zurückgeführt werden können.

2.2 Wälzgelagerte Abgasturbolader

Eine alternative Möglichkeit zur klassischen Gleitlagerung von Abgasturboladern bietet der Einsatz von Kugel- bzw. Wälzlagern. Im Gegensatz zur Scherung eines dünnen Ölfilms im Gleitlager besteht der Reibmechanismus eines Kugellagers in der Rollreibung der umlaufenden Wälzkörper. Dies führt zu einer Reduzierung der Reibleistung und erlaubt ein besseres dynamisches Verhalten sowie höhere stationäre Wirkungsgrade des Turboladers. Im Folgenden werden verschiedene Aspekte der Wälzlagerung beim Abgasturbolader vorgestellt.

2.2.1 Konstruktionsmerkmale

Bei Abgasturboladern kommen sogenannte Kugellagerkartuschen zum Einsatz. Deren Aufbau ist anhand der Abbildung 2.1 ersichtlich. Sowohl die äußere als auch die zweigeteilte und auf der Welle verpresste innere Lagerschale besteht aus warmfestem Lagerstahl. Als Wälzkörper kommen Kera-
mikkugeln zum Einsatz, die von einem Metallkäfig auf Abstand gehalten werden. Der keramische Werkstoff der Kugeln, in vielen Fällen Siliziumnitrid (Si_3N_4), zeichnet sich durch *„sein[e] auch bei hohen Temperaturen noch hoh[e] Festigkeit [...], ausgezeichnete Temperaturwechselbeständigkeit, hervorragende Verschleißbeständigkeit, niedrige Wärmedehnung, mittlere Wärmeleitfähigkeit und gute chemische Beständigkeit“* [33, S. 301] aus.

Da es bei einem Wälzlager immer zum direkten Kontakt der sich relativ zueinander bewegenden Festkörper kommt, sind die für die Rotordynamik der Laufgruppe wichtigen Dämpfungseigenschaften des Lagers nicht mehr gegeben. Aus diesem Grund sind auf der äußeren Lagerschale breite Funktionsabsätze für eine sogenannte Quetschölfilmdämpfung vorgesehen. Hier wird durch die Ölversorgung von außen ein wenige $10\text{ }\mu\text{m}$ dicker Quetschöl-film aufgebaut, der lediglich der Dämpfung der vom Laufzeug angeregten Schwingungen dient. Da sich die äußere Lagerschale jedoch nicht selbst mitdrehen soll, muss deren Rotation durch eine konstruktive Maßnahme verhindert werden.

Die Lagerkartusche bildet üblicherweise eine leichte O-Anordnung, sodass

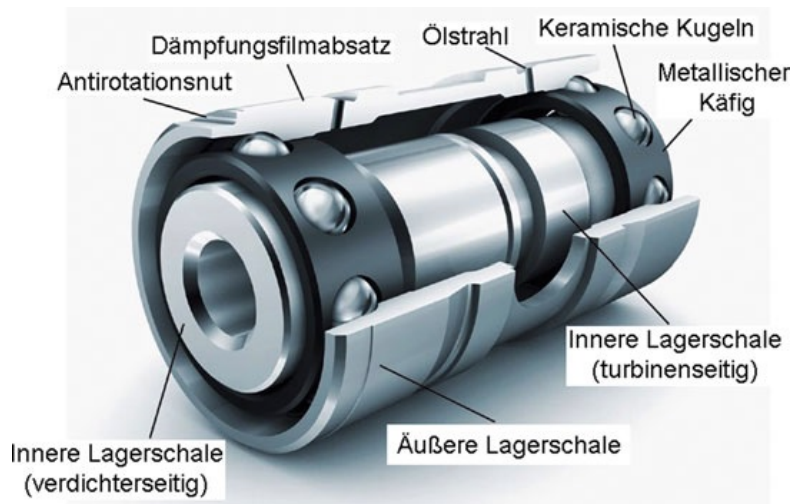


Abbildung 2.1: Lagerkartusche eines wälzgelagerten Abgasturboladers [3]

sowohl Radial- als auch Axialkräfte aufgenommen werden können. Des Weiteren sind in der äußeren Lagerschale dünne Bohrungen¹ eingebracht. Diese ermöglichen einen Ölfluss in das Innere der Lagerkartusche. Ein Großteil des eingebrachten Öls entweicht über eine in der äußeren Lagerschale zentral unten angeordnete Öffnung zum drucklosen Ölablauf. Ein geringer Teil passiert aber auch die umlaufenden Kugeln. Auf diese Weise werden die Schmierung und auch der Wärmeabtransport an den Wälzkörpern gewährleistet. Letzteres ist hierbei der Hauptgrund für diese Konstruktion, da eine Wälzlagerung lediglich eine Minimalmengenschmierung verlangt. Tatsächlich ist ein zu großer Ölfluss durch die umlaufenden Wälzkörper bei dieser Anwendung als problematisch anzusehen. Bei der Abrollbewegung in den Lagerschalen muss der Wälzkörper das Öl wegdrücken, wobei es zu einer merklichen Widerstandskraft kommt. Da dieser Effekt als stark abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit beschrieben wird, kommt ihm eine besondere Bedeutung bei der Anwendung von Wälzlagern beim Abgasturbolader zu [34]. Es besteht somit für den Ölmassenstrom in das Innere der Lagerkartusche ein Zielkonflikt zwischen ausreichender Kühlung und entstehendem Reibmoment.

Die Wälzlagerung basiert im Gegensatz zur Gleitlagerung auf einem grundlegend andersartigen Reibmechanismus.

¹Größenordnung 1 mm, z. B. vier Stück über den Umfang verteilt, auf beiden Seiten.

Reibmechanismus Wälzlager Die Reibverluste am Wälzlager werden im Allgemeinen in mechanische und hydraulische Verluste unterteilt. Als mechanische Verluste bezeichnet man die Reibung zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Festkörpern aufgrund der auftretenden Kontaktkräfte. Zu den Reibpaarungen gehören demnach die Kontakte zwischen Wälzkörper und Laufbahn sowie zwischen Wälzkörper und Käfig². Bei der Berührung zweier elastischer Festkörper unter einem Anpressdruck kommt es nach der Modellvorstellung des Hertz'schen Kontaktes zu einer Abplattung. Bei der Betrachtung des Kontaktes zwischen Wälzkörper und Laufbahn liegen demnach für alle Punkte in dieser Kontaktzone unterschiedliche Rollradien vor. Infolgedessen kommt es zu Mikrogleitvorgängen, die sich makroskopisch als Schlupf bei der Rollbewegung äußern. Diese Überlagerung von Gleit- und Rollreibung wird als Wälzreibung bezeichnet. Die auftretende Reibkraft F_R lässt sich über den einfachen Zusammenhang der Gleichung 2.3 als Funktion der Normalkraft F_N berechnen. Der Proportionalitätsfaktor μ_W hängt in erster Linie von Material- und Geometriedaten ab. [6, S. 17-22], [32, S. 57 ff, 117 ff]

$$F_R = \mu_W \cdot F_N \quad (2.3)$$

Die hydraulischen Verluste am Wälzlager werden wiederum in Schlepp- und Planschverluste unterteilt [23]. Diese entstehen durch die Interaktion des Lagers mit dem Schmierstoff. Aufgrund der rotationsbedingten Verdrängung des Schmierstoffs durch die Wälzkörper ergibt sich ein Widerstandsmoment, welches als Schleppverlust bezeichnet wird. Als Planschverluste werden hingegen die Verluste aufgrund der Scherung des Schmierstoffs an den freien Oberflächen im Wälzlager bezeichnet. *Liebrecht et al.* stellen in [24] ein technisch-mathematisches Berechnungsmodell zur Vorhersage von Schlepp- und Planschverlusten eines Kegelrollenlagers mit vertikaler Rotationsachse vor. Da sich die Randbedingungen in einem Wälzlager für Abgasturbolader davon deutlich unterscheiden, ist die Gültigkeit des Berechnungsverfahrens für diesen Fall zunächst zu prüfen.

²Ggf. entstehen durch den Einsatz von Dichtungen im Lager weitere Reibpaarungen.

Wensing et al. stellen in [47] ein Kugellager-Reibungsmodell für den Abgasturbolader vor, welches die Reibleistung anhand der einzelnen physikalischen Verlustanteile drehzahlabhängig berechnet. Sie identifizieren die Reduzierung des mittleren Lagerdurchmessers als eine wesentliche, gemeinsame Einflussgröße zur Minimierung aller Verlustarten. Darüber hinaus geht aus den Untersuchungen hervor, dass bei hohen Drehzahlen die hydrodynamischen Verluste einen relativen Anteil von bis zu 50 % erreichen können. Folglich wird angenommen, dass auch die Reduzierung der Ölmenge im Lager einen entscheidenden Beitrag zur Minimierung der Reibleistung bietet.

2.2.2 Wirkungsgrad, Dynamik und Emissionen

Der Hauptvorteil beim Einsatz wälzgelagerter Abgasturbolader liegt in der Reduzierung der Reibleistung. Dies hat sowohl positive Auswirkungen auf die Dynamik des Systems als auch eine Verbesserung des stationären Wirkungsgrades zur Folge. Die Vorteile bezüglich der Dynamik und des Wirkungsgrades gehen vom ATL auf den Verbrennungsmotor und das Gesamtfahrzeug über. Die simulativen und experimentellen Untersuchungen verschiedener Autoren weisen übereinstimmend auf eine Reduktion der Reibungsverluste durch die Applikation von Wälzlager bei Abgasturboladern hin. Deren Untersuchungen werden im Folgenden detailliert vorgestellt.

Reibleistungsuntersuchungen

Zunächst wurden die Vorteile der Wälzlagerung beim Turbolader an der Einzelkomponente untersucht. Sowohl *Schmitt et al.* [35] als auch *Vanhaelst et al.* [45] zeigen in diesem Zusammenhang Reibleistungsuntersuchungen für verschiedene ATL-Lagerkonzepte an jeweils eigens für diese Messungen entwickelten Reibleistungsprüfständen. Beim Vergleich von Gleit- und Wälzlager wird der Reibleistungsverlauf unter anderem in Abhängigkeit von Drehzahl, Öltemperatur und Axialkraft (nur in [45]) untersucht. Die verschiedenen Einflussparameter spannen die auf der Abbildung 2.2 gezeigten schraffierten Flächen für das jeweilige Lagerkonzept auf [35]. Aus den Messergebnissen beider Quellen geht übereinstimmend ein deutlicher Vorteil des Wälzlagerkonzept-

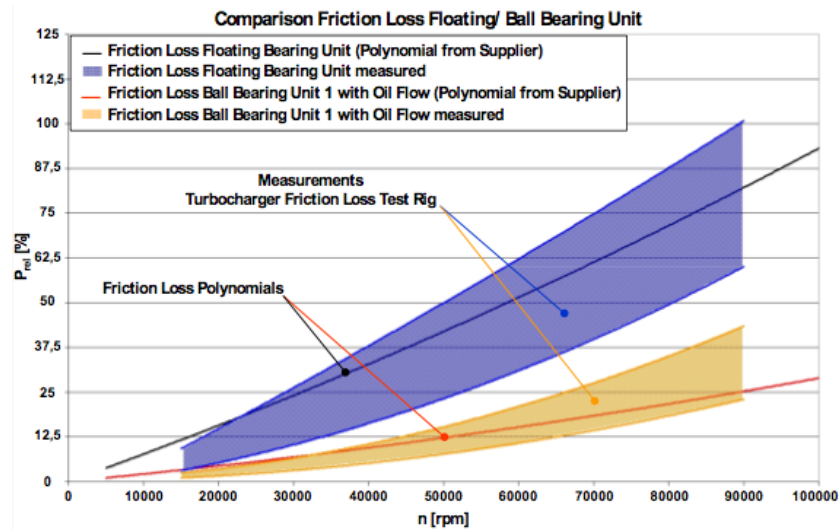


Abbildung 2.2: Normierte Reibleistung gleit- und wälzgelagerter Turbolader in Abhängigkeit von der Drehzahl [35]

tes hinsichtlich der Reibverluste im gesamten betrachteten Drehzahlbereich hervor. Es wurden Potenziale für die Lagerreibungsreduktion beim Einsatz der Wälzlager von 25 % bis 75 % bestimmt. Durch eine Verminderung der Schmiermittelmenge ließen sich weitere Verbesserungspotenziale vermuten, da diese bei den wälzgelagerten Versuchsträgern aufgrund der notwendigen Lagerkühlung besonders hoch waren. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass die Vorteile der Wälzlagerung besonders bei kalten Öltemperaturen bestehen und der relative Reibleistungsvorteil mit steigender Drehzahl sinkt.

Zu einem ähnlichen Ergebnis kommen *Marsal et al.* in [25]. Im ersten Teil der Studie wurden Reibungsverluste vergleichend für Gleit- und Wälzlagerturbolader anhand eines reproduzierbaren Energie-Inputs auf die Läufergruppe bewertet. Die Messungen wurden bei Öltemperaturen von 20 °C und -10 °C durchgeführt, um ein Kaltszenario abzubilden. Die Drehzahlantwort der Turbolader ist auf der Abbildung 2.3 dargestellt. Dabei wurde festgestellt, dass die Wälzlagervariante schneller beschleunigt, eine höhere Maximaldrehzahl erreicht und langsamer wieder abtourt. Darüber hinaus bricht die Performance des Wälzlagers bei tieferen Temperaturen nicht zusammen, wie es beim Referenz-Gleitlager der Fall ist.

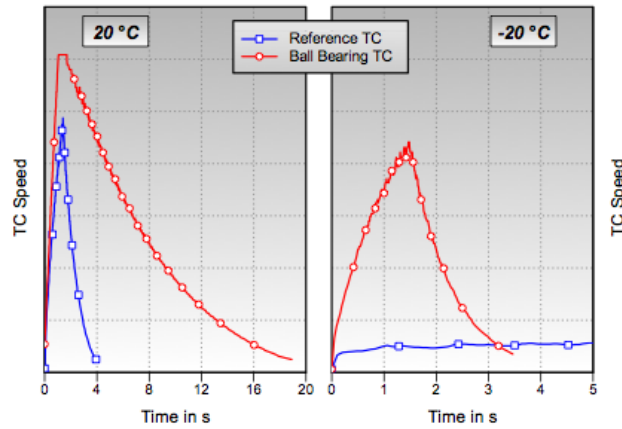


Abbildung 2.3: Dynamikvergleich zwischen Gleit- und Wälzlager-ATL; Betrachtung der Turboladerdrehzahl während eines kurzen Energie-Inputs auf die Läufergruppe; Kaltstartversuche bei 20 °C (links) und -20 °C (rechts) [25]

Auswirkungen auf den Motorbetrieb (Simulation)

Der nächsten Schritt bestand in der simulativen Betrachtung der Auswirkungen eines wälzgelagerten Abgasturboladers auf den Verbrennungsmotor. *Steidten et al.* stellen in [39] eine theoretische Studie zur Verbesserung der Abgasturboladerdynamik vor, welche neben einer Reduktion des Läuferträgheitsmoments und einer Steigerung des Turbinenwirkungsgrades auch den Einsatz einer Wälzlagerung umfasst. Die angenommenen Reibleistungsvorteile der Wälzlagerszenarios entsprechen mit ca. einem Drittel der Gleitlagerverluste den anderen Quellen. Unter der Annahme, dass die verringerte Wälzlagerreibung leicht angehobene maximale Ladedrücke erlaubt, eine höhere Minimaldrehzahl des ATLs verursacht und auch das Hochlaufverhalten des Läufers beschleunigt, wurden die Auswirkungen für drei unterschiedlich große Motoren berechnet. Auf der Abbildung 2.4 werden Zeitersparnisse bis zum Erreichen von 90 % des Vollastladedrucks der drei untersuchten Maßnahmen in Bezug auf die Serienanwendung gegenübergestellt. Der Einsatz der Wälzlagerung zeigte das größte Potenzial.

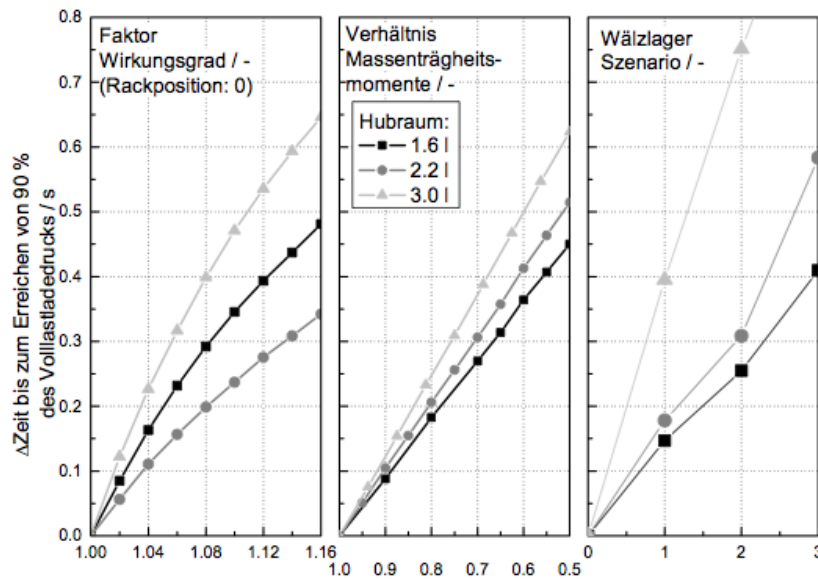


Abbildung 2.4: Auswirkung unterschiedlicher Modifikationen am Turbolader auf die Dynamik des Verbrennungsmotors (gemessen an der Zeitdauer bis zum Erreichen von 90 % des Vollastladedrucks) - Simulationsergebnisse [39]

Auswirkung auf den Motorbetrieb (Experiment)

Nachdem die Vorteile der Wälzlagerung auf den Verbrennungsmotor simulativ aufgezeigt wurden, folgten mehrere experimentelle Studien. Marsal et al. stellten in [25] sehr umfangreiche experimentelle Untersuchungen zum Potenzial der Wälzlagerung für Abgasturbolader und deren Auswirkungen auf die Motorperformance sowie die Motoremissionen vor.

Den Hauptteil dieser Untersuchungen bildeten Motorversuche an einem 4-Zylinder-Dieselmotor³. Dabei konnten verschiedene positive Effekte auf die Performance des Motors nachgewiesen werden. Der höhere Turbinenwirkungsgrad erlaubte eine weitere Öffnung der variablen Turbinengeometrie (VTG), was wiederum zu einem reduzierten Abgasgegendruck und somit letztendlich zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors führte. Der auf diese Weise erzielte Vorteil beim spezifischen Kraftstoffverbrauch ist auf der Abbildung 2.5 dargestellt. Allerdings sinkt durch den

³Emissionsklasse Euro 5, Bauart Reihe 4-Zylinder, max. effektiver Mitteldruck 26 bar, max. spez. Leistung 58 kW/l, einstufiges Aufladesystem mit VTG, Hochdruck-AGR.

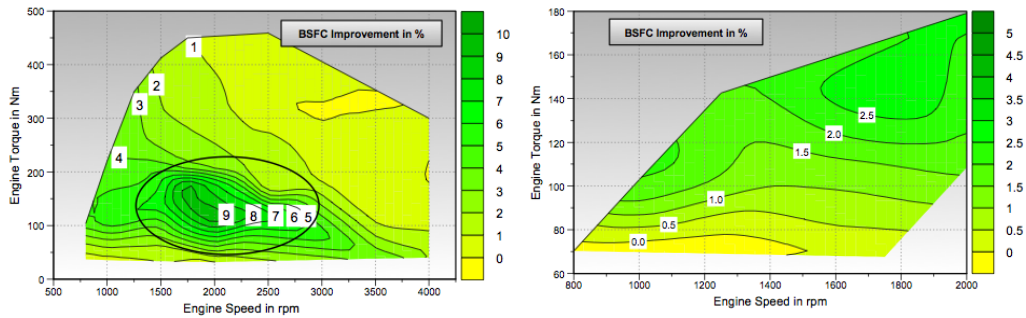


Abbildung 2.5: Vorteil des Wälzlager-ATLs beim spezifischen Kraftstoffverbrauch; links: Darstellung im gesamten Motorkennfeld ohne Anpassung der NO_x -Emissionen; rechts: NEDC-relevante Motorbetriebspunkte mit Anpassung der NO_x -Emissionen [25]

verringerten Abgasgegendruck gleichzeitig die AGR-Rate, was wiederum zu erhöhten NO_x -Emissionen führt. Durch eine Anpassung in der Motorapplikation verringert sich daher der Kraftstoffverbrauchsvorteil bei gleichbleibenden NO_x -Emissionen auf immer noch beachtliche 2,5 %. Diese Angaben beziehen sich auf NEDC-relevante Motorbetriebspunkte. Des Weiteren wurde der höhere Turbinenwirkungsgrad verwendet, um bei geringeren Motordrehzahlen zusätzlichen Ladedruck zur Verfügung zu stellen. Auf diese Weise konnte entweder das maximal darstellbare Drehmoment um ca. 10 % erhöht oder die Rußemissionen aufgrund des erhöhten Verbrennungsluftverhältnisses reduziert werden.

Bezüglich der Bewertung der Dynamik wurden ebenfalls Lastsprungversuche am Motor durchgeführt. Hierbei wurden die NO_x -Emissionen konstant gehalten. Abbildung 2.6 zeigt den zeitlichen Verlauf beim Anstieg des Drehmoments, des Ladedrucks und des Luftmassenstroms, sowie die Rußemissionen für einen Lastsprung bei einer Motordrehzahl von $1500 \frac{1}{\text{min}}$. Der schnellere Ladedruckaufbau mit dem damit verbundenen Luftmassenstromanstieg führte zu einer verkürzten Zeitdauer bis zum Erreichen des maximalen Motordrehmoments, gefolgt von einem früheren Abfall der Rußemissionen. In einer an diese Untersuchungen anschließenden Studie beziffern *Davis et al.* [10] den Vorteil der Wälzlagerung bei der Verkürzung des Ladedruckaufbaus auf bis zu 69 % bei einer Motordrehzahl von $1000 \frac{1}{\text{min}}$ beziehungsweise 41 %

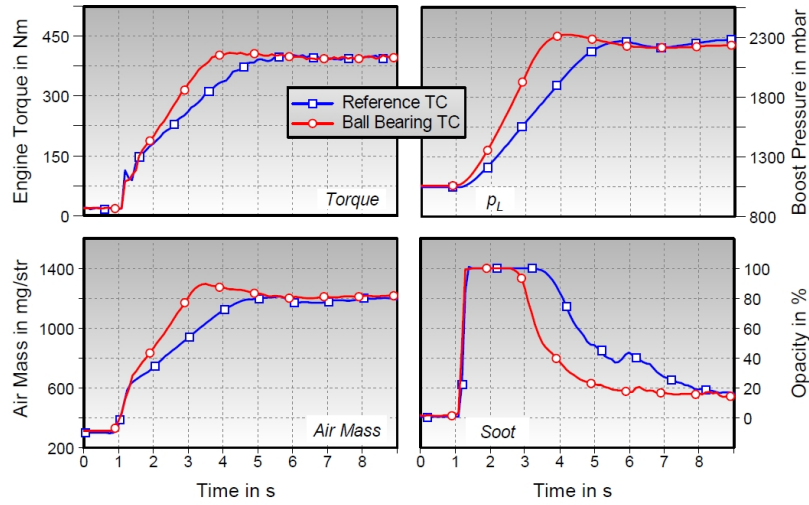


Abbildung 2.6: Dynamikvergleich zwischen Gleit- und Wälzlager-ATL; Betrachtung verschiedener motorischer Größen während eines Lastsprungs bei $n = 1.500 \frac{1}{\text{min}}$ von $p_{me} = 1 \text{ bar}$ in die Vollast [25]

bei $1.500 \frac{1}{\text{min}}$ und 3 % bei $2.000 \frac{1}{\text{min}}$.

Abschließend wurden ebenfalls Messungen anhand des NEDCs gezeigt, bei denen durch den Einsatz des wälzgelagerten Abgasturboladers verringerte HC- und NO_x -Emissionen im Bereich von 9 % bei gleichbleibenden CO-, CO_2 - und Rußemissionen erzielt werden konnten.

Eine weitere Studie zum Einsatz eines wälzgelagerten ATLs an einem 2,2l 4-Zylinder-Dieselmotor⁴ stellen *Zhang et al.* in [51] vor. Ähnlich der vorangegangenen Veröffentlichung wurde auf die Themen Dynamik, stationärer Kraftstoffverbrauch und das Verhalten bei Kälte vergleichend für Wälzlager und Referenz-Gleitlager eingegangen. Da während der Untersuchung beim Wechsel von Gleit- auf Wälzlager die Motorapplikation nicht geändert werden konnte, wurden die experimentellen Versuche durch weiterführende Simulationen ergänzt.

Die Untersuchung des dynamischen Verhaltens wurde anhand eines Fahrprofils bestimmt, bei dem bei einer konstanten Motordrehzahl alle 30 s zwischen Vollast und Leerlauf hin und her gewechselt wurde. Die Versuche wur-

⁴2,2l 4-Zylinder-Dieselmotor - max. 385 Nm, max. $4.900 \frac{1}{\text{min}}$

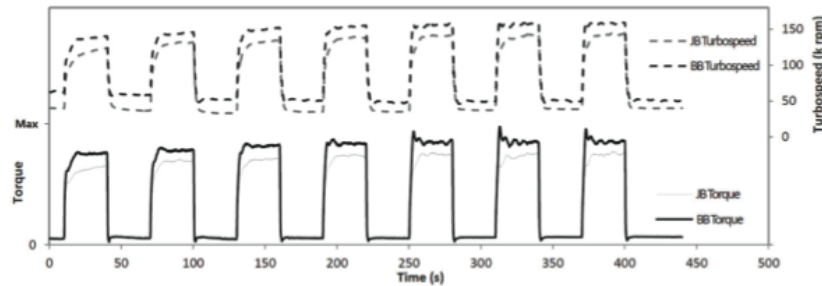


Abbildung 2.7: Kaltstartlastsprünge am Motorprüfstand bei $n = 1.500 \frac{1}{\text{min}}$; Darstellung des Motordrehmoments und der Turboladerdrehzahl im Vergleich für Wälz- und Gleitlager-ATL [51]

den sowohl mit betriebswarmem Motor als auch unter Kaltstartbedingungen durchgeführt. Abbildung 2.7 zeigt die ATL-Drehzahl sowie das Motordrehmoment als zeitlichen Verlauf einer Dynamikmessung aus dem Kaltstart heraus. Die Ausgangs-ATL-Drehzahl bei Motorleerlauf des Wälzlagers ist aufgrund der geringeren Reibverluste ca. 50 % höher als die des Gleitlagers. Der wälzgelagerte ATL beschleunigt schneller und erreicht auch eine um ca. 10 % höhere Maximaldrehzahl. Die Auswirkungen auf das Motordrehmoment sind ähnlich. In diesem Versuch bei $1.500 \frac{1}{\text{min}}$ wird deutlich, dass das neue Lagerkonzept einen schnelleren Drehmomentaufbau ermöglicht und außerdem deutlich höhere Drehmomente erreicht. Bei den betriebswarmen Messungen relativiert sich der Unterschied. Der Vorteil des Wälzlagers bleibt bei niedrigen Motordrehzahlen allerdings bestehen.

Auch in dieser Veröffentlichung konnte ein reduzierter Kraftstoffverbrauch beim Einsatz der Wälzlagerung festgestellt werden. Ohne Änderungen an der Motorapplikation wurden in einzelnen Betriebspunkten Verbrauchsvorteile von bis zu 11 % gemessen. Diese Kraftstoffersparnis ist die Folge des verringerten Abgasgedrucks aufgrund der verbesserten Reibsituation im ATL. Wie auch bei anderen Untersuchungen kommt es jedoch gleichzeitig zu einer deutlichen Reduzierung der AGR-Rate, wie auf der Abbildung 2.8 dargestellt.

Die simulative Betrachtung des Kraftstoffverbrauchs des Motors bei einer zum Referenzversuch gleichbleibenden AGR-Rate mit dem Ziel identischer

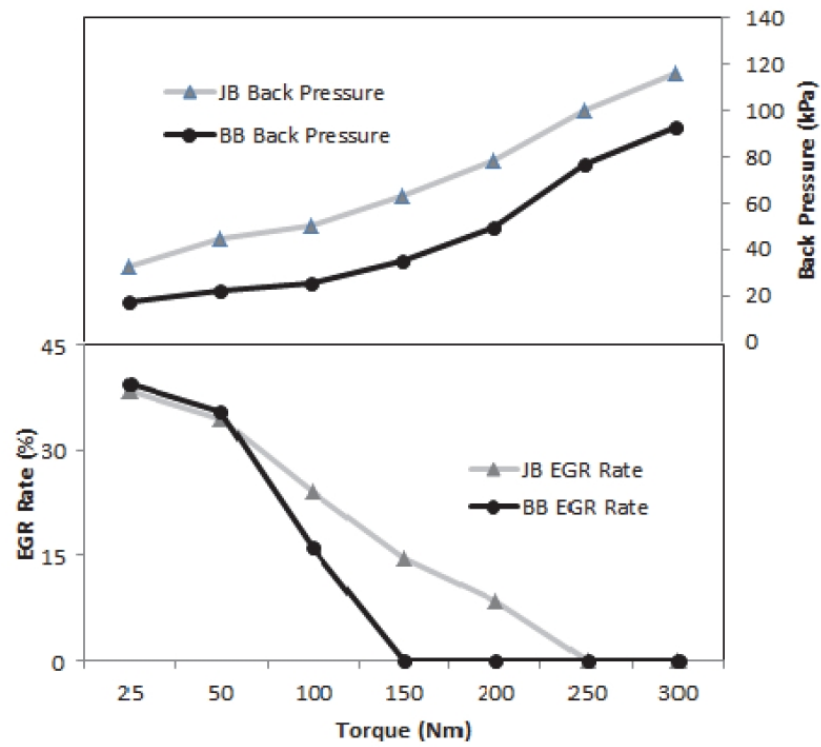


Abbildung 2.8: Auswirkung der Wälzlagerung auf die Abgasrückführung; Darstellung des Abgasgegendrucks und der AGR-Rate im Vergleich für Gleit- und Wälzlager-ATL [51]

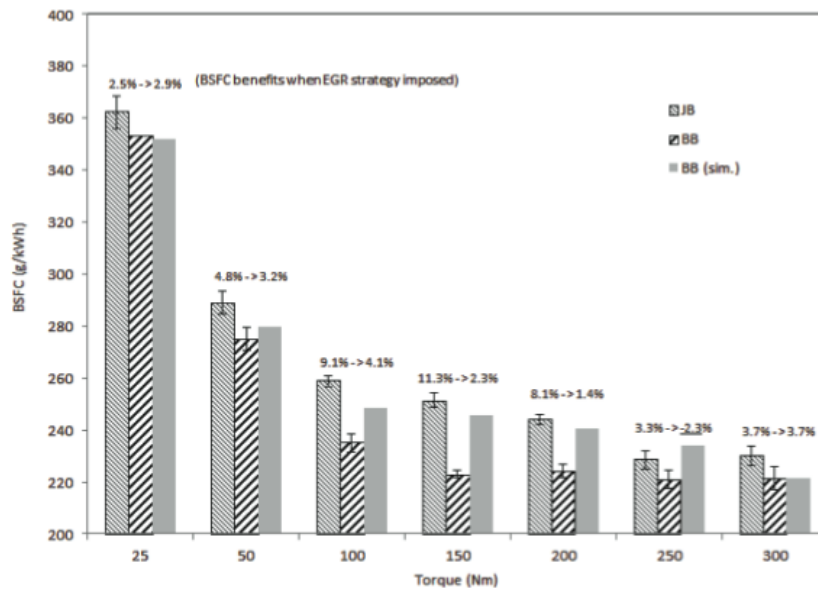


Abbildung 2.9: Vorteil der Wälzlagerung im spezifischen Kraftstoffverbrauch; Betrachtung verschiedener Motorlasten bei $n = 1.500 \frac{1}{\text{min}}$; linke Säule: Referenzkonfiguration mit Gleitlager-ATL (Motorprüfstand), mittlere Säule: Wälzlagerkonfiguration ohne Anpassung der Motorsteuerung bzgl. der NO_x -Emissionen (Motorprüfstand), rechts Säule: Wälzlagerkonfiguration bei an die Referenz angepassten NO_x -Emissionen (Simulation) [51]

NO_x -Emissionen ergab einen durchschnittlichen Kraftstoffverbrauchsvorteil von 2,5 %. Ein Vergleich der spezifischen Kraftstoffverbräuche bei unterschiedlichen Lasten ist auf der Abbildung 2.9 exemplarisch für eine Motordrehzahl von $1.500 \frac{1}{\text{min}}$ dargestellt.

Einsatz im Fahrzeug

Einer der wenigen Pkw-Serieneinsätze wälzgelagerter Abgasturbolader wurde bei der Präsentation des neuen V6-Dieselmotors⁵ von Mercedes-Benz durch *Werner et al.* im Jahr 2010 in [48] und [49] (2011) vorgestellt. Die Änderungen am Aufladeaggregat waren jedoch nur ein Schwerpunkt bei der Überarbeitung des Ausgangsmotors.

Für die höhere Leistungsfähigkeit des neuen Motors, die mit einem erhöh-

⁵OM 642 LS Euro 5 3,0l V6 Diesel - 195 kW bei $3.800 \frac{1}{\text{min}}$, 620 Nm bei $1.600 - 2.400 \frac{1}{\text{min}}$

ten Luftmassenstrom einhergeht, musste das Verdichterrad vergrößert werden. Um das daraus resultierende größere Trägheitsmoment und dessen negative Auswirkung auf die Dynamik des Turboladers und letztendlich auf die Agilität des Fahrzeugs zu kompensieren, wurde das herkömmliche Gleitlager durch eine Wälzlagerung ersetzt. Durch die auf diese Weise reduzierte Lagerreibung konnte das höhere Trägheitsmoment bei niedriger (Motor-)Teillast sogar überkompensiert werden. Die sich daraus ergebenden Agilitätsvorteile wurden anhand eines Ampelstart-Szenarios gezeigt, wobei das Fahrzeug allein durch den Einsatz der Wälzlagerung einen geringen Längenvorsprung erzielte.

Des Weiteren wurde gezeigt, dass durch den Einsatz der Wälzlagerung am Abgasturbolader zusätzlich sowohl die HC-, CO- und Partikelemissionen als auch der Kraftstoffverbrauch (CO_2) des Motors gesenkt werden konnten. Begründet wird dies dadurch, dass die Soll-AGR-Rate beim wälzgelagerten ATL bei einem höheren Lambda erreicht wird.

In Ergänzung der Veröffentlichungen zum OM 642 LS wird die Optimierung des Abgasturboladers für den 6-Zylinder-Dieselmotors von *Eissler et al.* in [13] nochmals separat und etwas detaillierter beleuchtet. Die Kernmotivation für den Einsatz der Wälzlagerung lag demnach in der Kompensation des erhöhten Trägheitsmoments (aufgrund der größeren Laufräder für den neuen, leistungstärkeren Motor) durch die verringerte Lagerreibung gegenüber der herkömmlichen Gleitlagerung. Die Konzeptentscheidung für die Wälzlagerung fiel unter anderem aufgrund des folgenden wesentlichen Punkts: „*Gegenüber der direkten Kompensation des Trägheitsmoments des Turbinenrads durch eine Materialsubstitution mit verringerter Dichte, hat die Reibungsreduzierung den entscheidenden Vorteil der Wirkungsgradsteigerung des ATL*“ [13]. Die Auswirkung der Dynamikvorteile des wälzgelagerten ATLs auf die Agilität wurde anhand von Kaltstartszenarios verdeutlicht. Während bei einem betriebswarmen Motor die Vorteile der Wälzlagerung noch gering ausfallen, kommt es bei der Wiederholung des Versuchs mit einem kalten Motor zu deutlichen Unterschieden, wie auf der Abbildung 2.10 deutlich wird.

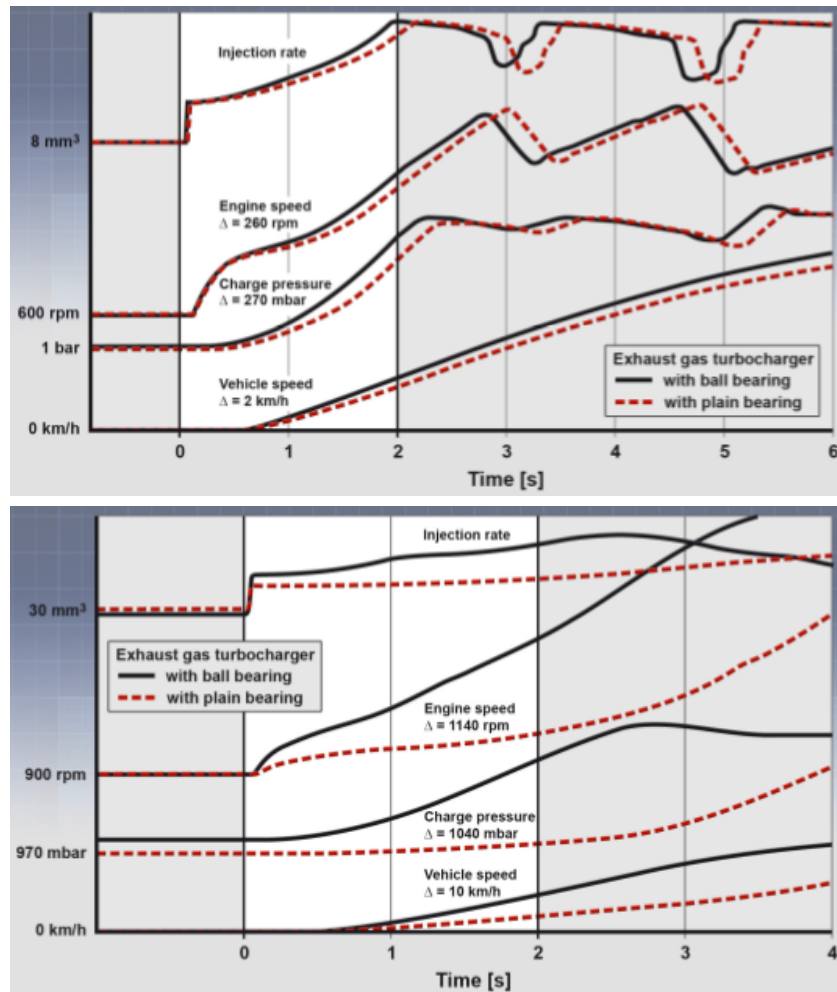


Abbildung 2.10: Auswirkung der ATL-Wälzlagerung auf die Fahrzeugdynamik; Darstellung verschiedener Fahrzeuggrößen; oben: betriebswarmer Motor, unten: KaltstartszENARIO [13]

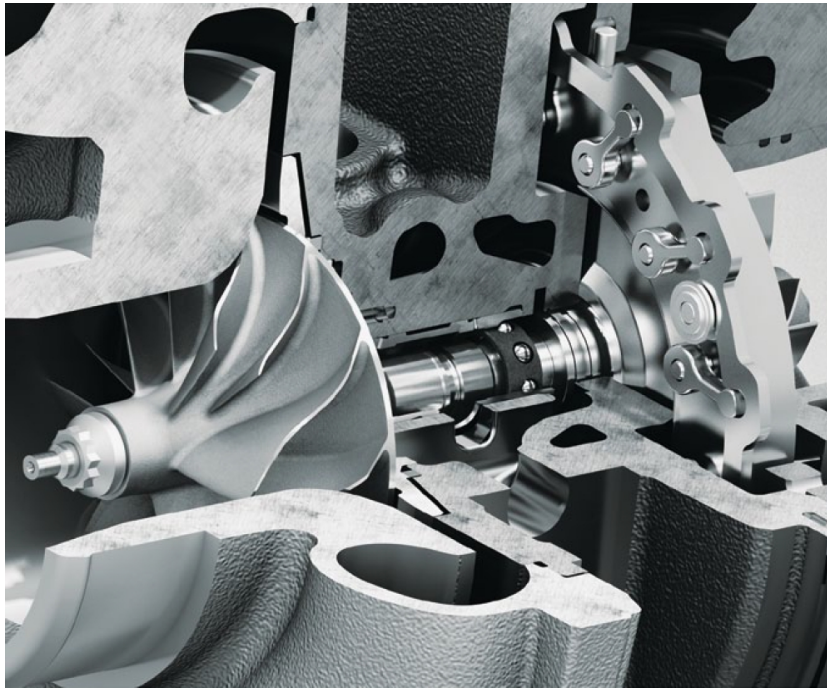


Abbildung 2.11: Schnittdarstellung eines wälzgelagerten Turboladers [3]

Herausforderungen

Aufbauend auf den Untersuchungen von *Marsal et al.* veröffentlichte der Turboladerhersteller über *Bauer et al.* einen Artikel [3] zu seinem Portfolio an wälzgelagerten Abgasturboladern, welches zu diesem Zeitpunkt drei Baugrößen für den Serieneinsatz umfasst. Abbildung 2.11 zeigt exemplarisch die Schnittansicht eines dieser ATLs. Dieser Artikel bezieht sich auf die Versuchsergebnisse aus [25], ohne jedoch neue Ergebnisse zu präsentieren. Der Fokus liegt eher auf der Motivation für den Einsatz von wälzgelagerten Abgasturboladern, abgeleitet aus den derzeitigen und kommenden Marktanforderungen und wie diese mithilfe der Vorteile der Wälzlagerung zu bewältigen sind.

Ferner werden die Kernaspekte und Herausforderungen bei der Entwicklung und Konstruktion wälzgelagerter Abgasturbolader thematisiert. Als kritische Konstruktionsmerkmale werden das Axialspiel innerhalb des Kugellagersystems, das Schmierölversorgungssystem mit dazugehörigem äußeren Dämpfungsspalt sowie der Montage- und Wuchtprozess genannt. Diese

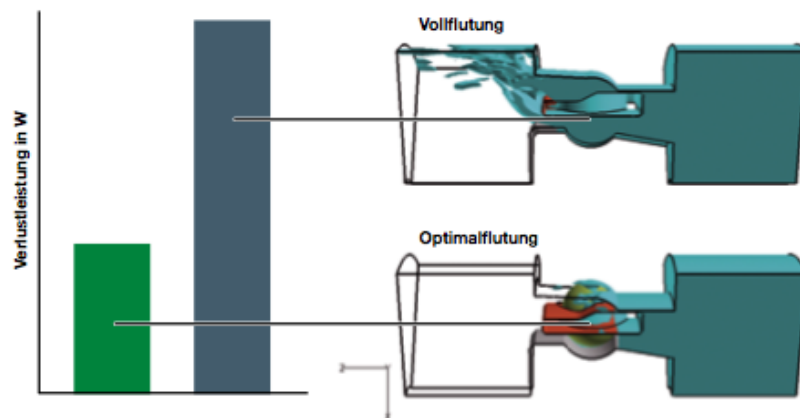


Abbildung 2.12: Reibverluste der Wälzlagerung bei unterschiedlichen Schmierbedingungen [34]

Aspekte haben nach *Bauer et al.* einen entscheidenden Einfluss auf Lebensdauer, Verlustleistung und Geräuschemissionen.

Diese Einschätzung wird auch von *Eissler et al.* geteilt, die in [13] unter anderem auf die Relevanz des Schmierespalts zwischen Lageraußenring und Gehäuse für die Dämpfung der Übertragung von Schwingungen hinweisen. Die genaue Abstimmung dieses Quetschölfilmdämpfers mittels intensiver Untersuchungen ist demnach entscheidend, um die NVH-Anforderungen zu erfüllen.

Der Kugellagerhersteller *Schaeffler Technologies* publiziert in [34] einen eigenen Beitrag zum Thema Wälzlagerung in Abgasturboladern. Neben den bereits mehrfach genannten Vorteilen geben die Autoren interessante Hinweise auf die Herausforderungen bei der Auslegung und Konstruktion von Wälzlagern für die Anwendung bei Abgasturboladern.

Einen zentralen Punkt bildet die Schmiermittelversorgung im Kugellager. Hierbei muss der Zielkonflikt zwischen hohen hydrodynamischen Verlusten bei zu großer Schmiermittelmenge und nicht ausreichender Kühlung bei zu kleiner Schmiermittelmenge bewältigt werden, sodass die Gestaltung der inneren Flächen und Bauteilgeometrien eine wesentliche Bedeutung erlangt (Abbildung 2.12).

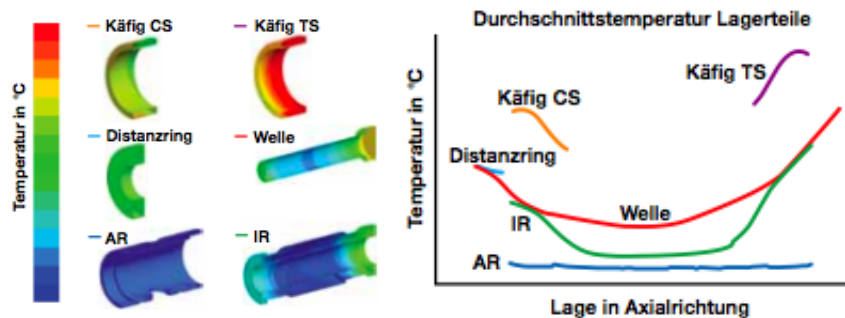


Abbildung 2.13: Temperaturprofile in Lagerteilen der Wälzlagerung (Simulation) [34]

Zusätzlich zur thermischen Belastung wirken hohe mechanische Kräfte auf die Bestandteile des Kugellagers. „Bei der Betrachtung des üblichen typischen Drehzahlkennwertes von Lagern unter Berücksichtigung des Durchmessers und der Umdrehungsgeschwindigkeit ($n \cdot dm$) zeigt sich, dass Turboladerlager sechsmal schneller laufen als alle anderen Lager im Kraftfahrzeug“ [34]. Durch den Einsatz von Simulationssoftware wurden die Belastungszustände auf die Lagerbauteile analysiert und anhand der Ergebnisse Materialien und Dimensionierung ausgewählt. Exemplarisch zeigt Abbildung 2.13 die relative Temperaturverteilung der Lagerbestandteile. Im Heißgasbetrieb werden dabei trotz Ölkühlung Spitzentemperaturen von 300 °C erreicht, wobei diese nach der Motorabschaltung und gleichzeitiger Unterbrechung der Ölversorgung sogar auf 400 °C steigen können.

2.2.3 Akustik

Der Einsatz einer Wälzlagerung für Abgasturbolader bietet aus thermodynamischer Perspektive viele Vorteile. Die Literaturrecherche ergab, dass durch die reduzierten Reibverluste wälzgelagerter Abgasturbolader die Dynamik, der stationäre Wirkungsgrad und sogar die Schadstoffemissionen von Verbrennungskraftmotoren verbessert werden können. Trotzdem gibt es bis zum jetzigen Zeitpunkt nur sehr wenige Beispiele für einen Serieneinsatz dieser Technologie bei Pkw-Anwendungen. Im Gegensatz zu vielen anderen Innovationen ist dies jedoch nicht nur auf das Verhältnis zwischen Kosten und

Nutzen zurückzuführen. Eine Wälzlagerkartusche wird zwar in der Produktion immer teurer sein als ein Satz Gleitlagerbuchsen, aber im Vergleich zu den immensen Verbesserungspotenzialen ist der absolute Mehrpreis gering. Es lässt sich schlussfolgern, dass die neue Technologie noch nicht in der Lage ist, alle gestellten Anforderungen entsprechend der Referenztechnologie zu erfüllen. Die für die Funktionserfüllung relevanten Herausforderungen liegen bei der Wälzlagerung für Abgasturbolader in der Maximaldrehzahl, der Temperaturbelastung und der Darstellung einer bestimmten Lebensdauer. Diese Anforderungen sind ausgehend vom heutigen Stand der Technik mit Wälzlagern darstellbar. Demzufolge muss die bisher noch nicht erfüllte Anforderung in einem Bereich außerhalb der reinen Funktionserfüllung liegen. Dies ist im vorliegenden Fall die Akustik bzw. die akustischen Emissionen im Betrieb wälzgelagerter Abgasturbolader. Obwohl die Akustik eines Bauteils in den meisten Fällen lediglich den Aspekt Komfort betrifft, kann dies jedoch, wie im Fall der Wälzlagerung für Abgasturbolader, trotz der ansonsten beachtlichen Vorteile, der Grund für den Ausschluss von einem Serieneinsatz für Pkw-Anwendungen sein.

