



Martin Simonyi, BSc

MESSTECHNISCHE UNTERSUCHUNG DER THERMISCHEN
EIGENSCHAFTEN VON SPINDELLAGERN

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der
Technischen Universität Graz

Betreuer: Dipl.-Ing. Dr.techn. Armin Buchroithner
Dipl.-Ing. BSc Peter Haidl


Beurteiler: Ass.Prof. Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Wegleiter

Institut für Elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung

Eidesstattliche Erklärung

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

Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum: 09.06.2018 Unterschrift: 

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinen Betreuern Dipl.-Ing. Dr.techn. Armin Buchroithner und Dipl.-Ing. BSc Peter Haidl bedanken, die immer ein offenes Ohr für meine Anliegen hatten und eine große Unterstützung während meiner gesamten Arbeit waren.

Weiters bedanke ich mich beim Institut für Elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung für die Bereitstellung der Räumlichkeiten zur Durchführung der Messungen und bei allen Mitarbeitern die mir sowohl bei fachlichen Fragen als auch im Labor geholfen haben.

Ganz besonderer Dank gebührt meinen Eltern, deren uneingeschränkter Rückhalt und Unterstützung mir dieses Studium erst ermöglicht haben.

Abschließend möchte ich noch meiner Freundin Johanna für ihre Motivation und den moralischen Beistand danken.

Kurzfassung

Im Zuge der Energiewende und der vermehrten Abkehr von fossilen Brennstoffen gewinnen Energiespeicher, wie das Elektromechanische Schwungrad zunehmend an Bedeutung.

Schwungradspeicher-Systeme können dabei nicht nur zur Speicherung volatiler, erneuerbarer Energie, sondern auch zur Rekuperation von Bremsenergie in Fahrzeugen genutzt werden. Bei Integration des Schwungrades in die Elektromaschine, spielt die Abfuhr der auftretenden Verlustwärme über die Wälzlager eine entscheidende Rolle.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der empirischen Untersuchung thermischer Eigenschaften von Schrägkugellagern, in Anwendungsfällen bei denen Wärmeleitung den dominierenden Wärmeübertragungsmechanismus darstellt. Die speziellen Betriebsbedingungen von schnell drehenden Schwungrad-Energiespeichern im Vakuum erfüllen diese Anforderung. Über den Wärmewiderstand bzw. Wärmeleitwert lässt sich die übertragene Wärmemenge in Wälzlagern quantifizieren. In dieser Arbeit werden Methoden zur theoretischen und empirischen Bestimmung des Wärmewiderstandes, sowie Einflussgrößen auf das Wärmeübertragungsverhalten von Wälzlagern erarbeitet.

Ein bereits vorhandener Prüfstand zur Messung des Wärmeleitwiderstandes bzw. Wärmeleitwertes von Wälzlagern wurde analysiert, optimiert und in Betrieb genommen. Besonderem Interesse gilt dabei der Überprüfung eines, in einer vorangegangenen Arbeit festgestellten, Schwingungseinflusses auf den Wärmewiderstand des Wälzlagers.

In mehreren Versuchsreihen wird der Wärmewiderstand von Schrägkugellager mit Stahl- und Keramikwälzkörpern bei unterschiedlichen Betriebsparametern gemessen und analysiert.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sollen ein umfassenderes Bild der thermischen Eigenschaften von Wälzlagern unter unterschiedlichen Bedingungen liefern und bei der Auslegung der Lagerung von Schwungradspeichern helfen.

Abstract

An increasing interest in renewable energy has raised demand for alternative energy storage systems. In a vehicle setup an electro mechanical flywheel represents a convenient way to store and retrieve otherwise unused braking energy. When combined with an electric rotor the heat transfer through the bearings becomes a crucial factor when dimensioning such systems.

To reduce aerodynamic drag a flywheel will typically operate at high rotational speeds in a low pressure environment. Under these conditions and since temperature levels are quite low, heat convection and radiation are negligible. As a result heat conduction is the only relevant heat transport mechanism in a flywheel setup and a key factor for the thermal design.

In this thesis the thermal properties of angular contact ball bearings under flywheel-typical conditions are researched. The thermal resistance of a bearing is used to quantify the heat flow. Several analytical models to calculate thermal resistance and a concept for measuring thermal resistance of bearings are shown. Furthermore, parameters that influence heat conduction have been investigated.