Die verschlechterte Akustik des Wälzlagers gegenüber dem Gleitlager ist in dem Wegfall der ölfüllten Lagerspalte begründet. Diese dämpfen beim gleitgelagerten ATL die vom Läufer angeregten Schwingungen bei der Übertragung auf das Gehäuse deutlich. Beim Wälzlager besteht stattdessen zwischen der anregenden Läuferwelle und dem feststehenden Lageraußenring über Lagerinnenring und Wälzkörper eine direkte Festkörperverbindung, die so gut wie keine Dämpfung aufweist. Folglich ist der bereits beschriebene Quetschölilm zwischen Lageraußenring und Gehäuse von größter Bedeutung für die Akustik bei wälzgelagerten Abgasturboladern. Er agiert als akustische Entkopplung, hat aber ebenso eine rotordynamisch stabilisierende Wirkung auf den Läufer, was wiederum die Anregung an sich senkt.

Es erwies sich als schwierig, Literaturnachweise dafür zu finden, dass die Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader der Hauptgrund für den bisher ausbleibenden breiten Übergang zum Serieneinsatz dieser Technologie sein kann. In den bereits vorgestellten Veröffentlichungen zu dem Thema lassen sich dafür lediglich Hinweise finden. Die Autoren, zu denen in den meisten Fällen

Turbolader- oder Wälzlagerhersteller dazugehören, vermeiden es aus eigenem Interesse, diese Problematik umfassend und objektiv zu beleuchten. Die folgenden zwei Textpassagen sollen exemplarisch zeigen, wie wichtig das Thema Akustik ist und wie viele Ressourcen zur Lösung des Problems verwendet werden.

Daimler (2011): *„Im Laufe der Serienentwicklung wurden intensive Untersuchungen vorgenommen, um den Schmierspalt so abzustimmen, dass die Schwingungsübertragung so gedämpft wird, dass die NVH-Anforderungen ohne Abstriche umgesetzt wurden“ [13].*

Honeywell (2011): *„Die detaillierte Auslegung des Ölschmierungs- und Dämpfungsnetzwerks hat sich als komplexe Aufgabe erwiesen. Das System wurde deshalb besonders sorgfältig ausgelegt, schrittweise optimiert und unter allen auftretenden Betriebsbedingungen umfassend getestet“ [3].*

Ein weiteres Indiz dafür, dass der breite Einzug der Wälzlagerung in die Pkw-Serienproduktion bisher aufgrund von NVH-Problemen ausblieb, ist, dass in Anwendungsgebieten, bei denen die thermodynamischen Vorteile viel höher gewichtet werden als die akustischen Emissionen, die Wälzlagerung für Abgasturbolader schon sehr verbreitet ist. Ein Beispiel dafür bietet der Motorsport. Hierbei gehören wälzgelagerte Abgasturbolader schon seit mehreren Jahren zum Stand der Technik. [28] [42]

2.3 Grundlagen der Rotordynamik

Elastische Körper besitzen (unabhängig von einer Rotation) bestimmte Eigenfrequenzen und dazugehörige Eigenformen. Diese sind in erster Linie sowohl von ihrer Masse als auch von der Steifigkeit und Dämpfung des Körpers selbst sowie der Lagerung abhängig. Wird ein Körper in einer Eigenfrequenz angeregt, so schwingt dieser besonders stark in der dazu passenden Eigenform. Bei solch einem Wechsel von der einen Endlage der Eigenform in die gegenüberliegende Lage durchfahren alle Punkte des Körpers eine planare Bewegung. Wird ein Körper zum Rotieren gebracht, so wirkt dies als Anregung auf den Körper, da in der Realität immer eine Restunwucht⁶ des Rotors verbleibt. Die Drehfrequenz bildet dann die Anregungsfrequenz. Wenn diese Frequenz nahe einer Eigenfrequenz des Rotors liegt, wird sich der elastische Körper, in diesem Fall eine Welle bzw. ein Läufer, entsprechend der dazugehörigen Eigenform verformen. Die Bewegung des Körpers ist im rotierenden Fall jedoch nicht mehr planar, sondern jeder Punkt auf der Welle legt nun eine Bewegung in der Ebene senkrecht zur Rotationsachse zurück, welche sich durch einen Orbit beschreiben lässt. Der Drehsinn des Orbits kann im Gleich- oder Gegenlauf mit der Rotation der Welle liegen. Abhängig von der Art der Eigenform kann die Rotation dazu führen, dass sich die Eigenfrequenz verändert, da der gyroskopische Effekt der Verbiegung der Welle entgegenwirkt und somit das System steifer macht. Infolgedessen steigen die Eigenfrequenzen im Falle eines Gleichlaufs und sinken, wenn ein Gegenlauf vorliegt. In einem Campbelldiagramm, wie es exemplarisch im unteren Teil der Abbildung 2.14 dargestellt ist, sind die Eigenfrequenzen über der Drehzahl aufgetragen. Darüber hinaus verläuft diagonal die Unwuchtanregung, die genau der Drehfrequenz entspricht. An den Stellen, wo sich die Unwuchtanregung mit einer Eigenfrequenz trifft, treten in einem schwach gedämpften System hohe Amplituden auf, da die passende Anregungsfrequenz vorliegt. Bei diesen Betriebspunkten spricht man von kritischen Drehzahlen. Den daraus entstehenden Amplitudenverlauf über der Drehzahl nennt

⁶Eine Unwucht liegt vor, wenn der Schwerpunkt eines Körpers/Rotors nicht auf dessen Drehachse liegt.

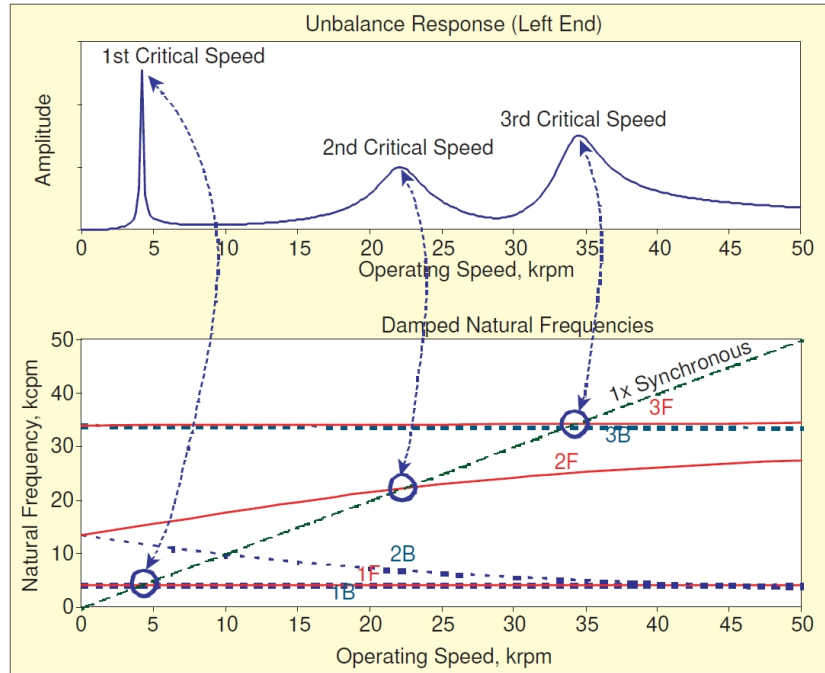


Abbildung 2.14: Unwuchtantwort eines Rotors mit dazu passendem Campbelldiagramm [40]

man Unwuchtantwort (oberer Teil der Abbildung 2.14). Allgemein wird bei der Auslegung rotierender Maschinen versucht, aufgrund der im Resonanzfall auftretenden hohen Amplituden die kritischen Drehzahlen außerhalb des normalen Betriebsbereichs zu halten. [30] [17] [40]

Rotordynamik des Turboladers

Im Vergleich zu industriellen Turbomaschinen wie sie beispielsweise im Kraftwerk oder im Flugzeug eingesetzt werden, ist das Verhältnis von Unwucht zu Masse des Läufers beim Abgasturbolader aufgrund seiner geringen Größe um ca. den Faktor 100 höher [30, S. 33]. Hinzu kommt, dass die von der Unwucht U ausgehende Kraft F_U quadratisch von der Drehzahl Ω abhängt.

$$F_U = U \cdot \Omega^2 \quad (2.4)$$

Bei Pkw- und Nfz-Abgasturboladern, die Drehzahlen bis $300.000 \frac{1}{\text{min}}$ erreichen, sind für die Rotordynamik aus diesem Grund vor allem die durch Unwucht angeregten Biegemoden relevant.

Ausgehend vom gleitgelagerten Turbolader verhält sich der Läufer bei sehr geringen Drehzahlen in guter Näherung noch als starrer Körper in weichen Lagern. Dabei führt die Welle zunächst eine zylindrische und später eine taumelnde Bewegung aus. Mit zunehmender Erhöhung der Drehzahl muss jedoch aufgrund der quadratisch steigenden Unwuchtkraft von einem elastischen Rotor mit vergleichsweise steifen Lagern ausgegangen werden. Die Welle des Turboladers durchläuft bis zur Maximaldrehzahl mehrere Biege-Eigenformen.

Bei der Charakterisierung von Schwingungen eines Rotors wird meist der Bezug zur Drehzahl beibehalten. So spricht man von synchronen oder harmonischen Schwingungen, wenn deren Frequenz mit der Drehzahl übereinstimmt. Diese Schwingung kann auch als erste Ordnung bezeichnet werden. Subharmonische Schwingungen beschreiben dagegen Frequenzen, welche für $M = 1, 2, 3, \dots, N$ um den Faktor $\frac{1}{M}$ kleiner sind als die Drehfrequenz, und superharmonische Frequenzen, welche um einen ganzzahligen Faktor größer sind. Bei Letztgenannten spricht man auch von höheren Ordnungen. Schwingungen, für die es keine Faktoren mit entsprechendem ganzzahligem M gibt, bezeichnet man als subsynchron beziehungsweise supersynchron.

In der Literatur wird der Turbolader für rotordynamische Fragestellungen meist als nichtlineares System betrachtet, da sich viele Effekte und Abhängigkeiten ansonsten nicht abbilden lassen. Da Campbelldiagramme lediglich die Eigenfrequenzen der Rotordynamik linearer Systeme abbilden, kommen bei der Analyse von dominanten Frequenzen nichtlinearer Systeme wie dem Turbolader Wasserfalldiagramme zum Einsatz. Diese zeigen die Schwingungsantwort des Rotors in Form eines Frequenzspektrums als Funktion der Drehzahl oder der Zeit. [30]

Auswuchten eines Turboladers

Wie bereits erläutert, hat die Unwucht aufgrund der hohen Drehzahlen beim Abgasturbolader einen besonders großen Einfluss auf dessen Rotordynamik. Deshalb müssen Turbolader einem aufwendigen Wuchtverfahren unterzogen werden. Die Folgen einer zu großen Unwucht reichen beim Turbolader von einer hohen akustischen Auffälligkeit in Form des sogenannten Turboladerpfeifens⁷ über einen verstärkten Lagerverschleiß bis hin zum Ausfall der Komponente aufgrund von Lagerversagen im laufenden Betrieb und dessen katastrophale Folge für Verdichter- und Turbinenrad.

Der Wuchtprozess erfolgt schon während der Produktion und besteht aus zwei Stufen. Zunächst wird sowohl das Verdichterrad als auch der Verbund aus Welle und Turbinenrad jeweils einzeln gewuchtet, um die Ausgangsunwucht nach der Fertigung zu verringern. Dabei handelt es sich lediglich um ein Starrkörperwuchten, welches bei niedrigen Drehzahlen bis ca. $3.400 \frac{1}{\text{min}}$ durchgeführt wird. Im Anschluss an die komplette Montage der Laufgruppe in das Lagergehäuse folgt der zweite Wuchtprozess. Erst hier werden mit bis zu $200.000 \frac{1}{\text{min}}$ Drehzahlen über der ersten kritischen Turboladerdrehzahl angefahren, sodass eine elastische Deformation der Welle aufgrund der Unwucht auftritt. Typischerweise werden zwei Wuchtebenen, an der Verdichterradmutter sowie nahe der Verdichterradrückseite, ausgewertet und bearbeitet, um die geforderte Maximalunwucht zu erreichen. Zur Berechnung der Position und der Menge der zu schneidenden Masse kommen aufwendige Berechnungsverfahren zum Einsatz, die an dieser Stelle nicht im Detail erläutert werden. Als Eingangsgrößen dienen dazu Beschleunigungssignale mit genauer Winkellage des Rotors für verschiedene Drehzahlen. Bei einem gängigen Konzept muss die Wuchtanlage zusätzlich zunächst für den jeweiligen ATL-Typ anhand eines Meisters und mithilfe zusätzlicher bekannter Unwuchtmassen⁸ kalibriert werden. [30]

⁷Unwucht regt synchron zur Drehfrequenz hohe Amplituden an, die im Luftschall als ATL-drehzahlsynchrones Pfeifgeräusch wahrnehmbar sind.

⁸Die Zusatzunwuchten mit bekannter Masse werden in Form von winzigen Schrauben in die am Meister-ATL in beiden Wuchtebenen vorgesehenen Gewindebohrungen eingeschraubt.

2.4 Grundlagen der Akustik

Als Luftschall versteht man kleine Druckschwankungen der Luft um den atmosphärischen Ruhedruck p_0 . Diesen Wechseldruck beschreibt der Schalldruck p , der eine räumlich und zeitlich abhängige Feldgröße darstellt. Da es sich dabei um eine Schwingung handelt, sind deren wichtigste Eigenschaften die Amplitude und die Frequenz. Für ein Schallereignis entspricht dies den Merkmalen Lautstärke und Klangfarbe. Während der Begriff Frequenz in der Akustik einen Ton bestehend aus einer reinen Sinusschwingung impliziert, so bestehen reale Schallereignisse jedoch meist aus einer Überlagerung vieler verschiedener Einzeltöne. [29]

Das menschliche Gehör ist in der Lage, Schall in einem sehr großen physikalischen Intervall wahrzunehmen. Der Frequenzbereich umfasst 16 Hz bis 16.000 Hz, wobei die obere Grenze ab 20 Jahren um ungefähr 1.000 Hz alle zehn Lebensjahre abnimmt. Beim Schalldruck ist der wahrnehmbare Bereich noch größer. Das menschliche Gehör kann Druckschwankungen ab $20 \cdot 10^{-6} \frac{N}{m^2}$ wahrnehmen und die Schmerzgrenze ist erst ca. ab einem Wert von $200 \frac{N}{m^2}$ erreicht. Aus messtechnischer Sicht ist es erstaunlich, dass das Gehör Lautstärkeempfindungen über ein so großes physikalisches Intervall von sieben Größenordnungen⁹ erfassen kann. Dies ist wahrscheinlich nur möglich, da das menschliche Gehör Schalländerungen relativ wahrnimmt. Sowohl das Lautstärkeempfinden als auch das Erfassen der Tonhöhe folgen dem Gesetz der relativen Änderung. Dabei ist der „Zuwachs der Empfindung ΔE [...] proportional zum Verhältnis aus absolutem Reizzuwachs ΔR und dem Ausgangsreiz R “ [29].

$$\Delta E = k \frac{\Delta R}{R} \quad (2.5)$$

Dementsprechend wird „die Höhendifferenz zweier Tonpaare dann als gleich [ge]hört, wenn das Frequenzverhältnis (und nicht etwa die Frequenzdifferenz) bei beiden Paaren gleich ist“ [29]. Folglich etablierte sich in der Musik die Einteilung in Oktaven¹⁰ und andere auf Frequenzverhältnissen beruhende In-

⁹Dies entspricht einer Auflösung von 1 mm auf einem Gesamtintervall von 10 km.

¹⁰Oktave = Verdopplung der Frequenz.

tervalle. Bezüglich der Amplitude wird aus dem gleichen Grund „für das technische Maß zur Bezifferung der Schalldruckgröße nicht [der physikalische] Schalldruck selbst, sondern eine logarithmierte Größe [verwendet]“ [29]. Der Schalldruckpegel L wird dabei in Bezug zum gerade noch hörbaren Schalldruck von $p_0 = 20 \cdot 10^{-6} \frac{N}{m^2}$ gebildet.

$$L = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (2.6)$$

Die eigentlich einheitenlose Größe L wird in dB (Dezibel) angegeben, um auf das logarithmische Bildungsgesetz hinzuweisen. Der Vorfaktor von 20 wurde gewählt, damit die kleinste wahrnehmbare Änderung einer Abweichung im Schalldruckpegel von 1 dB entspricht. [29]

Schallwahrnehmung

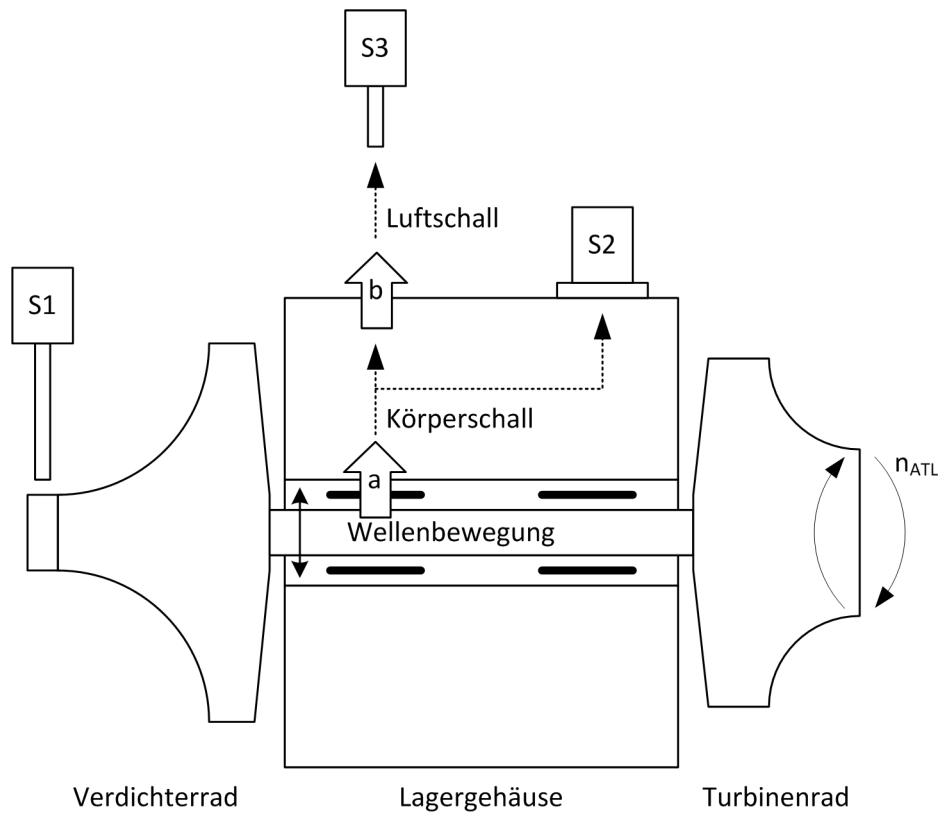
Die Verwendung des Schalldruckpegels erlaubt eine Darstellung der Amplituden des physikalischen Schalldrucks auf eine Weise, welche auf einer logarithmischen Gesetzmäßigkeit basiert und somit in grundlegender Weise die Schallempfindung des Menschen widerspiegelt. Dennoch bestehen gerade in diesem Aspekt große Unterschiede, da der Mensch unter anderem verschiedene Frequenzen unterschiedlich intensiv wahrnimmt. Selbst der bei technischen Fragestellungen oft angewandte A-bewertete Schalldruckpegel, der eine gewisse Frequenzabhängigkeit hinzufügt, basiert lediglich auf verschiedenen Wahrnehmungen von reinen Sinusschwingungen bei unterschiedlichen Frequenzen. Die Klangfarbe sowie Dauer, Tonalität und andere Eigenschaften eines Schallereignisses werden dabei völlig vernachlässigt. Studien zeigen jedoch, dass die vom Menschen wahrgenommene Lautstärke von einer Vielzahl an Eigenschaften abhängt, die im normalen Schalldruckpegel nicht betrachtet werden. Die Wissenschaft, die sich mit derartigen Fragestellungen beschäftigt, ist die Psychoakustik. Sie führt Untersuchungen zum Schallempfinden von Menschen durch und versucht, anhand dessen Berechnungsvorschriften für Begriffe wie Lautstärke, Schärfe, Tonalität oder andere zu beschreibende Eigenschaften einer Schallmessung bereitzustellen. [14]

Schallübertragung am Abgasturbolader

Der Weg der Schallübertragung am Abgasturbolader ist schematisch auf der Abbildung 2.15 dargestellt. Die Anregung erfolgt durch die Wellenbewegung. Wie bereits im Kapitel 2.3 erläutert, führt die (Rest-)Unwucht der Läufergruppe eines Turboladers aufgrund der sehr hohen Drehzahlen zu entsprechend hohen Unwuchtkräften. Diese werden von der Lagerung, speziell der Radiallagerung, aufgenommen¹¹. Die Radiallager bilden somit das Übertragungsglied von der Anregung der Welle zum Körperschall im Lagergehäuse. An dieser Stelle tritt bei gleitgelagerten Turboladern bereits eine deutliche Schalldämpfung auf, da kein direkter Festkörperkontakt besteht. Stattdessen müssen im Gleitlager die beiden Lagerspalte überwunden werden. Das darin vorhandene Öl bewirkt eine deutliche Dämpfung der Schallübertragung. Bei Wälzlagern besteht im Allgemeinen mit der inneren und äußeren Lagerschale und den dazwischen abrollenden Wälzkörpern eine direkte Festkörperverbindung. Im Fall von kugelgelagerten Abgasturboladern wird jedoch, wie bereits im Kapitel 2.2.1 beschrieben, aufgrund der Akustikproblematik üblicherweise ein Quetschölfilm zwischen der Lagerkartusche und dem Lagergehäuse vorgesehen, um dennoch gewisse Dämpfungseigenschaften zu gewährleisten.

Im Lagergehäuse selbst setzen sich die Schwingungen in Form von Körperschall fort. Da es sich dabei um Festkörperschwingungen handelt, haben die Materialeigenschaften des Lagergehäuses sowie dessen Geometrie einen gewissen Einfluss auf den Körperschall. An der Gehäuseoberfläche findet der Übergang vom Körper- zum Luftschall statt. Dabei versetzt die vibrierende Oberfläche die angrenzende Luft in Schwingung. Zudem wird das Abstrahlverhalten geringfügig von der Oberflächenbeschaffenheit beeinflusst.

¹¹Die Axiallagerung, welche beim gleitgelagerten Abgasturbolader typischerweise separat ausgeführt ist, wird dagegen fast ausschließlich von axialen Gaskräften belastet.



Übergänge

- a: Wellenbewegung → Körperschall
- b: Körperschall → Luftschall

Sensoren

- S1: Wegsensor
- S2: Körperschallsensor
- S3: Luftschallsensor

Abbildung 2.15: Schematische Darstellung der Schallanregung, Schallübertragung und Schallabstrahlung am Abgasturbolader, sowie möglicher Sensorpositionen für Wellenverlaufsbahn, Körper- und Luftschall

Kapitel 3

Zielstellung und Herangehensweise

3.1 Forschungsvorhaben

Das vorrangige Ziel des Forschungsvorhabens ist der Aufbau eines Grundverständnisses für das akustische Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader. Dies beinhaltet die Identifizierung und Quantifizierung von akustischen Effekten, welche erst durch den Einsatz der neuen Lagerung entstehen. Die Problemstellung soll ausschließlich experimentell gelöst werden. Als ein weiteres entscheidendes Ziel wird daher die Erstellung von Bewertungskriterien für die experimentell gewonnenen akustischen Signale angesehen.

Im Rahmen des Projekts sollen die Auswirkungen unterschiedlicher Randbedingungen auf das akustische Verhalten der wälzgelagerten Turbolader untersucht werden. Dabei wird insbesondere der Einfluss der Temperatur betrachtet. Darüber hinaus werden die Einflüsse von Öldruck und Unwucht berücksichtigt. Der Einfluss anderer konstruktiver Parameter steht bei dieser Arbeit nicht im Fokus.

Zusätzlich zu den akustischen Fragestellungen sollen ebenfalls die Performancevorteile wälzgelagerter Abgasturbolader in Grundzügen experimentell belegt werden. Hierbei und auch bei den akustischen Untersuchungen wird immer eine Gleitlagerung als Referenz herangezogen.

3.2 Lösungsansatz

Die vergleichende Betrachtung zwischen den zwei Lagertechnologien steht im Vordergrund. Infolgedessen wird der größte Teil der Versuche anhand von aerodynamisch identischen Turboladern durchgeführt, die sich lediglich durch ihre Lagerung unterscheiden. Auf diese Art und Weise können beim Treffen von Aussagen bezüglich der Wälzlagerung die Einflüsse unterschiedlicher Randbedingungen und Messmethoden minimiert werden. Als Ausgangspunkt können die Untersuchungen von *Brouwer et al.* betrachtet werden, die in [7] für den Vergleich zwischen gleit- und wälzgelagerten Turboladern einen geeigneten Versuchsaufbau vorstellen.

Bei der Erforschung des akustischen Verhaltens der Abgasturbolader soll der komplette Übertragungsweg nachvollzogen werden. Das heißt, dass gleichzeitig Messungen des Luftschalls, des Körperschalls und auch der Wellenverlaufsbahn¹ als Verursacher des lagerbasierten Geräusches aufgenommen werden. Dies erfordert eine aufwendige Instrumentierung, die lediglich bei den Messungen in dem Komponentenprüfstand, dem Heißgasprüfstand, durchgeführt werden soll.

Neben den Versuchen am Heißgasprüfstand sollen ebenfalls vergleichende akustische Untersuchungen an einem Versuchsfahrzeug durchgeführt werden. Dies ermöglicht die Betrachtung der Fragestellung unter realitätsnahen Bedingungen. Im Gegenzug entstehen jedoch folgende Einschränkungen: die Versuchsrandbedingungen sind teilweise unbekannt, es ergeben sich viele Quereinflüsse und auch die Messtechnik ist in diesem Fall, wie bereits erwähnt, nicht vergleichbar mit den Möglichkeiten am Prüfstand. Deshalb wird dieser Untersuchung in diesem Projekt eine eher untergeordnete Rolle zugewiesen.

Der Fokus liegt daher auf den akustischen Untersuchungen am Heißgasprüfstand im Hinblick auf verschiedene Temperaturvariationen. Aus diesen zwei Gründen, Akustik im HGPS und zeitgleiche Temperaturvariationen, wird der normale Versuchsaufbau durch den Einsatz einer Klima- und Akustikkammer maßgeblich erweitert. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens

¹Wellenbewegung in der Ebene senkrecht zur Rotationsachse.



Abbildung 3.1: Versuchssysteme zum ATL des Herstellers 1 - Verbrennungsmotor (links), Abgasturbolader als Einzelkomponente (mittig) und Versuchsfahrzeug (rechts)

wird daher eine solche Kammer entwickelt, gebaut und in den Prüfstand installiert, um die Fragestellungen des Temperatureinflusses mittels umfassender Möglichkeiten zur Temperaturkonditionierung zu beantworten und gleichzeitig die Aufnahme des kompletten akustischen Übertragungswegs inklusive des Luftschalls zu ermöglichen.

Die begleitenden Untersuchungen zur Performance der wälzgelagerten Abgasturbolader im Vergleich zum Gleitlager sollen anhand von Lastsprungversuchen zur Beurteilung der Dynamik sowie Stationärmessungen zur Wirkungsgradbestimmung sowohl am Heißgas- als auch am Motorprüfstand durchgeführt werden.

3.3 Versuchsträger

Die Auswirkungen der Wälzlagerung für Abgasturbolader werden in unterschiedlichen Systemzusammenhängen betrachtet. So werden experimentelle Untersuchungen sowohl an der einzelnen Komponente Turbolader am Heißgasprüfstand als auch im Zusammenspiel mit dem ganzen Aggregat am Motorprüfstand und zusätzlich als Gesamtkonzept im Fahrzeug durchgeführt. Abbildung 3.1 zeigt drei der untersuchten Versuchsträger, welche auf dem identischen Turbolader basieren. Dieser ATL-Typ wird vom Hersteller 1 bereitgestellt. Bei dem Motor handelt es sich um einen modernen 4-Zylinder-Dieselmotor mit einem Hubvolumen von 2,0l. Darüber hinaus wird ein weiterer ATL-Typ des Herstellers 2 untersucht, um sicherzustellen, dass die be-

obachteten Abhängigkeiten nicht modellspezifisch sind, sondern allgemeine Eigenschaften der Wälzlagerung darstellen. Für die Versuchsträger des Herstellers 2 wurde jedoch nur die einzelne Komponente am Heißgasprüfstand, nicht aber das Zusammenspiel mit Motor oder Gesamtfahrzeug betrachtet. Bei allen Versuchsträgern kommen aerodynamisch abgegliche, sich nur in der Lagerung unterscheidende Turbolader zum Einsatz. Die gleitgelagerte Variante des Herstellers 1 entspricht dem Serienstand, welcher unter anderem auch im Versuchsfahrzeug verbaut wird. Die wälzgelagerte Version dieses ATLs ist hingegen noch als Prototyp zu sehen und entspricht demnach nicht den hohen Qualitätsanforderungen eines Serienmodells. Die wälzgelagerten Turbolader des Herstellers 2 sind hingegen bereits auf einem serientauglichen Stand. Hierbei standen neben einem Referenz-Gleitlager-ATL des Herstellers 2 gleich drei wälzgelagerte Versuchsträger bereit, die sich durch unterschiedliche Wuchtniveaus auszeichnen. Diese werden daher wiederum als WL1, WL2 und WL3 bezeichnet, wobei WL3 das schlechteste Wuchtniveau aufweist. WL1 und WL2 zeigen ein ähnlich gutes Wuchtniveau mit leichtem Vorsprung für WL1. Normierte Wuchtkurven aller vier Turbolader des Herstellers 2 sind im Anhang auf der Abbildung C.6 abgebildet. Eine Übersicht aller Turbolader-Versuchsträger² ist auf der Abbildung 3.2 dargestellt.

Der wälzgelagerte ATL des Herstellers 1 wurde für den Großteil der Versuche verwendet. Bei der Konstruktion wurde ausgehend vom Serienstand des Turboladers der Gleitlagersitz komplett entfernt und anschließend durch eine Kartusche samt Wälzlagereinsatz ersetzt. Es wird daher nochmals deutlich, dass es sich dabei noch nicht um einen wälzgelagerten Turbolader mit Serienreife handelt. Dies kann bei der gegebenen Fragestellung nach einem Grundverständnis für das akustische Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader jedoch unter Umständen sogar ein Vorteil sein, da die zu beobachtenden akustischen Phänomene aufgrund des geringen Optimierungsgrades wahrscheinlich noch sehr stark ausgeprägt sind. Für die Turbolader des Herstellers 2 liegen keine genauen Informationen über die Konstruktion vor. Darüber hinaus wurden diese Turbolader auch nicht mit den für die Wellenverlaufsbahnmessung notwendigen Rotordynamikmuttern ausgestattet, sodass mit

²Ohne Versuchsmotor und Versuchsfahrzeug.

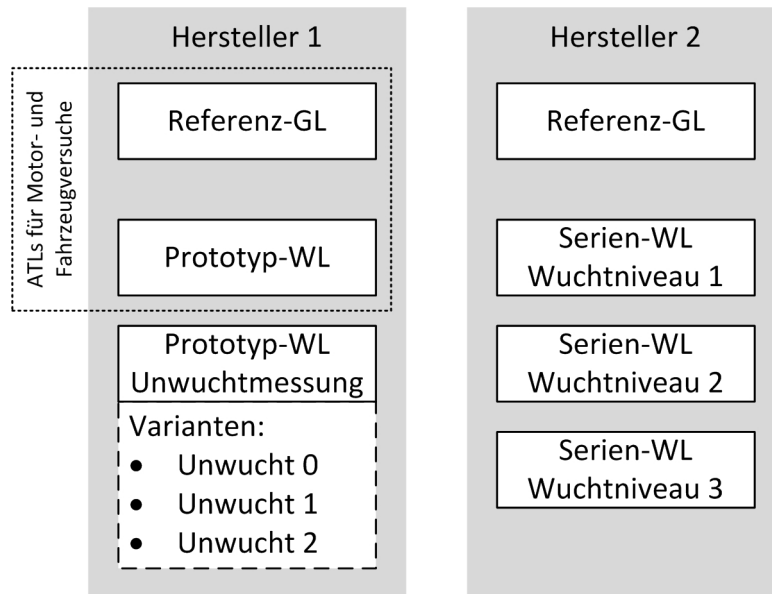


Abbildung 3.2: Übersicht der Einzelkomponenten-Versuchsträger (Abgasturbolader)

diesen Versuchsträgern nur Luft- und Körperschallmessungen durchgeführt werden können.

Für die Unwuchtuntersuchungen wurde ein weiterer wälzgelagerter ATL des Herstellers 1, ebenfalls basierend auf dem gleichen Prototypenstand, speziell hergerichtet. Dazu wurde dieser mit mehreren Gewindebohrungen auf der Verdichterseite versehen, um das gezielte Aufprägen von Unwuchten durch einschraubbare Zusatzmassen zu ermöglichen. Auf diese Weise kann der Einfluss der Unwucht noch einmal völlig unabhängig von anderen Parametern untersucht werden.

Kapitel 4

Experimentelle Methoden

In diesem Kapitel werden Konzept, Vorgehensweise, Messtechnik, Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung der experimentellen Untersuchungen detailliert vorgestellt.

4.1 Messprogramm

Das Messprogramm unterteilt sich in vier grundlegende Versuchsaufbauten:

- Heißgasprüfstand im Standardaufbau
- Motorprüfstand
- Fahrzeugprüfstand (extern)
- Heißgasprüfstand mit Klima- und Akustikkammer

Bei den ersten beiden Punkten handelt es sich um Versuchsaufbauten in Bezug auf die Performance der Wälzlagerung im Gegensatz zur serienmäßigen Gleitlagerung. Hier werden sowohl Stationärmessungen zur Bestimmung der Wirkungsgrade als auch Lastsprungversuche zur Beurteilung der Dynamik durchgeführt. Sowohl der Motor- als auch der Heißgasprüfstand eignet sich im Normalfall nicht zur Durchführung akustischer Messungen. Grund dafür sind insbesondere die massiven Störgeräusche der Prüfstandsklimatisierung, der Ölpumpen sowie der antreibenden Systeme mit der Asynchronmaschine beim Motorprüfstand bzw. der Schraubenverdichter beim Heißgasprüfstand. Eine Übersicht des Messprogramms ist der Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Prüfstand	Versuch	Eigenschaft	Randbedingungen
Heißgasprüfstand (Performance)	Turboladerkennfeld	8 Drehzahllinien 8 Punkte pro Linie	$p_{Ö1} = 3 \text{ bar}$ $T_{Ö1} = 90 \text{ °C}$ $T_3 = 600 \text{ °C}$ VTG-Pos. bei 2 V
Motorprüfstand (Performance)	Motorkennfeld Lastsprünge	9 Drehzahllinien ($1000\text{-}5000 \frac{1}{\text{min}}$) Lastpunkte über p_{me} alle 2 bar Sprung aus Schleppbetrieb oder geringer Last in die Vollast bei $n = \text{konst.}$ zus. Variationen der Motorkühl- wassertemperatur	Betrieb mit Seriensteuergerät und Serienapplikation Betrieb mit Seriensteuergerät und Serienkonfiguration $n = 1000, 1250 \text{ und } 1500 \frac{1}{s}$ $T_{MKW} = 90 \text{ und } 40 \text{ °C}$
Versuchsfahrzeug (Akustik)	VW-Akustik- Programm	Temperaturvariationen über Kli- mazelle	$T_0 = -10, 25 \text{ und } 70 \text{ °C}$
Heißgasprüfstand (Akustik)	Drehzahlrampen Lastsprung und Kon- stantfahrt Öltemperaturvariation Öldruckvariation Unwuchtvariation	von $0 \frac{1}{\text{min}}$ bis $160.000 \frac{1}{\text{min}}$ in 90 s 2-Stufen-Sprung auf $100.000 \frac{1}{\text{min}}$, dann Konstantfahrt für 2 min wie Drehzahlrampe wie Drehzahlrampe wie Drehzahlrampe	Start aus dem Stand Start aus dem Stand $T_{Ö1} = -10 \text{ °C bis } 90 \text{ °C}$ $p_{Ö1} = 2 \text{ bar bis } 4 \text{ bar}$ drei Unwuchtniveaus

Tabelle 4.1: Messprogramm

4.2 Messtechnik

Die Versuche werden an den Prüfständen des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin durchgeführt¹. Im Folgenden wird kurz auf die verwendeten Messsysteme eingegangen.

4.2.1 Standardmesstechnik

Temperatur Für Temperaturmessungen werden abhängig vom Temperaturbereich entweder Widerstandstemperatursensoren des Typs PT-100 oder Thermoelemente des Typs K verwendet. Die PT-100 werden lediglich für Kühlwasser- und Ansauglufttemperaturen verwendet.

Druck Bei stationären Druckmessungen kommen piezoresistive Drucksensoren zum Einsatz. Für die Zylinderdruckindizierung werden Indizierquarze verwendet, die auf dem piezoelektrischen Effekt basieren. Über einen Ladungsverstärker sind diese mit dem Indiziersystem des Motorprüfstands verbunden.

Gasmassenstrom Luftmassenströme werden entweder mithilfe eines Hitzdraht-Anemometers, eines Flügelradgaszählers oder über eine Differenzdruckmessung an einer definierten Einlaufdüsengeometrie gemessen. Beim Flügelradgaszähler wird durch ein in der Strömung stehendes Flügelrad tatsächlich nur der Luftvolumenstrom gemessen. Dieser wird jedoch über eine integrierte Temperatur- und Druckmessstelle unter der Annahme der idealen Gasgleichung $pV = mRT$ zu einem Luftmassenstrom umgerechnet.

Drehzahl Die Turboladerdrehzahl wird mithilfe des Systems picoturn der Firma acam ermittelt. Dabei wird ein Impuls ausgegeben, sobald eine (oder eine vorgegebene Anzahl) Schaufel(n) des Verdichterrads die Induktivität der im Sensor verbauten Spule verändert. Die Motordrehzahl am Motorprüfstand hingegen wird durch einen Kurbelwinkelgeber der Firma Heidenhain ermittelt. Das Messprinzip basiert auf lichtundurchlässigen Markierungen auf einer

¹Mit Ausnahme der Fahrzeugversuche.

Messprinzip (Messgröße)	Sensor	Verstärker	AD-Wandler
Kondensatormikrofon (Luftschall)	Beyerdynamic MM1	RME QuadMic	RME Fireface UC
Beschleunigungs- aufnehmer (Körperschall)	Brüel & Kjaer 4528-B-001	PCB 482C15	NI 9215
Wirbelstromwegsensormikrofon (Wellenverlaufsbahn)	micro-epsilon EPU-1	micro-epsilon eddyNCDT 3100-SM	NI 9215

Tabelle 4.2: Übersicht der Akustikmesstechnik

rotierenden Glasscheibe im Sensor, die durch Photodioden detektiert werden können. Auf diese Weise kann neben der Drehzahl auch der Kurbelwinkel in einzelnen Gradschritten erfasst werden.

Kraftstoffmassenstrom Der Kraftstoffmassenstrom wird am Motor- und Heißgasprüfstand über eine Kraftstoffwaage der Firma AVL nach einem gravimetrischen Prinzip bestimmt. Dabei entspricht die Gewichtsänderung eines kleinen Vorratbehälters, aus dem der Kraftstoff entnommen wird, dem entnommenen Kraftstoffmassenstrom. Während des Nachfüllens des Behälters kann das System keinen sinnvollen Messwert liefern.

4.2.2 Akustikmesstechnik

Eine Übersicht der für Akustikmessungen verwendeten Messtechnik bietet Tabelle 4.2. Im Folgenden wird auf die wichtigsten Auswahlkriterien der einzelnen Komponenten eingegangen.

Mikrofon Für die Luftschallmessung kommen Kondensatormikrofone zum Einsatz. Das wichtigste Merkmal ist hierbei ein sehr konstanter Frequenzgang, sodass sich das ausgewählte Mikrofon gut für Frequenzgangmessungen eignet. Des Weiteren haben Kondensatormikrofone eine höhere Empfindlichkeit als dynamische Mikrofone. Ein Auszug des Datenblatts zum ausgewähl-

ten Messmikrofon Beyerdynamic MM1 ist im Anhang als Abbildung D.1 hinterlegt.

Audiointerface Die analogen Mikrofonssignale müssen zunächst vorverstärkt und anschließend digitalisiert werden. Bei einem dafür verwendeten Audiointerface kommt es daher sowohl auf einen möglichst konstanten Frequenzgang beim Vorverstärker als auch auf eine gute AD-Wandlung an. Der AD-Wandler sollte hohe Sample- und Bitraten erlauben und die Möglichkeit bieten, sich mit anderen Geräten synchronisieren zu lassen (in diesem Fall für Körperschall- und Wellenverlaufsbahnmessung).

Beschleunigungsaufnehmer Für den Körperschall wird ein piezoelektrischer 3-Achs-Beschleunigungssensor gewählt. Analog zur Luftschallmessung ist auch hier ein möglichst konstanter Frequenzgang wünschenswert. Weitere wichtige Auswahlkriterien sind Frequenzbereich, Empfindlichkeit und Temperaturbereich. Letzteres ist besonders zu beachten, da der Sensor direkt auf dem Abgasturbolader befestigt wird. Ein Auszug des Datenblatts zum ausgewählten Beschleunigungssensor Brüel & Kjaer 4528-B-001 ist im Anhang als Abbildung D.2 hinterlegt.

Signalkonditionierung (Körperschall) Der Beschleunigungsaufnehmer wird an einen Signal Conditioner angeschlossen. Dieser versorgt den Sensor mit Strom (Konstantstrom 4 mA - 20 mA) und verstärkt den Sensorausgang auf ein Spannungssignal mit ± 10 V. Dies wird später von einem AD-Wandler aufgenommen. Das Datenblatt des verwendeten Geräts ist im Anhang als Abbildung D.4 hinterlegt.

Wegsensor Für die Vermessung der Wellenverlaufsbahn werden zwei Wegsensoren nach dem Wirbelstromprinzip verwendet. Die Sensoren sind um 90° versetzt auf eine speziell für Rotordynamikmessungen angepasste Verdichterradmutter ausgerichtet. Das Funktionsprinzip basiert auf einer Induktivitätsänderung der wechselstrombeaufschlagten Spule bei Annäherung an einen leitenden Körper [43, S. 583 ff.]. Dies ist schematisch auf der Abbildung 4.1

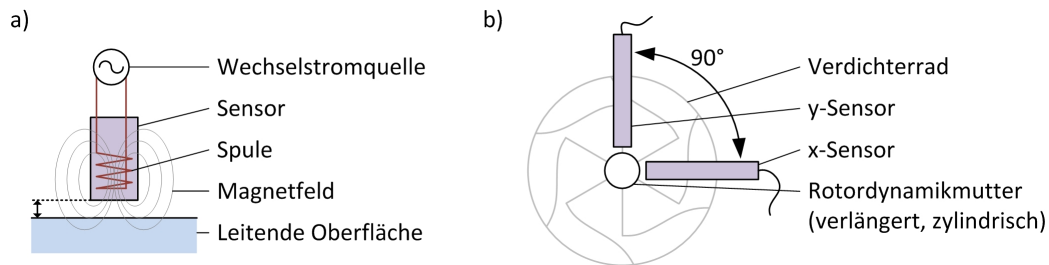


Abbildung 4.1: a) Funktionsprinzip Wirbelstromwegsensoren: Die Induktivität der wechselstrombeaufschlagten Spule ist abhängig vom Abstand zur stromleitenden Objekt, in dem sich aufgrund des Magnetfelds Wirbelströme bilden. b) Wellenverlaufsbahnmessung (Orbitmessung) mithilfe zweier Wegsensoren im 90°-Abstand

dargestellt. Das Datenblatt zum Wegmesssystem ist im Anhang als Abbildung D.3 hinterlegt.

Signalkonditionierung (Wellenverlaufsbahn) Analog zum Körperschall werden auch hier die Sensoren mit Strom versorgt und deren Signale verstärkt. Zudem erfolgt ein Spannungsausgang im Bereich $\pm 10\text{ V}$, der später von einem AD-Wandler aufgenommen werden kann. Wichtig bei wirbelstrombasierenden Wegmessungen ist eine Kalibrierung auf die verwendete Rotordynamikmutter, da der Sensorausgang zum einen stark von der Geometrie des Objekts, zu dem die Entfernung gemessen werden soll, abhängt und zum anderen, weil das reine Sensorsignal prinzipbedingt nicht linear ist.

AD-Wandler Analog zum Audiointerface digitalisiert der AD-Wandler die analogen Spannungssignale Körperschall und Wellenverlaufsbahn. Die entscheidenden Auswahlkriterien sind hierbei Abtastrate, Auflösung und Anzahl der verfügbaren Kanäle. Des Weiteren ist eine Möglichkeit zur Synchronisierung mit anderen Geräten notwendig (hier: Synchronisation mit dem Audiointerface).

Abtastrate Alle Akustiksignale werden synchron mit einer Samplerate von 96 kHz abgetastet. Der für die Auswertung relevante Frequenzbereich liegt

zwischen 0 kHz und 5 kHz und somit deutlich unter der Nyquist-Frequenz². Die Gefahr für Alias-Effekte³ im zu untersuchenden Frequenzbereich wird als gering bewertet, da hierfür bei der vorliegenden Abtastfrequenz physikalische Schwingungen um 100 kHz vorliegen müssten. Aus diesem Grund wird bei den Messungen kein analoger Filter verwendet.

4.3 Heißgasprüfstand – Standardaufbau

Für die thermodynamische Bewertung der ATL-Wälzlagerung werden die Versuchsträger des Herstellers 1 am Heißgasprüfstand im Standardaufbau in der Open-Loop-Konfiguration vermessen. Das Messprogramm beinhaltet die Aufnahme eines Verdichterkennfelds (acht Drehzahllinien, je mind. acht Punkte) mit $T_3 = 600^\circ\text{C}$ und folgt dabei den Bestimmungen und Definitionen aus SAE J922 [37] und SAE J1826 [38]. Darüber hinaus wurden die Messstellen am Heißgasprüfstand unter Berücksichtigung der Empfehlungen nach *Grigoriadis et al.* in [22, 195 ff.] ausgeführt.

Des Weiteren werden zum Vergleich der beiden Lagerungsarten bezüglich des Turbinenwirkungsgrades bzw. der mechanischen Lagerreibverluste als Teil des Turbinenwirkungsgrades sowohl adiabate Kennfeldmessungen als auch mehrere Turbinenvariationen gefahren. Die Adiabatversuche stehen unter der Randbedingung $T_2 = T_3$, um die Wärmeströme im ATL-Gehäuse zu verringern. Die Öltemperatur wird konstant bei 80°C gehalten und die VTG ist bei den Adiabatversuchen immer komplett geöffnet. Für die Turbinenvariation gilt $T_3 = T_{\text{Öl}} = 80^\circ\text{C}$. Dabei wird entweder das Turbinendruckverhältnis konstant gehalten ($\Pi_T = 2$) oder ein konstanter Turbinenmassenstrom von $\dot{m}_T = 250\text{ kg/h}$ eingestellt und dabei die VTG in 10-Prozent-Abständen variiert. Bei der Turbinenvariation wird die verdichterseitige Drosselklappenstellung entweder konstant gehalten oder mit dem Ziel variiert, ebenfalls die Turboladerdrehzahl zwischen Gleit- und Wälzlager-

²Nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem ist dies die maximal Frequenz $f_{\max}$ einer Schwingung, die sich noch mit einer Abtastrate oder Samplerate f_s erfassen lässt. Es gilt $f_s = 2 \cdot f_{\max}$.

³Liegen bei der Abtastung einer analogen Schwingung Frequenzen oberhalb der Nyquist-Frequenz vor, so treten durch die Digitalisierung künstliche tiefe Frequenzen auf.

versuch gleich zu halten. Für die Adiabats- und Turbinenvariationsmessungen wird der ATL sorgfältig isoliert.

Alle Versuche, Heißgas-, Adiabats- und Turbinenvariationsmessung, werden bei einem relativen Öldruck von $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$ durchgeführt.