An existing test bed for measuring the thermal resistance of bearings was rebuilt, analysed and improved upon. Measurements of bearings in an earlier thesis have shown a significant correlation between thermal resistance and resonance phenomena. Therefore, the influence of oscillations on the heat conductivity are of a particular interest in this thesis.

The thermal properties of hybrid and steel angular ball bearings were measured and analysed in several test runs with varying parameters. This thesis aims to give a comprehensive understanding of the heat transfer process in a typical flywheel setup.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	3
Kurzfassung	4
Abstract	5
Formelzeichen	9
1 Einleitung und Zielsetzung	11
1.1 Einleitung	11
1.2 Motivation	11
1.3 Zielsetzung	12
1.4 Vorgangsweise	13
2 Theorie	14
2.1 Allgemeine thermische Betrachtung	14
2.1.1 Konvektion	14
2.1.2 Wärmestrahlung	15
2.1.3 Wärmeleitung	17
2.2 Bestimmung der Wärmewiderstände im Wälzlager	18
2.2.1 Wärmewiderstand der Lagerringe	18
2.2.1.1 Modell nach Isert	18
2.2.1.2 Modell nach Baalman	19
2.2.2 Wärmewiderstand der Wälzkörper	19
2.2.2.1 Plane Wall Model	19
2.2.2.2 Modell nach Yovanovich [18]	20
2.2.2.3 Modell nach Bairi et al. und Bejan	21
2.2.2.4 Zusammenfassung analytische Modelle	22
2.2.3 Empirischen Ermittlung des Wärmeleitwertes	23
2.2.3.1 Erweiterung der Wärmeleitwertgleichung	24
3 Einflussfaktoren auf Wärmeleitwert	27
3.0.1 Übersicht Einflussfaktoren	27
3.1 Werkstoff und Schmierung	28
3.1.1 Wälzlagerwerkstoff	28
3.1.2 Schmierbedingungen	29
3.2 Kräfte und Momente	29
3.2.1 Vorspannkraft	29
3.2.2 Berechnungsverfahren zur Abschätzung des Reibmomentes	29
3.2.2.1 Gemessene Reibmomente	32

4	Ergebnisse aus vorherigen Arbeiten	34
4.0.1	Untersuchung Haidl	34
4.0.2	Untersuchung Langeder	34
4.0.3	Untersuchung Muraurer	35
5	Prüfstandskonzept	38
5.1	Messkonzept	38
5.1.1	Konstruktive Gestaltung des Prüfstandes	40
5.1.2	Messtechnik	41
5.2	Optimierung von Prüfstandskomponenten	43
5.2.1	Kühlung	43
5.2.2	Induktionsheizung	45
5.2.3	Messtechnik und Sensoren	51
5.2.4	Vorspannungskonzept	55
6	Meßergebnisse	58
6.1	Einstellungen, Prüfparameter und Prüfablauf	58
6.1.1	Prüfablauf	59
6.1.2	Einlaufphase	60
6.2	Messungen Hybridlager <i>71908 CEGA/HCP4A</i>	61
6.2.0.1	Einfluss Wärmeausdehnung	61
6.2.1	Messung bei unterschiedlichen Vorspannungen	62
6.2.1.1	Ergebnisse bei geringer Vorspannung	63
6.2.1.2	Ergebnisse bei mittlerer Vorspannung	64
6.2.1.3	Ergebnisse bei hoher Vorspannung	65
6.2.1.4	Zusammenfassung der Versuchsreihen	66
6.2.2	Beschleunigungsmessung und Schwingungseinfluss	67
6.2.2.1	Äußere Schwingungsanregung	67
6.2.2.2	Beschleunigungsmessung	72
6.2.2.3	Statisches Auswuchten	75
6.2.2.4	Zusammenfassung der Versuchsreihe	77
6.2.3	Variation Vorspannungssystem	77
6.2.3.1	Ergebnisse bei geringer Vorspannung	78
6.2.3.2	Ergebnisse bei mittlerer Vorspannung	79
6.2.3.3	Ergebnisse bei hoher Vorspannung	80
6.2.3.4	Zusammenfassung der Versuchsreihe	81
6.2.4	Messung bei unterschiedlichen Fettmengen	82
6.2.4.1	Ergebnisse bei geringem Füllungsgrad	83
6.2.4.2	Ergebnisse bei hohem Füllungsgrad	85
6.2.5	Zusammenfassung aller Ergebnisse	86
6.3	Messungen Wälzlager <i>71908 CD P4A</i>	88
6.3.1	Ergebnisse bei niedriger Belastung	88
6.3.2	Ergebnisse bei mittlerer Belastung	89