4.4 Fahrzeugprüfstand – Kältezelle

Um eine möglichst realitätsnahe Beurteilung des akustischen Verhaltens der Turbolader zu ermöglichen, wird ebenfalls ein Versuchsfahrzeug eingesetzt. Dieses ist serienmäßig mit dem betrachteten Versuchsmotor respektive dem gleitgelagerten Turbolader des Herstellers 1 ausgestattet. Anhand dieses Fahrzeugs werden vergleichende akustische Untersuchungen der beiden Lagerkonzepte eingefahren.

4.4.1 Instrumentierung

Die finale Instrumentierung wurde vom OEM durchgeführt und beschränkte sich auf die Messung des Körper- und Luftschalls. Mehrere Beschleunigungsaufnehmer wurden auf dem Verdichtergehäuse des ATLs befestigt. Darüber hinaus werden Messmikrofone sowohl im Motorraum im Nahfeld des ATLs als auch im Fahrgastraum mittels Beifahrertrennscheibe installiert. Schematisch ist die Instrumentierung des Versuchsfahrzeugs anhand der Abbildung 4.2 ersichtlich. Für die Darstellung der verschiedenen Temperaturniveaus werden die Versuche extern auf einem klimatisierten Rollenprüfstand durchgeführt.

4.4.2 Messprogramm

Das Messprogramm wird von der Abteilung Fahrzeugakustik des Fahrzeugherstellers zusammengestellt und durchgeführt. Es besteht aus mehreren kleinen Einzelversuchen. Dazu zählen unter anderem eine Messung im Leerlauf bei stehendem Fahrzeug oder auch ein kurzer Gasstoß im Leerlauf. Bei einer Gruppe von Versuchen wird die Motordrehzahl nahezu linear von $1.000 \frac{1}{\text{min}}$ auf maximal $5.000 \frac{1}{\text{min}}$ über einen Zeitraum von ca. 30 s erhöht. Die

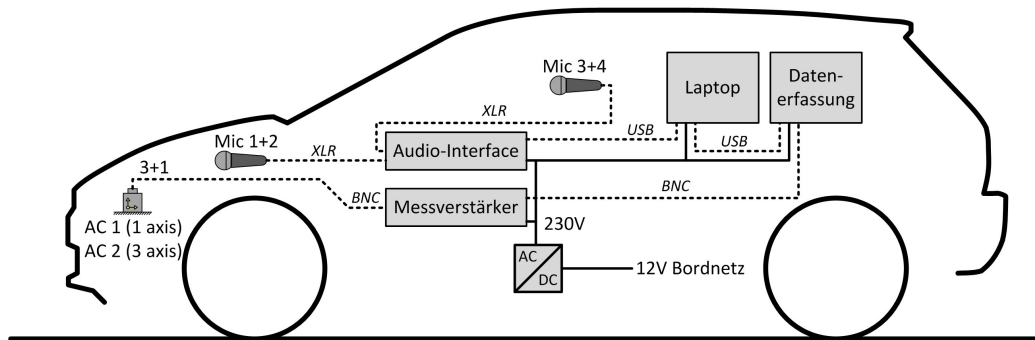


Abbildung 4.2: Messstellenplan am Versuchsfahrzeug

Messung wird für verschiedene konstante Lastzustände und Gänge wiederholt. Diese Versuche können dazu verwendet werden, die für die akustische Bewertung wichtigen turboladerdrehzahlabhängigen Frequenzspektren zu erstellen.

4.5 Motorprüfstand

Für die Bewertung des neuen ATL-Lagerkonzepts im Zusammenhang mit dem kompletten Antriebsaggregat wird ein Versuchsmotor im Motorprüfstand vermessen. Der 2,0l 4-Zylinder-Dieselmotor, in welchem serienmäßig der gleitgelagerte Referenzturbo-lader des Herstellers 1 zum Einsatz kommt, wurde ebenfalls vom Fahrzeughersteller bereitgestellt. Am Motorprüfstand werden sowohl stationäre Messungen in Form von Kennfeldern als auch transiente Messungen über Lastsprünge am Motor untersucht. Im Sinne einer vergleichenden Betrachtung zwischen Gleit- und Wälzlager werden alle Messungen für die beiden aerodynamisch identischen Versuchsturbo-lader wiederholt.

4.5.1 Aufbau und Instrumentierung

Der Versuchsmotor wird auf eine Motorpalette aufgebaut und für den Betrieb im Motorprüfstand vorbereitet. Die Motoraufhängung entspricht weitestgehend der Situation im Fahrzeug, da die beiden originalen Motorlager und auch die originale Drehmomentenstütze verwendet werden. Auf der Abtriebs-

seite des Motors wurde für den Prüfstandsbetrieb das Getriebe durch ein Ersatzgetriebe⁴ ersetzt. Die Anbindung an das Prüfstandsgetriebe der Asynchronmaschine⁵ erfolgt über eine Ausgleichswelle und eine elastische Kuppelung. Die Asynchronmaschine ist drehzahl geregelt und die Last des Motors wird über einen Pedalgeber gesteuert. Das daraus resultierende Drehmoment wird an der Abtriebswelle am Prüfstandsgetriebe erfasst.

Der Motor wird vom Prüfstand mit Medien versorgt. Der zugeführte Luftmassenstrom wird aus der klimatisierten Prüfzelle angesaugt und mittels eines Sensyflows gemessen. Des Weiteren gibt es zwei Kühlwasserkreisläufe am Motorprüfstand. Der Motorkühlwasserkreislauf weist einen hohen Volumenstrom auf (Größenordnung $100 \frac{l}{min}$) und ist temperatur geregelt. Der mögliche Regelbereich liegt zwischen 30°C und 100°C . Üblicherweise wird dabei auf die Rücklauftemperatur des Motors geregelt. Zusätzliche Anpassungen des Motorkühlwasserkreislaufs umfassen unter anderem die Entfernung des Thermostats sowie den Einsatz einer konstanten Drossel zur Abbildung des Strömungswiderstands des Heizungswärmetauschers. Ein weiterer nicht konditionierbarer Kühlwasserkreislauf versorgt den Ladeluftkühler des Motors mit Kühlwasser bei ca. 20°C . Der Kraftstoff wird dem Motor unter einem konstanten Vorförderdruck von 5 bar zur Verfügung gestellt. Zuvor wird der Massenstrom mithilfe einer Kraftstoffwaage bestimmt. Der interne Ölkreislauf des Motors wird nicht verändert. Somit liegt sowohl für den Ölkreislauf als auch für den Kraftstoffkreislauf keine Temperaturkonditionierung vor. Abschließend wird der Motor bzw. dessen Steuergerät von einem Netzteil mit einer Spannung von 12 V versorgt.

Die Instrumentierung des Luftpfads ist auf der Abbildung 4.3 dargestellt. Druck- und Temperaturmessstellen treten oft in Kombination zur Erfassung des Gaszustands zwischen den Einzelkomponenten des Motors auf. Zusätzlich werden die Vor- und Rücklauftemperaturen beider Kühlwasserkreisläufe sowie Turbolader- und Motordrehzahl erfasst. Einer der vier Zylinder ist zu-

⁴Lagerpatrone mit Getriebeflansch, bereitgestellt vom Fahrzeughersteller.

⁵Über ein Prüfstandsgetriebe stehen am Prüfstand 3 zwei Abtriebswellen der Asynchronmaschine bereit. Somit besteht die Möglichkeit, sowohl Kfz- als auch Nfz-Motoren zu vermessen, obwohl diese sehr unterschiedliche Drehzahl- und Drehmomentbereiche abdecken.

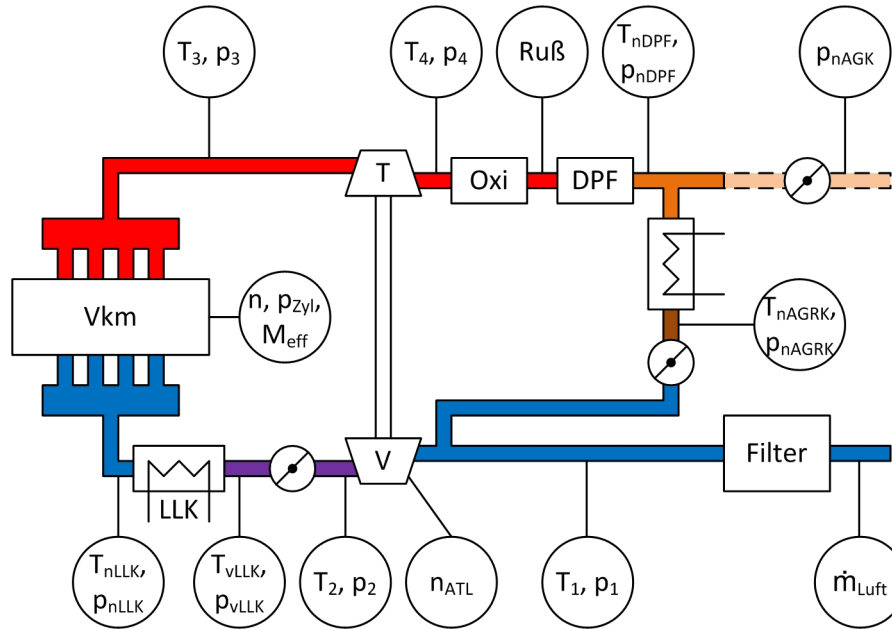


Abbildung 4.3: Messstellenplan am Versuchsmotor (Motorprüfstand)

dem mit einer Zylinderdruckindizierung und einer Stromerfassung für den Kraftstoffinjektor⁶ ausgestattet.

4.5.2 Stationäre Messungen

Die Auswirkung wälzgelagerter ATL auf den Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors soll anhand von stationär eingefahrenen Motorkennfeldern untersucht werden. Für die Messungen gelten folgende Randbedingungen:

- Motorkühlwassertemperatur T_{MKW} bei 90 °C oder 40 °C
- Umgebungslufttemperatur T_0 bei 25 °C

Die Rasterung des Kennfelds ergibt sich aus neun Drehzahllinien zwischen $1.000 \frac{1}{\text{min}}$ und $5.000 \frac{1}{\text{min}}$ ($\Delta n = 500 \frac{1}{\text{min}}$) und einer Schrittweite in der Last von 2 bar p_{me} . In jedem Betriebspunkt werden alle Messgrößen, außer die Zylinderdruckindizierung, über eine Dauer von 30 s bei einer Abtaste von 10 Hz erfasst und danach jeweils gemittelt. Die Abtastung der Zylinderdruckindi-

⁶Über den zeitlichen Stromverlauf der Injektoransteuerung lassen sich Rückschlüsse auf das Einspritzverhalten ziehen.

zierung wird vom Kurbelmarkengeber getriggert und schreibt einen Wert pro 1° Kurbelwinkel. Aufgrund der Zyklenschwankung⁷ werden für jeden Betriebspunkt 200 Arbeitsspiele erfasst und zu einem gemittelten Zylinderdruckverlauf zusammengefasst. Die Definition für einen stationären Betriebspunkt am Motorbetriebspunkt wird anhand der Gastemperatur nach der Abgasnachbehandlung festgelegt, da diese von allen gemessenen Temperaturen das trägste Verhalten zeigt. Des Weiteren muss das Motorkühlwasser in einem vorgegebenen Temperaturintervall liegen. Die Speicherung wird ausgeführt, wenn folgende Kriterien erfüllt sind:

- Für die Abgastemperatur gilt: $\Delta T_{nDPF} \leq 1 \text{ K}$ über 1 min.
- Das Motorkühlwasser ist max. $\pm 1 \text{ K}$ vom Sollwert entfernt.

Die Abfolge der einzelnen Betriebspunkte im Motorkennfeld ist festgelegt. Die Messung erfolgt in Drehzahllinien, beginnend mit der kleinsten, bei denen jeweils die Last vom Startwert 2 bar p_{me} bis hin zur Volllast erhöht wird.

DPF-Regeneration Da der Beladungsstand des DPFs der motornahen Abgasnachbehandlung einen signifikanten Einfluss auf den Abgasgegendruck hat, muss der DPF insbesondere bei der stationären Kennfeldmessung zur Wirkungsgradbestimmung regelmäßig regeneriert werden. Zu diesem Zweck wird ein Regenerationsbetriebspunkt bei $n_M = 3.500 \frac{1}{\text{min}}$ und $p_{me} \approx 19 \text{ bar}$ (Volllast) festgelegt, bei welchem die für die Regeneration benötigten Abgastemperaturen am DPF-Eintritt oberhalb 850 K [26, S. 493] erreicht werden. Vor der Kennfeldmessung wird der Verbrennungsmotor 20 min im Regenerationsbetriebspunkt betrieben, um unabhängig vom aktuellen Beladungsstand sicherzustellen, dass die Rußumwandlung vollständig abgeschlossen wird. Des Weiteren wird dieser Punkt nach jeder vollendeten Drehzahllinie erneut angefahren und für weitere 5 min gehalten. Durch diese Maßnahme kann gewährleistet werden, dass am Anfang jeder Drehzahllinie ein vergleichbarer, geringer Beladungsstand des DPFs vorliegt.

⁷Unterschiede bei der Verbrennung (z. B. Brennbeginn oder Spitzendruck), die auf leichte Änderungen der Randbedingungen jedes Arbeitsspiels (z. B. Gemisch-Inhomogenitäten) zurückzuführen sind [26, S. 348].

4.5.3 Transiente Messungen

Für die Bewertung des Einflusses der ATL-Wälzlagerung auf die Dynamik des Verbrennungsmotors werden transiente Messungen in Form von Lastsprüngen am Motorprüfstand durchgeführt. Dabei wird die angeforderte Last bei konstanter Drehzahl von einem niedrigen Wert von 2 bar p_{me} schlagartig auf eine Volllastanforderung erhöht. Die Datenaufzeichnung startet bei dem Versuch 5 s vor dem Lastsprung und endet nach einer Gesamtzeit von 30 s. Die transienten Messungen werden lediglich im sehr niedrigen Drehzahlbereich bis $1.500 \frac{1}{\text{min}}$ durchgeführt. Der Grund dafür ist ein bei turboaufgeladenen Motoren typisches verzögertes Beschleunigungsverhalten (Turboloch) gerade im unteren Drehzahlbereich. Bei höheren Motordrehzahlen steht dem ATL ein genügend großer Abgasenthalpiestrom zur Verfügung, um hinreichend schnell Drehzahl und infolgedessen auch Ladedruck aufzubauen.

Für alle Messungen am Motorprüfstand kommt ein Seriensteuergerät zum Einsatz. Ohne Applikationssteuergerät entfällt daher die Möglichkeit, die VTG-Stellung auszulesen oder gar manuell vorzugeben. Gerade bei den transienten Messungen müsste für einen transparenten Vergleich zwischen Gleit- und Wälzlager die VTG-Stellung jedoch entweder aufgezeichnet oder sogar vorgegeben werden können. Versuche, den VTG-Steller mechanisch oder elektrisch zu entkoppeln, schlugen fehl, da der Eingriff vom Motorsteuergerät bemerkt wurde, was den Motor in einen Notlaufmodus mit stark reduziertem Drehmoment führte.

Das transiente Verhalten eines gleitgelagerten ATLs ist prinzipbedingt stark von der Viskosität und somit auch von der Temperatur des Öls abhängig. Aus diesem Grund werden die Lastsprungversuche sowohl bei 90 °C als auch bei 40 °C durchgeführt.

4.6 Heißgasprüfstand – Klimakammer

Akustische Benchmarks von Turboladern werden vorwiegend anhand von Beschleunigungssensoren erstellt, welche am Verdichter- oder Lagergehäuse befestigt werden. Daher werden zunächst ausschließlich Körperschalldaten

ausgewertet. Zusätzlich werden von den Fahrzeugherstellern Akustikuntersuchungen am kompletten Motor sowie am gesamten Fahrzeug durchgeführt. Untersuchungen erfolgten unter Einsatz hochwertiger Mikrofone und Kunstköpfe. Somit wird insbesondere der Luftschall bewertet, welcher für die tatsächliche Geräuschempfindung des Fahrers relevant ist. Zum Teil finden diese Messungen in speziellen Akustikprüfkammern statt. Mitunter werden auch extreme Versuchsrandbedingungen betrachtet. Dazu gehören beispielsweise Untersuchungen des Fahrzeugs in einer Kältekammer. Es bleibt jedoch festzuhalten, dass bei dieser Art von Akustikuntersuchungen die akustischen Emissionen des gesamten Aggregats bzw. Fahrzeugs aufgenommen werden, sodass die Beurteilung einer einzelnen Baugruppe oder eines einzelnen Teils nur noch bedingt möglich ist. Während dies im Hinblick auf ein kundenfreundliches Gesamtprodukt sinnvoll erscheint, erschwert es jedoch die Identifizierung einzelner Störgeräuschquellen.

Für die akustischen Untersuchungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, bestand der Anspruch, verschiedene Abgasturbolader im Komponentenprüfstand umfassend akustisch zu untersuchen. Umfassend bedeutet in diesem Fall zum einen die Betrachtung der kompletten akustischen Wirkkette von der Bewegung des Laufzeugs als Quelle über den Körperschall als Transmission nach außen bis hin zum Luftschall als wahrnehmbares Geräusch. Zum anderen sollen Versuche sowohl bei Standardbedingungen als auch bei Randbedingungen entsprechend eines Kaltstart szenarios betrachtet werden.

4.6.1 Konzept

Für die Anpassung des Turboladerprüfstands zur Ermöglichung von akustischen Messungen unter Kaltstartbedingungen wurden folgende Randbedingungen definiert:

- Die Umgebungslufttemperatur sowie die Bauteiltemperatur sollen bis zu einer Temperatur von -10°C vorkonditionierbar sein.
- Die Öltemperatur für die Versorgung des Turboladers soll für die gesamte Dauer des Versuchs auf dem Startniveau der Luft- und Bauteil-

temperatur gehalten werden.

- Der Messaufbau soll Luftschallmessungen mittels mehrerer Mikrofone um den Turbolader erlauben. In Bezug auf die akustischen Emissionen des Turboladers sollen die Störgeräusche des Prüfstands im Inneren der Kammer auf ein vergleichbar geringes Maß reduziert werden.

Der verfolgte Ansatz zum Erreichen der geforderten Randbedingungen sieht die Konstruktion einer Klimakammer um den Turbolader innerhalb des Heißgasprüfstands vor. Diese soll eine ausreichende thermische und akustische Isolation der Messumgebung zum restlichen Prüfstand bieten. Für akustische Messungen innerhalb eines geschlossenen Raums müssen jedoch neben der Isolation nach außen noch weitere Aspekte betrachtet werden. Eine der Herausforderungen stellt die Größe der Klimakammer aufgrund der daraus resultierenden Grenzfrequenz des Raums dar (siehe Kapitel 4.6.3). Diese verhält sich antiproportional zum Innenvolumen. Daraus folgt, dass die Kammer den im Heißgasprüfstand nur begrenzt zur Verfügung stehenden Platz möglichst effektiv ausnutzen muss, um sinnvolle Luftschallmessungen zu ermöglichen. Darüber hinaus müssen Reflexionen innerhalb der Kammer mittels spezieller Schalldämpfer minimiert werden, um das Auftreten von Hall zu unterdrücken. Neben den Anforderungen für die akustischen und thermischen Randbedingungen mussten ebenfalls folgende Aspekte bei der Konstruktion der Klimakammer betrachtet werden:

- Modulares Design, um die Vermessung unterschiedlichster Turbolader in zukünftigen Projekten zu erlauben
- Transport- und Lagerfähigkeit der Einzelteile, da die Kammer nur selten zum Einsatz kommen wird
- Gesamtkosten
- Stabilität und Sicherheit der Klimakammer

Das Konzept der Klima- und Akustikkammer wurde im Rahmen des SAE 2015 World Congress in Detroit [4] und auf dem 9. Symposium für Aggregat-akustik in Magdeburg [5] vorgestellt. Weitere Ausführungen zur Konstruktion der Klima- und Akustikkammer sind dem Anhang B zu entnehmen.

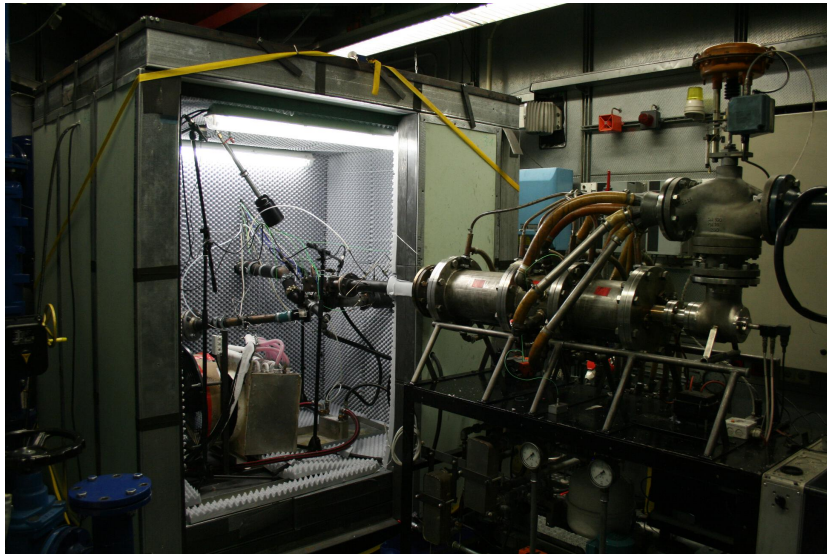


Abbildung 4.4: Versuchsaufbau im Heißgasprüfstand mit Klimakammer

Der Versuchsaufbau ist auf der Abbildung 4.4 dargestellt⁸. Hier wird erkennbar, dass die Klimakammer im Hinblick auf die Grenzfrequenz mit den äußeren Abmaßen von 1,7 m x 2,0 m x 2,4 m (Länge x Breite x Höhe) am Prüfstand fast allen verfügbaren Platz hinter der Brennkammer einnimmt.

4.6.2 Thermische Eigenschaften

Die theoretischen Wandwärmeverluste werden unter folgenden Annahmen konservativ abgeschätzt: Die Klimakammer wird als gasdicht angenommen, d. h., es soll demzufolge keine signifikanten Luftmassenströme über die Wandelemente, deren Dichtungen zueinander oder an anderen Dichtstellen geben. Für den Wandwärmedurchgang gilt der allgemeine konvektive Wanddurchgangsansatz:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

⁸Zwei Wandelemente wurden für das Foto entfernt.

mit dem Wanddurchgangskoeffizienten k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \frac{d_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (4.2)$$

Zur Vereinfachung wird angenommen, dass der konvektive Wärmeübergang im ungünstigsten Fall ideal ist. Daraus folgt, dass die Wärmeübergangskoeffizienten α_i und α_a gegen unendlich gehen, was wiederum zur Folge hat, dass k lediglich von der Wärmeleitung innerhalb der Isolation beeinflusst wird. Für den hier betrachteten Wandaufbau bestehend aus vier Mal 12 mm Gipskarton ($\lambda_{Gips} = 0,25 \frac{W}{m \cdot K}$) und 100 mm Mineralwolle ($\lambda_{Min.W.} = 0,04 \frac{W}{m \cdot K}$) ergibt sich ein Wärmedurchgangskoeffizient von

$$k = 0,371 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.3)$$

Daraus resultiert bei einem Temperaturunterschied zwischen Prüfstand und Klimakammer (innen) von maximal $\Delta T = 40 K$ und einer gesamten Wandfläche von $A_{Wand} = 24,36 m^2$ über die Formel 4.1 ein Wandwärmeverlust von

$$\dot{Q}_{Wand} = 0,371 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 24,36 m^2 \cdot 40 K = 362 W \quad (4.4)$$

Zusätzlich wurden in einer analogen Rechnung die Wärmeströme über den Stahlrahmen und die Blechumrahmungen der Wandelemente abgeschätzt, welche aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit des Metalls ($\lambda_{Stahl} = 47 \frac{W}{m \cdot K}$) als Wärmebrücken berücksichtigt werden müssen. Die übertragene Fläche ist mit $0,092 m^2$ zwar um mehrere Größenordnungen kleiner, jedoch ergibt sich daraus aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit trotzdem ein Wärmestrom von

$$\dot{Q}_{Rahmen} = 1.153 W \quad (4.5)$$

Der Gesamtwärmeverlust der Klimakammer beträgt demnach bei einer Temperaturdifferenz von 40 K näherungsweise 1,5 kW.

4.6.3 Akustische Eigenschaften

Ein wesentlicher Aspekt bei der Entwicklung der Klimakammer war die Berücksichtigung verschiedener akustischer Eigenschaften. Zum einen musste die akustische Isolation ausreichend stark sein, um die Störgeräusche des Prüfstands von außen im Inneren auf ein vernachlässigbar kleines Niveau zu bringen und zum anderen muss das Kammerinnere eine gute Raumakustik für die Messung von Luftschall mittels mehrerer Messmikrofone bieten. Im Folgenden wird eine Auswahl an wichtigen akustischen Parametern berechnet.

Nachhallzeit

Die Nachhallzeit beschreibt die Zeitspanne zwischen dem Abschalten einer Schallquelle und dem Abfall des Schalldruckpegels um 60 dB. Für akustische Messungen wie in dieser Klimakammer ist eine möglichst geringe Nachhallzeit wünschenswert, sodass der direkte Schall überwiegt. *N. Eyring* gibt für die Nachhallzeit RT_{60} , als Erweiterung der originalen Formel von *Sabine*, folgende Gleichung als Funktion des Raumvolumens V , der Wandoberfläche S und der material- und frequenzabhängigen Absorptionsrate α_{Abs} an [15].

$$RT_{60} = 0,163 \cdot \frac{V}{-S \cdot \ln(1 - \alpha_{Abs})} \quad (4.6)$$

Die berechnete Nachhallzeit für die Klimakammer beträgt $RT_{60} = 0,34 \text{ s}$ und liegt damit nur knapp über dem nach [15, S. 48] für Aufnahmestudios erstrebenswerten Wert von $0,3 \text{ s}$. Bei der Berechnung wurde ein frequenzgemittelter Schallabsorptionsgrad verwendet. Für die in der Klimakammer eingesetzten Gipskartonplatten wurde aus [46] ein $\alpha_{Abs, Mittel}$ von $0,13$ entnommen.

Schröderfrequenz und minimale Messfrequenz

Die Schröderfrequenz f_{Schr} beschreibt eine Grenzfrequenz für einen geschlossenen Raum. Eine anschauliche Erklärung dafür besagt, dass akustische Schwingungen unterhalb der Grenzfrequenz sich nicht ausbilden können, da die Größe ihrer Wellenlängen die Abmaße des Raums überschreitet. Als Re-

sultat bestimmen unterhalb der Schröderfrequenz lediglich die spezifischen Raummoden das akustische Verhalten [19].

$$f_{Schr} = 2.000 \cdot \sqrt{\frac{RT_{60}}{V}} \quad (4.7)$$

Die berechnete Schröderfrequenz der Klima- und Akustikkammer beträgt $f_{Schr} = 567 \text{ Hz}$.

Die Schröderfrequenz entspricht jedoch nicht zwingend der untersten Messfrequenz für einen geschlossenen Raum. Eine Berechnungsformel für den Messfrequenzbereich gibt Möser [29, S. 231] stattdessen mit der Gleichung 4.8 an.

$$f_{min} \geq \sqrt{\frac{1}{\text{Hz}} \frac{c^3}{4\pi V}} \approx \frac{1.800 \text{ Hz}}{\sqrt{V/\text{m}^3}} \quad (4.8)$$

Die Grenzfrequenz beträgt somit $f_{min} = 876 \text{ Hz}$. Schlussfolgernd sollten Luftschallamplituden erst ab diesem Bereich betrachtet werden, bzw. kann es bei niedrigeren Frequenzen zu ungenauen Amplitudenwerten kommen. Da diese Grenzfrequenz jedoch nur einer Turboladerdrehzahl von $52.560 \frac{1}{\text{min}}$ entspricht, führt dies lediglich zu einer geringfügigen Einschränkung bei den geplanten Versuchen. Der für die Auswertung relevante Drehzahlbereich wird bei deutlich höheren Frequenzen erwartet.

Hallradius

Das Schallfeld eines geschlossenen Raums kann aufgrund der Reflexion von Schallwellen an den Wänden nicht mehr als Freifeld angenommen werden. Das aufgenommene Schallsignal ist daher abhängig von der Messposition. Man unterscheidet Direktschall und Diffusschall. Das Direktschallgebiet bezeichnet den Raum um die Schallquelle, bei der der direkte Schall der Schallquelle überwiegt. In größerer Entfernung wird jedoch immer der Anteil der reflektierten Schallwege dominieren. Dieser als Diffusfeld bezeichnete Bereich weist immer den gleichen Schallpegel auf. Es kann jedoch nicht davon ausgegangen werden, dass der Schall dort gleich klingt, da der Klang aufgrund

unterschiedlicher Reflexionen lokal verschieden sein kann.

Den Abstand von einer Schallquelle, bei dem der Schalldruckpegel des Direktschalls dem des Diffusschalls entspricht, nennt man Hallradius. Dieser kann entsprechend der Näherungsformel von *Sabine* [8] berechnet werden.

$$r_H = \sqrt{\frac{\gamma \cdot V}{100\pi \cdot RT_{60}}} \quad (4.9)$$

Unter der vereinfachenden Annahme, dass die verwendeten Messmikrofone in erster Näherung richtungsunabhängig sind und der Turbolader eine in alle Richtungen gleichermaßen abstrahlende Schallquelle ist ($\gamma = 1$), berechnet sich für die Klimakammer ein Hallradius von $r_H = 0,2\,m$. Diese Information kann für die Positionierung der Mikrofone verwendet werden.

4.6.4 Versuchsaufbau

Die reguläre Instrumentierung von ATL-Messungen am Heißgasprüfstand wird auch beim Einsatz der Klima- und Akustikkammer beibehalten. Die systemgrenzendefinierenden Messstellen des ATLs befinden sich somit ebenfalls in der temperaturkonditionierten Klimakammer. Darüber hinaus sind zusätzliche Temperaturmessstellen für die Klimakammerlufttemperatur sowie die Bauteiltemperatur des Turboladers vorgesehen. Ein schematischer Messstellenplan des Versuchsaufbaus (ohne Akustikmesstechnik⁹) ist anhand der Abbildung 4.5 ersichtlich. Es handelt sich dabei um einen Open-Loop-Aufbau¹⁰.

⁹Der Begriff Akustikmesstechnik wird hier und im Folgenden als Sammelbegriff der Messtechnik für Luftschall, Körperschall und Wellenverlaufsbahn verwendet.

¹⁰Beim Open-Loop-Aufbau saugt der Verdichter die Luft frei aus der Umgebung an. Im Gegensatz dazu wird im Closed-Loop-Aufbau die verdichtete Luft am Verdichteraustritt nach den Drosselstellen konditioniert (geköhlt, entölt und entfeuchtet) und danach wieder dem Verdichter am Verdichtereintritt zugeführt. Auf diese Weise bildet sich ein geschlossener Verdichterkreislauf. In [44] werden die Vorteile von Closed-Loop-Aufbauten für die stationäre Kennfeldvermessung beschrieben.

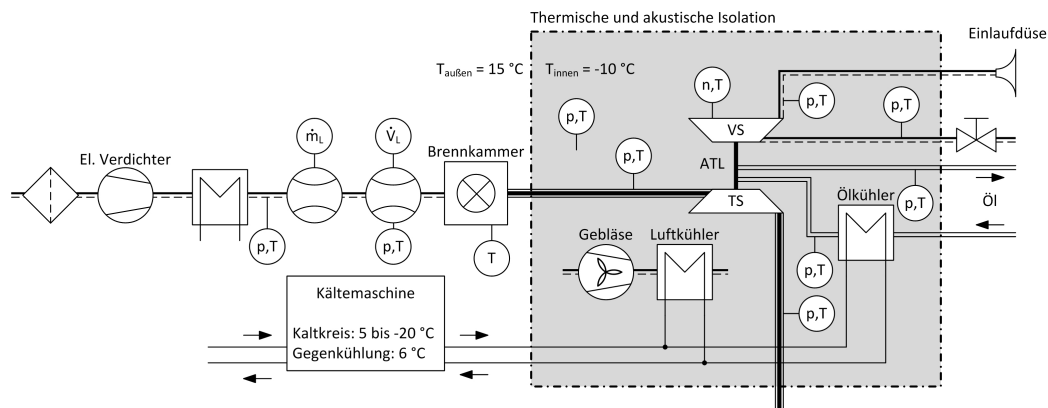


Abbildung 4.5: Messstellenplan am Heißgasprüfstand mit Klimakammer (ohne Akustikmesstechnik)

Akustikmesstechnik

Bei den Klimakammerversuchen kam die im Abschnitt 4.2.2 beschriebene Akustikmesstechnik zum Einsatz. Im Folgenden wird die entsprechende Instrumentierung der ATLs detailliert beschrieben.

Wellenverlaufsbahn Für die Wirbelstromwegsensoren sind Gewindebohrungen im Verdichtergehäuse vorgesehen. Wie auf der Abbildung 4.6 erkennbar, sind die Sensoren radial zur Welle ausgerichtet und um 90° versetzt zueinander positioniert. Als Gegenstück für die Wirbelstromsensoren muss die originale Verdichterradmutter durch eine Rotordynamikmutter ersetzt werden. Diese weist einen zylindrischen Teil auf und besteht aus Aluminium.

Körperschall Der Beschleunigungsaufnehmer wird entsprechend Abbildung 4.7 auf dem Lagergehäuse des ATLs positioniert. Der Sensor ist über eine M3-Schraube mit einem Aluminiumplättchen verbunden, welches mithilfe des Zweikomponentenklebers JB-Weld auf dem Stahlgussgehäuse fixiert ist.

Luftschall In der Klima- und Akustikkammer sind vier Mikrofone für die Erfassung des Luftschalls vorgesehen. Zwei Mikrofone werden in dichtem Abstand, ca. 20 cm, zum ATL positioniert – eines auf der Verdichter- und eines

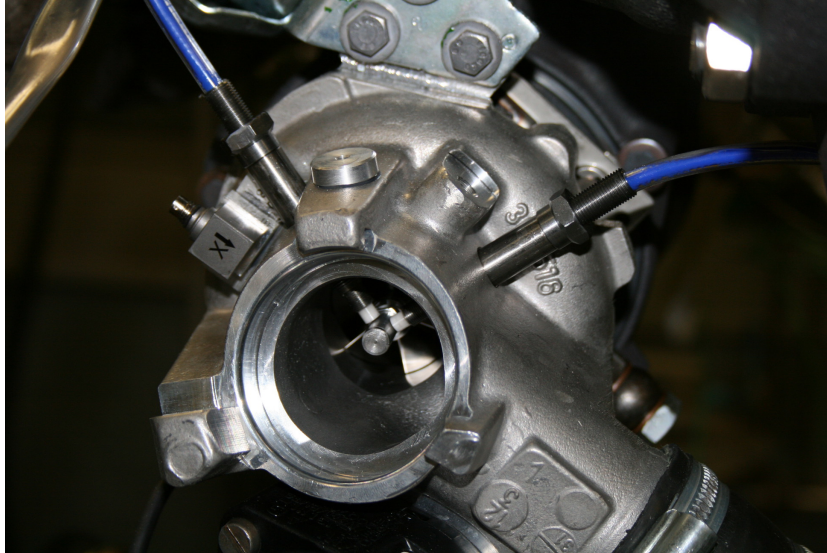


Abbildung 4.6: Sensoranordnung der Wellenverlaufsbahnmessung – zwei Wirbelstromwegsensoren um 90° versetzt, ausgerichtet auf die Rotordynamikmutter

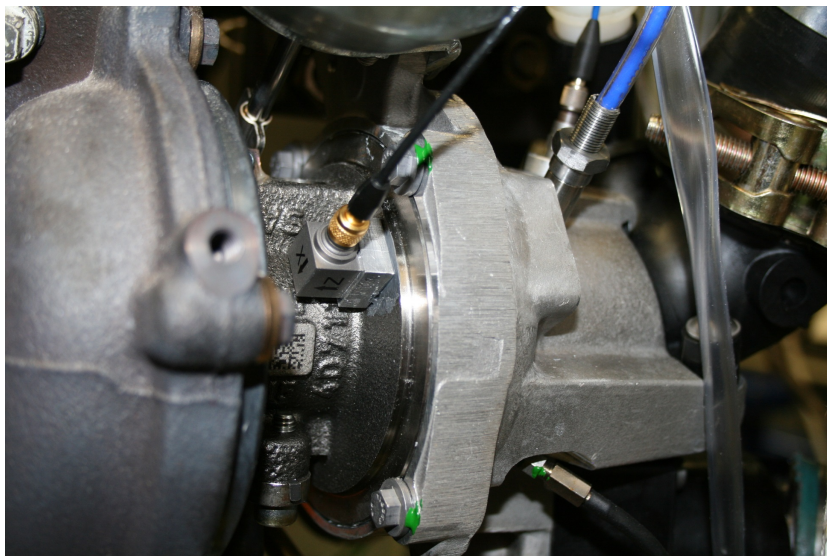


Abbildung 4.7: Sensoranordnung der Körperschallmessung – verklebt auf Lagergehäuse; Positionierung: x-Richtung radial zur Welle, y-Richtung tangential zur Welle, z-Richtung parallel zur Welle

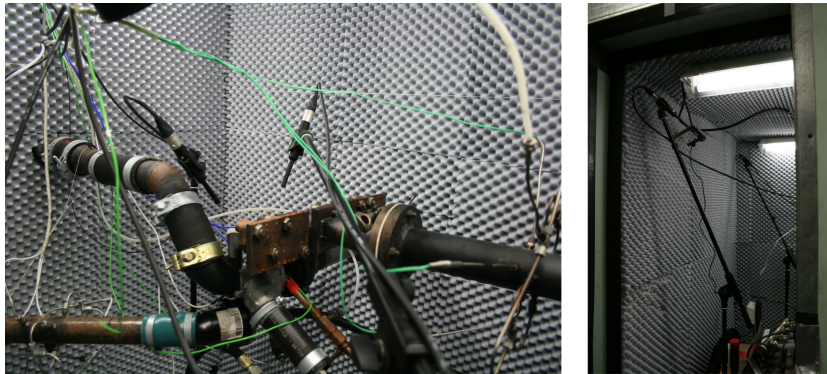


Abbildung 4.8: Sensoranordnung der Luftschallmessung bestehend aus vier Mikrofonen – zwei dicht am ATL (rechts), zwei weiter entfernt in den Ecken (links)

auf der Turbinenseite. Die anderen zwei Mikrofone werden in einem größeren Abstand, ca. 1 m, zum ATL aufgestellt. Die am Anfang der Versuchsreihe gewählte Positionierung in den (oberen) Ecken der Kammer ist nach aktueller Beurteilung aus akustischer Sicht nicht optimal, wird jedoch im Hinblick auf die Vergleichbarkeit für alle Versuche beibehalten (Abbildung 4.8).

Unwuchtvariationen

Für eine Unwuchtvariation wird ein weiterer wälzgelagerter ATL des Herstellers 1 speziell präpariert. Ausgehend von dem Ziel, dass die Untersuchung den alleinigen Einfluss verschiedener Unwuchten an einem Versuchsträger aufzeigt, werden mehrere Gewindebohrungen am Verdichterrad vorgesehen. Diese erlauben das gezielte Aufprägen von Unwuchten in Form von einschraubbaren Zusatzmassen. Des Weiteren wird analog zum anderen wälzgelagerten Prototyp des Herstellers 1 eine Rotordynamik-Verdichterradmutter zur Erfassung der Wellenverlaufsbahn mittels Wegsensoren verbaut. Das Verdichterrad ohne Zusatzmassen ist auf der Abbildung 4.9 dargestellt. Der ATL wird zudem nach der Bearbeitung auf das bestmögliche Wuchtniveau gebracht, um eine möglichst geringe Ausgangsunwucht für den Versuch bereitzustellen.

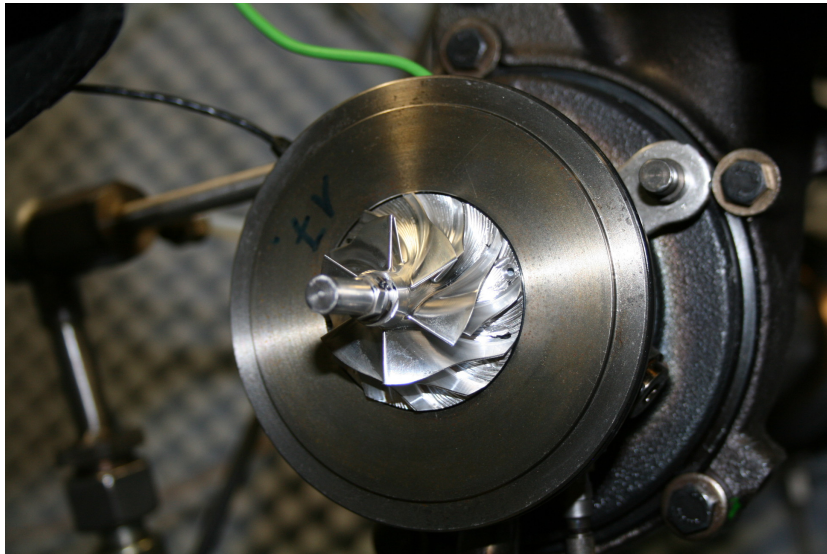


Abbildung 4.9: Verdichterrad mit Gewindebohrungen für Zusatzmassen

4.6.5 Versuchsdurchführung

Der Ablauf der Versuche mit der Klima- und Akustikkammer gliedert sich in die zwei Phasen Vorbereitung und Messung. Bei der Messung wird wiederum zwischen zwei verschiedenen Einzelversuchen unterschieden, wobei es für den zweiten zusätzliche Varianten gibt.

Vorbereitung

Die Vorbereitung der Messung mit der Klima- und Akustikkammer bezieht sich in erster Linie auf das Herunterkühlen des Versuchsaufbaus. Dieser entspricht Abbildung 4.5 unter Hinzunahme der zuvor beschriebenen Akustikmesstechnik und wird durch das Verschließen der Kammer fertiggestellt. Für den Kühlprozess werden das Kälteaggregat und der Ventilator in der Kammer eingeschaltet. Durch erzwungene Konvektion sinkt die Temperatur des ATLs, dessen Anschlüsse, der Messtechnik und der Ölversorgung in der Kammer. Die Wärmemenge wird am Luft-Wasser-Wärmetauscher an das Kühlwasser abgegeben und aus der Klimakammer gefördert. Während der Abkühlphase wird der ATL nicht betrieben, da sich ansonsten die Bauteiltemperatur aufgrund der Eigenerwärmung im Betrieb durch Reibverluste und den Verdich-

tungsprozess nicht auf das gewünschte Maß abkühlen lassen würde. Darüber hinaus wurde das Ziel gesetzt, das Kaltstartverhalten zu untersuchen.

Über die Vorlauftemperatur des Kälteaggregats lässt sich die Klimakammerinnenlufttemperatur fest einstellen. Die Bauteiltemperatur des ATLs wird währenddessen mit aufgeklebten Thermoelementen überprüft. Um die angestrebte Solltemperatur zu erreichen, muss die Lufttemperatur jedoch über einen längeren Zeitraum auf einem entsprechend niedrigen Niveau gehalten werden. Es wird definiert, dass der Kühlprozess als abgeschlossen gilt, wenn die folgenden drei Kriterien erfüllt sind:

- Alle Bauteiltemperaturen sind max. $\pm 0,5$ K vom Sollwert entfernt.
- Für die Bauteiltemperaturgradienten gilt: $\Delta T \leq 0,1$ K über 30 s.
- Die Ölvorlauftemperatur ist max. 1 K vom Sollwert entfernt.

ATL-Bauteiltemperatur und Ölvorlauftemperatur konnten nicht genau auf dem selben Wert gehalten werden, da für den Gleichgewichtszustand auf Solltemperatur hier jeweils andere Klimakammerlufttemperaturen notwendig sind. Darüber hinaus sollte angemerkt werden, dass der Öl-Wasser-Wärmetauscher zwischen Ölversorgung in der Kammer und Kühlwasser des Kälteaggregats nur zu Beginn der Herunterkühlphase verwendet bzw. durchströmt wird. Der Grund besteht darin, dass die Kühlwassertemperatur des Kälteaggregats im Gleichgewichtszustand einige Kelvin unter dem der Lufttemperatur liegt, welche sich wiederum knapp unter der ATL-Bauteiltemperatur befindet. Da die Kaltstartsolltemperatur jedoch für die Bauteiltemperatur gilt, hätte das Öl bei stetiger Durchströmung des Öl-Wasser-Wärmetauschers mit dem deutlich kälteren Kühlwasser einen zu kalten Ölvorlauf zur Folge. Aus diesem Grund wird der Ölkreislauf für die meiste Zeit des Abkühlvorgangs nicht durchströmt und somit genau wie der ATL über die erzwungene Konvektion der Luft gekühlt. Der Öl-Wasser-Wärmetauscher erfüllt als Folge dessen eine weitere Funktion: Er fungiert während des Versuchs als Vorrat an vortemperiertem Öl, welcher zusätzlich für das nachströmende Öl eine hohe thermische Trägheit aufweist.

Die Dauer des Abkühlvorgangs ist abhängig von der Solltemperatur (je niedriger, desto länger) und der Ausgangstemperatur des Versuchsaufbaus

bzw. der Dauer des vorherigen Versuchs. Die Wartezeit beträgt somit zwischen 30 und 90 Minuten.

Am Ende der Versuchsvorbereitung wird die Ölpumpe eingeschaltet. Aufgrund der hohen Viskosität des Öls bei sehr niedrigen Temperaturen kann das Erreichen des vorgegebenen Öldrucks durch die Messstelle am Turbolader mitunter über eine Minute dauern. Während dieser Zeit können das Kälteaggregat, der Ventilator sowie die Zellenklimatisierung des Heißgasprüfstands ausgeschaltet werden, um das Störgeräuschniveau in der Klima- und Akustikkammer so niedrig wie möglich zu halten. Nach dem Abschalten des Kühlsystems tritt ein leichter Gradient von ca. $1 \frac{K}{min}$ in der Lufttemperatur der Kammer ein. Dieser allein führt allerdings über die Zeitspanne einer Messung aufgrund der thermischen Trägheit des ATLs und des Öls nicht zu einem signifikanten Anstieg der Bauteil- und Öltemperatur.

Messung

Zur Bewertung des Turboladers werden zwei verschiedene Versuche gefahren. Es wird festgelegt, dass die Versuche gestartet werden, wenn der Öldruck 500 mbar unter dem Sollwert liegt.

Drehzahlrampen In diesem Versuch, auch als *Hochlauf* bezeichnet, wird der Turbinenmassenstrom gleichmäßig von 0 auf einen maximalen Wert über die Zeitspanne von 100 s erhöht. Ermöglicht wird dies durch ein 3-Wege-Ventil, mit welchem der Luftmassenstrom der Druckluftquelle langsam von einem Abblasen in die freie Umgebung auf den Turbineneintritt umgelenkt werden kann. Wichtig hierbei ist, dass das Ventil und die Schraubenverdichter, die die Druckluft bereitstellen, sich außerhalb des Heißgasprüfstands befinden. Sowohl die Schraubenverdichter, als auch das offene Abblasrohr sind eine beträchtliche Störgeräuschquelle. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass die Schraubenverdichter für den gesamten Versuch auf einem konstanten Arbeitspunkt betrieben werden können. Das Ziel, einen möglichst linearen Hochlauf der ATL-Drehzahl zu erhalten, wurde nur bedingt erreicht, da gerade im unteren Drehzahlbereich deutlich größere Gradienten auftreten. Die Linearität des Hochlaufs wird im Hinblick auf die Versuchsauswertung

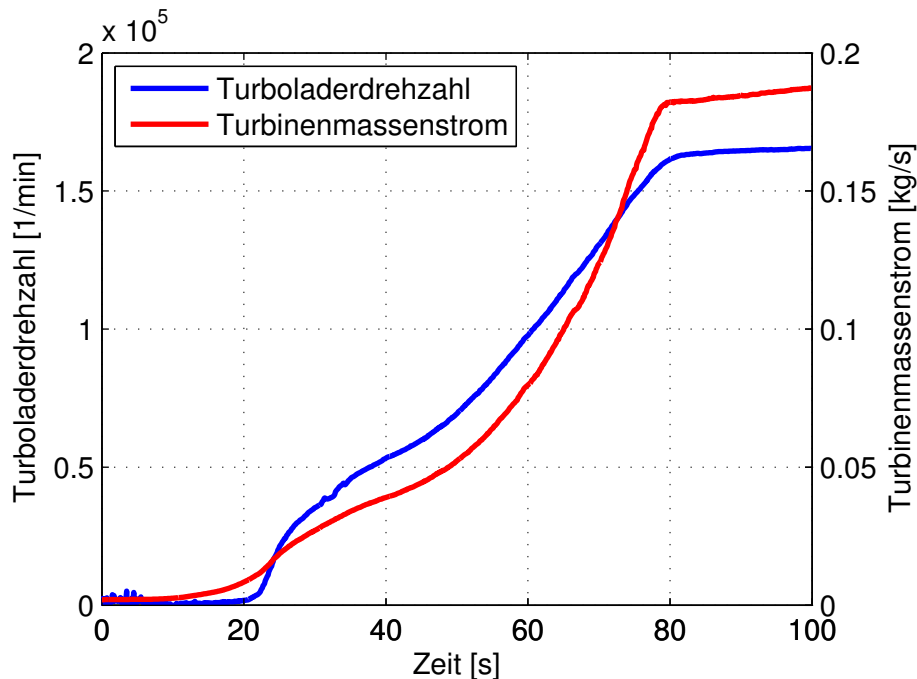


Abbildung 4.10: Zeitlicher Verlauf von Turbinenmassenstrom und Turboladerdrehzahl beim Hochlauf

jedoch als hinreichend gut bewertet, zumal die Beschleunigung nach dem Anfangsruck sehr gleichmäßig verläuft. Ein exemplarischer zeitlicher Verlauf von Turbinenmassenstrom und ATL-Drehzahl ist anhand der Abbildung 4.10 ersichtlich. Die Maximaldrehzahl des ATLs wird bei diesen Versuchen nicht erreicht. Dies ist den folgenden drei Randbedingungen geschuldet:

- Die VTG-Position ist auf eine mittlere Stellung festgelegt.
- Die Schraubenverdichter, die die Druckluft bereitstellen, sind auf einen Maximalwert von 4 bar begrenzt.
- Die Versuche wurden ohne Einsatz der Brennkammer durchgeführt. Mit einer Turbineneintrittstemperatur von unter 50°C fehlt die notwendige Enthalpie.

Im Anschluss an den Hochlauf wird das 3-Wege-Ventil über den gleichen Zeitraum von 100 s geschlossen, was zu einem gleichmäßigen Runterlauf führt. Für die Auswertung der Rotordynamik wird jedoch in erster Linie der Hochlauf betrachtet, da nur hier die Kaltstartbedingungen eingehalten werden.

Lastsprünge In diesem Fall wird der Turbolader zwei aufeinander folgenden Sprüngen im Turbinenmassenstrom ausgesetzt. Die Sprünge werden über die Drehzahl des Schraubenverdichters realisiert, was eine hohe Reproduzierbarkeit ermöglicht. Die Messung läuft wie folgt ab: Zunächst wird die Messwertaufzeichnung gestartet, nach 5 s wird die Schraubenverdichterdrehzahl auf $6.200 \frac{1}{\text{min}}$ gesetzt und nach weiteren 10 s auf $12.400 \frac{1}{\text{min}}$ verdoppelt. Anschließend folgt eine Konstantfahrt über weitere 120 s, bei der keine weiteren Stell- oder Regeleingriffe vorgenommen werden. Nach Ablauf der Zeit ist der Versuch beendet – die Messwertaufzeichnung wird gestoppt und der Schraubenverdichter abgeschaltet.

Dieser Versuch wird vorwiegend zur Untersuchung des transienten Verhaltens unter Kaltstartbedingungen durchgeführt. Auf eine akustische Bewertung wird aus den im Kapitel 5.3.3 beschriebenen Gründen verzichtet.

Kapitel 5

Diskussion der Versuchsergebnisse

Die Auswertung der Versuchsergebnisse erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird versucht, die Vorteile der Wälzlagerung von Abgasturboladern gegenüber der herkömmlichen Gleitlagerung aufzuzeigen, da diese übereinstimmend in allen Quellen der Literaturrecherche beschrieben sind. Dafür wird sowohl das stationäre als auch das dynamische Verhalten anhand geeigneter Messungen verglichen. Ziel ist es, sowohl den Wirkungsgradvorteil der Wälzlagerung als auch das bessere dynamische Verhalten durch die Ergebnisse der Prüfstandsversuche validieren zu können. Die Thermodynamikuntersuchungen beschränken sich auf die Turbolader des Herstellers 1. Im zweiten Teil der Diskussion wird das akustische Verhalten thematisiert. Zu diesem Zweck werden die Prüfstandsmessungen, die mithilfe der Klima- und Akustikkammer durchgeführt wurden, detailliert ausgewertet. Im Rahmen dessen wird der für die Bewertung des akustischen Verhaltens entwickelte Prozess genauer erläutert. Abschließend werden die Einflüsse der Randbedingungen Temperatur, Öldruck und Unwucht auf die Akustik der Turbolader analysiert. Hierfür werden die Turbolader beider Hersteller betrachtet.

5.1 Stationäres Verhalten

Anhand der stationären Messungen am Motor- und Heißgasprüfstand werden sowohl für Gleit- als auch Wälzlager-Abgasturbolader entsprechende Wirkungsgradkennfelder erstellt und verglichen. Versuchsaufbau und -durchführung wurden bereits im Kapitel 4 beschrieben. Die Berechnungsvorschriften für die Erstellung der Kennfelder werden im Anhang A dokumentiert. Bei den hier vorgestellten Messergebnissen wird der wälzgelagerte ATL des Herstellers 1 dessen Referenzgleitlager gegenübergestellt.

5.1.1 Heißgasprüfstand

Am Heißgasprüfstand wurden drei verschiedene Messungen durchgeführt: Erstens eine normale Kennfeldmessung bei Standardbedingungen (Heißgasmessung bei $T_3 = 600^\circ\text{C}$), zweitens eine kalte Kennfeldmessung bei Adiabatabedingungen und drittens eine Turbinenvariation unter anderem hinsichtlich verschiedener VTG-Positionen.

Heißgasmessung

Vor der Analyse des Stationärverhaltens hinsichtlich der Reibleistung bzw. des effektiven Turbinenwirkungsgrads wird zunächst exemplarisch das Verdichterkennfeld des Gleitlager-ATLs gezeigt. Da sich bei den zwei Versuchsträgern lediglich die Art der Lagerung unterscheidet und dies keinen Einfluss auf das Verdichterkennfeld hat, wird auf eine Darstellung des zweiten Kennfelds verzichtet. Das Verdichterkennfeld ist auf der Abbildung 5.1 dargestellt. Es zeigt keine Auffälligkeiten und hat mit 76 % einen typischen maximalen Verdichterwirkungsgrad in der Mitte des Kennfelds. Die Randbedingungen der Messungen sind in der Tabelle 5.1 aufgeführt. Darüber hinaus wurden die Messpunkte zwischen den zwei Versuchsträgern auf gleiche ATL-Drehzahl und gleichen Verdichtermassenstrom eingefahren.

Aus dem selben Messdatensatz wurden außerdem Turbinenkennfelder erstellt. Abbildung 5.2 zeigt die Turbinenkennfelder (Durchfluss- und Wirkungsgraddiagramm) vergleichend für beide Lagerarten. Entsprechend Ta-

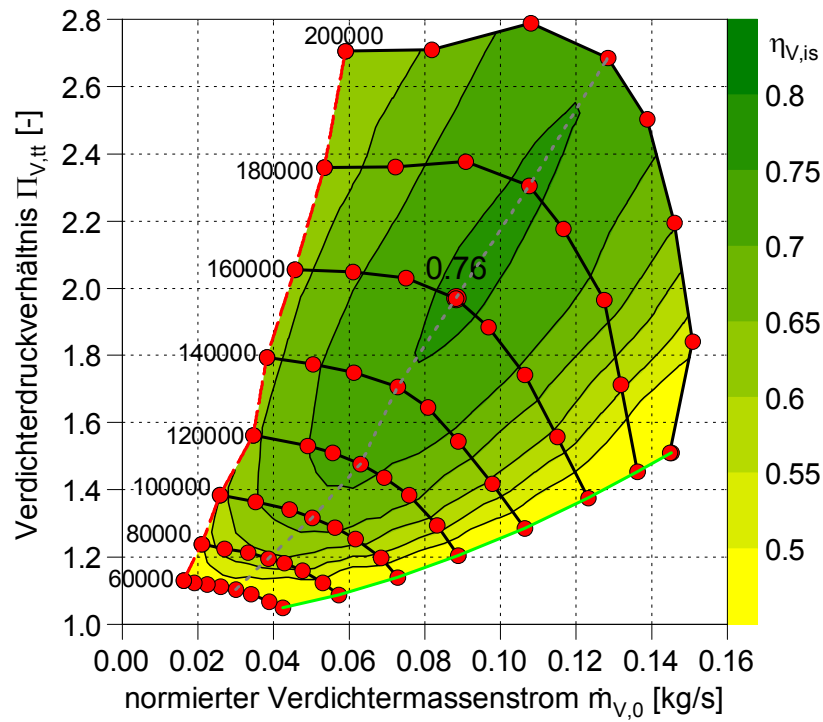


Abbildung 5.1: Verdichter kennfeld des gleitgelagerten Referenz-turboladers des Herstellers 1

Randbedingung	Wert
p_0	1.013 mbar
T_0	24 °C
p_{ref}	1.000 mbar
T_{ref}	25 °C
$p_{\text{Öl}}$	3.000 mbar
$T_{\text{Öl}}$	90 °C
T_3	600 °C
VTG-Pos.	2,0 V

Tabelle 5.1: Randbedingungen Heißgasprüfstandsmessungen

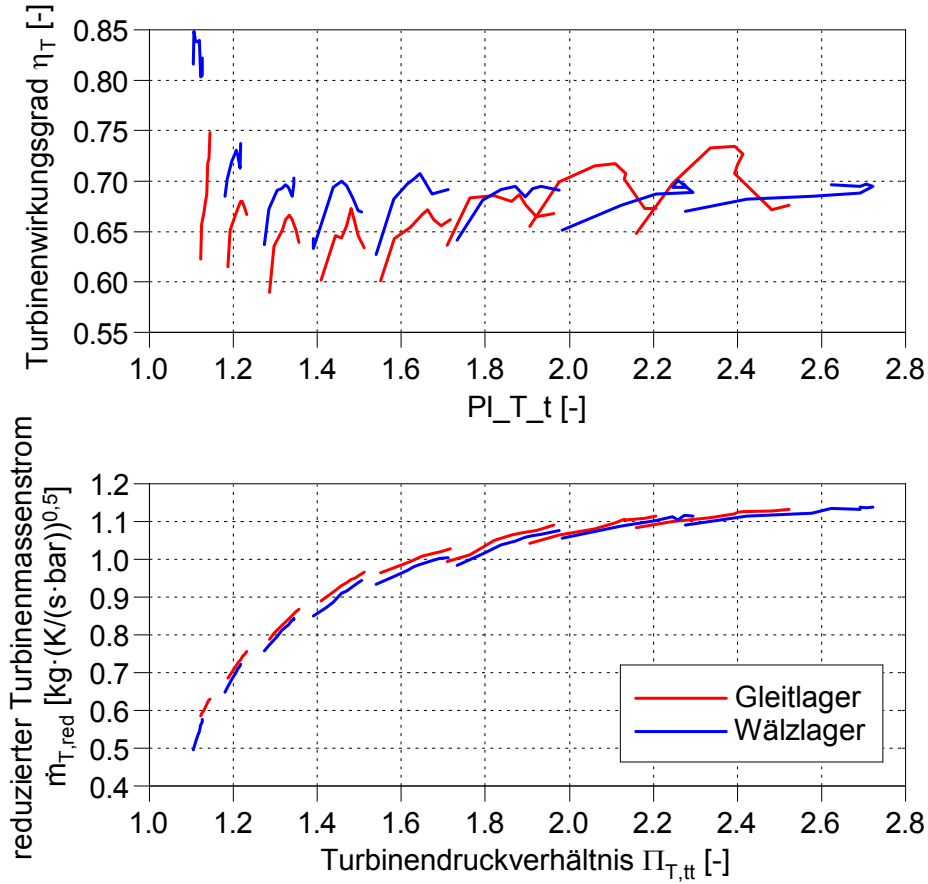


Abbildung 5.2: Turbinenkennfelder für Gleit- und Wälzlager-ATL des Herstellers 1; oben Wirkungsgradkennfeld, unten Durchflusskennfeld

belle 5.1 wurde in beiden Kennfeldmessungen die VTG-Position auf einem konstanten Wert von 2,0 V gehalten. Es kann jedoch nicht sichergestellt werden, dass dies der exakt gleichen VTG-Position entspricht, da die VTG-Steller einer gewissen Toleranz unterliegen. Auf diese Problematik wird im Abschnitt Turbinenvariation noch einmal eingegangen.

Bei Betrachtung des Turbinenwirkungsgrades (Abbildung 5.2 oben) fällt auf, dass der Wälzlager-ATL zwar einen deutlichen Wirkungsgradvorteil von bis zu 18,6 Prozentpunkten¹ im unteren Drehzahlbereich aufweisen kann,

¹Der Unterschied zweier Wirkungsgrade wird in dieser Arbeit in Prozentpunkten angegeben. Darunter wird die absolute Differenz der Wirkungsgrade verstanden. Vorteil/Nachteil in [Prozentpunkten] = Wirkungsgrad η_a in [%] - Wirkungsgrad η_b in [%].

sich dieser Vorteil jedoch ab einer mittleren ATL-Drehzahl in einen Nachteil umkehrt. Es wird angenommen, dass dies die Folge der hydrodynamischen Verluste² im Wälzlager ist. Da es sich bei dem WL-Versuchsträger um einen Prototyp handelt, wird davon ausgegangen, dass sich diese Verluste durch die Optimierung der Schmiermittelmenge noch deutlich reduzieren lassen. Ein Indiz dafür ist, dass während der GL-Versuche ein durchschnittlicher Ölvolu-menstrom von $1,06 \frac{l}{min}$ gemessen wurde, während der WL-ATL bei gleichem Öldruck im Vorlauf von 3 bar einen durchschnittlichen Volumenstrom von $1,87 \frac{l}{min}$ aufwies. Dies erschien unnötig hoch, dennoch wurde ein konstanter Öldruck beibehalten, um zum einen eine bessere Vergleichbarkeit zu bieten und zum anderen den ATL für die noch ausstehenden Akustikmessungen vor einer eventuellen Überhitzung zu schützen.

Da die Messpunkte auf vergleichbare Verdichterarbeitspunkte gefahren wurden, ergeben sich auf der Turbinenseite angesichts der Diskrepanz im Wirkungsgrad auch Unterschiede in den jeweiligen Durchflusskennfeldern (Abbildung 5.2 unten). Bei geringen Drehzahlen äußert sich der bessere Turbinenwirkungsgrad des Wälzlager-ATLs in einem deutlich niedrigeren reduzierten Turbinenmassenstrom bei nahezu gleichem Turbinendruckverhältnis, wohingegen sich der bessere Wirkungsgrad des Gleitlager-ATLs bei hohen Drehzahlen in einem geringeren Turbinendruckverhältnis bei gleichem reduzierten Turbinenmassenstrom darstellt. Hierfür erscheint folgende Erklärung schlüssig: Zum Erreichen eines festgelegten Verdichterarbeitspunkts wird eine bestimmte effektive Turbinenleistung³ benötigt. Dafür muss am Heißgasprüfstand ein entsprechender Enthalpiestrom zur Verfügung gestellt werden. Dieser ist proportional zum Massenstrom. Der Massenstrom ist das Produkt aus Volumenstrom (proportional zur Strömungsgeschwindigkeit) und Dichte, welche bei konstant gehaltener Temperatur⁴ nur von dem Druck bzw. dem Druckverhältnis abhängt⁵. Während nun bei geringen Drehzahlen der gesteigerte Massenstrom vor allem auf eine Volumenstromerhöhung zurückzufüh-

²Näher beschrieben in Kapitel 2.2.1.

³Beinhaltet Reibverluste des Lagers.

⁴Randbedingung dieser Versuche: $T_3 = 600 \text{ °C}$.

⁵Annahme kann getroffen werden, da $p_4 \approx p_0(konst.)$.

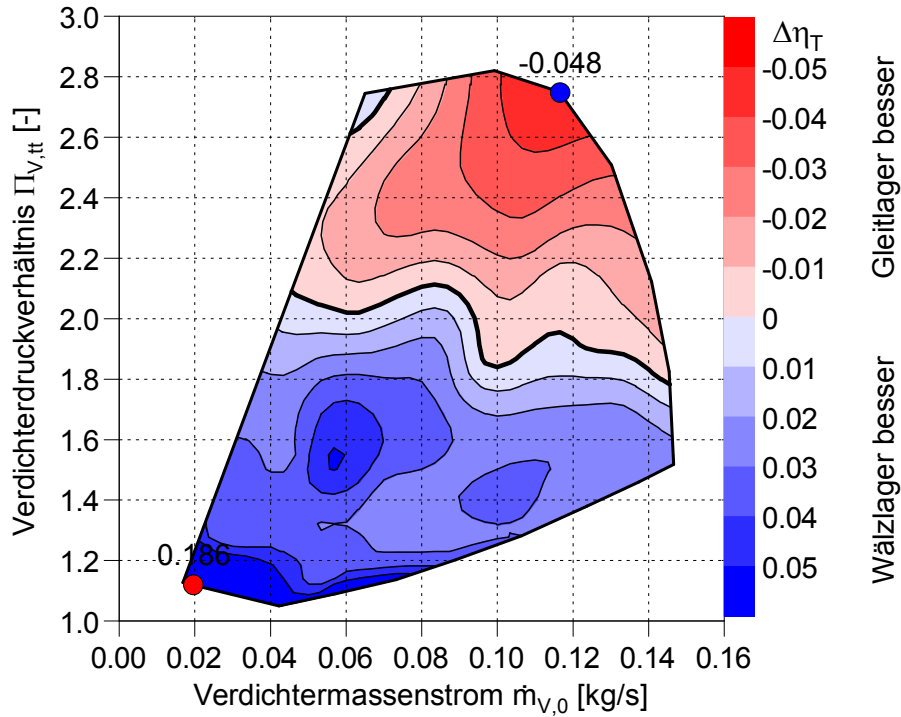


Abbildung 5.3: Differenzdarstellung des Turbinenwirkungsgrades zwischen Wälz- und Gleitlager im Verdichter kennfeld (Hersteller 1)

ren ist⁶ und dies im reduzierten Massenstrom deutlich sichtbar wird, resultiert bei hohen Drehzahlen die Steigerung der Leistung (Enthalpiestrom bzw. proportional der Massenstrom) nur noch aus einer Steigerung des Drucks, weil die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten in der Turbine bereits fast erreicht sind. Da der reduzierte Turbinenmassenstrom auf p_3 normiert ist, wird das in dieser Größe nicht sichtbar.

Abbildung 5.3 zeigt die Turbinenwirkungsgrade von Gleitlager- und Wälzlager-ATLs als Differenzkennfeld im Verdichter kennfeld. Der Vorsprung des WL-ATLs nimmt mit steigender Drehzahl und steigendem Druckverhältnis ab. Die Nulllinie, als Grenze des Vorteils des Wälzlagers, verläuft ungefähr um ein Druckverhältnis von 2. Zum Vergleich: Der maximale Ladedruck am Motorversuchsträger mit diesem ATL beträgt ca. 2,25 bar.

⁶Nahe Druckverhältnis 1 gilt für eine Drosselstelle (hier: Turbine als Drosselstelle): kleine Änderungen im Druckverhältnis führen zu großen Änderungen im Massenstrom.

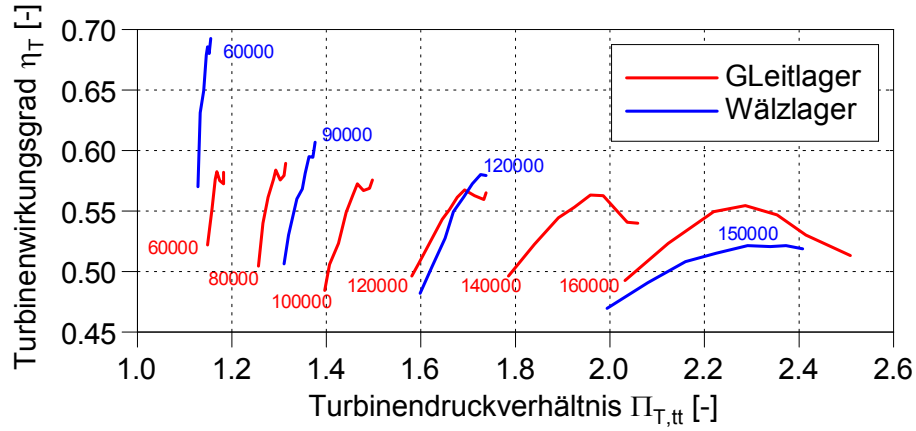


Abbildung 5.4: Turbinenkennfeld der Adiabatomessung für Gleit- und Wälzlager

Adiabatomessung

Abbildung 5.4 zeigt die Turbinenwirkungsgrade aus den Adiabatomessungen. Da aufgrund der besonderen Randbedingungen weniger Wärme vom Turbinengehäuse in das Verdichtergehäuse gelangt, stellt sich nun ein deutlich geringerer Turbinenwirkungsgrad gegenüber der Heißgasmessung ein⁷. Abgesehen davon bestätigt sich das Bild eines stark drehzahlabhängigen Wirkungsgradvorteils, der sich für hohe Drehzahlen in einen Nachteil umkehrt. Die Größenordnungen der Unterschiede passen sehr gut zu denen der Heißgasmessung. Zusätzlich wird festgestellt, dass der wälzgelagerte ATL bei dieser Messung durchgängig für alle Drehzahllinien den schlechtesten Turbinenwirkungsgrad nahe der Pumpgrenze und die besten Wirkungsgrade bei geöffneter Drossel (Prüfstandswiderstandskennlinie) zeigt. Dies könnte ein Hinweis auf einen Axialkrafteinfluss sein.

⁷Während einer Heißgasmessung mit $T_3 = 600^\circ\text{C}$ ist es unvermeidbar, dass sich der Luftmassenstrom im Verdichter zusätzlich zum Verdichtungsprozess durch die Wärme von der Turbine noch weiter aufheizt. Bei Beachtung der Gleichung A.9 steigt infolgedessen die gemessene Verdichterleistung künstlich. Dies führt unter Verwendung von Gleichung A.18 zu einem zu hohen Turbinenwirkungsgrad.

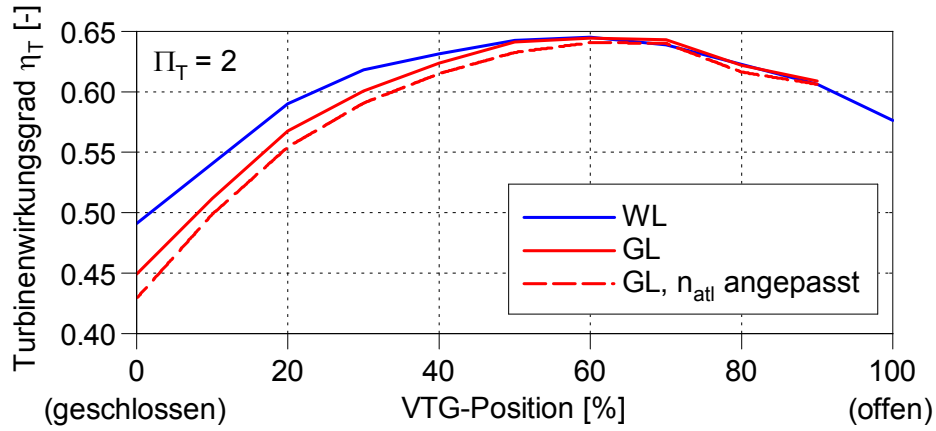


Abbildung 5.5: Gleit- und Wälzlager-Turbinenwirkungsgrade bei $\Pi_T = 2$ für verschiedene VTG-Stellungen

Turbinenvariation

Im Folgenden sollen anhand einer als Turbinenvariation bezeichneten separaten Messreihe die bisherigen Ergebnisse zum Verhalten des Turbinenwirkungsgrades unter Berücksichtigung verschiedener VTG-Stellungen validiert werden. Zu diesem Zweck wurden für beide Versuchsträger separat die Endanschläge des VTG-Stellers bestimmt, um anschließend anhand dessen die prozentualen VTG-Positionen festlegen zu können.

Abbildung 5.5 zeigt die Turbinenwirkungsgrade für Gleit- und Wälzlager-ATL bei einem konstanten Turbinendruckverhältnis von $\Pi_T = 2$ für verschiedene VTG-Positionen. Zunächst wurde der wälzgelagerte ATL bei einer konstanten Drosselklappenposition für den Verdichter vermessen. Danach wurde die Messung für den gleitgelagerten ATL mit der identischen Drosselstellung durchgeführt. Abschließend erfolgte ein zweiter Durchlauf mit dem Gleitlager-ATL, bei dem nun über die Änderung der Drossel auf der Verdichterseite die ATL-Drehzahl an die des Vergleichspunkts bei der WL-Messung angepasst wurde. Welche der beiden Randbedingungen eine bessere Vergleichbarkeit aufweist, hängt unter anderem von der Sichtweise auf das Problem ab. Beide Varianten weisen aber ähnliche Verläufe auf. So zeigt sich, dass bei geschlossener VTG (0 %) der WL einen Vorteil von ca. 5 Prozentpunkten gegenüber dem Gleitlager hat. Dieser nimmt mit immer weiter

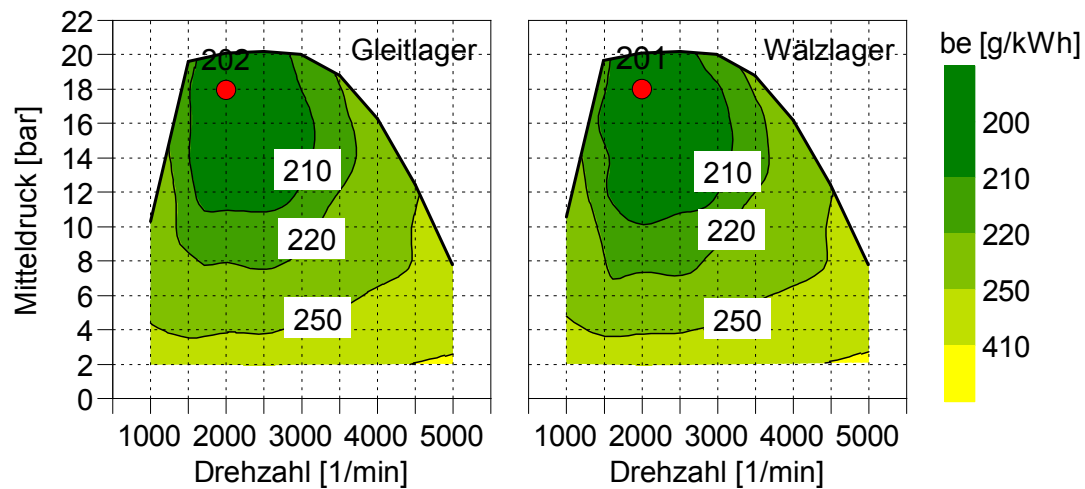


Abbildung 5.6: Motorkennfeld mit gleitgelagertem (links) und wälzgelagertem ATL (rechts)

geöffneter VTG ab, bis die Wirkungsgrade für Positionen über 60 % nahezu identisch sind. Wichtig ist diesbezüglich anzumerken, dass nicht die ATL-Drehzahl in diesem Versuch konstant ist, sondern das Turbinendruckverhältnis. Aus diesem Grund steigt tatsächlich die ATL-Drehzahl mit immer weiter geöffneter VTG an. Demzufolge kann der Wirkungsgradvorteil des Wälzlager-ATLs wieder nur bei geringen Drehzahlen festgestellt werden. Ein ähnliches Bild zeigt sich für die Turbinenvariation, in der der Massenstrom auf einem konstanten Wert gehalten wurde.

5.1.2 Motorprüfstand

In diesem Teil soll untersucht werden, inwiefern sich die Messergebnisse der einzelnen Komponente am Heißgasprüfstand auf das Systemverhalten am Motorprüfstand übertragen lassen. Zu diesem Zweck wurden die beiden unterschiedlich gelagerten ATL, wie im Kapitel 4.5 beschrieben, an einem 4-Zylinder-Dieselmotor vermessen, der in der Serienausführung ebendiesen ATL-Typ in der normalen Gleitlagerausführung verwendet.

Die aufgenommenen Motorkennfelder für Gleit- und Wälzlager-ATL sind auf der Abbildung 5.6 dargestellt. Beide zeigen plausible Werte und sind na-

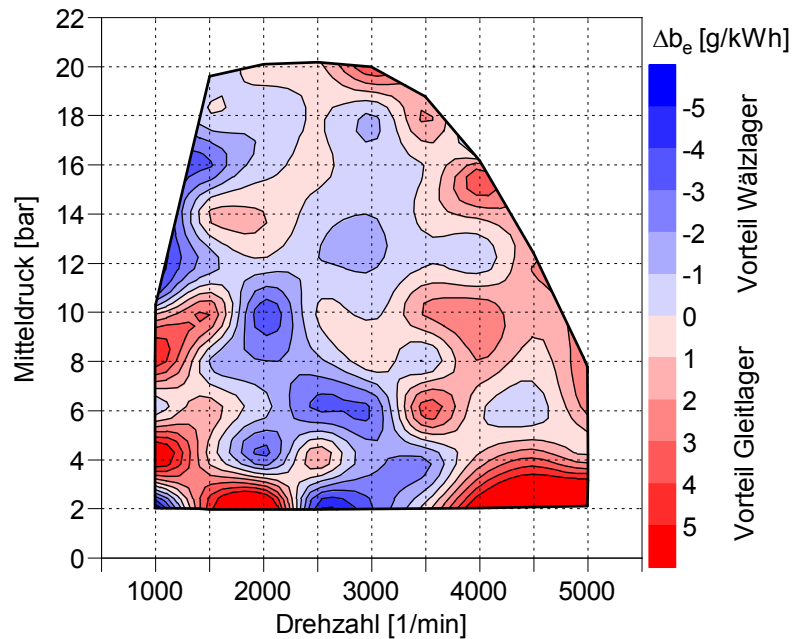


Abbildung 5.7: Differenzdarstellung des Motorwirkungsgrades zwischen Wälz- und Gleitlager im Motorkennfeld

hezu identisch. Im Folgenden werden einzelne Teile der Motormessungen gegenübergestellt, um detailliertere Vergleiche zwischen den beiden ATL-Typen zu ermöglichen.

Zunächst wird der spezifische Kraftstoffverbrauch betrachtet. Abbildung 5.7 zeigt ein Differenzplot aus den Daten der beiden Basiskennfelder. Entgegen der Erwartung lässt sich kein klarer Vorteil der Wälzlagerung in einem breiten Kennfeldbereich feststellen. Betrachtet man gleichzeitig die Turboladerdrehzahl im Motorkennfeld (Abbildung 5.8), so lässt sich unter Berücksichtigung der Erkenntnisse vom Heißgasprüfstand zumindest das schlechtere Abschneiden der Wälzlagerung im rechten und oberen Motorkennfeldbereich erklären. Hier wird der ATL bei hohen Drehzahlen betrieben. Dies führte schon in der Komponentenbetrachtung am Heißgasprüfstand zu schlechteren Wirkungsgraden, welche der Theorie nach auf hohe Planschverluste zurückgeführt werden können. Demgegenüber sollte jedoch gerade im unteren linken Motorkennfeldbereich (Bereich geringer Turboladerdrehzahlen) ein deutlicher Vorteil der Wälzlagerung zu verzeichnen sein. Doch auch hier ist der

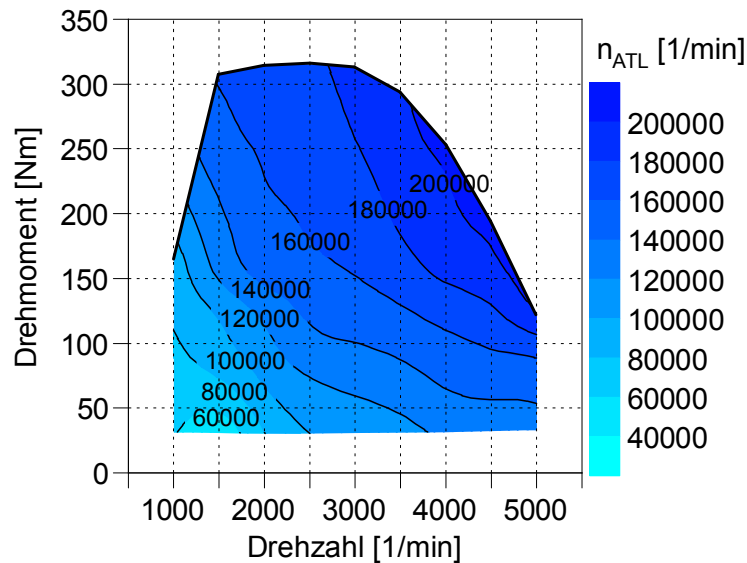


Abbildung 5.8: Turboladerdrehzahl im Motorkennfeld

Gleitlager-ATL teilweise mit $5 \frac{g}{kWh}$ im Vorteil, wobei in diesem Bereich des Differenzkennfelds auch eine große Variation festgestellt wird.

Um die Diskrepanz zwischen Heißgas- und Motorprüfstandsergebnissen zu erklären, wird versucht, die Wirkkette der erwarteten Kraftstoffersparnis speziell im Hinblick auf den unteren linken Motorkennfeldbereich nachzuverfolgen. Die verringerte Reibung der wälzgelagerten ATL hat folgende Auswirkungen auf den Motorbetrieb (WL in Bezug auf GL):

- Verringerung der Lagerreibung (Ausgangspunkt)
- ⇒ Verringerung der benötigten Turbinenleistung für den gleichen Verdichtearbeitspunkt bzw. Ladedruck
- ⇒ Weitere Öffnung der VTG
- ⇒ Verringerung des Turbinendruckverhältnisses
- ⇒ Verringerung des Abgasgegendrucks
- ⇒ Verbesserung des Motorwirkungsgrades

Ein wesentlicher und leicht zu überprüfender Punkt ist dabei die Verringerung des Turbinendruckverhältnisses durch den Einsatz der Wälzlagerung. Abbildung 5.9 zeigt das Turbinendruckverhältnis als Differenzkennfeld der

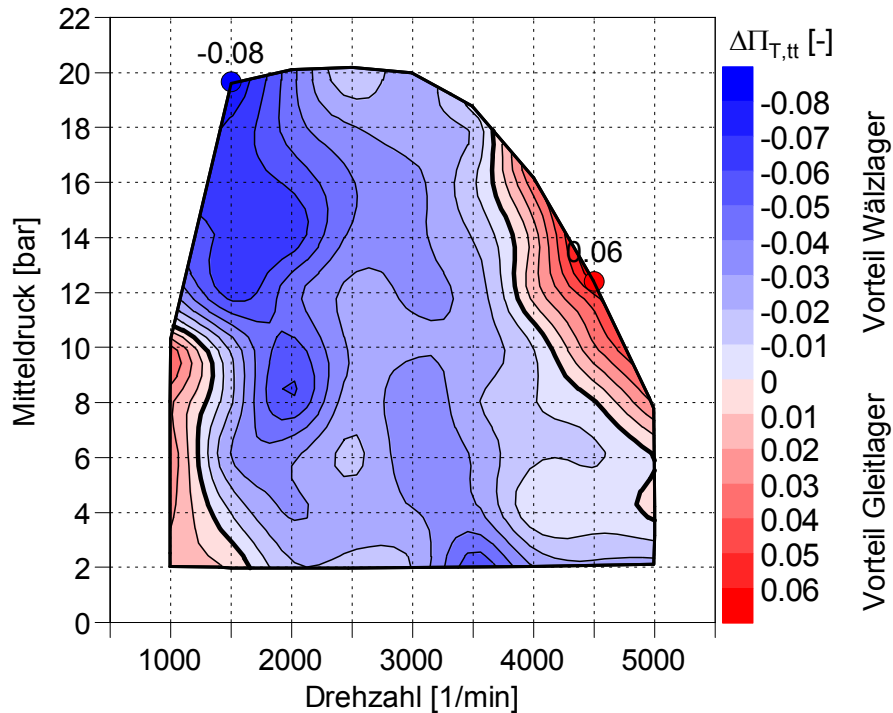


Abbildung 5.9: Differenzdarstellung des Turbinendruckverhältnisses zwischen Wälz- und Gleitlager im Motorkennfeld

beiden Lagerarten. Die dicken schwarzen Linien markieren die Grenze zwischen Vorteil GL und Vorteil WL. Es ist zunächst deutlich zu erkennen, dass das Turbinendruckverhältnis im Bereich hoher ATL-Drehzahlen zugunsten des Gleitlagers ausfällt. Dies geht mit der Heißgasprüfstandsmessung einher. Allerdings zeigt sich für den unteren linken Motorkennfeldbereich ebenfalls ein besseres Turbinendruckverhältnis für den GL, was ein Hinweis auf die dort schlechteren spezifischen Kraftstoffverbräuche beim Wälzlager-ATL ist. Zwischen den dargestellten Grenzen zeigt sich in dieser Kennfelddarstellung hingegen ein breiter Bereich für den Vorteil des Wälzlagers bezüglich des Turbinendruckverhältnisses. Im Vergleich mit Abbildung 5.7 lässt sich in diesem Bereich auch ein Vorteil der Wälzlagerung im spezifischen Kraftstoffverbrauch erahnen. Aus welchem Grund sich die bei den hier vorliegenden niedrigen ATL-Drehzahlen besseren Turbinenwirkungsgrade nicht positiv auf das Turbinendruckverhältnis am Motorprüfstand auswirkten, konnte nicht

abschließend erklärt werden. Es wird vermutet, dass die Applikation des Motors ein sehr strenges Vorsteuerkennfeld für den VTG-Regler in diesem Bereich anwendet. Hinweise dafür sind in einem leicht erhöhten Ladedruck und einem maximalen Drehmoment in diesem Motordrehzahlbereich zu finden. Dies könnte den ausbleibenden Vorteil im spezifischen Kraftstoffverbrauch erklären. Leider war es in dieser Versuchsreihe nicht möglich, ein Applikationssteuergerät einzusetzen, um die Vorgänge genauer zu untersuchen.

5.2 Dynamisches Verhalten

Gemäß den Ergebnissen der Literaturrecherche ist neben dem Wirkungsgradvorteil im stationären Betrieb gerade das verbesserte dynamische Verhalten ein wesentliches Merkmal der Wälzlagerung bei Abgasturboladern im Vergleich zur herkömmlichen Gleitlagerung. Für die Bewertung des dynamischen Verhaltens wurden daher vergleichende Lastsprungversuche am Motor- und Heißgasprüfstand anhand der aerodynamisch identischen Versuchsträger des Herstellers 1 durchgeführt, um den Einfluss der Lagerung zu untersuchen. Versuchsaufbau und -durchführung wurden im Kapitel 4 beschrieben.

5.2.1 Lastsprünge am Heißgasprüfstand

Die Bewertung des dynamischen Verhaltens der Turbolader am Heißgasprüfstand wird anhand der Lastsprungversuche während der Messungen mit der Klima- und Akustikkammer (entsprechend 4.6.5) durchgeführt. Bei dem Versuch wird der Turbinenmassenstrom über zwei Stufen angehoben. Während die einzelnen Lastsprünge sehr reproduzierbar sind, variiert der Startzeitpunkt des zweiten Sprungs jedoch jeweils um wenige Sekunden⁸.

Abbildung 5.10 zeigt die Drehzahlverläufe der Gleit- und Wälzlager-ATLs für Messungen bei verschiedenen Kaltstarttemperaturen. Es fällt auf, dass der gleitgelagerte ATL bei Temperaturen von 0 °C oder weniger während des ersten Lastsprungs kaum Drehzahl aufbaut. Erst bei 25 °C ist hier ein deutlicher Drehzahlanstieg erkennbar. Im Gegensatz dazu sind beide Lastsprünge

⁸Der zweite Sprung musste vom Prüfstandsfahrer manuell gestartet werden.

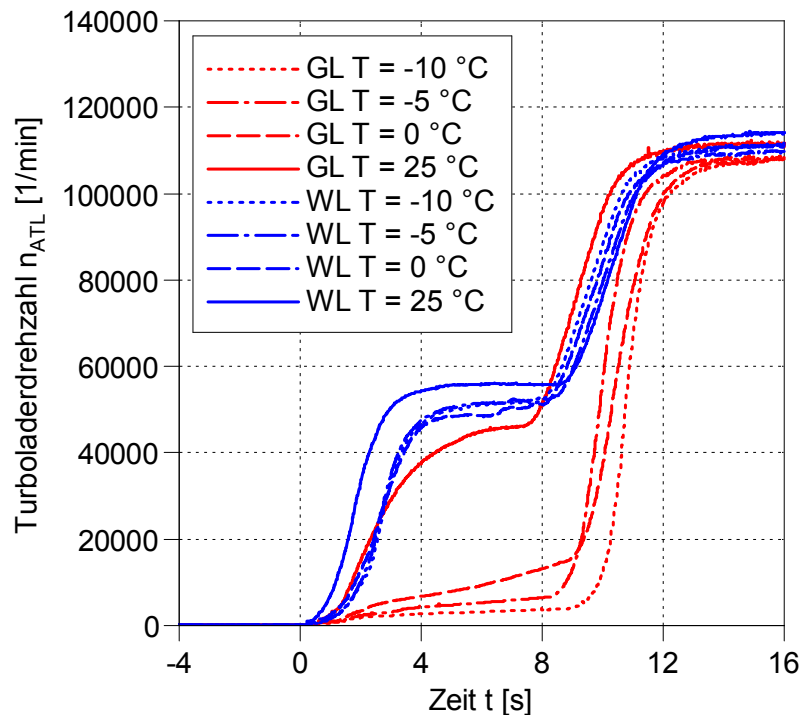


Abbildung 5.10: ATL-Drehzahlverläufe des Lastsprungversuchs am Heißgasprüfstand mit Gleit- und Wälzlager für unterschiedliche Starttemperaturen

in den Drehzahlsignalen des wälzgelagerten Turboladers deutlich erkennbar. Dabei liegen die Verläufe für die tiefen Kaltstarttemperaturen beinahe identisch aufeinander, während bei 25 °C noch einmal ein deutlich schnellerer Drehzahlaufbau und auch eine höhere Enddrehzahl erkennbar sind.

Diese Beobachtungen unterstützen die bisherigen Schlussfolgerungen, dass ein Reibverlustvorteil des Wälzlagers gegenüber dem Gleitlager vor allem bei niedrigen Turboladerdrehzahlen und geringen Temperaturen zu verzeichnen ist.

5.2.2 Lastsprünge am Motorprüfstand

Analog zu den stationären Messungen soll auch für das transiente Verhalten überprüft werden, ob sich die nachgewiesenen Dynamikvorteile der Wälzlagerung an der Einzelkomponente im Heißgasprüfstand auch im Zusammenspiel mit dem komplexen System Verbrennungsmotor wiederfinden

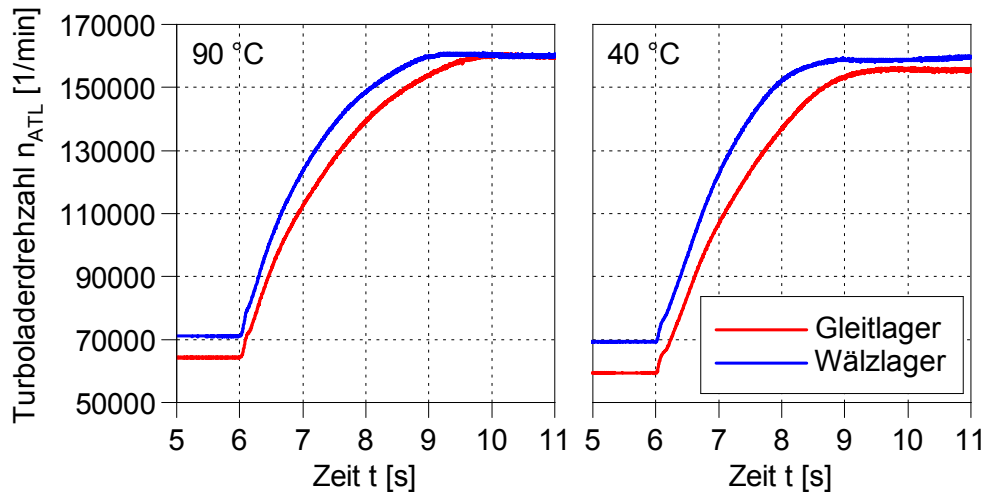


Abbildung 5.11: ATL-Drehzahlverläufe des Lastsprungversuchs am Motorprüfstand mit Gleit- und Wälzlager für unterschiedliche Kühlwassertemperaturen bei $1.500 \frac{1}{\text{min}}$

lassen. In diesem Zusammenhang wurden an dem bereits vorgestellten 4-Zylinder-Dieselmotor ebenfalls Lastsprungversuche vergleichend für Wälz- und Gleitlager-ATL entsprechend Kapitel 4.5 durchgeführt.

Zur Bewertung des transienten Verhaltens am Motor wird der Verlauf der Turboladerdrehzahl und des Motordrehmomentes während des Lastsprungs betrachtet. Die Turboladerdrehzahl sollte als direkte Folge der reduzierten Reibleistung beim Wälzlager die größten Unterschiede zeigen, während das effektive Drehmoment des Verbrennungsmotors die für den Fahrer (bzw. das Fahrzeug) relevante Auswirkung auf das Gesamtsystem darstellt.

Abbildung 5.11 zeigt exemplarisch die Turboladerdrehzahl für Wälz- und Gleitlager bei einer Motordrehzahl von $1.500 \frac{1}{\text{min}}$ für verschiedene Motor-kühlwassertemperaturen von 90°C (links) und 40°C (rechts). Alle Versuche starten aus dem Schubbetrieb⁹. Es fällt jedoch auf, dass Wälz- und Gleitlager-ATL vor dem Lastsprung von unterschiedlichen Startdrehzahlen ausgehen. Daher wird angenommen, dass das Motorsteuergerät in diesem Fall eine feste VTG-Position vorsieht. Der bessere Turbinenwirkungsgrad des

⁹Schubbetrieb: Gaspedalposition null, keine Einspritzung, Motor nimmt Schleppdrehmoment auf.

Wälzlager-ATLs führt daher zu einer höheren Ausgangsdrehzahl gegenüber dem Gleitlager-ATL. Dieser Offset bleibt beim Versuch mit 90 °C während des Lastsprungs bis zum Erreichen der maximalen Turboladerdrehzahl konstant bestehen. Der Dynamikvorteil des Wälzlager-ATLs stützt sich in diesem Fall also fast ausschließlich auf die höhere Startdrehzahl, welche die Folge der geringeren Lagerreibung bei niedrigen Drehzahlen ist. Im Fall des kalten Motorkühlwassers mit 40 °C kann dieser Effekt ebenfalls beobachtet werden, allerdings wächst der Drehzahlunterschied während des Lastsprungs noch einmal deutlich an. Dies lässt sich auch daran festmachen, dass die Steigung des Drehzahlsignals beim Wälzlager in der zweiten Hälfte des Lastsprungs erkennbar steiler ist als die des Gleitlager-ATLs. Zusätzlich erreicht der wälzgelagerte Turbolader in diesem Versuch eine etwas höhere Maximaldrehzahl. Für den Fall des kalten Motors kann daher gefolgert werden, dass der Reibleistungsvorteil sich nicht nur auf die Anfangsdrehzahl auswirkt, sondern auch bei höheren Turboladerdrehzahlen sichtbar bleibt und dementsprechend den Turboladerhochlauf beschleunigt. Dies kann durch die hohe Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Schmieröls erklärt werden, welche maßgeblich für die Verluste im Gleitlager verantwortlich ist.

Entgegen der reinen Betrachtung der Turboladerdrehzahl zeigt Abbildung 5.12 die für den Fahrer relevante Systemantwort in Form des Motordrehmomentverlaufs. Dieser lässt sich in zwei Phasen aufteilen. Zunächst kommt es zu einem sehr schnellen Drehmomentaufbau, da hierfür lediglich das Einspritzsystem aktiviert werden muss. Es stellt die maximale Kraftstoffmenge sehr schnell zur Verfügung und ist lediglich durch die Rußgrenze bzw. das Verbrennungsluftverhältnis λ limitiert. Über diesen Weg baut der vorliegende Motor bei dieser Drehzahl ca. 150 Nm auf. Danach muss für eine weitere Erhöhung des Drehmomentes, was mit einer zusätzlichen Erhöhung der Einspritzmenge einhergeht, mehr Luftmasse im Zylinder bereitgestellt werden. Dies wird über den Aufbau eines Ladedrucks durch den Turbolader realisiert. Diese zweite Phase des Drehmomentaufbaus hängt somit direkt von der Dynamik des ATLs ab und ist folglich deutlich langsamer. Die Gründe dafür liegen sowohl in der Art der thermodynamischen Kopplung zwischen Verbrennungsmotor und ATL als auch in der Massenträgheit des ATL-Läufers.

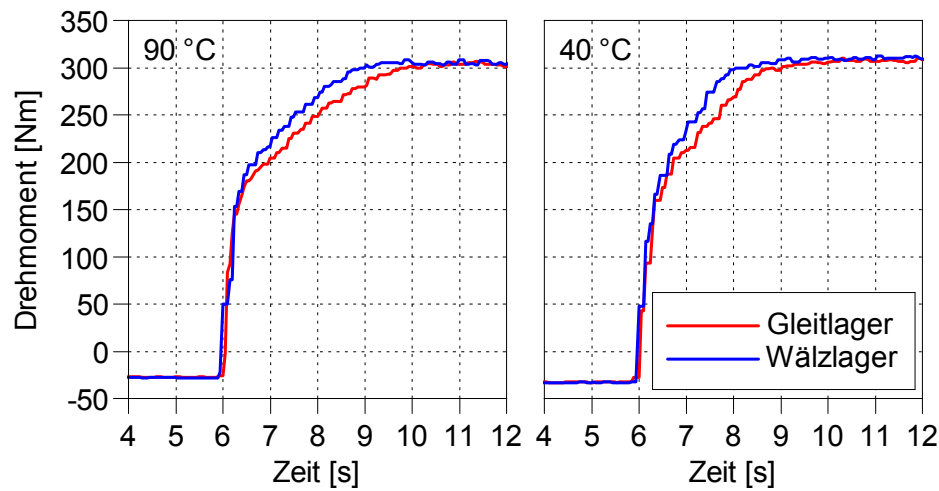


Abbildung 5.12: Motordrehmomentverläufe des Lastsprungversuchs am Motorprüfstand mit Gleit- und Wälzlager für unterschiedliche Kühlwassertemperaturen bei $1.500 \frac{1}{\text{min}}$

In dieser Phase zeigt sich der Vorteil des wälzgelagerten Abgasturboladers. Bei beiden Versuchen wurde der Wert von 90 % des maximalen Drehmomentes durch den Einsatz der Wälzlagerung ca. 1 s schneller erreicht, was einem Vorsprung von bis zu 50 % entspricht. Der Unterschied zwischen kaltem und warmem Motorkühlwasser fiel recht gering aus. Dennoch lässt sich analog zum Verlauf der Turboladerdrehzahl auch hier ein steilerer Gradient des Wälzlagers gegenüber dem Gleitlager für die Messung bei 40 °C feststellen.

5.3 Akustisches Verhalten

Nachdem die Wirkungsgrad- und Dynamikvorteile der Wälzlagerung in Abgasturboladern untersucht wurden, folgt nun die Bewertung der akustischen Eigenschaften der Versuchsträger. Zu diesem Zweck werden die experimentellen Versuche in der Kilma- und Akustikkammer am Heißgasprüfstand (beschrieben im Kapitel 4.6) detailliert ausgewertet. Die Untersuchungen stützen sich dabei auf Messungen der akustischen Übertragungskette bestehend aus Wellenbewegung, Körper- und Luftschall unter dem Einfluss der Randbedingungen Umgebungstemperatur, Öldruck und Unwucht. Aufgrund der Verfügbarkeit von aerodynamisch identischen, sich nur in der Lagerung unterscheidenden Versuchs-ATL beider Hersteller können die Ergebnisse für die Wälzlagerung vergleichend in Bezug auf die Gleitlagerung als Referenztechnologie dargestellt werden.

5.3.1 Auswertungsmethodik

Die mithilfe der Klima- und Akustikkammer durchgeführten Messungen sind kurze Versuche, die jeweils lediglich ein bis zwei Minuten dauern. Trotzdem werden aufgrund der hohen Abtastrate der akustischen Signale relativ großen Datenmengen erzeugt¹⁰. Darüber hinaus handelt es sich nicht mehr um die Aufnahme stationärer Betriebspunkte, sondern um Drehzahlhochläufe und Lastsprünge, bei denen sich das akustische Verhalten über den Verlauf der Messung wesentlich verändert. Durch diese beiden Eigenschaften werden eine Nachbearbeitung und eine aufwendige Analyse der Messwerte notwendig. Erschwerend kommt hinzu, dass für die akustische Bewertung eines Bauteils zwangsläufig auch die Eigenheiten der menschlichen Wahrnehmung von akustischen Signalen berücksichtigt werden müssen. Die bei den vorliegenden Messungen angewandten Auswertungsmethoden werden in diesem Abschnitt vorgestellt.

Abbildung 5.13 zeigt die Vorgehensweise bei der Auswertung der akustischen Messdaten. Zuerst erfolgt eine Umrechnung der zeitbasierten Roh-

¹⁰Zehn Kanäle, synchron abgetastet mit 96 kHz, ergeben knapp 60 Millionen Messwerte pro Minute bzw. 180 MB/min.

KAPITEL 5. DISKUSSION DER VERSUCHSERGEBNISSE

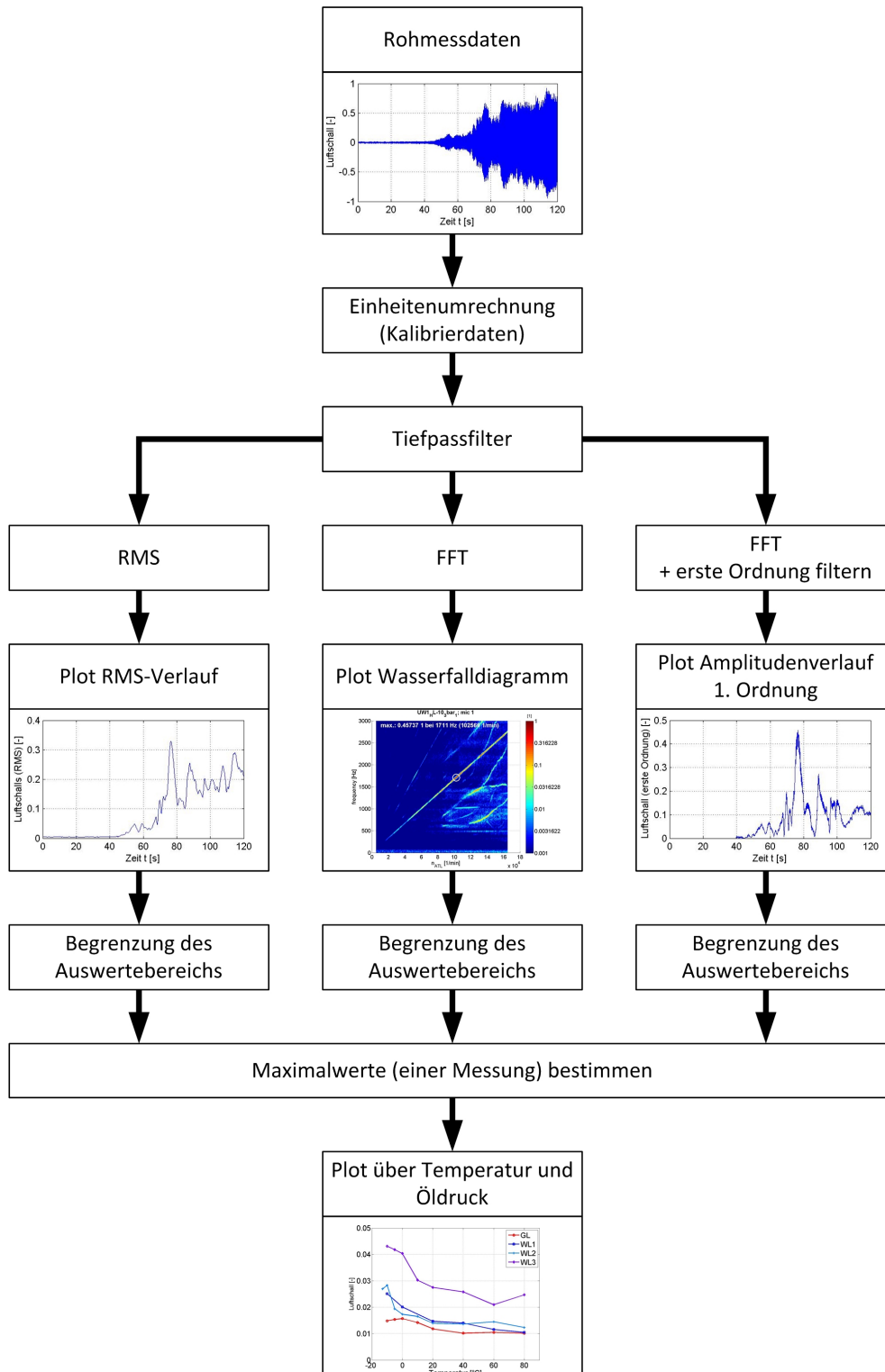


Abbildung 5.13: Übersicht der Auswertungsmethodik der Akustikmessungen

signale entsprechend den Kalibrierdaten der jeweiligen Sensoren. Messwerte der Wellenverlaufsbahn werden in μm angegeben, Beschleunigungen in $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ und beim Luftschall wird ein normierter Schalldruck verwendet. Danach wird ein Tiefpassfilter angewandt, um hochfrequente Signalanteile, die über dem Messbereich der Sensoren liegen, herauszufiltern. Die nächsten Maßnahmen sind verschiedene Ansätze, um das akustische Verhalten bewertbar zu machen. Dabei ist die Erstellung eines RMS-Verlaufs eine einfache und schnelle Möglichkeit, um eine Aussage über die Amplitude während des Fortgangs der Messung zu erhalten. Der zweite Ansatz, die Überführung der Zeitdaten in den Frequenzraum mittels einer FFT, ermöglicht eine frequenzabhängige Bewertung der Amplituden. Wird das Frequenzspektrum der Messung dann als Funktion der Zeit oder der ATL-Drehzahl abgebildet, so spricht man von einem Wasserfalldiagramm. Bei der Auswertung dieser Diagramme ist es sinnvoll, den Frequenz- und Drehzahlbereich weiter einzugrenzen, um eine automatisierte Bewertung der relevanten akustischen Effekte zu ermöglichen. Eine Spezialform davon ist die Beschränkung auf die erste Ordnung, wobei lediglich die Amplitude der drehzahlsynchronen Frequenz betrachtet wird. Dies kann in Amplitudenverläufen der ersten Ordnung separat dargestellt werden. Für die drei Betrachtungen, RMS-Verlauf, Wasserfalldiagramm und Amplitudenverlauf erster Ordnung, werden automatisiert jeweils die Maximalwerte einer Messung (für jeden akustischen Kanal einzeln) als repräsentative Messwerte abgespeichert und miteinander verglichen. Bei der Gegenüberstellung dieser Werte für die verschiedenen Lagertypen können die jeweiligen Abhängigkeiten von den Umgebungs- und Randbedingungen aufgezeigt werden. Im Folgenden wird etwas detaillierter auf die einzelnen Schritte der Auswertung eingegangen.

Filterung

Wie bereits im Kapitel 4.2.2 beschrieben, werden alle akustischen Kanäle synchron mit der Samplefrequenz $f_s = 96\text{ kHz}$ abgetastet. Nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem ist es daher möglich, akustische Phänomene bis zu einer Grenzfrequenz von $f_{\text{max}} = \frac{f_s}{2} = 48\text{ kHz}$ zu erfassen [27, S. 160]. Dies ist

mehr als ausreichend, da das menschliche Gehör Frequenzen bis ca. 16 kHz erfassen kann. Die für den Luftschall verwendeten Mikrofone sind ebenfalls für diesen Frequenzbereich geeignet. Sie nehmen alle Schwingungen bis 20 kHz gleichermaßen empfindlich auf¹¹. Dies ist bei den Beschleunigungsaufnehmern nicht der Fall. Die für die vorliegenden Messungen verwendeten Körperschallsensoren haben zwar einen Messbereich von bis zu 10 kHz, allerdings liegt deren Resonanzfrequenz teilweise noch unterhalb von f_{max} . Ohne weitere Beachtung treten daher bei den vorliegenden Messungen im hochfrequenten Bereich sehr hohe Amplituden auf, die das Ergebnis z. B. bei der Bestimmung des Gesamtpegels massiv verfälschen können. Das Problem kann durch die Anwendung eines Tiefpassfilters auf die Rohmesssignale umgangen werden. Dies wurde digital mithilfe der *filter()*-Funktion in Matlab umgesetzt. Die Grenzfrequenz wurde auf 10 kHz gelegt.

Amplitude des Gesamtspektrums (RMS)

Eine einfache Methode, um zunächst frequenzunabhängig eine Aussage über die Amplitude einer schwingenden Größe zu erhalten, ist die Berechnung des RMS-Werts.

$$u_{RMS} \approx \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i^2} \quad (5.1)$$

Da diese Berechnung einen mittelnden Charakter über eine Folge von Werten hat und es sich bei den vorliegenden Messungen allerdings um sich zeitlich verändernde Geräusche handelt, wird das Messsignal in kleine, gleichmäßige Abschnitte aufgeteilt. Durch diese segmentweise Berechnung kann zu jeder Messung ein RMS-Verlauf erzeugt werden, der einem repräsentativen Amplitudenverlauf entspricht. Die Segmente wurden mit 96.000 Werten so gewählt, dass sie einer Zeitdauer von 1 s entsprechen. Um jedoch eine feinere zeitliche Auflösung zu erhalten, wurde das Fenster immer nur um ein Zehntel der Fensterbreite bzw. 9.600 Werte verschoben.

Für die RMS-Wertbestimmung nach Gleichung 5.1 ist es bei dieser Be-

¹¹Der Frequenzgang der verwendeten Messmikrofone ist im Anhang D.1 dargestellt.

trachtung wichtig, dass die Summe der Schwingungswerte im Mittel null ergibt, da ansonsten der RMS-Wert nicht mehr die Amplitude beschreibt, sondern vielmehr die Abweichung von null und somit künstlich zu hohe Werte generiert. Dies ist insbesondere bei der Analyse der Wellenverlaufsbahn zu beachten, da der Mittelpunkt des Orbits der Verdichterradmutter während eines Hochlaufs seine Position verändert. Die Auslenkung ist dabei teilweise deutlich größer als die Amplitude, was zu dem beschriebenen Problem führt. Zur Veranschaulichung ist exemplarisch das Messsignal eines Wirbelstromsensors während eines Hochlaufs im Anhang als Abbildung C.1 dargestellt.

Überführung in den Frequenzraum (FFT)

Um eine frequenzabhängige Analyse der Messdaten zu erlauben, werden die Zeitsignale mittels der Fourier-Transformation in den Frequenzraum überführt. Da es sich bei den vorliegenden Messungen um zeitdiskrete Signale handelt, wird eine Diskrete Fourier-Transformation (DFT) durchgeführt. Der dabei zum Einsatz kommende Algorithmus ist die Schnelle Fourier-Transformation bzw. Fast Fourier Transform (FFT). Analog zum RMS-Verfahren wird auch die FFT segmentweise auf das Zeitsignal angewandt. Die Fenstergröße wurde auf 2^{13} Werte gesetzt¹², was bei der vorliegenden Abtastrate einem Zeitintervall von $0,085\bar{3}$ s entspricht. Die Verschiebung des Auswertesegments beträgt ein Viertel der Fensterbreite. Die FFT wird mithilfe des Matlabbefehls *specgram()* unter Verwendung einer Hanning-Fensterfunktion¹³ durchgeführt.

Pro FFT-transformiertem Fenster erhält man ein Frequenzspektrum. Da diese jeweils nur ein kurzes Zeitintervall repräsentieren, kann ihnen trotz transienter Messung ein repräsentativer Zeitpunkt oder eine entsprechende ATL-Drehzahl zugeordnet werden. Stellt man nun die nacheinander folgenden Frequenzspektren über der Zeit oder gleich der ATL-Drehzahl dar, so erhält man ein Wasserfalldiagramm. Für die Versuche mit Drehzahlhochlauf eignet sich die zweite Darstellung besonders, da nun die erste Ordnung bzw. die Drehfrequenz des ATLs als Ursprungsgerade erscheint.

¹²Die Fenstergröße muss für den FFT-Algorithmus eine Potenz aus zwei sein.

¹³Spezielle Gewichtung der Abtastwerte innerhalb des Fensters bei der FFT.

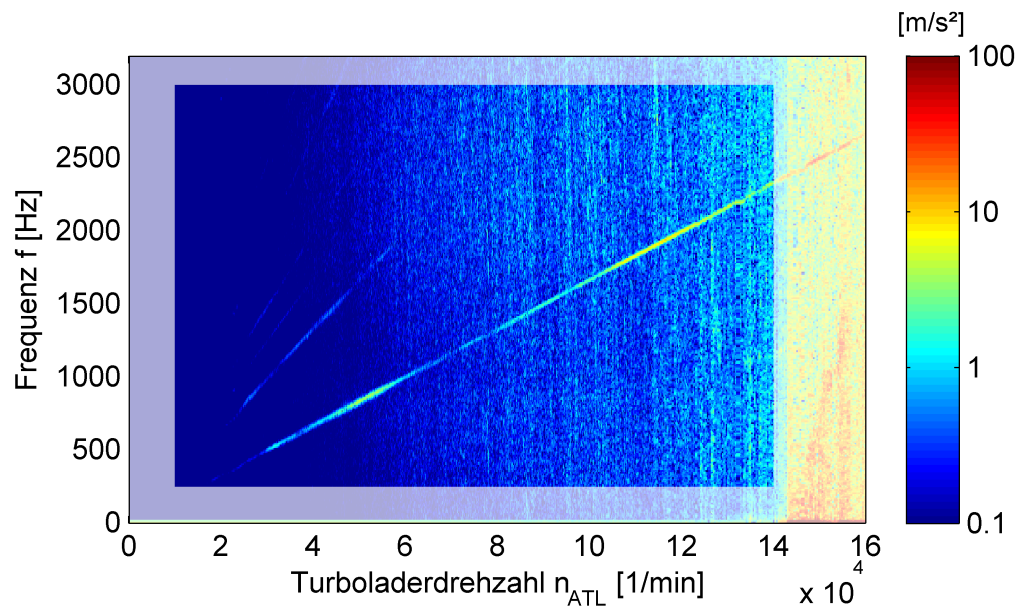


Abbildung 5.14: Begrenzung des Auswertungsbereichs im Wasserfalldiagramm

Begrenzung des Auswertebereichs (im Frequenzraum)

Für die automatisierte Analyse der Wasserfalldiagramme muss der Auswertebereich sinnvoll begrenzt werden. Dies ist auf der Abbildung 5.14 exemplarisch dargestellt.

Zunächst werden die geringen Frequenzen mit $f < 250$ Hz herausgenommen. Hier treten zum Teil sehr große Amplituden auf, die nicht mit den zu untersuchenden Phänomenen zusammenhängen. Der Grund dafür sind die Störgeräusche und Vibrationen des Prüfstands, die durch die Klima- und Akustikkammer nicht hinreichend abgeschirmt werden können¹⁴. Dies ist jedoch unbedenklich, da die Geräuschemissionen der Turbolader im normalen Betrieb bei deutlich höheren Frequenzen liegen.

Darüber hinaus wird der auszuwertende Frequenzbereich nach oben hin begrenzt. Für die automatisierte Analyse wird lediglich die Region bis $f < 3.000$ Hz betrachtet. Dies entspricht einer Drehfrequenz von $180.000 \frac{1}{\text{min}}$. Da bei den vorliegenden Versuchen das Hauptaugenmerk auf der ersten Ord-

¹⁴Je tiefer die Störfrequenz von außen, desto schwieriger ist die Abschirmung durch die Kammer.

nung und den subsynchronen Effekten liegt und im Versuch diese Drehzahl gerade nicht mehr erreicht wird, ergibt sich die Einschränkung auf diesen Frequenzbereich. Es werden dennoch vereinzelt Auswertungen durchgeführt, die ebenfalls die höheren Ordnungen abdecken. Hier zeigten sich jedoch keine weiteren Auffälligkeiten.

Des Weiteren müssen gegebenenfalls bestimmte Drehzahlbereiche herausgenommen werden. Für die Analyse der Hochlaufversuche wird der Start mit $n_{ATL} < 10.000 \frac{1}{\text{min}}$ nicht betrachtet, da die Drehzahlmesstechnik hier schlecht funktioniert. Darüber hinaus kann es bei sehr hohen Drehzahlen vorkommen, dass der verwendete Beschleunigungssensor übersteuert. Ist dies der Fall, können entsprechende Drehzahlbereiche nicht mit ausgewertet werden.

Filterung 1. Ordnung

Bei rotierenden Systemen ist oft das Amplitudenverhalten der drehzahlsynchronen Frequenz (oder deren Vielfaches) entscheidend, da hier meist die größten Amplituden erreicht werden. Dies ist im Sinne einer Anregung durch eine Unwucht des rotierenden Systems naheliegend. Für die Auswertung der vorliegenden Versuche wurde daher ein Filter programmiert, der, ausgehend vom Gesamtspektrum nach FFT, alle Amplitudenwerte außer denen, die der ersten Ordnung zugeordnet werden, auf null setzt. Als erste Ordnung wird bei dem Filter der Bereich von ± 75 Hz um die Drehfrequenz gewertet¹⁵.

Maximalwertbestimmung

Abschließend werden für jeden durchgeführten Versuch die Maximalwerte für alle drei Auswertemethoden (RMS-Verlauf, Wasserfalldiagramm und Amplitudenverlauf erster Ordnung) jeweils für jeden akustischen Kanal einzeln automatisiert erfasst. Diese können anschließend als repräsentative Ampli-

¹⁵Eine Toleranz ist hierbei aus verschiedenen Gründen notwendig. Zum einen kommt es durch die FFT zu einer Diskretisierung der Frequenz auf ein Δf_{min} von 11,7 Hz. Auch die Elektronik der Drehzahlerfassung führt eine Diskretisierung durch. Diese ist drehzahlabhängig und liegt im Bereich um $200.000 \frac{1}{\text{min}}$ bei ca. $600 \frac{1}{\text{min}}$, was wiederum einem Frequenzsprung von 10 Hz entspricht. Zudem benötigt die signaltechnische Erfassung der Drehzahl eine gewisse Zeit, sodass es bei schnellen Hochläufen dazu kommt, dass die akustischen Signale der Drehzahlinformation vorausseilen.

tudenwerte für den Vergleich zwischen den beiden Lagerarten unter dem Gesichtspunkt verschiedener Umgebungs- und Randbedingungen herangezogen werden. Auf diese Weise konnte eine große Datenbasis zum akustischen Verhalten wälz- und gleitgelagerter Turbolader erstellt werden.

5.3.2 Vergleich Drehzahlrampen

Die akustische Bewertung der Turbolader wird hauptsächlich anhand der im Kapitel 4.6.5 beschriebenen Hochlaufversuche durchgeführt. Die Messdatenverarbeitung geschieht anhand der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Methoden. An dieser Stelle erfolgt die Diskussion der daraus gewonnenen Erkenntnisse. Zunächst werden Beobachtungen, oft als Resultat eines Vergleichs mit dem Referenz-ATL, gesammelt. Anschließend folgen Vergleiche mit der Literatur oder die Aufstellung eigener Hypothesen für deren Erklärung. Die drei akustischen Signaltypen mit Weg-, Körperschall- und Luftschallmessung werden vorerst einzeln betrachtet und später miteinander verglichen. Die Auswertung bezieht sich zunächst auf Versuchsträger des Herstellers 1 und im Anschluss auf die serientauglichen ATL des Herstellers 2.

Wellenverlaufsbahn

Zuerst soll anhand der Bewegung der rotierenden Teile die primäre Anregung der Schallemissionen des Turboladers betrachtet werden. Im theoretischen Idealfall müsste man zu diesem Zweck die genaue Bewegungsform des Laufzeugs des ATLs erfassen. In der Realität sind dem jedoch messtechnische Grenzen gesetzt. Im vorliegenden Fall wird die Bewegung der Welle allein mittels einer Wellenverlaufsbahnmessung in einer Ebene an der Verdichterradmutter aufgezeichnet. Zwar erlaubt diese einseitige Betrachtung keine detaillierte Erfassung der Wellenbewegungsform, dennoch lassen sich viele wesentliche Eigenschaften aus den gemessenen Signalen ableiten.

Abbildung 5.15 zeigt zunächst das Wasserfalldiagramm aus der Wellenverlaufsbahn für den gleitgelagerten Referenzturbolader an einem exemplarischen Versuch bei 25 °C und 3 bar Öldruck. Die erste Ordnung bzw. die drehzahlsynchrone Frequenz (hier dargestellt durch eine diagonal verlaufende, ro-

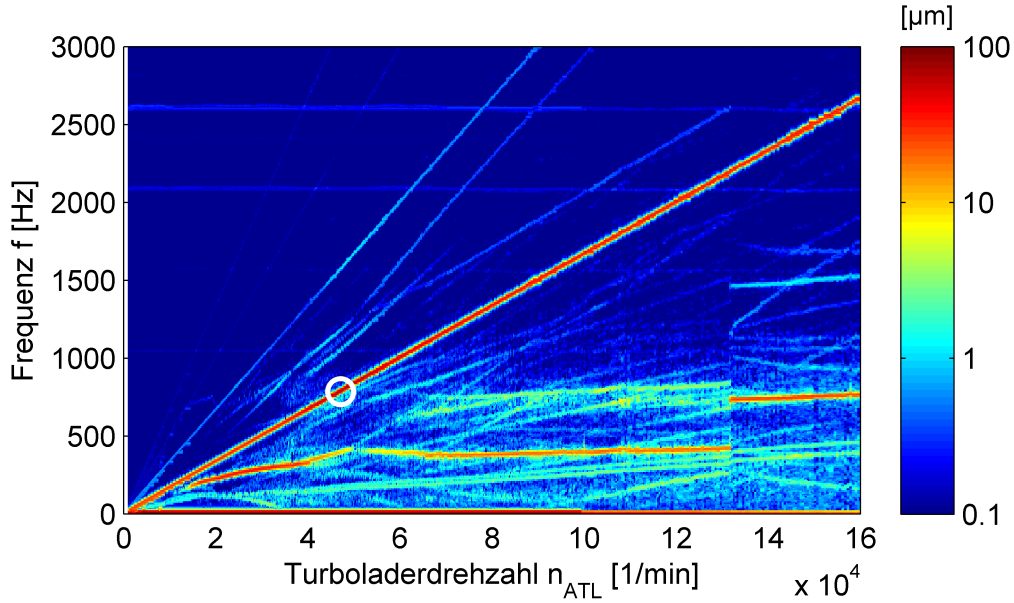


Abbildung 5.15: Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Gleitlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$); Maximum mit $65,1\text{ }\mu\text{m}$ bei 785 Hz ($47.148\text{ }\frac{1}{\text{min}}$)

te Ursprungsgerade) liegt im gesamten Drehzahlbereich mit einer recht hohen Amplitude vor. Diese diagonale Linie wird auch Fahrstrahl genannt. Bei realen, rotierenden Systemen wird aufgrund der vorhandenen (Rest-)Unwucht meist die drehzahlsynchrone Frequenz am stärksten angeregt. Anhand der Amplitude des Fahrstrahls und des übrigen Frequenzspektrums lassen sich daher oft Rückschlüsse auf die verbleibende Unwucht, die Art und den Zustand der Lagerung oder andere wichtige Eigenschaften des rotierenden Systems ziehen. Oft treten auch höhere Ordnungen des Fahrstrahls auf. In diesem Beispiel ist die zweite Ordnung (doppelte Drehfrequenz) als eine hellblaue Ursprungsgerade über dem Fahrstrahl erkennbar.

Oil-Whirl/Whip Unter dem Fahrstrahl lassen sich weitere Effekte erkennen. Im Bereich bis $50.000\text{ }\frac{1}{\text{min}}$ befindet sich eine mit der ATL-Drehzahl steigende dominante Frequenz, welche anschließend in ein drehzahlunabhängiges Phänomen übergeht. Diese im akustischen Verhalten konventioneller Abgas-turbolader als Konstantton bekannte Erscheinung ist allein auf die Lagerung

zurückzuführen. Bei der hier zum Einsatz kommenden hydrodynamischen Gleitlagerung treten die als Oil-Whirl und Oil-Whip bezeichneten Effekte typischerweise auf. Sie sind auf Instabilitäten im Lagerspalt zurückzuführen, die dazu führen, dass der Wellenmittelpunkt eine kreisende Bewegung im Lager ausführt. Die entsprechende Kreisfrequenz nimmt zunächst mit steigender Wellendrehzahl zu (Oil-Whirl), bis sie eine Eigenfrequenz des Rotors erreicht. Anschließend verbleibt die Kreisfrequenz der umlaufenden Bewegung des Wellenmittelpunkts auch bei weiterer Steigerung der eigentlichen Drehzahl auf einem konstanten Niveau (Oil-Whip). Es kommt zum Konstantton-Phänomen, welches beim Betrieb dieser Art Turbolader teilweise deutlich hörbar ist. Da bei gleitgelagerten Abgasturboladern häufig Schwimmbuchsenlagerungen eingesetzt werden, kann das Phänomen sowohl im inneren als auch im äußeren Lagerspalt auftreten. Die Effekte Oil-Whirl/Whip sind weitestgehend unabhängig von der Unwucht des Läufers. [30, 204-211], [16], [9]

Neben der hohen Amplitude des Fahrstrahls entsteht durch den Oil-Whirl/Whip, welche ebenfalls recht hohe Amplituden erreichen können, das typische Klangbild eines herkömmlichen Abgasturboladers. Da die in dieser Studie im Vordergrund stehende Wälzlagerung auf einer komplett unterschiedlichen Funktionsweise beruht, folgt nun die Beobachtung des Wälzlager-ATLs.

Abbildung 5.16 zeigt analog für den wälzgelagerten Versuchsträger die Wellenverlaufsbahn als Anregung der Schallemissionen. Auch in diesem Fall ist die erste Ordnung bzw. der Fahrstrahl deutlich erkennbar. Die Amplituden liegen jedoch etwas unter denen des Referenzladers. Das für die Gleitlagerung typische Oil-Whirl/Whip kann erwartungsgemäß nicht mehr festgestellt werden. Stattdessen sind jedoch andere subsynchrone¹⁶ Phänomene zu verzeichnen. Dabei treten sowohl breitbandiges Rauschen als auch Effekte mit einer sehr scharfen dominanten Frequenz sowie deren Kombination auf. Eine Übersicht der beobachteten Effekte bietet Tabelle 5.2.

Die Erfassung der Auslenkung der Welle in der Ebene der Verdichterradmutter über zwei senkrecht zueinander stehende Wegsensoren erlaubt die Darstellung des Orbits der Wellenbewegung. Abbildung 5.17 zeigt unten ein

¹⁶„Subsynchron“ bezeichnet Frequenzen unterhalb der ersten Ordnung.

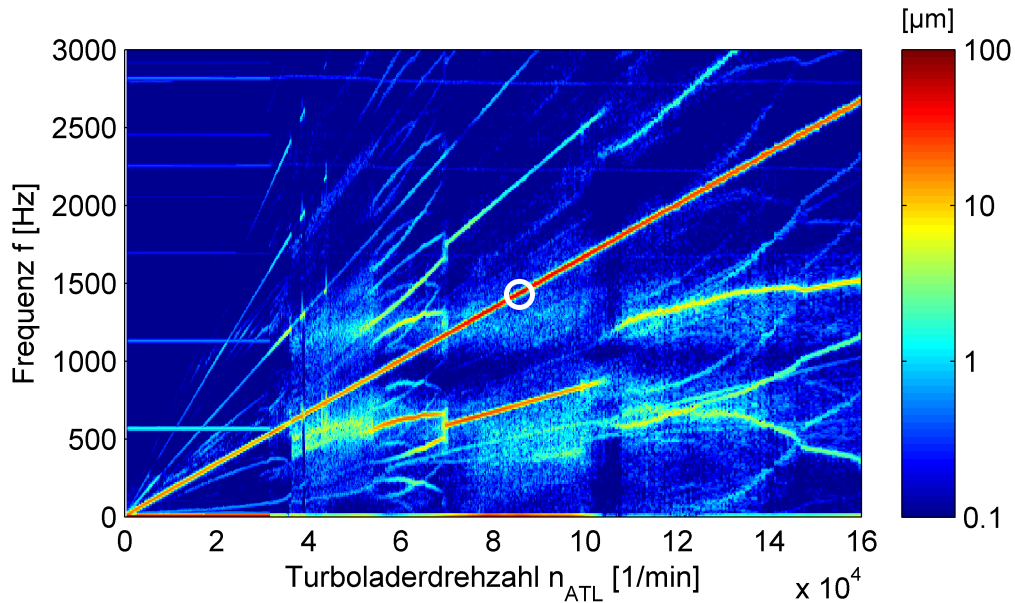


Abbildung 5.16: Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$); Maximum mit $51,0 \mu\text{m}$ bei 1.430 Hz ($85.716 \frac{1}{\text{min}}$)

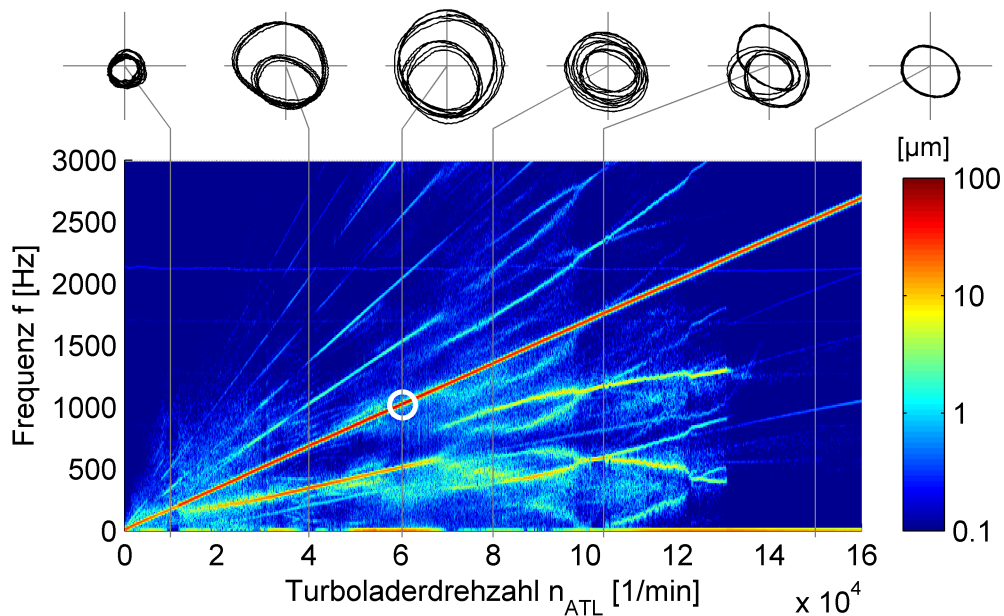


Abbildung 5.17: Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager mit Darstellung der Orbits bei verschiedenen Drehzahlen (Hochlauf, $T_{\text{Öl}} = 90^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$); Maximum mit $51,5 \mu\text{m}$ bei 1.020 Hz ($60.318 \frac{1}{\text{min}}$)

KAPITEL 5. DISKUSSION DER VERSUCHSERGEBNISSE

Drehzahl $\left[\frac{1}{\text{min}} \right]$	Beschreibung
0 - 35 k	Keine/kaum subsynchrone Effekte
35 k - 55 k	Rauschen um $\frac{3}{4}f_{syn}$; anfangs ein Hin- und Herspringen zwischen den Bewegungsformen
55 k - 70 k	Mehrere diskrete dominante Frequenzen, die deutlichste bei $\frac{2}{3}f_{syn}$
70 k - 105 k	Eine diskrete dominante Frequenz bei $\frac{1}{2}f_{syn}$; im zweiten Teil auch etwas Rauschen
105 k - 165 k	Mehrere diskrete dominante Frequenzen, anfangs noch genau bei $\frac{1}{3}f_{syn}$ und $\frac{2}{3}f_{syn}$, danach nicht mehr direkt drehzahlproportional; Rauschen
ab 165 k (nicht mehr dargestellt)	Entfall aller subharmonischen Effekte, es liegt nur noch die 1. Ordnung vor

Tabelle 5.2: Kategorisierung der subsynchronen/subharmonischen Effekte des wälzgelagerten Versuchsträgers in Bezug auf Abbildung 5.16

Wasserfalldiagramm für einen der beiden Wegsensoren bei einer Öltemperatur von $T_{\text{Öl}} = 90^\circ\text{C}$. Aufgrund der geringen Viskosität des Öls bei dieser Temperatur konnte im Hochlauf eine höhere Enddrehzahl erreicht werden. Zusätzlich sind über dem Wasserfalldiagramm ausgewählte Orbits bei unterschiedlichen Turboladerdrehzahlen dargestellt. Diese sind alle gleich skaliert. Sie verdeutlichen den Zusammenhang zwischen diskreten dominanten Frequenzen im Spektrum und der eigentlichen Wellenbewegung. Hieran lassen sich sowohl die kritischen Drehzahlen mit großen Amplituden im Fahrstrahl, als auch die verschiedenen subharmonischen Schwingungen anschaulich darstellen. Beim Vergleich der Abbildungen 5.16 und 5.17 wird erkennbar, dass die Temperatur einen Einfluss auf die Bewegungsform der Welle hat. Die beobachteten subsynchronen Frequenzen sind teilweise sehr ähnlich, treten jedoch, genau wie das Maximum der ersten Ordnung, bei anderen Drehzahlen auf. Darüber hinaus wird festgestellt, dass es sowohl bei sehr niedrigen als auch bei sehr hohen Drehzahlen Bereiche gibt, in denen fast gar keine subsynchronen Effekte beobachtet werden können. Die Orbits des Gleitlager-ATLs sind analog auf der Abbildung C.2 dargestellt.

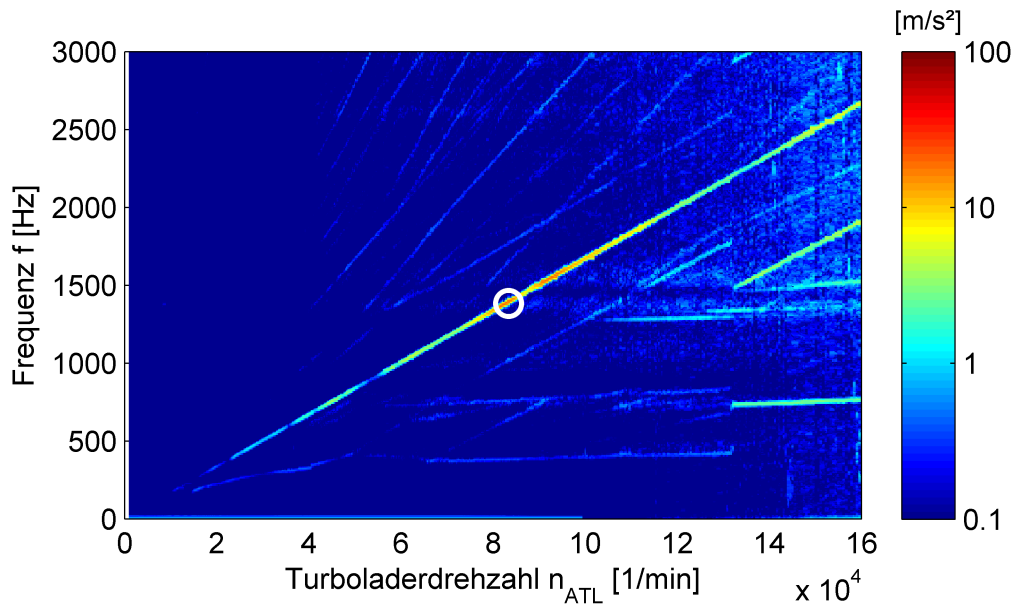


Abbildung 5.18: Wasserfalldiagramm des Körperschalls beim Gleitlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$); Maximum mit $19,3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ bei 1.383 Hz ($83.380 \frac{1}{\text{min}}$)

Beschleunigung

Nach der Anregung durch die Bewegung der Welle wird nun der Körperschall als Übertragungsglied zum Luftschall betrachtet. Die Abbildungen 5.18 und 5.19 zeigen für den identischen Versuch die Wasserfalldiagramme eines Beschleunigungssignals.

Beim Gleitlager-ATL (Abbildung 5.18) ist vor allem die erste Ordnung erkennbar. Die in der Wellenverlaufsbahn beobachteten hohen Amplituden für den Oil-Whirl/Whip treten in der Körperschallmessung deutlich schwächer auf, sind aber noch eindeutig zuzuordnen. Des Weiteren ist zusammen mit dem Auftreten des zweiten Oil-Whip Effekts (ab $132.000 \frac{1}{\text{min}}$) eine weitere dominante, drehzahlabhängige Frequenz zu verzeichnen.

Der Wälzlager-ATL (Abbildung 5.19) zeigt die in der Wellenverlaufsbahn beobachteten subsynchronen Effekte auch im Körperschall. Die relativen Amplituden unterscheiden sich hierbei jedoch. Während zuvor der mittlere Drehzahlbereich die höchsten Amplituden abseits des Fahrstrahls zeigte, sind es im Körperschall dagegen die Effekte bei sehr hohen Drehzahlen. Damit ein-

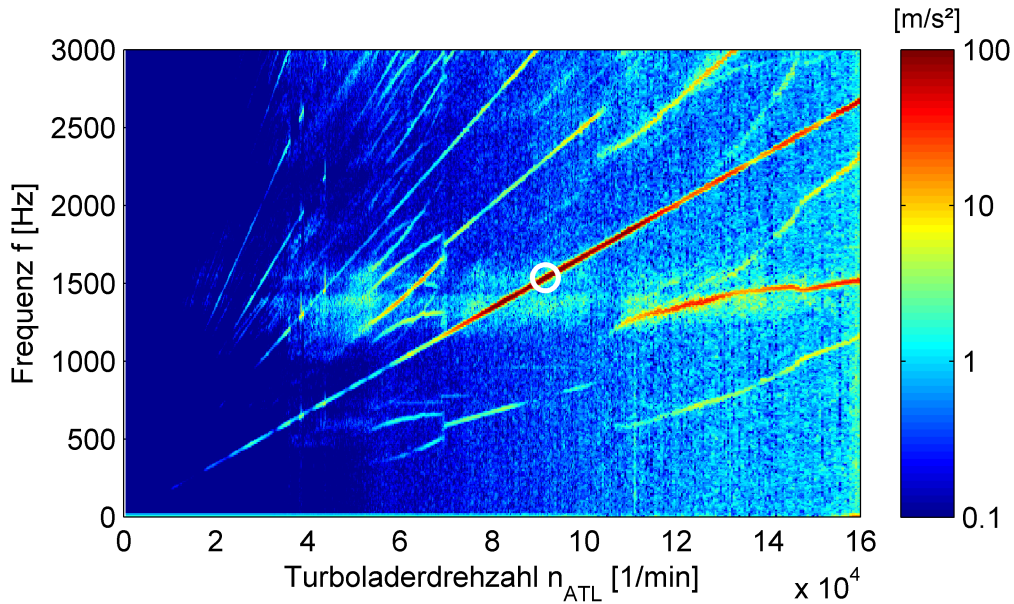


Abbildung 5.19: Wasserfalldiagramm des Körperschalls beim Wälzlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$); Maximum mit $218,6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ bei 1.535 Hz ($91.577 \frac{1}{\text{min}}$)

hergehend sind die gemessenen Amplituden für geringe Drehzahlen deutlich kleiner. Dies zeigt sich darin, dass unter $50.000 \frac{1}{\text{min}}$ keine subsynchronen Effekte mehr beobachtet werden können und unter $20.000 \frac{1}{\text{min}}$ der Fahrstrahl selbst nicht mehr erkennbar ist. Sowohl Gleit- als auch Wälzlager zeigen die höchsten Amplituden in der ersten Ordnung bei einer mittleren Drehzahl von ca. $90.000 \frac{1}{\text{min}}$. Die Maximalamplitude des Wälzlager-ATLs liegt um ca. eine Größenordnung höher als beim Referenzlager. Diese erhebliche Steigerung gibt bereits einen Hinweis auf eine akustische Auffälligkeit beim Wälzlager.

Das Auftreten hoher Amplituden mit steigender Drehzahl und die im gleichen Zuge niedrigen Amplituden bei kleinen Drehzahlen sind für die Betrachtung des Körperschalls nachvollziehbar. Die Beschleunigung ist eine Folge der aufgrund der Unwucht auftretenden Fliehkraft, welche quadratisch mit der Drehzahl steigt. Folglich führen selbst große Amplituden in der Wellenverlaufsbahn bei sehr niedrigen Drehzahlen kaum zu messbaren Effekten im Beschleunigungssignal. Dieses Phänomen gilt gleichermaßen für den Luftschall.

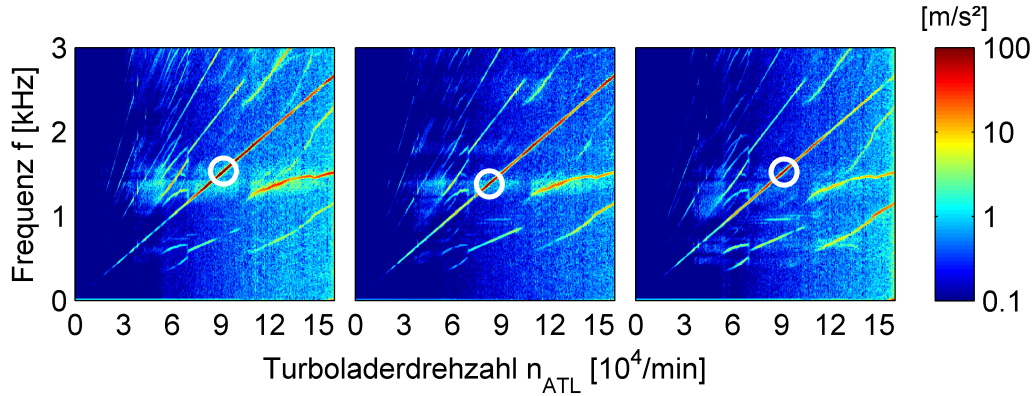


Abbildung 5.20: Wasserfalldiagramm des Körperschalls für alle drei Raumrichtungen beim Wälzlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{öl} = 3\text{ bar}$); Maxima (links/Mitte/rechts) mit $218,6/114,3/78,3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ bei $1.535/1.583/1.523\text{ Hz}$ ($91.577/82.737/91.380 \frac{1}{\text{min}}$)

Richtungsabhängigkeit Da für die vorliegenden Messungen ein Dreiachs-Beschleunigungsaufnehmer verwendet wurde, kann an dieser Stelle auch eine Aussage über die Richtungsabhängigkeit des Körperschalls getroffen werden. Abbildung 5.20 zeigt die Wasserfalldiagramme in allen drei Raumrichtungen des Körperschalls für eine Hochlauf-Messung. Es ist erkennbar, dass sich die Diagramme qualitativ kaum unterscheiden. Der Fahrstrahl, die subsynchronen Effekte und auch die höheren Ordnungen sind überall erkennbar. Darüber hinaus stimmt die Lage der Phänomene in Form von Drehzahlbereich und Frequenz überein. Der einzig große Unterschied besteht in den auftretenden Amplituden. Deren Maximalwerte im Fahrstrahl unterscheiden sich zwischen x und z um einen Faktor von knapp 3, wobei y dazwischen liegt. Dieses Verhalten ist nachvollziehbar, da bei einem allgemeinen rotierenden System die Anregung durch eine Unwucht vor allem in radialer Richtung geschieht. Der Vergleich mit Abbildung 4.7 bestätigt, dass Richtung x, welche die höchsten Amplituden zeigt, in diesem Fall radial auf die Welle zeigt.

Luftschall

Als letztes Glied in der akustischen Übertragungskette soll nun der Luftschall an diesem Beispiel betrachtet werden. Es wird exemplarisch nur eins der vier

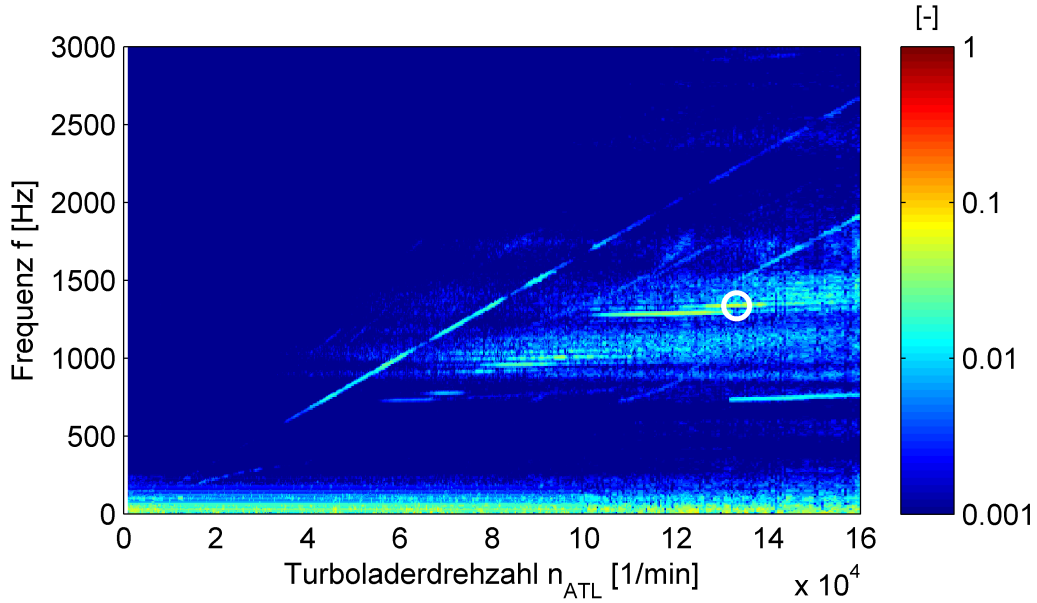


Abbildung 5.21: Wasserfalldiagramm des Luftschalls beim Gleitlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{öl} = 3\text{ bar}$); Maximum mit 0,065 bei 1.336 Hz ($133.097 \frac{1}{min}$)

Mikrofone ausgewertet, da diese qualitativ sehr ähnliche Frequenzspektren aufweisen.

Abbildung 5.21 zeigt das entsprechende Wasserfalldiagramm für den Referenz-ATL. Während hierbei der Fahrstrahl noch erkennbar ist, scheint ein Großteil des Oil-Whirl/Whip-Phänomens und im Allgemeinen der Frequenzbereich zwischen 200 Hz und 700 Hz verschwunden zu sein. Erst der zweite Oil-Whip, welcher bei einer etwas höheren Frequenz liegt, ist erkennbar. Stattdessen treten andere Konstanttöne bei höheren Frequenzen auf. Diese liegen jeweils immer nur in einem recht kleinen Drehzahlband vor, zeigen jedoch recht hohe Amplituden, sodass die Maximalamplitude des gesamten Versuchs mitunter darauf fällt. Darüber hinaus kann ein gewisses Rauschen zwischen 1 kHz und 2 kHz beobachtet werden.

Das äquivalente Wasserfalldiagramm des Wälzlagers ist auf der Abbildung 5.22 dargestellt. Sowohl der Fahrstrahl als auch die subsynchronen Effekte des Wälzlagers sind deutlich erkennbar, wodurch sich zunächst eine gute Übereinstimmung mit den Körperschall- und Wellenverlaufsbahnmessungen ergibt. Zudem lassen sich viele der beobachteten neuen Effekte beim Gleit-

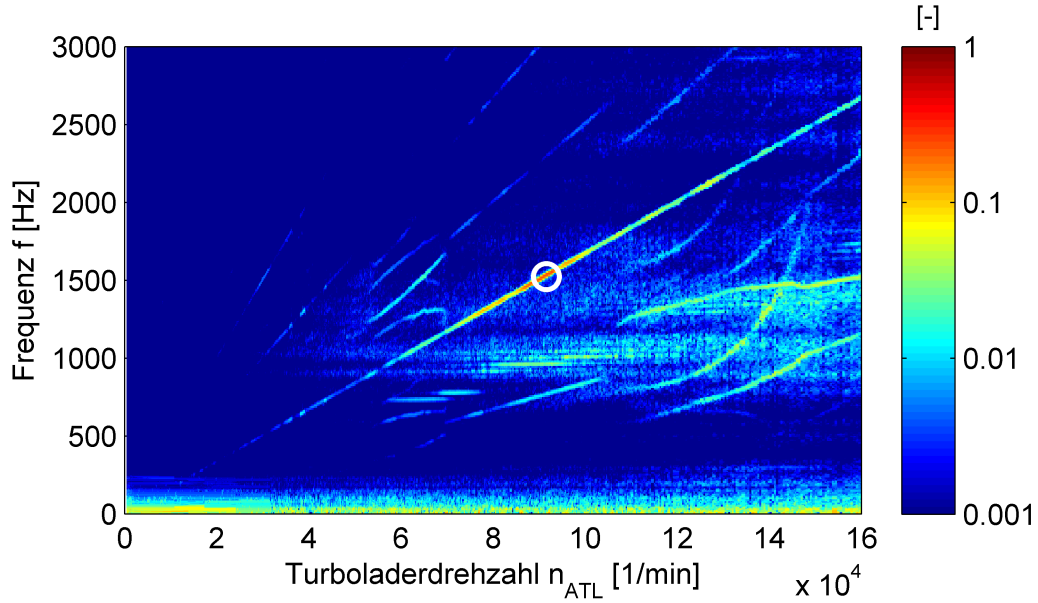


Abbildung 5.22: Wasserfalldiagramm des Luftschalls beim Wälzlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$); Maximum mit 0,245 bei 1.523 Hz ($91.575 \frac{1}{\text{min}}$)

lager auch beim Wälzlager feststellen. So findet man ebenfalls ein Rauschen zwischen 1 kHz und 2 kHz, es treten in gleicher Weise kurze Konstanttöne unter dem Fahrstrahl auf und es besteht zwischen 200 Hz und 700 Hz ein Bereich, in dem fast gar keine hohen Amplituden gemessen werden können.

Störgeräusche Da im Luftschall sowohl das Rauschen, die neuen Konstanttöne und auch der amplitudenarme untere Frequenzbereich bei beiden Lagertypen gleichermaßen auftreten, wird davon ausgegangen, dass diese Phänomene unabhängig von der Lagerung, eventuell sogar unabhängig vom Turbolader sind. Durch den Vergleich mit einer Messung ohne Turbolader, dargestellt auf der Abbildung 5.23, konnte dies für zwei der drei Beobachtungen bestätigt werden. Das Rauschen ist demnach die Folge der durch die Rohre strömenden Luft beim Betrieb des Turboladers. Auch bei dem Versuch ohne ATL, bei dem jedoch in gleicher Weise wie beim Hochlauf-Experiment der Turbinenmassenstrom erhöht wurde, trat ein entsprechendes, breitbandiges Rauschen zwischen 1 kHz und 2 kHz auf. Des Weiteren konnte bei diesem Experiment ohne ATL festgestellt werden, dass die Amplituden zwischen

200 Hz und 700 Hz auffällig klein sind. Es wird angenommen, dass die Erklärung hierfür in der Grenzfrequenz des Raums liegt. Im Kapitel 4.6.3 wird berechnet, dass diese im vorliegenden Fall ca. $f_S = 876 \text{ Hz}$ beträgt. Diese Abschätzung stimmt damit hinreichend mit dem Experiment überein bzw. wird dadurch bestätigt. Nach der Theorie können sich demzufolge keine Frequenzen unterhalb der Grenzfrequenz frei ausbilden, was zu deutlich geringeren Amplituden führen kann. Die dennoch hohen Amplituden für Frequenzen unter 200 Hz werden auf Vibrationen zurückgeführt, die somit über einen Körperschallweg auf die Mikrofonsensoren übertragen werden. Im Versuch ohne ATL konnten jedoch die kurzen Konstanttöne nicht nachgewiesen werden. Weitere Untersuchungen zeigten, dass diese auf Schwingungen im Verdichterkreislauf zurückzuführen sind. Während auf der Turbinenseite große Rohre verbaut sind, die fest miteinander verschraubt sind, gibt es auf der Verdichterseite eine Vielzahl an kleinen Rohrabschnitten, die annähernd frei aufgehangen sind. Diese werden vermutlich durch die durchströmende Luft zum Schwingen angeregt. Das würde zum einen erklären, warum dieses Phänomen im Versuch ohne ATL nicht auftrat, und zum anderen, warum die Konstanttöne immer nur in einem kleinen Drehzahl- bzw. Verdichtermassenstrombereich anklingen.

Die Grenzfrequenz der Klima- und Akustikkammer lässt sich im Nachhinein nicht mehr verändern¹⁷ und auch die Ursache für das Rauschen und die kurzen Konstanttöne lässt sich im Versuch nicht umgehen. Dennoch konnten die beiden letztgenannten Phänomene durch den Einsatz von Dämmstoffen um die Rohre deutlich vermindert werden. Da dies erst im Verlauf der Messungen herausgefunden wurde, trifft diese Verbesserung nicht auf alle gezeigten Versuchsergebnisse zu. Dennoch kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass die Luftschalluntersuchungen in der Klima- und Akustikkammer am Heißgasprüfstand plausible und für einen Vergleich ausreichend belastbare sowie repräsentative Messwerte bereitstellen können.

¹⁷Es wurde bereits der maximal zur Verfügung stehende Bauraum ausgenutzt.

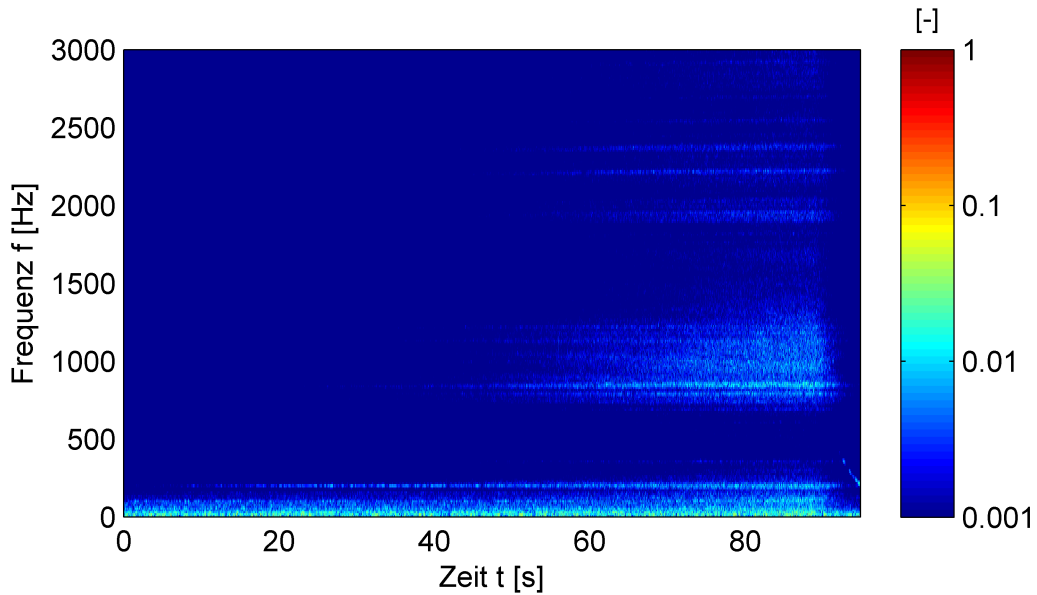


Abbildung 5.23: Wasserfalldiagramm des Luftschalls beim Hochlauf ohne Versuchsträger

Korrelation der verschiedenen akustischen Signale

Im Folgenden soll anhand der bisherigen Ergebnisse gezielt auf die Gemeinsamkeiten und Unterschiede zwischen Wellenverlaufsbahn, Körperschall und Luftschall eingegangen werden. Zu diesem Zweck werden die drei bereits gezeigten Wasserfalldiagramme des wälzgelagerten Versuchsträgers auf der Abbildung 5.24 noch einmal direkt gegenübergestellt.

Generell ist in allen Signaltypen die grundlegende Charakteristik aus Fahrstrahl, den verschiedenartigen subsynchronen Effekten sowie höheren Ordnungen erkennbar. Wie schon beschrieben wurde, besteht jedoch ein Unterschied in den Amplituden (des Fahrstrahls) beim Luft- und Körperschall im Vergleich zur Wellenverlaufsbahn bei geringen ATL-Drehzahlen, da die schwingungsanregende Fliehkraft quadratisch mit der Drehzahl steigt. Hinzu kommt, dass beim Luftschall die beschränkte Größe der Klima- und Akustikkammer Amplituden unter der Grenzfrequenz stark verringert. Darüber hinaus kommt es beim Luftschall zu den bereits beschriebenen Störgeräuschen des Strömungsrauschens des Luftmassenstroms und der Konstanttöne durch

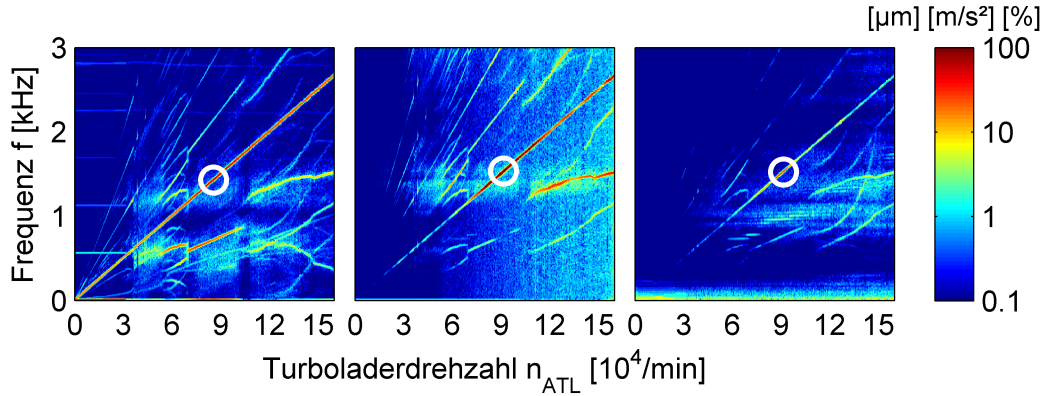


Abbildung 5.24: Wasserfalldiagramm aller Akustiksignale im Vergleich beim Wälzlager (Hochlauf, $T = 25^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$); Maxima (links/Mitte/rechts) mit $51,0\text{ }\mu\text{m}/218,6\text{ }\frac{\text{m}}{\text{s}^2}/0,245$ bei $1.430/1.535/1.523\text{ Hz}$ ($85.716/91.577/91.575\text{ }\frac{1}{\text{min}}$)

zu Schwingung angeregten Rohrleitungen. Diese konnten jedoch durch entsprechende Gegenmaßnahmen auf ein tragbares Maß reduziert werden. Zudem sind sie für alle Versuchsträger gleich und fallen daher beim Vergleich der Lagerarten nicht ins Gewicht. Eine gute Übereinstimmung zwischen allen drei Signaltypen gibt es bei der Position der maximalen Amplitude des Fahrstrahls. Dies ist ein wichtiger Aspekt, weil dieser Amplitudenwert für folgende Auswertungen als repräsentativer Wert des Experiments herangezogen wird. Wie sich die maximalen Amplituden der einzelnen Signaltypen in Abhängigkeit verschiedener Versuchsrandbedingungen verändern, wird im Abschnitt 5.3.5 betrachtet. An diesem Punkt kann jedoch festgehalten werden, dass alle drei Signaltypen, bis auf die beschriebenen, aber nachvollziehbaren Unterschiede, eine gute Korrelation zueinander aufweisen. Im Vergleich zur Wellenverlaufsbahn- und Körperschallerfassung, welche direkt messbar und weitestgehend unabhängig von der Messumgebung sind, kann diese Erkenntnis somit gleichzeitig als Plausibilitätsprüfung der Luftschallmessung angesehen werden. Dies ist wichtig, da die Luftschallmessung unter rein messtechnischen Gesichtspunkten nicht bei optimalen Bedingungen durchgeführt wird.

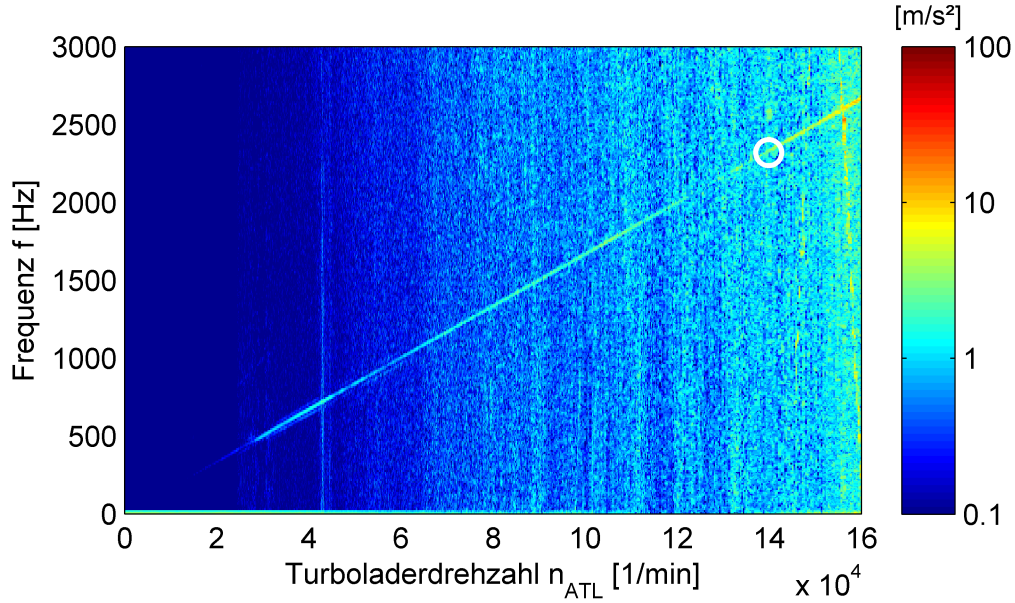


Abbildung 5.25: Wasserfalldiagramm des Körperschalls beim serienreifen Wälzlager des Herstellers 2 (Hochlauf, $T = 20^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$); Maximum mit $5,1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ bei 2.320 Hz ($139.860 \frac{1}{\text{min}}$)

Hersteller 2

Nachdem bisher lediglich der Prototyp eines wälzgelagerten Turboladers betrachtet wurde, soll nun anhand eines ATLs des Herstellers 2 ein serienreifer Stand diskutiert werden. Da es an dieser Stelle zunächst um qualitative Unterschiede zum Prototyp geht und auch hier eine gute Korrelation zwischen den Akustiksignalen besteht, wird zu diesem Zweck jeweils lediglich ein Beschleunigungssignal eines Hochlaufs als Wasserfalldiagramm ausgewertet. Eine quantitative Betrachtung der maximalen Pegel folgt im Kapitel 5.3.5 mit der Untersuchung des Temperatureinflusses.

Abbildung 5.25 zeigt exemplarisch das Verhalten des serientauglichen ATLs des Herstellers 2 bei ähnlichen Randbedingungen wie bei dem auf der Abbildung 5.19 dargestellten Wasserfalldiagramm des Prototyps des Herstellers 1. Aufgrund der unterschiedlichen Geometrien beider ATL weichen Details beim Versuchsaufbau ab. Dazu gehört unter anderem, dass nun die hier gezeigte z-Richtung des Beschleunigungssensors axial auf die Welle zeigt.

Im Wasserfalldiagramm des serientauglichen ATLs lassen sich gar keine

fahrstrahlfremden Effekte mehr beobachten. Es wird lediglich ein mit steigender Drehzahl intensiver werdendes Rauschen beobachtet. Die erste Ordnung, die sich teilweise nur noch schwach vom Rauschen abhebt, zeigt drei sehr flache Amplitudenmaxima: eines um $40.000 \frac{1}{\text{min}}$, eines im gesamten mittleren Drehzahlbereich von $70.000 \frac{1}{\text{min}}$ bis $120.000 \frac{1}{\text{min}}$ und eines ab $150.000 \frac{1}{\text{min}}$ bis Messende¹⁸. Die Beschleunigungshöchstwerte in der ersten Ordnung liegen beim ATL des Herstellers 2 nur noch bei einem Zehntel der Maximalamplituden des Prototyps des Herstellers 1.

Der qualitative Vergleich der Wasserfalldiagramme des axialen Beschleunigungssignals zeigt große Unterschiede zwischen den einzelnen Musterständen auf. Allein anhand dessen zeichnet sich mit dem zunehmenden Entwicklungsstand eine Verminderung der fahrstrahlfremden Effekte und auch der maximalen Amplituden ab. Beides wirkt sich positiv auf das akustische Verhalten des Turboladers aus. Inwiefern diese Entwicklung einen Kompromiss zum Dynamik- und Wirkungsgradvorteil der Wälzlagerung gegenüber der Gleitlagerung darstellt, kann an dieser Stelle nicht festgestellt werden, da entsprechende Versuche nur für den Prototyp durchgeführt wurden. Die Annahme ist jedoch wahrscheinlich. Es ist beispielsweise bekannt, dass Hersteller 2 im Gegensatz zu Hersteller 1 Kugellager verwendet, die mit einer Feder vorgespannt sind. Diese reduzieren möglicherweise ein für die Akustik negatives Lagerspiel, erhöhen jedoch gleichzeitig die Reibung an den Wälzkörpern und senken somit die auf der Reibleistung basierenden stationären und transienten Vorteile gegenüber der Gleitlagerung.

Subsynchrone Wälzlagerphänomene

Während der Oil-Whirl/Whip ein bekanntes subsynchrone Phänomen der hydrodynamischen Gleitlagerung beim Abgasturbolader ist, welches durch konkrete strömungstechnische Vorgänge im Lager hervorgerufen wird, können die beim wälzgelagerten Versuchsträger des Herstellers 1 beobachteten subsynchronen Effekte bisher noch nicht im Detail erklärt werden. Ausgehend von der Beschreibung einfacher rotordynamischer Systeme in der Literatur

¹⁸Eigentlich Maximaldrehzahl des ATLs: $213.000 \frac{1}{\text{min}}$

wird zunächst eine synchrone Unwuchtantwort erwartet [17]. Es ist dabei intuitiv nachvollziehbar, dass eine Unwucht einer mit der Drehzahl n rotierenden Welle eine Anregung bei genau ebendieser synchronen Frequenz $f_{syn} = n$ hervorruft. Ebenfalls nachvollziehbar ist, dass die Amplituden des Fahrstrahls besonders groß werden, wenn die Drehzahl nahe einer Eigenfrequenz des Rotors liegt. Dieser Zusammenhang wird oft in Form von Campbelldiagrammen dargestellt (vgl. Abbildung 2.14). Erst die Berücksichtigung von Nichtlinearitäten erlaubt dominante Frequenzen, die auch unterhalb der Rotordrehzahl auftreten können. Dazu zählen unter anderem nichtlineare Dämpfungseigenschaften der Lagerung oder des Rotors selbst.

Bei der Auswertung des wälzgelagerten Prototyps des Herstellers 1 konnten zahlreiche solcher dominanten Frequenzen abseits des Fahrstrahls beobachtet werden. Im Folgenden soll daher auf mögliche Gründe für das Auftreten dieser Phänomene eingegangen werden.

Überrollfrequenzen Sogenannte Überrollfrequenzen werden an dieser Stelle als Grund für die beobachteten subsynchronen Effekte ausgeschlossen. Dabei handelt es sich um die Auswirkungen kleiner Schäden am Wälzkörper oder Lagerring bei Kugellagern, welche oft zu zusätzlichen dominanten Frequenzen im Spektrum führen [50]. Erstens ist es unwahrscheinlich, dass eine derartige Schädigung bei den getesteten Versuchsträgern vorliegt, da diese entweder wenig oder noch gar nicht vor den akustischen Messungen betrieben wurden. Zweitens wurde ausgehend von den hier vorgestellten Messergebnissen vom ATL-Hersteller bestätigt, dass es sich nicht um Überrollfrequenzen handelt¹⁹. Zudem stellen sich die Überrollfrequenzen im Wasserfalldiagramm als Ursprungsgeraden deutlich über der ersten Ordnung dar und passen daher weder von der Frequenz noch von der Charakteristik zu den Beobachtungen. Abschließend sollten die Überrollfrequenzen im gesamten Drehzahlbereich des ATLs vorliegen, was bei den zur Diskussion stehenden subsynchronen Effekten gerade nicht der Fall ist.

¹⁹Diesen Vergleich konnten wir nicht selber durchführen, da die dafür genauen geometrischen Maße der Wälzlagerkartusche nicht zur Verfügung gestellt wurden.

Subharmonische Rotoranregung *Bai et al.* beschreiben in [1] das nicht-lineare Verhalten eines wälzgelagerten Rotors anhand von Simulationen und Messungen oberhalb der ersten kritischen Drehzahl. In beiden Fällen wird die Eigenfrequenz ebenfalls angeregt, wenn der Rotor die doppelte Drehfrequenz durchfährt. Somit kommt es zu einem subharmonischen Effekt bei der halben Drehfrequenz. Die Autoren führen dies unter anderem auf das Lagerspiel und die Nichtlinearitäten des Hertz'schen Kontakts zwischen Wälzkörper und Lagerring zurück. Auch *Tamura et al.* beschreiben in [41] das Auftreten von dominanten Amplituden bei halber Drehfrequenz in einer ähnlichen Studie. Überträgt man dies auf die vorliegenden Messungen, so ließen sich Hinweise auf ähnliche Effekte finden. Auf der Abbildung 5.16 kann eine kritische Drehzahl durch das Auftreten einer sehr hohen Amplitude bei ca. $85.000 \frac{1}{\text{min}}$ identifiziert werden. Bei der gleichen Frequenz von ca. 1.400 Hz wird später im Hochlauf im Bereich um $120.000 \frac{1}{\text{min}}$ erneut eine hohe Amplitude beobachtet. Diese entspricht recht genau zwei Drittel der Drehfrequenz. Darüber hinaus findet gleichzeitig bei einem Drittel der Drehfrequenz eine deutliche Anregung statt. Es handelt sich also, ähnlich wie bei [1], um subharmonische Schwingungen, die angeregt werden, wenn deren Frequenz einer kritischen Drehzahl entspricht. Eine weitere Frequenz, bei der viele subharmonische Schwingungen auftreten²⁰, liegt bei 700 Hz, was wiederum genau die Hälfte der eben genannten kritischen Drehzahl ist. Für diese Frequenz kann jedoch im Fahrstrahl kein eindeutiger Hinweis auf eine kritische Drehzahl in Form von besonders hohen Amplituden gefunden werden. Jedoch handelt es sich dabei genau um die Drehzahl, bei der sich die Bewegungsform von einem reinen Kreisorbit zu einer anderen Form verändert.

Obwohl ähnliche Beobachtungen auch bei Versuchen mit anderen Randbedingungen²¹ und ebenfalls für den zweiten wälzgelagerten Prototypen-ATL des Herstellers 1 in verschiedenen Unwuchtkonfigurationen gemacht wurden, kann der Zusammenhang für die Erklärung der subsynchronen Effekte an dieser Stelle trotzdem noch nicht mit ausreichender Sicherheit belegt werden.

²⁰Zwei Drittel der Drehfrequenz um $60.000 \frac{1}{\text{min}}$, die Hälfte der Drehfrequenz um $80.000 \frac{1}{\text{min}}$ und ein Drittel der Drehfrequenz um $120.000 \frac{1}{\text{min}}$.

²¹Temperatur- und Öldruckvariation.

Unter Berücksichtigung der Messergebnisse der wälzgelagerten Versuchsträger des Herstellers 2 wird hingegen festgehalten, dass derartige subsynchrone Effekte nicht zwangsläufig zum typischen Wälzlagerverhalten gehören und stattdessen eher die Folge von hohen Unwuchten oder zusätzlichen Nichtlinearitäten im Lager wie zu großen Lagerspielen und schlecht eingestellten Quetschölfilmdämpfern sind. Aufgrund der deutlichen akustischen Auffälligkeit dieser subsynchronen Effekte wird an dieser Stelle die Zielstellung formuliert, dass ein derartiges Verhalten des Rotors beim wälzgelagerten Abgasturbolader zu vermeiden ist.

5.3.3 Vergleich Lastsprünge

Analog zur Auswertung der Drehzahlrampen werden nun die Lastsprungversuche mit anschließender Konstantfahrt (beschrieben im Kapitel 4.6.5) akustisch bewertet. Im Gegensatz zur vorherigen Betrachtung des dynamischen Verhaltens der Versuchsträger anhand von Drehzahlsprüngen zu Beginn der Messungen wird an dieser Stelle lediglich die Konstantfahrt zur Beurteilung des akustischen Verhaltens ausgewertet. Die grundlegende Idee basiert auf der Beobachtung des Aufheizprozesses im Lager während des Betriebs und dessen Einfluss auf die untersuchten Schwingungsgrößen. Wasserfalldiagramme werden im Hinblick auf die Betrachtung einer Konstantfahrt folglich über der Zeit anstelle der Drehzahl aufgetragen. Beim Vergleich von Wellenverlaufsbahn-, Körperschall- und Luftschallmessungen liegt auch hier analog zu den Hochlaufversuchen eine gute Korrelation zwischen den akustischen Signaltypen vor. Aus diesem Grund beschränkt sich die Auswertung der Versuche auf die Wellenverlaufsbahnmessungen, welche direkt die Anregung der Schallemissionen zeigen.

Abbildung 5.26 zeigt die Wellenverlaufsbahn als Wasserfalldiagramm über der Zeit für den gleitgelagerten Turbolader bei einem Startversuch mit einer Anfangstemperatur von 0 °C. Die Beschleunigung des ATLS findet im Zeitraum zwischen 10 s und 25 s statt. Anschließend folgt eine Konstantfahrt bei ca. $100.000 \frac{1}{\text{min}}$ über knapp zwei Minuten. Auf der Darstellung lässt sich sowohl der Fahrstrahl (bei ca. 1.800 Hz), als auch der erste und zweite Oil-Whip

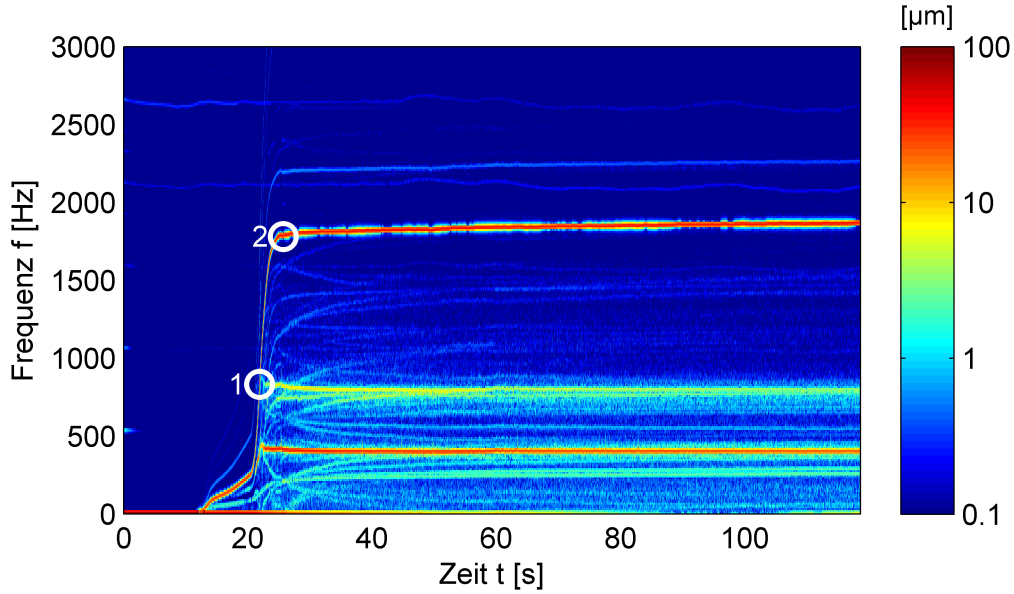


Abbildung 5.26: Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Gleitlager (Lastsprung mit anschließender Konstantfahrt, $T = 0^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$); Maxima (Lastsprung(1)/Konstantfahrt(2)) mit $65,4/37,3\text{ }\mu\text{m}$ bei $832/1.781\text{ Hz}$ ($22/26\text{ s}$)

(bei ca. 400 Hz und 800 Hz) erkennen. Die Amplituden der charakteristischen Frequenzen sind für die gesamte Konstantfahrt sehr gleich und spätestens 30 s nach dem Drehzahlsprung quasi konstant. Obwohl die Vorlauftemperatur des Öls über die Dauer des Experiments gleich der Starttemperatur gehalten wurde, kann davon ausgegangen werden, dass sich das Öl im dünnen Lagerspalt aufgrund der Reibung schnell auf eine deutlich höhere Temperatur erwärmt. Trotzdem verändert sich das charakteristische Frequenzspektrum während der Konstantfahrt nicht.

Abbildung 5.27 zeigt das gleiche Diagramm für einen ähnlichen Versuch mit dem wälzgelagerten Turbolader. Zusätzlich sind darüber die momentanen Kreisorbite für sechs diskrete Zeitpunkte während der Konstantfahrt dargestellt. Auch in diesem Experiment findet die Beschleunigung im Zeitraum zwischen 10 s und 25 s statt. Wie bereits beschrieben, ist die Drehzahlanhebung während der ersten Stufe des Lastsprungs aufgrund der geringeren Reibung des Wälzlagers insbesondere bei niedrigen Drehzahlen viel deutli-

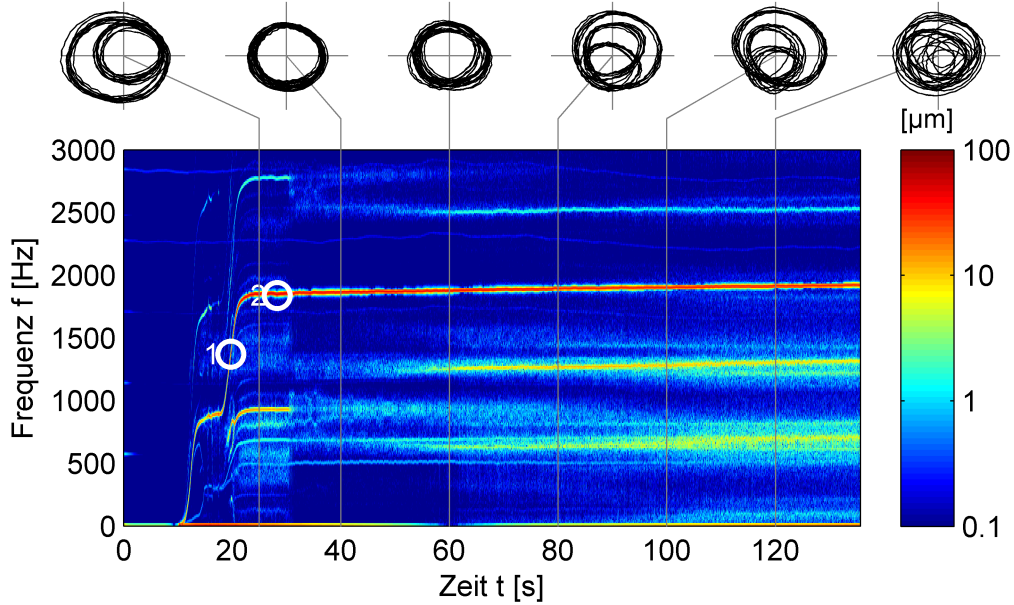


Abbildung 5.27: Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager (Lastsprung mit anschließender Konstantfahrt, $T = 0^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$); Maxima (Lastsprung(1)/Konstantfahrt(2)) mit $50,1/45,0\text{ }\mu\text{m}$ bei $1.371/1.840\text{ Hz}$ (20/28 s)

cher ausgeprägt. Der auch hier klar erkennbare Fahrstrahl liegt aus demselben Grund mit ca. 1.900 Hz etwas höher. Darüber hinaus lassen sich erneut subharmonische Effekte beobachten. Diese sind im Vergleich zum Gleitlager jedoch nicht konstant, sondern verändern sich grundlegend über den Verlauf des Versuchs. In einer ersten Hypothese wird angenommen, dass dies eine direkte Folge der Erwärmung des Lagers ist. Im Vergleich mit der Abbildung 5.16 wird allerdings klar, dass sich die Veränderung der subharmonischen Effekte auch allein anhand der leichten Drehzahlsteigerung während der Konstantfahrt erklären lässt, da es genau in diesem Drehzahlbereich einen Übergang von einer subharmonischen Frequenz bei halber Drehzahl über einen reinen Kreisorbit hin zu einer Wellenbewegung mit zwei dominanten subharmonischen Frequenzen gibt. Somit ergibt sich für den betrachteten Drehzahlbereich eine gute Übereinstimmung zwischen Hochlauf- und Startversuch. Der Grund für die leichte Drehzahlerhöhung von $111.000\text{ }\frac{1}{\text{min}}$ auf $115.000\text{ }\frac{1}{\text{min}}$ während der Konstantfahrt lässt sich jedoch analog zum Gleitlager auf die

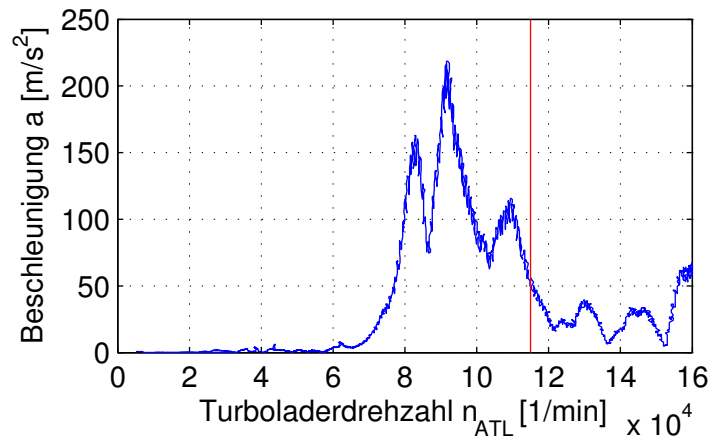


Abbildung 5.28: Amplitude der ersten Ordnung über der Turboladerdrehzahl im Hochlauf

Lagertemperaturerhöhung durch Reibung zurückführen. Die stetig steigende Lagertemperatur begünstigt die Viskosität des Öls im Lager, was wiederum zu geringeren Reibverlusten und dementsprechend höheren Drehzahlen führt. Infolgedessen wird die Ausgangshypothese für einen direkten Zusammenhang zwischen Aufwärmung des Lagers während der Konstantfahrt und der Veränderung der subharmonischen Effekte auf eine indirekte Abhängigkeit über die ATL-Drehzahl korrigiert.

Das Problem ist auf der Abbildung 5.28 verdeutlicht. Dargestellt ist die Amplitude (der ersten Ordnung) der Beschleunigung in axialer Richtung während eines langsamen Hochlaufs. Zusätzlich ist eine typische Drehzahl aus dem Konstantfahrtteil des Lastsprungversuchs eingetragen. Es wird ersichtlich, dass aufgrund des großen Gradienten am Schnittpunkt bereits kleine Drehzahländerungen (temperaturunabhängig) einen starken Einfluss auf die gemessene Amplitude haben müssen. Infolgedessen wird der Versuch des Lastsprungs mit anschließender Konstantfahrt nicht für die folgende Betrachtung der Temperaturabhängigkeit des akustischen Verhaltens herangezogen. Im ersten Teil des Versuchs, während des eigentlichen Lastsprungs, wird ein großes Drehzahlband sehr schnell durchfahren. Daraus folgt im Vergleich zum langsamen und stetigen Hochlauf einer Drehzahlrampenmessung eine schlechtere zeitliche Auflösung, was die exakte Bestimmung der maximalen

Amplitude beim Durchfahren einer kritischen Drehzahl deutlich erschwert. Im zweiten Teil des Versuchs handelt es sich zwar um einen quasistationären Zustand, jedoch ist der Betriebspunkt, je nach Viskosität des Öls, leicht verschoben. Der Temperatureinfluss auf das Öl und die damit einhergehende Drehzahländerung im einstelligen Prozentbereich (bei ca. $100.000 \frac{1}{\text{min}}$) reichen aus, um die Amplitude erheblich zu verändern. Als Folge dessen ist dieser Versuchstyp für den Vergleich unterschiedlicher Temperaturen nicht geeignet.

5.3.4 Fahrzeugversuche Kältekammer

Anhand der externen Messungen am Versuchsfahrzeug können die Auswirkungen des akustischen Verhaltens des Turboladers im Verbund mit dem Gesamtsystem untersucht werden. Dabei ist entscheidend, ob und, wenn ja, wie sehr sich das Geräusch des Turboladers vom restlichen Motorgeräusch abhebt. Ein deutlich wahrnehmbarer Turbolader²² wird vom Fahrzeughersteller meist negativ bewertet. Darüber hinaus ergibt sich hierbei die Möglichkeit, gleichzeitig erstmals den Einfluss der Kälte auf die Akustik zu untersuchen, da einzelne Versuche teilweise in einer Fahrzeug-Kältekammer durchgeführt wurden.

Abbildung 5.29 zeigt Körperschallmessungen als Wasserfalldiagramme zum Vergleich von Gleit- und Wälzlager-ATL exemplarisch anhand eines Leerlauf-Gasstoßes. Beide Lagerkonzepte wurden sowohl bei betriebswarmem Öl (70°C - 80°C) als auch bei Kälte (-10°C) vermessen. Die erste Ordnung ist auch hier als diagonal verlaufende Gerade deutlich erkennbar. Ein Unterschied in den Amplituden zwischen Wälz- und Gleitlager ist in Übereinstimmung mit der qualitativen Betrachtung der Akustikmessungen am Heißgasprüfstand vorhanden. Darüber hinaus ist festzustellen, dass sich die Amplituden gerade beim wälzgelagerten Versuchsträger zwischen betriebswarmen und Kaltstartbedingungen deutlich unterscheiden. Obwohl in diesem Fall nur zwei Temperaturniveaus untersucht wurden, ist dies ein erster Hinweis auf eine Temperaturabhängigkeit des akustischen Verhaltens der Wälzlagerung.

²²In Form der Turboladerdrehzahl oft als „Turbopfeifen“ bezeichnet.

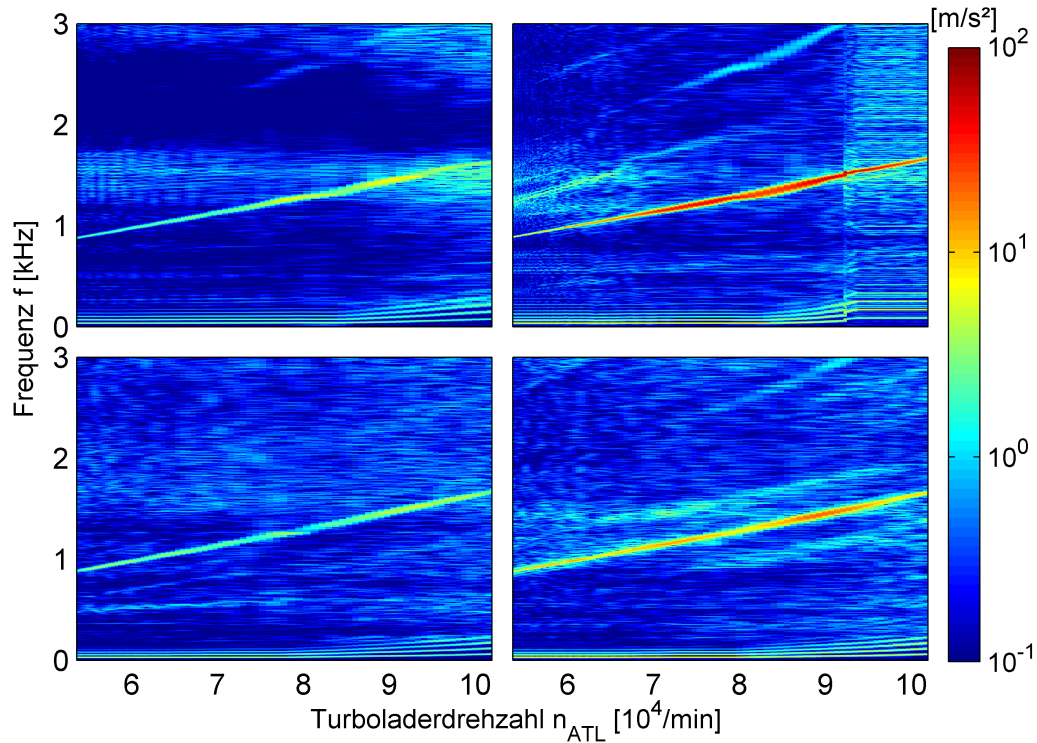


Abbildung 5.29: Wasserfalldiagramme des Körperschalls im Vergleich beim Versuchsfahrzeug - links: Gleitlager, rechts: Wälzlager; oben: -10°C , unten: 80°C

Bezüglich der Hörbarkeit des Turboladers aus der Sicht des Fahrers wird nun passend zu den zuvor auf der Abbildung 5.29 gezeigten Versuchen die entsprechende Luftschallmessung an der Kopfposition des Fahrers ausgewertet. Dies ist anhand der Abbildung 5.30 ersichtlich. Es wird deutlich, dass der Turbolader in Bezug auf die Gesamtlautstärke in dieser Messung eine untergeordnete Rolle spielt. Die großen Amplituden befinden sich unterhalb von 500 Hz und sind dem Motorgeräusch zuzuordnen. Die erste Ordnung des Turboladers ist beim wälzgelagerten Prototyp bei Kälte noch deutlich und bei betriebswarmem Öl nur noch schwach erkennbar, während sie bei der gleitgelagerten Referenz im Rauschen untergeht und somit gar nicht mehr (optisch) wiedergefunden werden kann. Dementsprechend wird der gleitgelagerte Turbolader vom Fahrer vermutlich nicht wahrgenommen, wohingegen der wälzgelagerte Prototyp besonders bei Kälte deutlich hörbar ist. Ausgehend

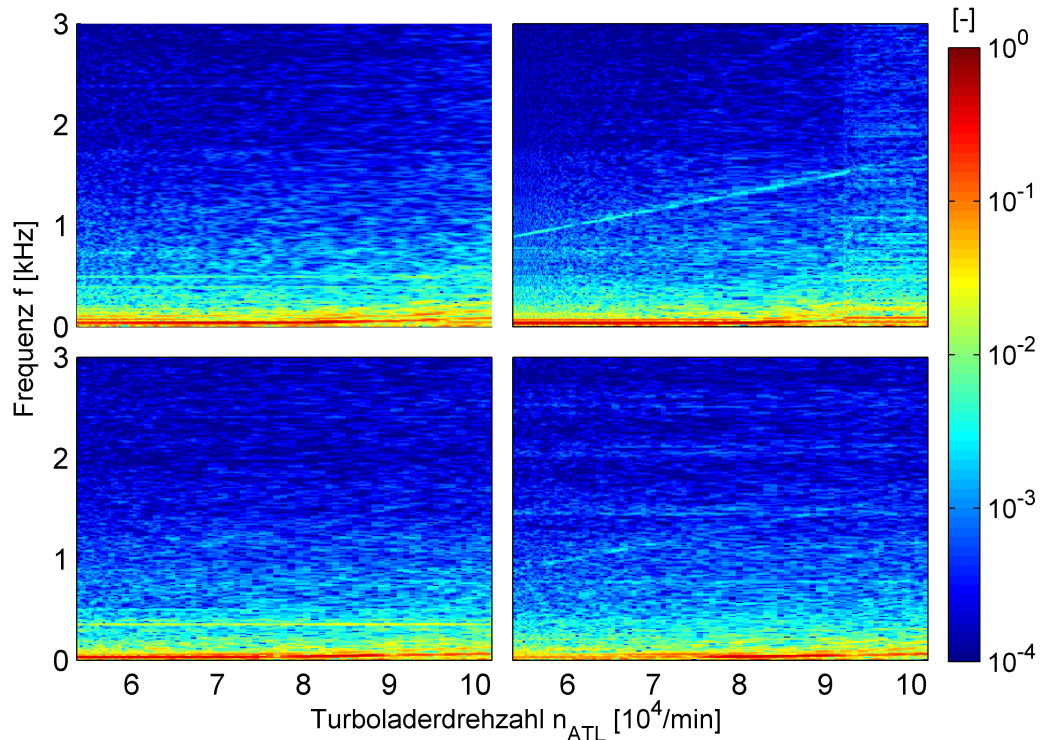


Abbildung 5.30: Wasserfalldiagramme des Luftschalls (Fahrerposition) im Vergleich beim Versuchsfahrzeug - links: Gleitlager, rechts: Wälzlager; oben: -10°C , unten: 80°C

davon, dass eine eindeutige akustische Identifizierung des ATLs vom Fahrzeughersteller²³ nicht erwünscht ist, wird der Prototyp als akustisch nicht i.O. eingestuft.

5.3.5 Einfluss Temperatur und Öldruck

Nachdem das akustische Verhalten des wälzgelagerten Versuchsträgers im Vergleich zum Referenzturbolader anhand von Frequenzspektren unter Berücksichtigung von Wellenverlaufsbahn, Körperschall und Luftschall charakterisiert wurde, soll nun die Abhängigkeit von den äußeren Einflüssen Bauteil- und Öltemperatur sowie Öldruck betrachtet werden. Zu diesem Zweck wurden Drehzahlrampen in einer Parametervariation unter entspre-

²³Als Ableitung des Kundenwunschs.

chenden Randbedingungen mithilfe der Klima- und Akustikkammer aufgenommen. Da es unpraktikabel ist, eine Vielzahl an Wasserfalldiagrammen optisch miteinander zu vergleichen, erfolgt nun der letzte Schritt der im Kapitel 5.3.1 beschriebenen Auswertungsmethodik. Hierbei wird mithilfe eines Skripts für jeden einzelnen Versuch die maximale Amplitude als repräsentativer Wert bestimmt, um diese anschließend im Vergleich unterschiedlicher Randbedingungen zu betrachten. Bei den folgenden Vergleichen werden in erster Linie Luft- und Körperschallmesswerte verwendet, da die Versuchsträger des Herstellers 2 nicht mit den für die Wellenverlaufsbahnmessung notwendigen Rotordynamikmuttern ausgestattet waren.

Hersteller 1 – Prototyp

Abbildung 5.31 zeigt die Maximalamplituden der ersten Ordnung aus Hochlaufversuchen bei unterschiedlichen Temperaturen für den ATL des Herstellers 1. Oben links dargestellt sind Werte aus dem Mittelwert aller vier Luftschallkanäle, oben rechts aus dem Betrag des resultierenden Beschleunigungsvektors und unten links das Mittel aus beiden Wellenauslenkungen in der Ebene der Verdichterradmutter.

Im Luftschall lässt sich beim wälzgelagerten Turbolader eine Temperaturabhängigkeit hin zu hohen Amplituden bei niedrigen Temperaturen feststellen. Die Abhängigkeit ist im Körperschall jedoch nicht mehr deutlich erkennbar. Dennoch liegt bei beiden akustischen Signaltypen ein auffälliger Sprung hin zu hohen Amplituden beim Erreichen von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ vor. Der gleitgelagerte Referenzturbolader zeigt hingegen einen nahezu konstanten Verlauf für beide Schallsignale²⁴. Im Vergleich untereinander bestätigt sich außerdem die Feststellung aus dem qualitativen Vergleich der Wasserfalldiagramme, dass der wälzgelagerte Versuchsträger insgesamt deutlich höhere Amplituden zeigt.

Bei der Betrachtung der Anregung in Form der Wellenverlaufsbahn erscheint die Temperaturabhängigkeit des Wälzlager-ATLs deutlich weniger ausgeprägt. Stattdessen zeigt der Referenzturbolader hier eine entsprechende Tendenz. Diese beobachtete leichte Veränderung der Amplitude der Wellen-

²⁴Körperschall: sehr konstant; Luftschall: minimale Temperaturabhängigkeit erkennbar.

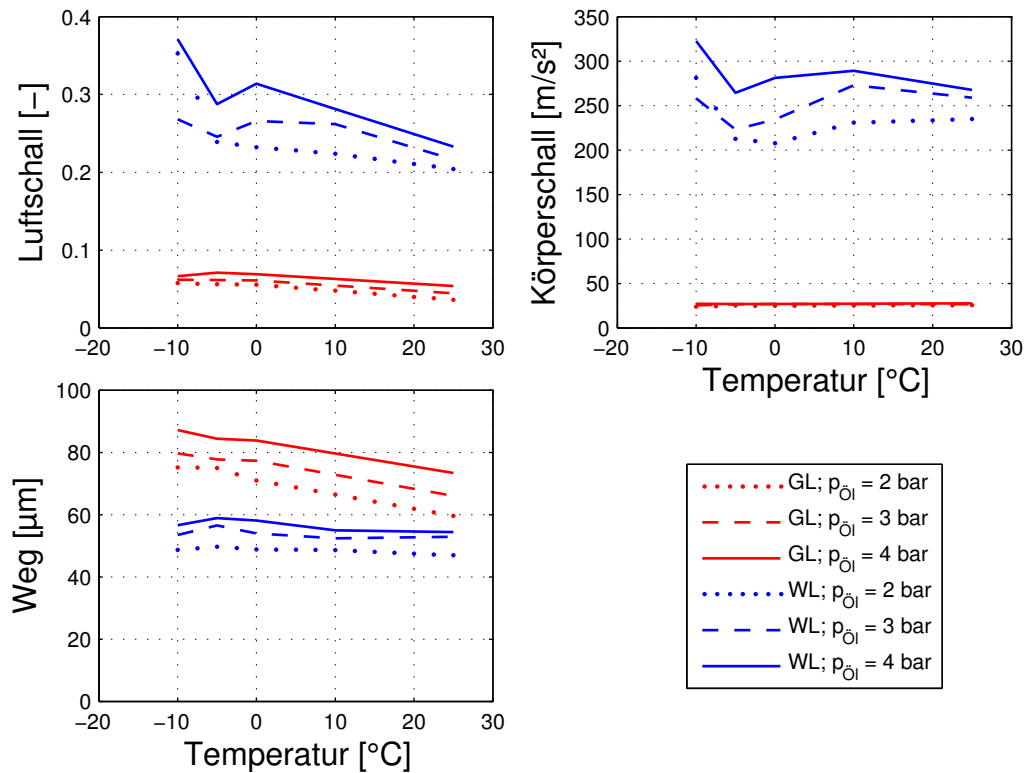


Abbildung 5.31: Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 1); Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luftschall, Körperschall und Wellenverlaufsbahn; Vergleich Gleit- und Wälzlager, sowie verschiedene Öldrücke

verlaufsbahn mit der Temperatur scheint jedoch beim Gleitlager-ATL nur einen geringen Einfluss auf die Schallmessungen zu haben. Beim Wälzlager liegt aufgrund des direkten Festkörperkontakts zwischen rotierender Welle und feststehender Lageraußenschale ein anderes Übertragungsverhalten vor. Des Weiteren wird festgestellt, dass bei der Wälzlagerung im Vergleich zur Gleitlagerung kleinere Amplituden in der Wellenverlaufsbahn vorliegen.

Öldruck Neben dem Temperatureinfluss lässt sich auf der Abbildung 5.31 ebenfalls die Abhängigkeit vom Öldruck beurteilen. Hierbei zeigt sich für den Wälzlager-ATL sowohl beim Luft- als auch Körperschall eine klare Tendenz zu höheren Amplituden bei steigendem Öldruck. Diese Abhängigkeit lässt sich beim Referenzturbolader, wenn auch wesentlich schwächer ausgeprägt,

ebenso noch beobachten. Die Unterschiede sind jedoch so klein, dass sie bei der Skalierung des vorliegenden Diagramms, zumindest beim Körperschall, nicht mehr erkennbar sind. Aus diesem Grund liegt das gleiche Diagramm mit einer Skalierung, die nur die Amplituden des Gleitlagers zeigt, nochmals im Anhang als Abbildung C.3 vor. Die Auswertung der Lastsprungversuche ergibt ebenfalls, dass die Amplituden von Luft- und Körperschall beim Wälzlager-ATL mit höheren Öldrücken signifikant steigen, während diese Abhängigkeit beim Referenz-Versuchsträger nur in einem sehr geringen Ausmaß wiederzufinden ist.

Die beobachteten Abhängigkeiten des akustischen Verhaltens bezüglich Temperatur und Öldruck konnten an diesem Versuchsträger auch in der Auswertung der RMS-Verläufe bestätigt werden. Eine entsprechende Abbildung der RMS-Maximalwerte ist im Anhang durch Abbildung C.4 hinterlegt.

Es wird vermutet, dass sich die Temperatur in zweierlei Hinsicht auf die Akustik auswirkt. Einerseits ist die Viskosität des Öls stark temperaturabhängig. Dies hat somit einen direkten Einfluss auf den Quetschölfilmdämpfer und somit auch auf die Rotordynamik. Zum anderen wird angenommen, dass sich die thermische Kontraktion bedingt durch die verschiedenen Wärmeausdehnungskoeffizienten der jeweiligen Materialien negativ auf Lagerspalte und Lagervorspannungen im Wälzlager auswirkt.

Hersteller 2 – serientauglicher Stand

Es folgt nun die identische Auswertung für die Versuche mit dem serientauglichen Wälzlagerstand und der dazugehörigen gleitgelagerten Referenz des Herstellers 2. Abbildung 5.32 zeigt die entsprechenden Ergebnisse. Die Darstellung ist analog zu der des Herstellers 1. Unterschiede bestehen jedoch in dem betrachteten Temperaturbereich. Für die Untersuchungen mit den ATL des Herstellers 2 wurden Hochläufe auch bei deutlich höheren Temperaturen durchgeführt. Zusätzlich werden drei verschiedene Wälzlager-ATL mit unterschiedlicher Wuchtgüte betrachtet. Dafür entfällt bei dieser Versuchsreihe die Öldruckvariation.

Die für den Prototyp des Herstellers 1 festgestellte Temperaturabhängig-

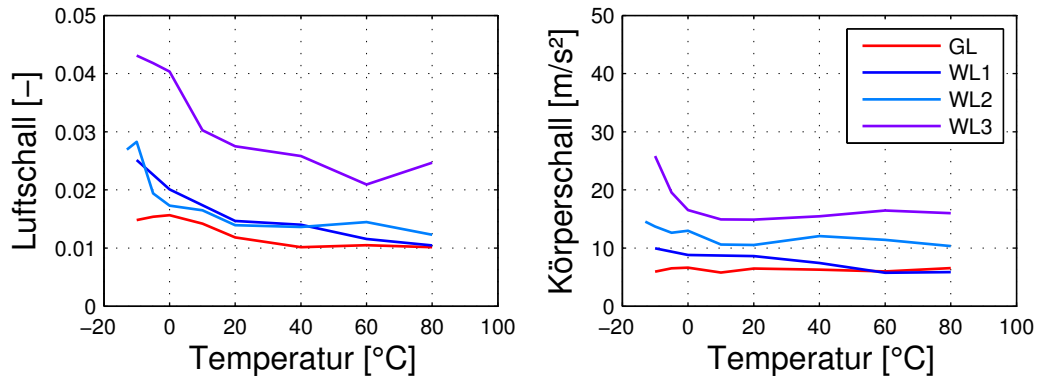


Abbildung 5.32: Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 2); Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luft- und Körperschall; Vergleich Gleitlager und Wälzlager (drei Wuchtniveaus)

keit ist auch bei allen drei der wälzgelagerten Versuchsträger des Herstellers 2 zu erkennen. Dies trifft gleichermaßen sowohl für den Luftschall, als auch den Körperschall zu. Ebenfalls ähnlich zu den vorangegangenen Versuchen zeigt sich der gleitgelagerte Referenzturbolader beim Körperschall neutral gegenüber dem Temperatureinfluss, während beim Luftschall eine minimale Abhängigkeit zu beobachten ist²⁵.

Beim Vergleich der einzelnen Turbolader untereinander fällt auf, dass die drei wälzgelagerten Versuchsträger mit unterschiedlicher Wuchtgüte erwartungsgemäß deutliche Unterschiede in den maximalen Amplituden aufzeigen. Im Vergleich zur Referenz kann jedoch festgestellt werden, dass der am besten gewuchtete wälzgelagerte Turbolader WL1 zumindest bei hohen Temperaturen sogar auf Gleitlagerniveau liegt. Dies zeigt einerseits, dass es technisch möglich ist, akustisch vergleichbare Turbolader auf der Basis einer Wälzlagerung umzusetzen. Darüber hinaus bestätigt es, dass die Wuchtgüte eine zentrale Rolle bei der Bewältigung der Problematik um das akustische Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader spielt. Aus diesem Grund soll im folgenden Abschnitt 5.3.6 nochmals explizit auf den Einfluss der Unwucht anhand einer Unwuchtvariation an dem wälzgelagerten Prototyp des Her-

²⁵An dieser Stelle kann nicht ausgeschlossen werden, dass dies eventuell auf eine temperaturabhängige Empfindlichkeit der Luftschallsensoren zurückzuführen ist.

stellers 1 eingegangen werden. Unter Berücksichtigung der Wuchtkurven aller vier Versuchsträger des Herstellers 2, dargestellt im Anhang als Abbildung C.6, wird jedoch klar, dass zum Erreichen eines ähnlichen akustischen Verhaltens eine deutlich bessere Wuchtgüte des wälzgelagerten ATLs gegenüber der gleitgelagerten Referenz notwendig ist.

Bei der Analyse der RMS-Spitzenwerte, dargestellt im Anhang als Abbildung C.5, ließen sich die hier beobachteten Abhängigkeiten deutlich schwerer bis gar nicht mehr erkennen. Dies liegt daran, dass die Amplituden des eigentlichen Lagergeräuschs (in diesem Fall der Fahrstrahl) so gering sind, dass sie sich kaum vom Strömungsrauschen abheben. Somit bestimmen bei der Betrachtung des RMS-Werts, bei dem letztendlich das gesamte Spektrum aufaddiert wird, vor allem die aerodynamischen Geräusche die Spitzenamplituden, welche sich zwischen den vier Versuchsträgern jedoch nicht unterscheiden. Aus diesem Grund hat hier die Betrachtung der Spitzenwerte des Fahrstrahls im Frequenzspektrum entsprechend Abbildung 5.32 eine höhere Aussagekraft in Bezug auf die Beurteilung des Lager- und Unwuchteinflusses.

5.3.6 Unwuchtvariation

Abgesehen von den selbst angeregten Oil-Whirl/Whip-Phänomenen bei gleitgelagerten Turboladern ist die Schwingungsanregung durch die Laufgruppe in erster Linie eine Folge der (Rest-)Unwucht des Rotors (vgl. Kapitel 2.3). Aufgrund der in der Literatur beschriebenen zentralen Rolle der Unwucht und in Ergänzung zu den vorangegangenen Untersuchungen der Versuchsträger des Herstellers 2 soll in diesem Abschnitt nun ebenfalls an einem Prototyp-Turbolader des Herstellers 1 der Einfluss der Unwucht auf das akustische Verhalten betrachtet werden. Für diese Unwuchtvariation wurde der ATL entsprechend Kapitel 4.6.4 vorbereitet. Der Grundgedanke in diesem Versuchsaufbau besteht darin, unterschiedliche Unwuchtzustände des Rotors an ein und demselben Versuchsträger gezielt realisieren zu können. Auf diese Weise kann der alleinige Einfluss der Unwucht analysiert werden.

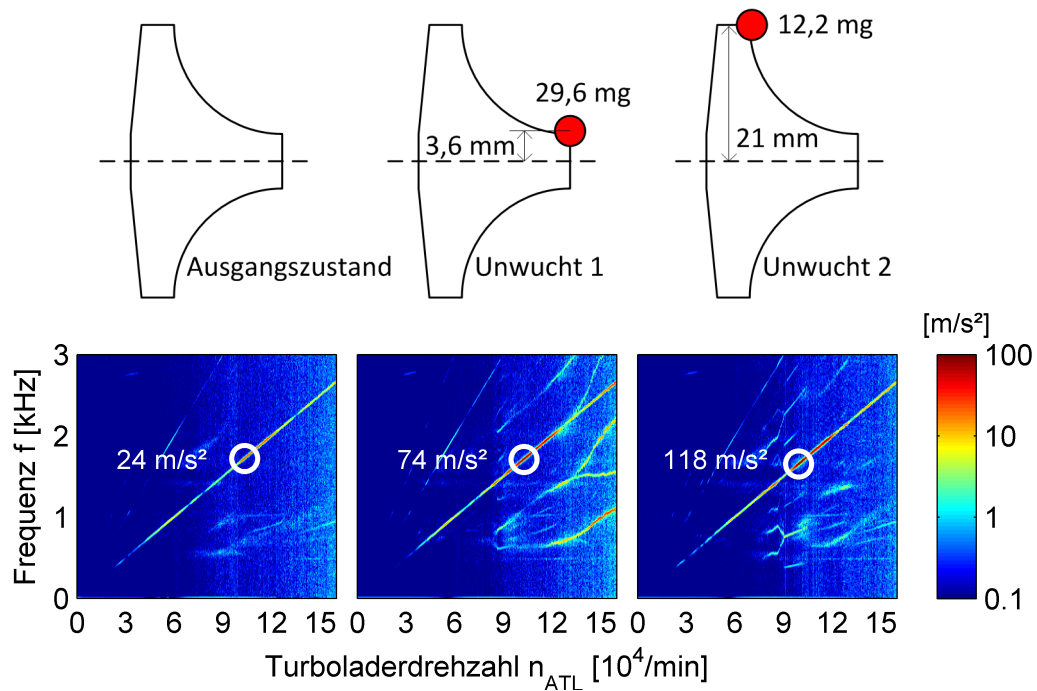


Abbildung 5.33: Unwuchteinfluss; oben: Positionierung der Zusatzmassen (links: ohne Zusatzmassen, Mitte: Verdichterradmutter, rechts: Verdichterrad außen), unten: Darstellung der Beschleunigung im Wasserfalldiagramm; Maxima (links/Mitte/rechts) mit $24,5/74,2/118,2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ bei $1.723/1.711/1.652 \text{ Hz}$ ($103.451/102.742/99.176 \frac{1}{\text{min}}$)

Qualitative Betrachtung

Zunächst soll beurteilt werden, ob die Unwucht, neben der zu erwartenden und auch in den Versuchen mit den ATL des Herstellers 2 festgestellten Beeinflussung der Amplitude des Fahrstrahls, auch andere qualitative Veränderungen des akustischen oder rotodynamischen Verhaltens bewirken kann. Zu diesem Zweck wurden Wasserfalldiagramme von Versuchen mit unterschiedlichen Unwuchtkonfigurationen gegenübergestellt. Abbildung 5.33 zeigt exemplarisch die Frequenzspektren der Beschleunigung in axialer Richtung für den Grundzustand (links), eine Zusatzmasse an der Verdichterradmutter (mittig) und eine Zusatzmasse nahe des äußeren Rands des Verdichterrads. Hierbei ist die erste entscheidende Feststellung, dass der aufwendig neu gewuchtete Grundzustand ohne Zusatzmassen nun annähernd keine fahrstrahlfremden

Phänomene mehr zeigt, während die unwuchtbelasteten Konfigurationen die bereits bekannten subsynchronen Effekte des Prototyps des Herstellers 1 aufweisen. Die zweite Beobachtung ist, dass die aufgebrachten Massen an den unterschiedlichen Positionen auch zu verschiedenen subsynchronen Effekten führen. Im Vergleich mit Abbildung 5.19 hat es den Anschein, dass Unwucht 1 in sehr guter Übereinstimmung mit den subsynchronen Effekten im oberen Drehzahlbereich ist, während Unwucht 2 stattdessen eine charakteristische Form im mittleren Drehzahlbereich widerspiegelt. Drittens ist festzuhalten, dass die maximalen Amplituden der ersten Ordnung wie erwartet durch das Aufprägen von Unwuchten steigen.

Quantitative Betrachtung mit Temperatur- und Öldruckeinfluss

Entsprechend den vorangegangenen Versuchen wurde auch während der Unwuchtvariation der Einfluss von Temperatur und Öldruck betrachtet. Zur übersichtlichen Illustration der Messergebnisse werden daher auch hier analog die maximalen Amplitudenwerte der Wasserfalldiagramme für Luftschall, Körperschall und in diesem Fall auch der Wellenverlaufsbahn dargestellt. Abbildung 5.34 zeigt diese als Funktion der Temperatur und gibt ebenfalls für jede Unwuchtkonfiguration die Werte für jeweils drei Öldruckniveaus an. Allgemein zeigt sich, dass die unwuchtbelasteten Konfigurationen im Vergleich zum gewuchteten Grundzustand erwartungsgemäß meist deutlich höhere Amplituden aufweisen.

Öldruckeinfluss Zunächst lässt sich feststellen, dass die zuvor beobachtete Öldruckabhängigkeit der Amplituden des wälzgelagerten Turboladers auch bei diesem Versuchsträger in allen akustischen Signalen (Körperschall, Luftschall und Wellenverlaufsbahn) deutlich erkennbar ist. Dies gilt jedoch nur für die unwuchtbelasteten Konfigurationen. Beim Grundzustand hingegen kann diese Abhängigkeit nicht mehr eindeutig beobachtet werden.

Temperatureinfluss Alle Konfigurationen zeigen eine Temperaturabhängigkeit im Luft- und Körperschall. Bei der Wellenverlaufsbahn ist dies nur

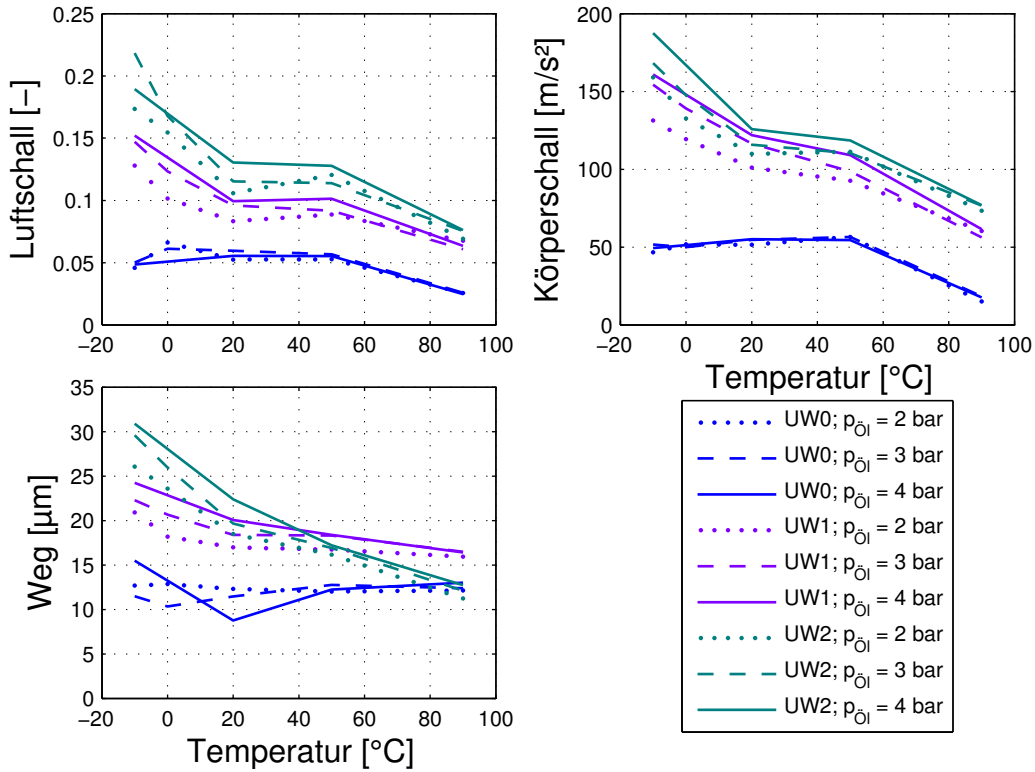


Abbildung 5.34: Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 1); Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luftschall, Körperschall und Wellenverlaufsbahn; Vergleich Wälzlager in drei Unwuchtkonfigurationen

noch bei den unwuchtbelasteten Konfigurationen der Fall. Ein weiterer Unterschied zwischen den Unwuchtvarianten besteht darin, dass der Grundzustand in den beiden Schallsignalen keine Erhöhung der Amplituden im Bereich sehr kleiner Temperaturen zeigt. Dies ist ansonsten sowohl bei den unwuchtbelasteten Konfigurationen als auch bei den vorherigen Versuchen mit den anderen Versuchsträgern der Fall.

Die beobachteten Abhängigkeiten des akustischen Verhaltens bezüglich Temperatur und Öldruck konnten an den Messergebnissen der Unwuchtvariation auch in der Auswertung der RMS-Verläufe mit sehr guter Übereinstimmung bestätigt werden. Eine entsprechende Abbildung der RMS-Maximalwerte ist im Anhang durch Abbildung C.7 hinterlegt.

Schlussfolgerung

Anhand der Unwuchtvariation konnten zum einen die bereits in anderen Experimenten beobachteten Abhängigkeiten bestätigt und zum anderen neue Erkenntnisse zum wälzgelagerten Versuchsträger des Herstellers 1 gewonnen werden. Es zeigt sich, dass auch dieser Prototypen-Baustand unter der Voraussetzung einer optimalen Wuchtgüte Unwuchtantworten ohne deutliche subsynchrone Effekte ähnlich des serienreifen Versuchsträgers des Herstellers 2 hervorbringen kann. Auch der Vorsprung in den maximalen Amplituden im Fahrstrahl fällt damit deutlich geringer aus. Über den Einsatz der Zusatzmassen kann jedoch fast der Ausgangszustand im Hinblick auf maximale Amplituden und subsynchrone Effekte wiederhergestellt werden. In Bezug auf die Temperaturabhängigkeit konnte beobachtet werden, dass diese generell auch beim letzten wälzgelagerten Versuchsträger vorliegt. Allerdings zeigt sich, dass der Temperatureinfluss durch das Vorhandensein einer Unwucht deutlich verstärkt wird bzw. durch das Minimieren der Restunwucht beinahe komplett aufgehoben werden kann. Eine ähnliche Situation tritt bei der Öldruckabhängigkeit auf, welche während der Unwuchtvariation ausschließlich bei den unwuchtbelasteten Konfigurationen, dafür aber in bekannter Weise, beobachtet werden konnte.

5.3.7 Bewertung des Luftschalls

In diesem Abschnitt soll unter anderem auf die Grenzen der vorgestellten Auswertungsmethodik, insbesondere für den Fall des Luftschalls, hingewiesen werden. Im Gegenzug wird eine erweiterte Analyse anhand einer Versuchspaarung exemplarisch unter Verwendung von gebräuchlichen Größen der technischen Akustik und Psychoakustik durchgeführt.

Für die quantitative Auswertung von Hochlaufversuchen wurden in dieser Arbeit vorwiegend die Spitzenwerte der fouriertransformierten Akustiksignale zum Vergleich herangezogen. Dies hat zur Folge, dass für die Bestimmung der akustischen Auffälligkeit somit jeweils nur eine einzelne Frequenz betrachtet wird. Auch wenn diese dem Fahrstrahl zugeordnet werden kann, welcher als sehr relevant für die akustische Wahrnehmung des Turboladers gilt, fin-

ATL	Max. Schalldruck ²⁶ [$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$]	Schalldruckpegel [dB]	Dyn. Lautheit [sone]
UW0	0,2	93,7	32,7
UW1	1,8	105,5	69,6

Tabelle 5.3: Akustische Größen im Vergleich; Versuch: Hochlauf bei $T = -10^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$, ATL des Herstellers 1, Unwuchtvariation mit Grundzustand und Unwuchtconfiguration 1

den Frequenzen abseits der ersten Ordnung durch diese Herangehensweise keine weitere Beachtung.

Schalldruckpegel und Lautheit

Bei der Wellenverlaufsbahn und in einem gewissen Rahmen auch beim Körperschall werden physikalische Größen betrachtet, die weitgehend linear vom Menschen wahrgenommen und verstanden werden. Weg und Beschleunigung sind daher im Allgemeinen Größen, die man gut als Absolutwerte bewerten kann. Beim Luftschall, dessen physikalische Feldgröße der Schalldruck ist, handelt es sich jedoch um eine reine Schwingungsgröße, für welche eigene, relative Gesetzmäßigkeiten der Wahrnehmung beim Menschen gelten (beschrieben im Kapitel 2.4). Als Folge wird stattdessen oft der Schalldruckpegel verwendet, welcher durch sein logarithmisches Bildungsgesetz (Gl. 2.6) der menschlichen, relativen Lautheitswahrnehmung in Grundzügen nachempfunden ist. Doch selbst unter Einbeziehung des in der technischen Akustik häufig verwendeten A-bewerteten Schalldruckpegels, welche eine frequenzabhängige Wahrnehmung in erster Näherung berücksichtigt, wird die Lautstärke nur im Spezialfall von sehr schmalbandigen Geräuschen richtig bestimmt. *Fastl* [14] gibt an, dass für den allgemeinen Fall erst mehrkanalige Verfahren wie das Lautheitsberechnungsverfahren nach *Zwicker* [52] ein akkurates Maß für die wahrgenommene Lautstärke bereitstellen. Dieses Verfahren wurde für stationäre Geräusche in der DIN 45631 (1991) [11] festgehalten und später mit DIN 45631/A1 (2010) [12] für zeitvariante Geräusche ergänzt.

Betrachtung der Maximalwerte

Der bisher betrachtete maximale Schalldruck im Wasserfalldiagramm (Einzelfrequenz) wird in der Tabelle 5.3 exemplarisch für zwei Hochlaufversuche²⁷ am Prototyp-ATL für Wuchtuntersuchungen des Herstellers 1 mit dem maximalen Schalldruckpegel und der maximalen Lautheit nach Zwicker gegenübergestellt.

Zunächst soll an dieser Stelle der Schalldruckpegel in Relation gesetzt werden. Mit Pegeln von 93,7 dB bzw. 105,5 dB befindet man sich in einem Bereich, der oft vergleichend mit der Lautstärke eines Presslufthammers angegeben wird. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, dass das hier betrachtete Mikrofon einen Abstand von nur 20 cm zum Verdichtergehäuse hatte. Die Entfernung sollte bei jeder Angabe dieser Art berücksichtigt werden. Mikrofon 2, welches sich in ca. 1 m Entfernung zum Verdichtergehäuse befindet, zeigt für diese beiden Versuche einen Schalldruckpegel von nur noch knapp über 80 dB²⁸.

Bei den Angaben des Schalldruckpegels in dB sollte stets das logarithmische Bildungsgesetz berücksichtigt werden. Dies führt dazu, dass beispielsweise eine Erhöhung um 6 dB zwar einer Verdopplung des Schalldrucks entspricht, aber erst eine Erhöhung um 10 dB bzw. eine Erhöhung des Schalldrucks um den Faktor $\sqrt{10} \approx 3,16$ einer Verdopplung der wahrgenommenen Lautstärke entspricht. Dahingegen verhält sich die psychoakustische Angabe der Lautstärke in Sone linear, sodass eine Verdopplung der wahrgenommenen Lautstärke auch eine Verdopplung des Zahlenwerts bewirkt. Vergleicht man nun die in der Tabelle 5.3 aufgeführten Messwerte, so lässt sich zumindest der Zusammenhang zwischen Schalldruckpegel in dB und Lautstärke in Sone gut erkennen – ein Unterschied von etwas mehr als 10 dB wird von einer guten Verdopplung der Lautstärke nach Zwicker begleitet. Im Gegensatz dazu suggeriert der aus dem Wasserfalldiagramm abgelesene maximale Schalldruck einen deutlich größeren Unterschied zwischen den Messungen.

²⁷ $T = -10^\circ\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3 \text{ bar}$, Unwucht 1, Auswertung anhand Mikrofon 2

²⁸Vergleichbar mit Straßenlärm aus 10 m Entfernung.

Gegenüberstellung der akustischen Größen im Verlauf

Abbildung 5.35 zeigt den Verlauf des Schalldrucks (physikalische Feldgröße), des Schalldruckpegels (logarithmisches Bildungsgesetz) und der Lautheit nach Zwicker (Psychoakustik) als zeitlichen Verlauf während der Dauer des Hochlaufs gegenüber dem bisher für die Auswertung herangezogenen maximalen Schalldruck der ersten Ordnung aus der FFT und dem RMS-Verlauf des Schalldrucks. Dabei wurden die einzelnen Größen für die Darstellung in einem gemeinsamen Diagramm anhand ihres jeweiligen Maximalwerts normiert.

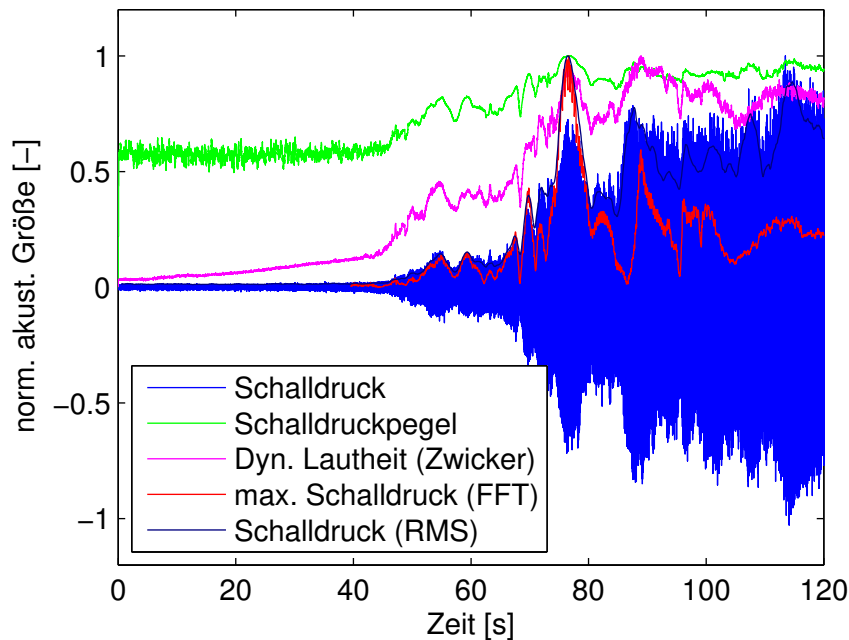


Abbildung 5.35: Akustische Größen im Vergleich als zeitlicher Verlauf; Versuch: Hochlauf bei $T = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{\text{Öl}} = 3\text{ bar}$, ATL des Herstellers 1, Unwuchtkonfiguration 1

Die Ausgangsgröße bildet der Schalldruck als physikalische Feldgröße. Diese zeigt zunächst eine Grundamplitude, welche auf Störgeräusche zurückgeführt werden kann, und steigt dann nach Drehbeginn des Turboladers ab ca. 40 s an. Der Anstieg ist nicht stetig, sondern weist mehrere lokale Maxima beim Durchfahren von kritischen Drehzahlen auf. Die höchsten Amplituden

werden bei sehr hohen Turboladerdrehzahlen erreicht. Der RMS-Verlauf des Schalldrucks bildet in erster Näherung eine Hüllkurve des eben beschriebenen Verlaufs. Der einzige Unterschied besteht darin, dass das Maximum bereits kurz vor 80 s bei der kritischen Drehzahl um $100.000 \frac{1}{\text{min}}$ erreicht wird. Dieser Punkt wird auch im maximalen Schalldruck der FFT und im Schalldruckpegel als Maximum des Versuchs identifiziert. Allein die psychoakustische Größe der dynamischen Lautheit nach Zwicker zeigt erst bei der nächsten kritischen Drehzahl um ca. $130.000 \frac{1}{\text{min}}$ einen minimal lautereren Betrieb an. Während auch der Schalldruckpegel für diesen Punkt einen beinahe identisch hohen Wert annimmt, ist die Amplitude des maximalen Schalldrucks der FFT im Vergleich zur ersten kritischen Drehzahl deutlich kleiner.

Schlussfolgerung

Gemessen an dem Verlauf der dynamischen Lautheit nach Zwicker bietet keine der anderen gezeigten akustischen Größen eine sehr gute qualitative Übereinstimmung. Sie sind damit nur bedingt für eine direkte Aussage über die vom Menschen wahrgenommene Lautheit eines Versuchs geeignet. Dennoch werden die kritischen Stellen im Hochlauf auch in den anderen akustischen Größen meist korrekt identifiziert. Der für die Auswertung in dieser Arbeit vorwiegend herangezogene maximale Schalldruck im Frequenzspektrum sollte nach dieser Betrachtung anstatt als proportionale Größe der Lautstärke eher als Maß für die rotordynamische Anregung des Turboladergeräuschs gesehen werden. Darüber hinaus ist diese Größe jedoch auch für die Hörbarkeit des ATLS im Fahrzeug entscheidend, da hierbei viele kleine und mittlere Amplituden durch den Lärm des Motors überstrahlt werden, während eine einzelne, sehr scharfe Frequenz wie die erste Ordnung mit einer hohen Amplitude für den Fahrer als differenzierbares Störgeräusch wahrgenommen werden kann. Somit ist es möglich, dass zwar die Lautstärke der einzelnen Komponente durch Zwicker besser abgebildet wird, wohingegen sich die Hörbarkeit des ATLS im Gesamtzusammenhang eher nach dem maximalen Schalldruck im Frequenzspektrum richtet.

Kapitel 6

Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Wälzlagerung für Abgasturbolader mit besonderem Blick auf das akustische Verhalten experimentell untersucht. Die Motivation entstand aus dem theoretischen Potenzial dieser Innovation, welche durch die Verringerung der Reibleistung Vorteile sowohl im transienten als auch im stationären Betrieb ermöglicht. Der Fokus auf die Akustik resultierte aus der Herausforderung, trotz der prinzipbedingt schlechteren Dämpfungseigenschaften der Wälzlagerung ein ähnlich gutes akustisches Verhalten, gemessen am Serienstand gleitgelagerter ATL, zu erreichen.

Zunächst wurde der Reibleistungsvorteil anhand von stationären und transienten Messungen sowohl am Motor- als auch am Heißgasprüfstand quantifiziert. An der Einzelkomponente konnte ein Wirkungsgradvorteil für geringe Turboladerdrehzahlen nachgewiesen werden. Bei hohen Drehzahlen unterlag der wälzgelagerte Prototyp jedoch dem Serienstand, was auf beträchtliche hydrodynamische Verluste bei der Bewegung der Wälzkörper durch das Schmiermittel zurückgeführt wurde. Infolgedessen konnte eine Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs am Verbrennungsmotor auch nur in Teilbereichen des Motorkennfelds beobachtet werden. Dahingegen ließ sich eine deutliche Verbesserung des transienten Verhaltens anhand von Lastsprungversuchen am Motor- und Heißgasprüfstand nachweisen. Der Vorteil der Wälzlagerung zeigte sich insbesondere bei niedrigen Öltemperaturen.

Für die Untersuchung des akustischen Verhaltens der Versuchsträger wur-

de der Heißgasprüfstand um eine Klima- und Akustikkammer erweitert. Dies ermöglichte die simultane Erfassung der gesamten akustischen Übertragungskette von Wellenbewegung, Körperschall und Luftschall. Gleichzeitig konnte der Versuchsträger auf verschiedene Temperaturen bis unter den Gefrierpunkt vorkonditioniert werden.

Für die Analyse der Akustikmessdaten wurde eine Auswertungsroutine entwickelt, welche sowohl eine qualitative als auch eine quantitative Bewertung der Versuche ermöglicht. Davon ausgehend wurde anhand von Klimakammermessungen unter anderem die Korrelation der unterschiedlichen akustischen Signale untersucht. Für die Beurteilung des Luftschalls wurde ebenfalls die Berücksichtigung verschiedener Größen aus der technischen Akustik und der Psychoakustik betrachtet.

Durch die Variation von Temperatur, Öldruck und Unwucht sowie der Betrachtung von zwei wälzgelagerten Versuchsträgern unterschiedlicher Serienreife und Hersteller konnten wichtige Abhängigkeiten des akustischen Verhaltens von diesen Einflussgrößen nachgewiesen werden. So zeigten sich durchgängig höhere Luft- und Körperschallamplituden sowohl mit steigenden Öldrücken als auch bei niedrigen Temperaturen. Es stellte sich zudem heraus, dass die Temperaturabhängigkeit durch hohe Unwuchten begünstigt oder verstärkt wird. Darüber hinaus konnte nachgewiesen werden, dass die Unwucht neben der quantitativen Erhöhung der Amplituden aller gemessenen Schwingungsgrößen auch qualitative Veränderungen des Frequenzspektrums in Form von subsynchronen Schwingungsphänomenen hervorrufen kann. Anhand des serienreifen Wälzlager-ATLs wurde zudem gezeigt, dass es möglich ist, das akustische Niveau eines gleitgelagerten ATLs, zumindest im betriebswarmen Zustand, zu erreichen.

Kapitel 7

Literaturverzeichnis

- [1] BAI, Changqing ; ZHANG, Hongyan ; XU, Qingyu: Experimental and Numerical Studies on Nonlinear Dynamic Behavior of Rotor System Supported by Ball Bearings. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 132 (2010), Nr. 8, S. 082502. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4000586>. – DOI 10.1115/1.4000586. – ISSN 07424795
- [2] BAINES, Nicholas C.: *Fundamentals of turbocharging*. White River Junction, Vt. : Concepts NREC, 2005. – ISBN 0933283148
- [3] BAUER, Karl-Heinz ; BALIS, Craig ; PAJA, David ; DAVIES, Peter ; MARSAL, Damien: Serienproduktion von kugelgelagerten Turboladern in hohen Stückzahlen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 4, S. 302–307. <http://dx.doi.org/10.1365/s35146-011-0072-9>. – DOI 10.1365/s35146-011-0072-9
- [4] BIET, Clemens ; BAAR, Roland: Turbocharger Test Bench Extension for Acoustic Measurements at Cold Environment Conditions. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 4. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-1672>. – DOI 10.4271/2015-01-1672. – ISSN 1946-3944
- [5] BIET, Clemens ; BAAR, Roland: Experimentelle Untersuchungen zum akustischen Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader. In: *9. Magde-*

- burger Symposium Motor- und Aggregate-Akustik; Tagungsband* (2016), S. 194–210
- [6] BIRKHOFFER, Herbert ; KÜMMERLE, Timo: *Feststoffgeschmiente Wälzlager: Einsatz, Grundlagen und Auslegung*. Berlin and Heidelberg : Springer, 2012 (VDI-Buch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-16797-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-16797-3>. – ISBN 978-3-642-16796-6
- [7] BROUWER, Matthew D. ; SADEGHI, Farshid ; LANCASTER, Craig ; ARCHER, Jamie ; DONALDSON, James: Whirl and Friction Characteristics of High Speed Floating Ring and Ball Bearing Turbochargers. In: *Journal of Tribology* 135 (2013), Nr. 4, S. 041102. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4024780>. – DOI 10.1115/1.4024780. – ISSN 0742-4787
- [8] CREMER, Lothar ; MÜLLER, Helmut A.: *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik*. 2., völlig Neubearb. Aufl. Stuttgart : Hirzel, 1978. – ISBN 377603155
- [9] DANIEL, C. ; WOSCHKE, E. ; NITZSCHKE, S. ; STRACKELJAN, J. ; DRIOT, N. ; BRAUN, K. ; KOUTSOVASILIS, P.: Validierung der Hochlaufsimulation für automotive Abgasturbolader. In: *SIRM 2015 – 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen* (2015)
- [10] DAVIES, P. ; MARSAL, D. ; GENIN, E. ; DAGUIN, F. ; JECKEL, D.: Down-speeding and Upgrading a Product Line for US'07 Tier 2 Bin 6, Eu5 & Eu6. In: *15. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2010)
- [11] DIN 45 631: *Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum. Verfahren nach E. Zwicker*. Berlin, 1991
- [12] DIN 45 631/A1: *Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum - Verfahren nach E. Zwicker - Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche*. Berlin, 2010

- [13] EISSLER, W. ; WIEMANN, B. ; FAUSTEN, H.; ARNDT, J. ; WERNER, P.; BREITBACH, H.: Optimierung des Abgasturboladers für den 6-Zylinder Diesel von Mercedes-Benz. In: *16. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2011)
- [14] FASTL, H.: Zur Bedeutung psychoakustischer Größen bei der Beurteilung automotiver Geräusche. In: *9. Magdeburger Symposium Motor- und Aggregate-Akustik; Tagungsband* (2016), S. 121–143
- [15] FRIESECKE, Andreas: *Studio Akustik: Konzepte für besseren Klang mit Checklisten, FAQs und Low Budget-Tipps*. 3. Auflage. Bergkirchen : PPVMedien, 2012. – ISBN 9783941531192
- [16] FRYŠČOK, Tomáš ; ŽATKO, Miroslav: Subsynchronous frequency of a turbocharger rotor. In: *Journal of Middle European Construction and Design of Cars* 11 (2013), Nr. 2, S. 1–4. <http://dx.doi.org/10.2478/mecdc-2013-0006>. – DOI 10.2478/mecdc-2013-0006. – ISSN 1804-9338
- [17] GASCH, Robert ; NORDMANN, Rainer ; PFÜTZNER, Herbert: *Rotordynamik*. 2., vollst. neu bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2006. <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-33884-5>. <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-33884-5>. – ISBN 3-540-41240-9
- [18] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin : Springer, 2005 (VDI-Buch). <http://lib.myilibrary.com/detail.asp?id=61723>. – ISBN 3-540-23883-2
- [19] GÖRNE, Thomas: *Tontechnik: Mit ... 33 Tabellen ; [Schwingungen und Wellen ; Hören ; Schallwandler ; Impulsantwort, Faltung ; Sigma-Delta-Wandler ; Stereo, Surround, WFS ; Regiegeräte, tontechnische Praxis]*. [Elektronische Ressource], 2., aktualis. Aufl. München : Hanser, 2008 (Praxisreihe Qualitätswissen). <http://www.hanser-elibrary.com/isbn/9783446423954>. – ISBN 9783446415911

- [20] HIERETH, Hermann ; PRENNINGER, Peter: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*. Wien : Springer, 2003 (Der Fahrzeugantrieb). – ISBN 3–211–83747–7
- [21] KORTE, V. ; HANCOCK, D. ; BLAXILL, H.: Downsizing-Motor von Mahle als Technologiedemonstrator: Konzept, Auslegung und Konstruktion. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 1, S. 10–19
- [22] LECHMANN, Achim (Hrsg.): *Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Berlin : Springer, 2008. – ISBN 978–3–540–79285–7
- [23] LIEBRECHT, J. ; SI, X. ; SAUER, B. ; SCHWARZE, H.: Wälzlagerungen - Plansch- und Strömungsverluste. In: *Tagungsband: 56 Tribologie-Fachtagung Band II, 54/1-11* (2015)
- [24] LIEBRECHT, J. ; SI, X. ; SAUER, B. ; SCHWARZE, H.: Technisch-mathematischer Ansatz zur Berechnung der Plansch- und Strömungsverluste am Kegelrollenlager. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* (2016), Nr. 4, S. 5–13
- [25] MARSAL, D. ; DAVIES, P. ; JECKEL, D. ; TIETZE, T. ; LAUTRICH, G. ; SOMMER, A.: A new Turbocharger Bearing System as a further step to improve the overall TC Efficiency. In: *13. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2008)
- [26] MERKER, Gunter P.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 6. Dordrecht : Springer, 2012 (ATZ / MTZ-Fachbuch). <http://gbv.ebib.com/patron/FullRecord.aspx?p=885662>. – ISBN 978–3–8348–1987–1
- [27] MEYER, Martin: *Signalverarbeitung: Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*. 5. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2009 (Informations- und Kommunikationstechnik). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9316-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9316-1>. – ISBN 978–3–8348–0494–5

- [28] MIYASHITA, K. ; KURASAWA, M. ; MATSUOKA, H. ; IKEYA, N. et a.: Development of High Efficiency Ball-Bearing Turbocharger. In: *SAE Technical Paper Series* (1987). <http://dx.doi.org/10.4271/870354>. – DOI 10.4271/870354

- [29] MÖSER, Michael: *Technische Akustik*. s.l. : Springer Berlin Heidelberg, 2012 <http://lib.myilibrary.com/detail.asp?id=395308>. – ISBN 978-3-642-30932-8

- [30] NGUYEN-SCHÄFER, Hung: *Rotordynamics of automotive turbochargers: Linear and nonlinear rotordynamics ; bearing design, rotor balancing*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-27518-0>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-27518-0>. – ISBN 978-3-642-27517-3

- [31] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Dritte Auflage. Wien : Springer, 2009 (Der Fahrzeugantrieb). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-211-99277-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-211-99277-7>. – ISBN 978-3-211-99276-0

- [32] POPOV, Valentin L.: *Kontaktmechanik und Reibung: Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2009. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-88837-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-88837-6>. – ISBN 978-3-540-88836-9

- [33] PUCHER, Helmut ; ZINNER, Karl: *Aufladung von Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*. 4. Aufl. 2012. Berlin, Heidelberg : Springer, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-28990-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-28990-3>. – ISBN 978-3-642-28989-7

- [34] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & Co. KG (Hrsg.): *Wälzlagerungen im Turbolader: Ein wahres "Schnäppchen" in der CO₂-Bilanz*. 2014 (10. Schaeffler Kolloquium 03./04. April 2014)

- [35] SCHMITT, S. ; SCHMID, W. ; HERTWECK, G., SCHLEGL, M. ; STAUDACHER, S.: Hochpräzise Messungen der Reibleistung von Abgasturbo-ladern. In: *12. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2007)
- [36] SCHWEIZER, Bernhard: Total instability of turbocharger rotors—Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings. In: *Journal of Sound and Vibration* 328 (2009), Nr. 1-2, S. 156–190. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.03.028>. – DOI 10.1016/j.jsv.2009.03.028. – ISSN 0022460X
- [37] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS: *SAE-Standard J922: Turbo-charger Nomenclature and Terminology*. 1965
- [38] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS: *SAE-Standard J1826: Turbo-charger Gas Stand Test Code*. 1989
- [39] STEIDTEN, T. ; RAUSCHER, M. ; MÜNZ, S.: Maßnahmen am Turbolader zur Verbesserung des Transientverhaltens. In: *13. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2008)
- [40] SWANSON, E. ; POWELL, C. D. ; WEISSMAN, S.: A practical review of rotating machinery critical speeds and modes. In: *Sound and Vibration* (May 2005), Nr. 39, S. 10–17
- [41] TAMURA, A. ; TANIGUCHI, O.: On the Subharmonic Vibration of the Order One-half Caused by Passing Balls in a Ball Bearing. In: *Bulletin of JSME* (1961), Nr. Vol. 4 No. 14, S. 193–200
- [42] TANIMOTO, K. ; TAKEBAYASHI, H. ; ROKKAKU, K.: *United States Patent: Full type ball bearing for turbochargers*. 1993
- [43] TRÄNKLER, Hans-Rolf (Hrsg.) ; REINDL, Leonhard M. (Hrsg.): *Sensortechnik: Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. 2., völlig neu bearb. Aufl. Berlin : Springer Vieweg, 2014 (VDI-Buch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-29942-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-29942-1>. – ISBN 978-3-642-29941-4

- [44] UHLMANN, T. ; LÜCKMANN, D.: Erweiterte Turbinenkennfeldmessung: Erweiterung des messbaren Turbinenkennfeldbereichs. In: *FVV Abschlussbericht* (2013), Nr. 981
- [45] VANHAELST, R. ; KHEIR, A. ; CZAJKA, J.: A systematic analysis of the friction losses on bearings of modern turbocharger. In: *Combustion Engines* (2016), Nr. 164(1), S. 22–31
- [46] VEIT, I.: Akustik Kompakt (8): Der Schallabsorptionsgrad. In: *Trockenbau Akustik* (2007), Nr. 2, S. 34–35
- [47] WENSING, J. A. ; MORALES-ESPEJEL, G. E. ; WEMEKAMP, A. W.: Friction Reduction using Ball Bearings in Turbochargers. In: *15. Aufbautechnische Konferenz Dresden* (2010)
- [48] WERNER, P. ; SCHOMMERS, Joachim ; ENGEL, U. ; SPENGEL, Christoph; RECKZÜGEL, C. ; PAULE, M. ; MADERSTEIN, T. ; EISSLER, W.; HOPPENSTEDT, M.: Der neue V6-Dieselmotor von Mercedes-Benz. In: *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2010), S. 229–246
- [49] WERNER, Peter ; SCHOMMERS, Joachim ; BREITBACH, Hermann ; SPENGEL, Christoph: Der neue V6-Dieselmotor von Mercedes-Benz. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 5, S. 366–373. <http://dx.doi.org/10.1365/s35146-011-0088-1>. – DOI 10.1365/s35146-011-0088-1
- [50] WIRTH, Rainer: Maschinendiagnose an Industriegetrieben - praktische Signalidentifikation. In: *Antriebstechnik* (1998), Nr. 37 (Nr. 11), S. 77–81
- [51] ZHANG, Q. ; DUDA, T. ; BURKE, R. ; AKEHURST, S. ; BRACE, C. ; CAPON, G. ; DOWELL, P. ; DAVIES, P.: Experimental and analytical investigation of implementing a ball bearing turbocharger on a production diesel engine. In: *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging - IMechE London* (2014)

KAPITEL 7. LITERATURVERZEICHNIS

- [52] ZWICKER, E.: Verfahren zur Berechnung der Lautstärke. In: *Acustica* 10 (1960), S. 304

Anhang A

Berechnungsvorschriften

A.1 Thermodynamik Heißgasprüfstand

Für die Berechnungen der thermodynamischen Größen der Turboladermessungen am Heißgasprüfstand wird sich auf Gleichungen aus [2, 6-10] und [30, S. 17 ff] bezogen.

A.1.1 Berechnung des Verdichter kennfelds

Der gemessene Verdichtermassenstrom wird anhand einer Referenztemperatur und einem Referenzdruck normiert.

$$\dot{m}_{V0} = \dot{m}_V \cdot \frac{p_{ref}}{p_{1t}} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{ref}}} \quad (\text{A.1})$$

wobei gilt

p_{ref} = Referenzdruck nach SAE J922 = 1000 mbar

T_{ref} = Referenztemperatur nach SAE J922 = 298 K

Das Verdichterdruckverhältnis wird aus den Totaldrücken vor und nach Verdichter gebildet.

$$\Pi_{Vt} = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \quad (\text{A.2})$$

ANHANG A. BERECHNUNGSVORSCHRIFTEN

Der Totaldruck eines strömenden Fluids setzt sich aus einem statischen und einem dynamischen Teil zusammen.

$$p_{it} = p_i + \varrho_i \cdot \frac{c_i^2}{2} \quad (\text{A.3})$$

Die dafür notwendigen Geschwindigkeiten ergeben sich aus dem Massenstrom über die Bestimmung der Dichte.

$$\varrho_i = \frac{p_i}{R \cdot T_i} \quad (\text{A.4})$$

$$c_i = \frac{\dot{m}_V}{\varrho_i \cdot A} \quad (\text{A.5})$$

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad ist das Verhältnis von realer zu isentroper Verdichterleistung. Dafür wird die isentrope Verdichteraustrittstemperatur benötigt.

$$T_{2s} = T_1 \cdot \Pi_{Vt}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (\text{A.6})$$

Daraus errechnet sich die isentrope Verdichterleistung.

$$P_{sV} = \dot{m}_V \cdot c_{pV} \cdot T_1 \left(\Pi_{Vt}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (\text{A.7})$$

$$P_{sV} = \dot{m}_V \cdot c_{pV} \cdot (T_{2s} - T_1) \quad (\text{A.8})$$

Die reale Verdichterleistung kann anhand der Verdichteraustrittstemperatur berechnet werden.

$$P_V = \dot{m}_V \cdot c_{pV} \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{A.9})$$

Der Quotient ergibt den isentropen Verdichterwirkungsgrad.

$$\eta_{sV} = \frac{P_{sV}}{P_V} = \frac{\dot{m}_V \cdot c_{pV} \cdot (T_{2s} - T_1)}{\dot{m}_V \cdot c_{pV} \cdot (T_2 - T_1)} \quad (\text{A.10})$$

Unter der Annahme, dass sich die spezifische Wärmekapazität vor und nach Verdichter nicht unterscheidet, vereinfacht sich der Ausdruck.

$$\eta_{sV} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{A.11})$$

A.1.2 Berechnung des Turbinenkennfelds

Für den Turbinenmassenstrom müssen auch der Kraftstoffmassenstrom und der Zerstäuberdruckluftmassenstrom berücksichtigt werden.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{TL} + \dot{m}_{Kr} + \dot{m}_{ZDL} \quad (\text{A.12})$$

Der Turbinenmassenstrom wird im Turbinenkennfeld üblicherweise als reduzierte Größe angegeben.

$$\dot{m}_{Tred} = \dot{m}_T \cdot \left(\frac{\sqrt{T_3}}{p_{3t}} \right) \quad (\text{A.13})$$

Das Turbinendruckverhältnis berechnet sich ähnlich dem Verdichterdrukverhältnis, allerdings wird für den Druck nach der Turbine nicht mehr der Totaldruck benötigt.

$$\Pi_T = \frac{p_{3t}}{p_4} \quad (\text{A.14})$$

Für die Berechnung des isentropen Turbinenwirkungsgrades über das Verhältnis zwischen realer und isentroper Turbinenleistung analog zur Verdichterseite sind die Gaszustände vor und hinter der Turbine als Messgrößen notwendig. Die Turbinenaustrittstemperatur ist jedoch messtechnisch schwer zu erfassen. Aus diesem Grund wird stattdessen oft der effektive Turbinenwirkungsgrad betrachtet. Ausgangsgleichung dafür bildet das Leistungsgleichgewicht im stationären Zustand.

$$P_V = P_T \cdot \eta_{mech} \quad (\text{A.15})$$

$$P_V = P_{sT} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{mech} \quad (\text{A.16})$$

$$(\text{A.17})$$

Ausgehend davon ist der effektive Turbinenwirkungsgrad als Verhältnis von Verdichterleistung zu isentroper Turbinenleistung definiert und beinhaltet somit die mechanischen Verluste im Lager.

$$\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mech} = \frac{P_V}{P_{sT}} \quad (\text{A.18})$$

A.1.3 Kraftstoffverbrauch Motorprüfstand

Üblicherweise wird bei Verbrennungsmotoren anstelle eines Wirkungsgrades oft der spezifische Kraftstoffverbrauch angegeben. Für den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch gilt der Zusammenhang nach Gleichung A.19 [31, S.124].

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} \quad (\text{A.19})$$

Dementsprechend kann dieser Kennwert direkt aus den Messgrößen Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_B$, effektivem Drehmoment und Drehzahl berechnet werden.

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{M_e \cdot \omega} \quad (\text{A.20})$$

Anhang B

Klimakammer

An dieser Stelle sollen die Aspekte Konstruktion, Kühlkonzept und Sicherheit der Klima- und Akustikkammer im Detail betrachtet werden.

B.1 Konstruktion

Als Tragstruktur wurde ein verschraubbarer, quaderförmiger Stahlrahmen konstruiert (Abbildung B.1). Der Tragrahmen selbst steht über sechs Fußelemente und einer elastischen Gummischicht auf dem massiven Maschinenbett des Prüfstands, welches ebenfalls für sich durch pneumatische Dämpfer schwingungstechnisch von der Umgebung entkoppelt ist. Der Stahlrahmen der Klimakammer trägt jeweils drei Wandelemente an allen seiner sechs Seiten. Die Auflagefläche für die Wandelemente in Boden und Decke sind mit Querstreben verstärkt, wohingegen die seitlichen Wandelemente lediglich auf dem unteren Rahmenteil stehen und am oberen Rahmenteil lose anliegen. Im fertigen Aufbau werden die Wandelemente durch drei unabhängige Maßnahmen gegen Umfallen gesichert und für gutes Dichtverhalten aneinander bzw. an den Stahlrahmen gepresst. Alle Wandelemente, bis auf die drei Bodenelemente, sind identisch und können untereinander ausgetauscht werden. Der Aufbau der Wandelemente ist von dem einer typischen Trockenwandinstallation aus dem Hausbau abgeleitet. Jedes Wandelement besteht aus einem 100 mm dicken Kern aus Mineralwolle mit jeweils zwei Lagen von 12,5 mm



Abbildung B.1: Stahlrahmen als Tragstruktur der Klima- und Akustikkammer

starken Gipskartonplatten auf jeder Seite, welche über 1 mm starke U-Profile aus Stahlblech zusammengehalten werden (Abbildung B.2). Ein Wandelement hat die Abmaße 2000 mm x 570 mm x 150 mm.

B.2 Kühlkonzept

Im Heißgasprüfstand liegen verschiedene Kühlkreisläufe vor. Die niedrigste Vorlauftemperatur bietet dabei der 6 °C-Kreislauf. Für das Erreichen der geforderten Temperaturen wird daher ein zusätzliches Kühlaggregat benötigt. Das bereits am Fachgebiet vorhandene Kälteaggregat TCHEBY118P1SC der Firma Klima- und Anlagentechnik Schindler GmbH konnte für dieses Projekt verwendet werden. Mit einer elektrischen Leistung des Kältekompressors von 4,5 kW und einer einstellbaren Vorlauftemperatur zwischen -19 °C und +5 °C über eine elektrische Heizung (elektr. Leistung 6 kW) ist es für die Kühlung der Klimakammer geeignet. Das Gerät wurde zuvor für den Einsatz im fachgebietseigenen Motorprüfstand angeschafft und ist damit bereits auf eine Gegenkühlung durch den 6 °C-Kreislauf ausgelegt.

Abbildung B.3 zeigt den schematischen Aufbau des Kühlsystems der Klimakammer von oben. Das Kühlaggregat wird außerhalb der Klimakammer platziert. Der Vorlauf des Tieftemperatur-Kühlkreislaufs wird vor dem Ein-

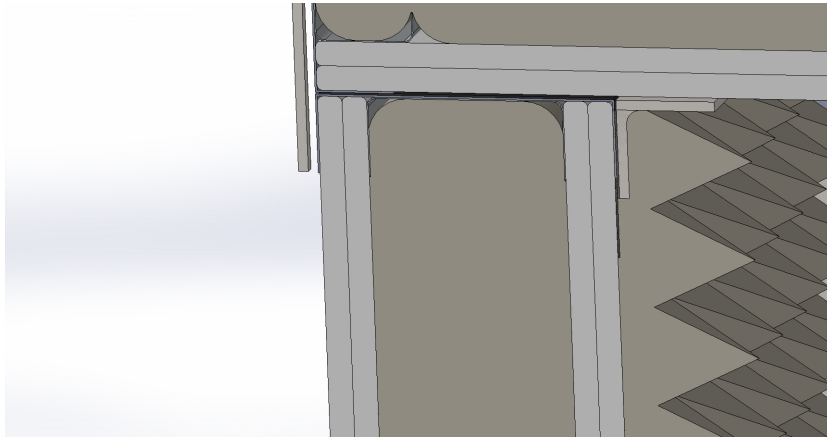


Abbildung B.2: Querschnitt durch ein Wandelement der Klima- und Akustikkammer

tritt in die Klimakammer in zwei parallele Kühlkreisläufe unterteilt, die unabhängig voneinander durch Kugelhähne gedrosselt oder abgesperrt werden können. Ein Kreis versorgt dabei den Wasser-Luft-Wärmetauscher zur Konditionierung der Klimakammer-Lufttemperatur und der zweite Kreis durchströmt einen Wasser-Öl-Wärmetauscher zur Kühlung des turboladerseitigen Ölvorlaufs.

B.3 Sicherheit

Durch den Einsatz der Klimakammer im Heißgasprüfstand stellen sich gewisse Mindestanforderungen an die Konstruktion bezüglich des Brandschutzes. Daher müssen alle in der Klimakammer verwendeten Materialien, inklusive des Pyramidenschaums im Inneren, nach DIN 4102-1 mindestens die Baustoffklasse B1 erfüllen bzw. „schwerentflammbar“ sein. Der Tragrahmen, die Gipskartonplatten und die Mineralwolle, welche zusammen mehr als 99% der Masse der Klimakammer ausmachen, erfüllen selbst die Baustoffklasse A1 bzw. „nicht brennbar“. Demzufolge wäre es sogar möglich die Klimakammer bei Turboladervermessungen unter Standardbedingungen mit Heißgas ($T_3 = 600\text{ °C}$) zu verwenden. Dies ist jedoch im vorliegenden Projekt nicht vorgesehen und wird an dieser Stelle nicht empfohlen. Die höchsten zu erwar-

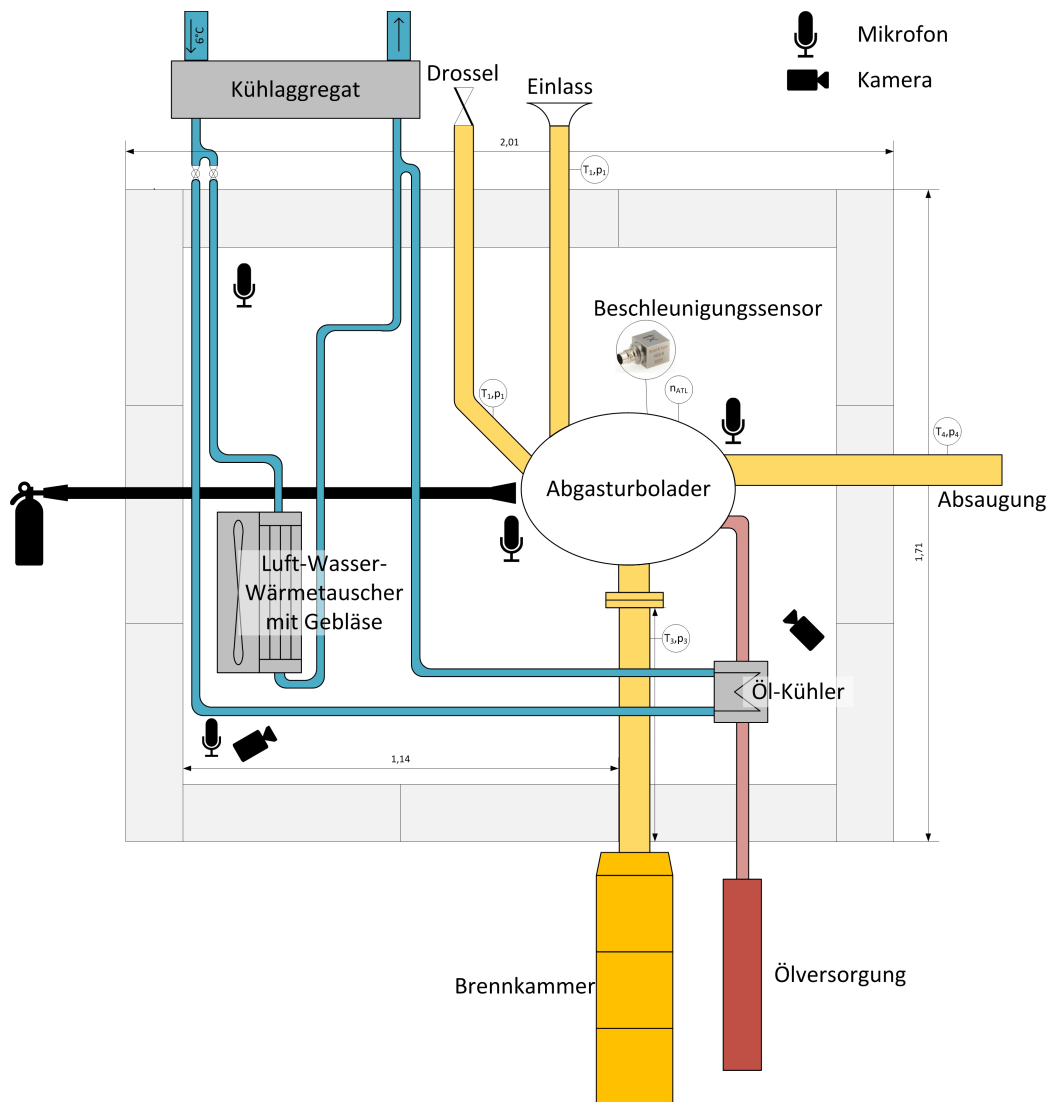


Abbildung B.3: Schematischer Aufbau des Kühlkonzepts der Klimakammer (Blick von oben)

tenden Temperaturen werden am Verdichteraustritt auftreten und ca. 150 °C betragen.

Das hauseigene Löschsystem des Heißgasprüfstands basiert auf einer CO₂-Flutung des gesamten Prüfstands. Durch die Klimakammer, die einen quasi abgeschlossenen Raum im Prüfstand darstellt, kann im Fall eines Feuers in der Kammer keine Löschung durch das vorhandene System gewährleistet werden. Aus diesem Grund wird ein zusätzliches Löschsystem installiert, welches CO₂ aus einem Handlöscher über einen Schlauch nach manueller Betätigung direkt in die Klimakammer freisetzt.

Anhang C

Zusatzabbildungen

Im folgenden Teil werden Zusatzabbildungen zu den vorgestellten Messergebnissen bereitgestellt. Bei der Betrachtung des akustischen Verhaltens steht hier vor allem die Analyse der RMS-Spitzenwerte im Gegensatz zum Spitzenwert der Wasserfalldiagramme im Vordergrund.

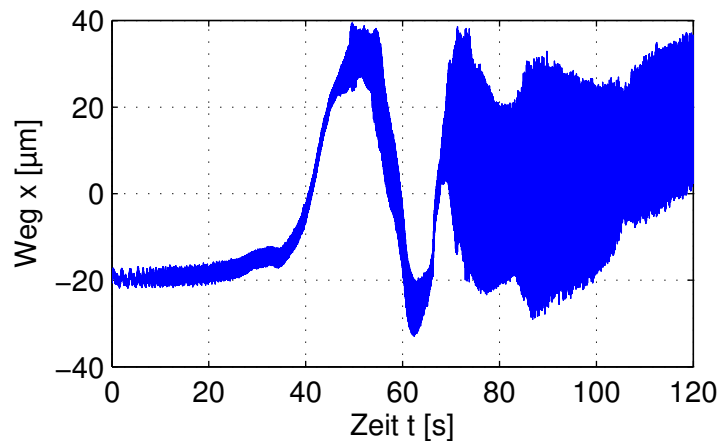


Abbildung C.1: Weg x der Wellenverlaufsbahn beim Wälzlager-ATL (Hersteller 1) während eines Hochlaufs als zeitlicher Verlauf

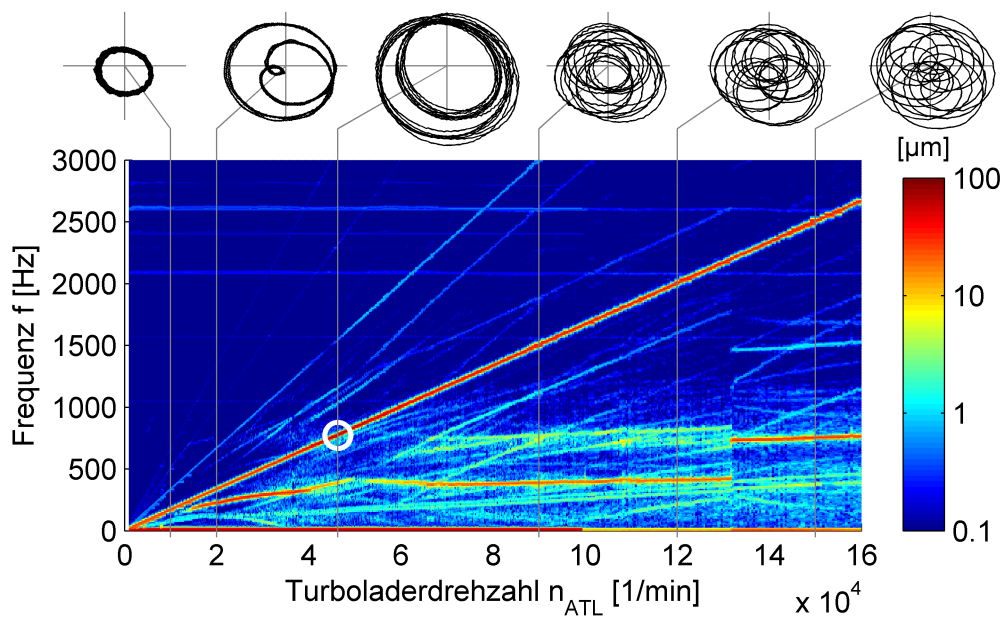


Abbildung C.2: Wasserfalldiagramm der Wellenverlaufsbahn beim Gleitlager mit Darstellung der Orbits bei verschiedenen Drehzahlen (Hochlauf, $T_{\dot{O}l} = 25^\circ\text{C}$, $p_{\dot{O}l} = 3\text{ bar}$); Maximum mit $67,0\text{ }\mu\text{m}$ bei 771 Hz ($46.282\text{ }\frac{1}{\text{min}}$)

ANHANG C. ZUSATZABBILDUNGEN

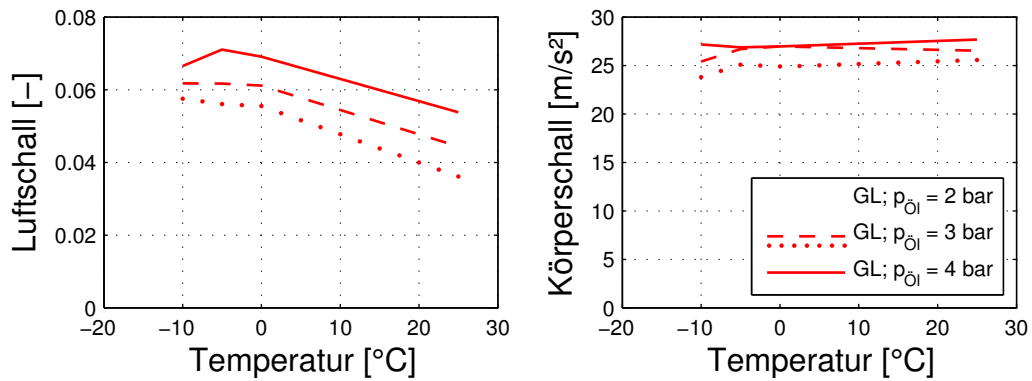


Abbildung C.3: Maximalamplituden der ersten Ordnung im Hochlauf (Hersteller 1) - nur Gleitlager; Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luftschall, Körperschall und Wellenverlaufsbahn; Vergleich verschiedener Öldrücke beim Gleitlager

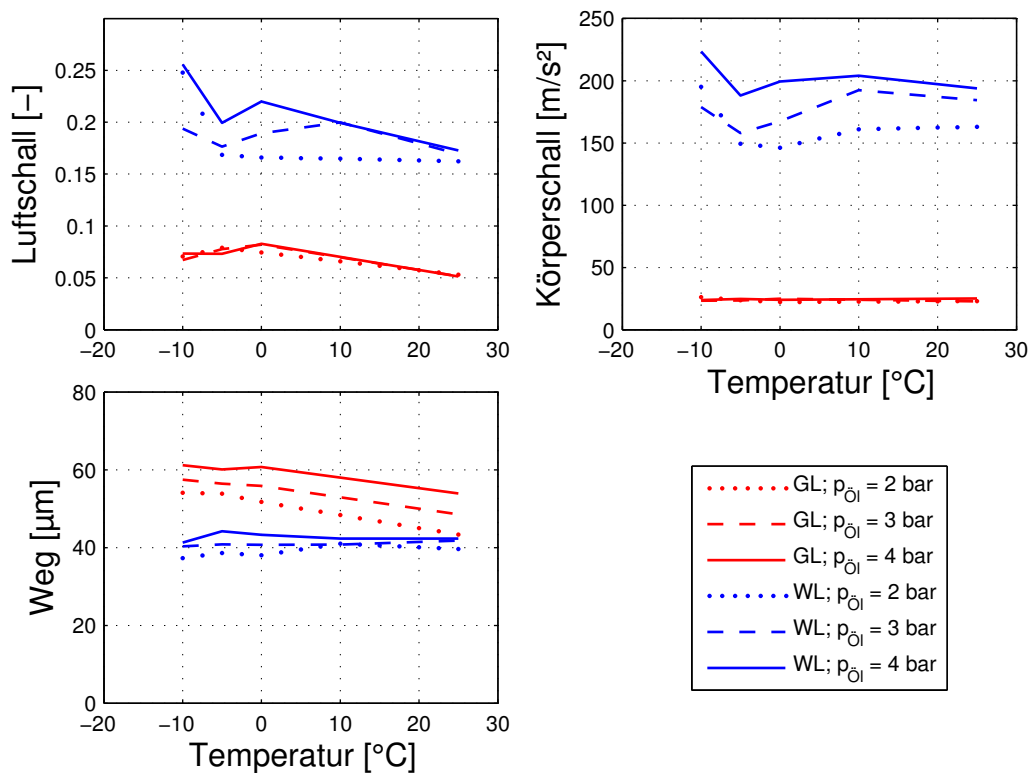


Abbildung C.4: Maximalamplituden im RMS-Verlauf im Hochlauf (Hersteller 1); Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luftschall, Körperschall und Wellenverlaufsbahn; Vergleich Gleit- und Wälzlager, sowie verschiedene Öldrücke

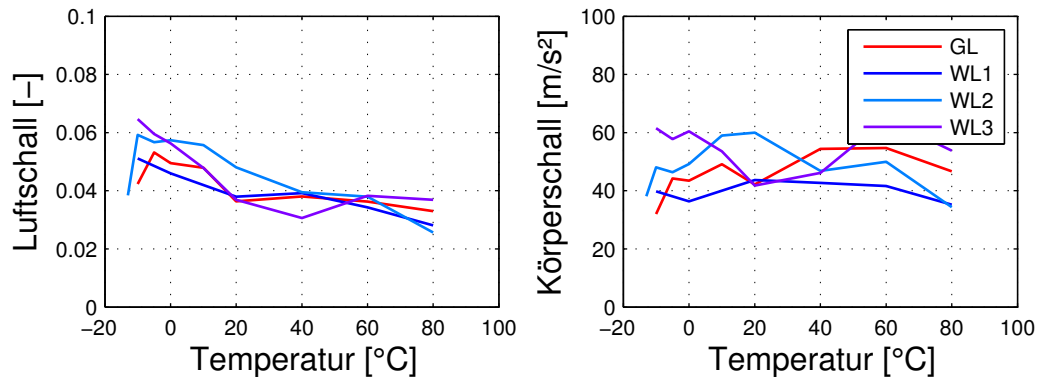


Abbildung C.5: Maximalamplituden im RMS-Verlauf im Hochlauf (Hersteller 2); Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luft- und Körperschall; Vergleich Gleitlager und Wälzlager (drei Wuchtniveaus)

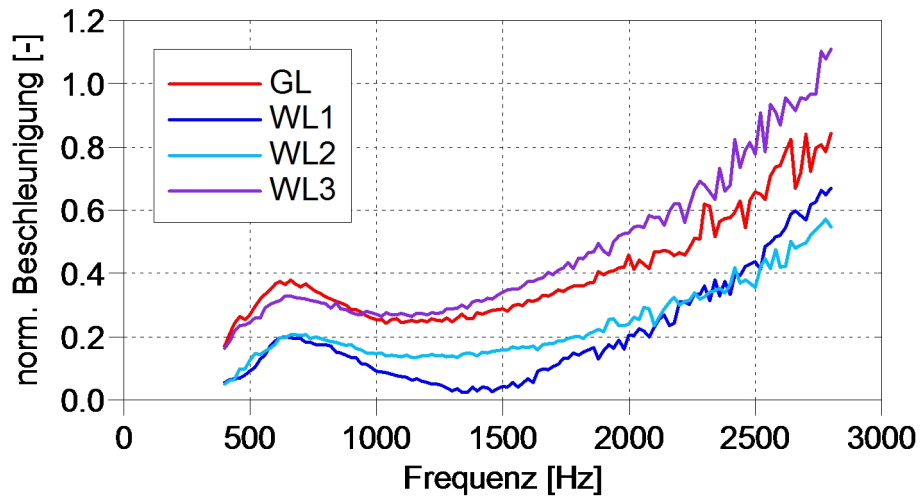


Abbildung C.6: Wuchtkurven der Versuchsträger des Herstellers 2

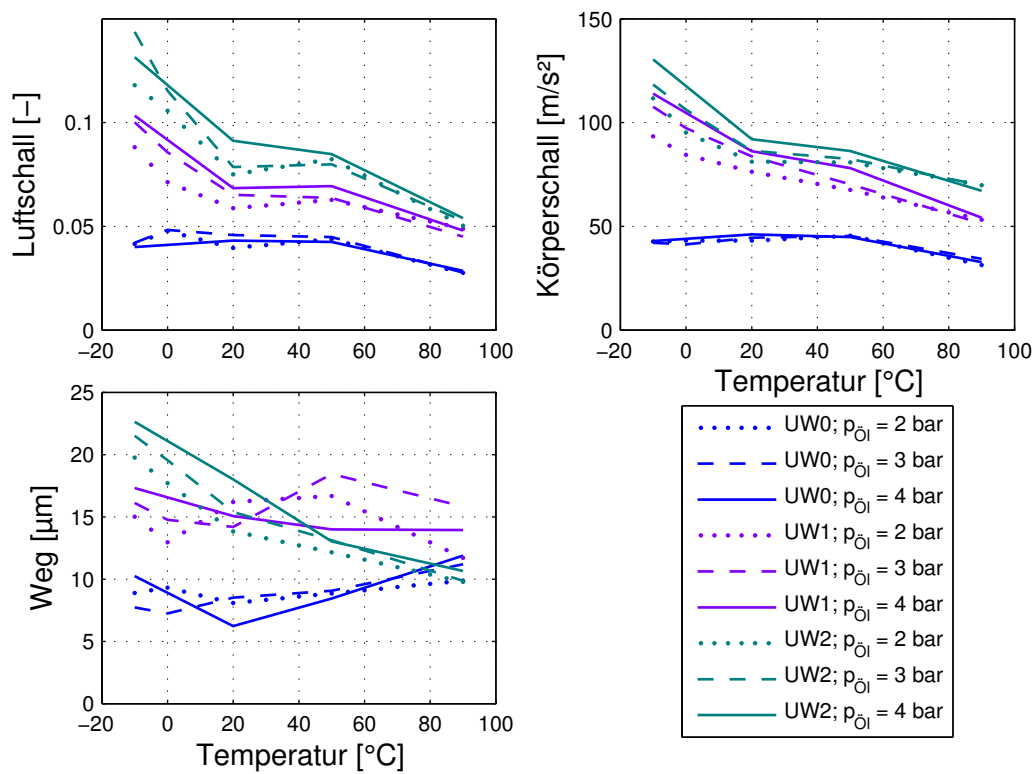


Abbildung C.7: Maximalamplituden im RMS-Verlauf im Hochlauf (Hersteller 1); Darstellung als Funktion der Temperatur; Schwingungsgrößen: Luftschaal, Körperschaal und Wellenverlaufsbahn; Vergleich Wälzlager in drei Unwucht-konfigurationen

Anhang D

Datenblätter Messtechnik

An dieser Stelle werden die Datenblätter der verwendeten Messtechnik für Luftschall, Körperschall und Wellenverlaufsbahnmessung entsprechend der Tabelle 4.2 aufgeführt.

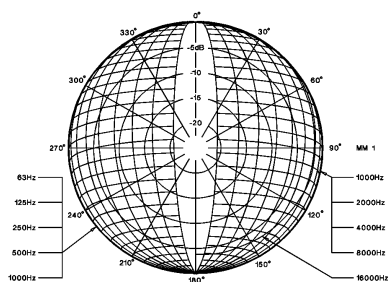
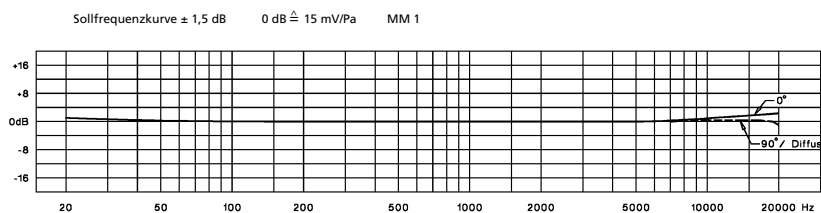
ANHANG D. DATENBLÄTTER MESSTECHNIK

TECHNISCHE DATEN

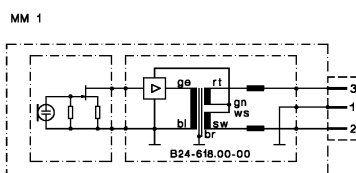
Wandlerprinzip	Kondensator (Back-Elektret)
Arbeitsprinzip	Druckempfänger
Übertragungsbereich	20 - 20.000 Hz (50 - 16.000 Hz $\pm 1,5$ dB)
Richtcharakteristik	Kugel, diffusfeldentzerrt
Feldleerlaufübertragungsfaktor bei $f = 1$ kHz	15 mV/Pa ($\pm 36,5$ dBV) ± 1 dB
Nennimpedanz	330 Ω
Nennabschlußimpedanz	$\geq 2,2$ k Ω
Max. Grenzschalldruckpegel bei $f = 1$ kHz, $k = 1\%$, $R_L = 2,2$ k Ω	128 dB _{SPL}
Geräuschspannungsabstand bezogen auf 1 Pa	> 57 dB
A-bewerteter Äquivalentschalldruckpegel	ca. 28 dB(A)
Spannungsversorgung	12 - 48 V Phantomspeisung
Stromaufnahme	ca. 3,4 mA
Ausgang	transformatorsymmetrisch
Anschlußstecker	3-pol. XLR
Abmessungen	Länge: 133 mm Schaftdurchmesser: 19/9 mm Kopfdurchmesser: 9 mm
Gewicht ohne Kabel	88 g

FREQUENZGANG & RICHTCHARAKTERISTIK

Die abgebildete Sollfrequenzkurve ($\pm 1,5$ dB) und das Richtdiagramm entsprechen den für dieses Mikrofon typischen Originalmeßwerten.



SCHALTBILD



Abbildungen nicht vertragsbindend. Änderungen vorbehalten. Printed in Germany.

beyerdynamic))) MM 1

Abbildung D.1: Datenblatt Messmikrofon

ANHANG D. DATENBLÄTTER MESSTECHNIK

Specifications – Triaxial CCLD Accelerometer Types 4528-B and 4528-B-0011

		Unit	4528-B	4528-B-001
Dynamic Characteristics				
Voltage Sensitivity (@ 159.2 Hz and 4 mA supply current))		mV/ms ⁻²	1 ± 10%	10 ± 10%
		mV/g	9.8 ± 10%	98 ± 10%
Frequency Range	Amplitude (± 10%) [*]	Hz	X, Y: 0.3 to 10000 Z: 0.3 to 12800	
	Amplitude (± 10%) [†]	Hz	X, Y: 0.3 to 5500 Z: 0.3 to 12800	
	Amplitude with Req-X(± 10%) [‡]	Hz	X, Y: 0.3 to 10000 Z: 0.3 to 15000	
	Phase (± 5°) [*]	Hz	X, Y: 2 to 10000 Z: 2 to 12800	
	Phase (± 5°) [†]	Hz	X, Y: 2 to 5500 Z: 2 to 12800	
Mounted Resonance Frequency		kHz	X, Y: 30 Z: 42	
Max. Transverse Sensitivity (at 30 Hz, 100 ms ⁻²)		%	<5	
Measuring Range (± peak)	-60°C to +150°C	ms ⁻² (g)	± 7000 (± 714)	± 700 (± 71)
	+150°C to +165°C	ms ⁻² (g)	± 5000 (± 510)	± 500 (± 51)
Electrical Characteristics				
Bias Voltage	at 25°C and 4 mA	V _{DC}	13 ± 1	
	at full temperature and current range	V _{DC}	11 to 14	
Power Supply	at constant current	mA	2 to 20	
	at unloaded supply voltage -60°C to +150°C	V _{DC}	22 to 30	
	at unloaded supply voltage +150°C to +165°C		20 to 30	
Output Impedance		Ω	<50	
Start-up Time (to final bias ± 10%)		s	<10	
Residual Noise (inherent RMS Broadband noise in specified frequency range)	0.3 Hz to 10 kHz	μV	9.0	60
		μg	900	600
	1 Hz to 10 kHz	μV	5.0	30
		μg	500	300
	2 Hz to 10 kHz	μV	4.0	20
		μg	400	200
Noise Spectral	10 Hz	mms ⁻² /√Hz (μg/√Hz)	0.30 (30)	0.2 (20)
	100 Hz		0.06 (6)	0.04 (4)
	1000 Hz		0.04 (4)	0.02 (2)
Insulation Resistance (signal ground to case)			Signal ground is connected to case	
Environmental Characteristics				
Operating Temperature Range		°C (°F)	-60 to +165 (-76 to +329)	
Temperature Coefficient of Sensitivity		%/°C	+0.12	+0.1
Temperature Transient Sensitivity (3 Hz Low. Lim. Freq.(-3 dB, 6 dB/oct))		ms ⁻² /°C (g/°F)	0.02 (0.0011)	
Magnetic Sensitivity (50 Hz, 0.038 T)		ms ⁻² /T (g/kGauss)	15 (0.15)	8 (0.08)
Base Strain Sensitivity (at 250 με in base plane)		ms ⁻² /με (g/με)	0.1 (0.01)	
Max. Non-destructive Shock (peak)		ms ⁻² (g)	50 000 (5100)	
Mechanical Characteristics				
Case Material			Titanium	
Piezoelectric Sensing Element			PZ23	
Construction			Shear	
Sealing			Hermetic	
Weight (excluding cable)		gram (oz.)	6 (0.21)	
Electrical Connector			Hermetic 4-pin receptacle 1/4" -28 UNF	
Mounting			M3 with 2.8 mm depth or adhesive	

^{*} Mounted on intended surface (mounting surface for z-direction)

[†] Verified amplitude response during calibration with reduced useful frequency response on x- and y-axes due to mounting on unintended mounting surface

[‡] Mounted on unit base as stated in . Applying REQ-X on x- and y-axes is not recommended

Abbildung D.2: Datenblatt Beschleunigungsaufnehmer

ANHANG D. DATENBLÄTTER MESSTECHNIK

System Description

2.5 Technical Data

Sensor		EPU05	EPS08	EPU1	EPS2	EPU3	EPU6	EPU15
Screened			*		*			
Unscreened		*		*	*	*	*	*
Measuring range	mm	0.5	0.8	1	2	3	6	15
Cable length	3 m	*	*	*	*	*	*	*
	9 m			*	*	*	*	*
Minimum distance	mm	0.05	0.08	0.1	0.2	0.3	0.6	1.5
Linearity		< ± 0.25 % FSO						
Repeatability	μm	< 0.5	< 0.5	< 1	< 2	< 2	< 5	< 15
	μm	0.05	0.08	0.05	0.1	0.15	0.3	0.75
Resolution ¹		0.01 % FSO			0.005 % FSO			
		Voltage output: 25 kHz (-3 dB)						
Limit value/ sampling rate		Digital (Ethernet): 14.4 kHz; 7.2 kHz; 3.6 kHz (respectively 16 bit)						
Temperature compensation range		Standard: 10 up to 65 °C (+50 up to +149 °F)						
Temperature range	Controller	Operation: 10 up to 50 °C (+50 up to +122 °F)						
	Sensors	-30 up to 100 °C (-22 up to +212 °F)						
Temperature stability	Sensors (MMR)	± 0.025 % FSO / °C						
	Controller (MMR)	0.05 % FSO / °C						
Outputs		Voltage, current / and Ethernet						
Voltage output		0 ... 10 V, -5 ... +5 V, R _i max. 10 Ohm, max. 1 mA						
Current output		4 ... 20 mA, load max. 200 Ohm						
Supply		24 VDC (11 ... 30 V) / approx. 5 W						
Weight controller		640 g						
Synchronization	only DT3100-SM	via cable SC 3100-0.3 (accessory)						
Protection class	Controller	IP 65 (only at connected plug-in connectors/ cover)						
	Sensors	IP 67						

FSO =
Full scale output
MMR =
Midrange

¹) Static resolution, relates to midrange

eddyNCDT 3100

Page 14

Abbildung D.3: Datenblatt Wirbelstrommesssystem

ANHANG D. DATENBLÄTTER MESSTECHNIK

Model Number 482C15	FOUR-CHANNEL, ICP SENSOR SIGNAL CONDITIONER		Revision D ECN #: 38050										
Performance	ENGLISH	SI	Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option may be used.)										
Channels	4	4											
Sensor Input Type(s)	ICP®, Voltage	ICP®, Voltage	[2]										
Voltage Gain (±1 %) (at 500 Hz)	x1	x1	[2]										
Voltage Gain (±1 %) (at 500 Hz)	x10	x10	[2]										
Voltage Gain (±1 %) (at 500 Hz)	x100	x100	[2]										
Output Range (Maximum)	±10 V	±10 V	[4]										
Frequency Range (-3 dB)	0.05 to 50000 Hz	0.05 to 50000 Hz	[4]										
Phase Response (at 1 kHz)	±1°	±1°	[3] Typical.										
Cross Talk (maximum)	-72 dB	-72 dB	[4] Unfiltered response frequency may be limited by low pass plug-in filter (PCB Model 477A).										
Fault/Bias Monitor/Meter (LED)	Open/Short/Overload	Open/Short/Overload	[5] See PCB Declaration of Conformance PS024 for details.										
Environmental													
Temperature Range (Operating)	+32 to +120 °F	0 to +50 °C											
Electrical													
Power Required (for supplied AC power adaptor)	AC Power	AC Power											
Power Required (direct input to unit)	DC power	DC power											
AC Power (47 to 63 Hz)	100 to 240 VAC	100 to 240 VAC											
AC Power	≤0.7 amps	≤0.7 amps											
Excitation Voltage (±1 VDC) (To Sensor)	+26 VDC	+26 VDC											
DC Offset	<20 mV	<20 mV											
DC Power	+32 to 38 VDC	+32 to 38 VDC											
DC Power	<0.25 amps	<0.25 amps											
Constant Current Excitation (To Sensor)	0 to 20 mA	0 to 20 mA	[1]										
Output Impedance	50 Ohm	50 Ohm											
Overload Threshold (±1.0 Vpk)	+10/+5 Vpk	+10/+5 Vpk	[2]										
Broadband Electrical Noise (1 to 10000 Hz) (Gain x1)	5.6 µV rms	5.6 µV rms	[3]										
Spectral Noise (1 Hz)	0.67 µV/√Hz	0.67 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (10 Hz)	0.10 µV/√Hz	0.10 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (100 Hz)	0.06 µV/√Hz	0.06 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (1 kHz)	0.06 µV/√Hz	0.06 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (10 kHz)	0.05 µV/√Hz	0.05 µV/√Hz	[3]										
Broadband Electrical Noise (1 to 10000 Hz) (Gain x10)	21 µVrms	21 µVrms	[3]										
Spectral Noise (1 Hz)	5.10 µV/√Hz	5.10 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (10 Hz)	0.60 µV/√Hz	0.60 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (100 Hz)	0.22 µV/√Hz	0.22 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (1 kHz)	0.22 µV/√Hz	0.22 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (10 kHz)	0.19 µV/√Hz	0.19 µV/√Hz	[3]										
Broadband Electrical Noise (1 to 10000 Hz) (Gain x100)	165 µVrms	165 µVrms	[3]										
Spectral Noise (1 Hz)	57 µV/√Hz	57 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (10 Hz)	5.2 µV/√Hz	5.2 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (100 Hz)	1.7 µV/√Hz	1.7 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (1 kHz)	1.8 µV/√Hz	1.8 µV/√Hz	[3]										
Spectral Noise (10 kHz)	1.4 µV/√Hz	1.4 µV/√Hz	[3]										
Physical													
Electrical Connector (ICP® Sensor Input)	BNC Jack	BNC Jack											
Electrical Connector (Output)	BNC Jack	BNC Jack											
Electrical Connector (DC Power Input)	5-socket DIN (female)	5-socket DIN (female)											
Size (Height x Width x Depth)	3.2 in x 8.0 in x 5.9 in	8.1 cm x 20 mm x 15 mm											
			Notes [1] User adjustable, factory set at 4 mA (± 0.5 mA). One control adjusts all channels. [2] Jumper selectable on internal circuit board. [3] Typical. [4] Unfiltered response frequency may be limited by low pass plug-in filter (PCB Model 477A). [5] See PCB Declaration of Conformance PS024 for details.										
			Supplied Accessories 017AXX Power Cord (1) 488B04/NC Power Converter (1)										
			<table><tr><td>Entered: LLH</td><td>Engineer: KL</td><td>Sales: JLM</td><td>Approved: BAM</td><td>Spec Number:</td></tr><tr><td>Date: 04/24/2012</td><td>Date: 04/11/2012</td><td>Date: 04/13/2012</td><td>Date: 04/17/2012</td><td>38208</td></tr></table>	Entered: LLH	Engineer: KL	Sales: JLM	Approved: BAM	Spec Number:	Date: 04/24/2012	Date: 04/11/2012	Date: 04/13/2012	Date: 04/17/2012	38208
Entered: LLH	Engineer: KL	Sales: JLM	Approved: BAM	Spec Number:									
Date: 04/24/2012	Date: 04/11/2012	Date: 04/13/2012	Date: 04/17/2012	38208									
			 3425 Walden Avenue Depew, NY 14043 UNITED STATES Phone: 800-828-8840 Fax: 716-684-0987 E-mail: info@pcb.com Web site: www.pcb.com										

Abbildung D.4: Datenblatt Signalkonditionierung für Beschleunigungsaufnehmer