6.4	Zusammenfassung	90
7	Messgenauigkeit und Sensitivitätsanalyse	91
7.1	Fehlerabschätzung	91
7.2	Gauss'sche Fehlerfortpflanzung	92
8	Zusammenfassung und Ausblick	97
8.1	Zusammenfassung	97
8.2	Ausblick	99
	Literaturverzeichnis	101
	Abbildungsverzeichnis	101
9	Anhang	106

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Fläche
A_{wall}	m^2	Querschnittsfläche der Hertz'schen Kontaktfläche
B^*	m	reduzierte Breite
B_L	m	Laufbahnbreite
B_W	m	Lagerbreite
c_p	J/kgK	spezifische isobare Wärmekapazität
d	mm	Bohrungsdurchmesser
d_{ball}	m	Wälzkörperdurchmesser
d_m	mm	mittlere Lagerdurchmesser
E_{kin}	J	kinetische Energie
f_0		Beiwert Lagerbauart und Schmierung
f_1		Beiwert für die Höhe der Last
G_b	W/K	Wärmeleitwert
J_{MP}	m^4	polares Trägheitsmoment
k_{steel}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
L	H	Induktivität der Spule
l_{Luft}	mm	Breite des Luftspaltes
M_0	N · mm	lastunabhängiges Reibmoment
M_1	N · mm	für M1 maßgebende Belastung
M_{drag}	N · mm	Reibungsmoment aus Plantschverlusten
M_r	N · mm	überschlägige Reibmoment
M_{rr}	N · mm	Rollreibungsmoment
M_{seal}	N · mm	Reibungsmoment aus Berührungsdichtung
M_{sl}	N · mm	Gleitreibungsmoment
N		Windungsanzahl der Spule
P	N	äquivalente Lagerbelastung
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_{in}	W	eintretender Wärmestrom
\dot{Q}_{int_1}	W	Wärmestrom aus Lagerreibung am Innenring
\dot{Q}_{int_2}	W	Wärmestrom aus Lagerreibung am Außenring
\dot{Q}_{out}	W	austretender Wärmestrom
R_a	m	Radius Wälzlageraußenring
R_e		Reynolds Zahl
R_i	m	Radius Wälzlagerinnenring
R_m	A/V · s	magnetische Widerstand
T_{in}	K	Lagereintrittstemperatur
T_{out}	K	Lageraustrittstemperatur
W	J	Arbeit im elektrischen Feld

Symbol	Einheit	Beschreibung
ϵ		Emissionsgrad
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
μ		Reibbeiwert (nach SKF)
μ_0	H/m	Vakuumpermeabilität
μ_r		relative Permeabilität
ν_r	mm ² /s	Viskosität
ρ	kg/m ³	Massendichte
σ	W/m ² K ⁴	Stefan Boltzmann Konstante
φ_{ish}		Schmierfilmdickenfaktor
φ_{rs}		Schmierstoffverdrängungsfaktor
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung und Zielsetzung

1.1 Einleitung

In Zeiten eines immer stärker spürbaren Klimawandels wird auch das Bewusstsein dafür größer, dass auch Energie eine kostbare Ressource ist, die nicht leichtfertig verschwendet werden darf. Es ist Aufgabe der Technik intelligente, ökologisch sinnvolle und wirtschaftliche Lösungen zu finden, um vorhandene Energie besser nutzen und speichern zu können.

Das "*Flywheel Energy Storage System*"-Forschungsprojekt, kurz FESS an der TU-Graz beschäftigt sich mit einer alternativen Form der Energiespeicherung durch mechanische Schwungradspeichern. Vor allem im Bereich der Elektromobilität, als integraler Bestandteil des Motor- und Antriebskonzeptes, aber auch im stationären Betrieb haben Schwungradspeicher großes Potential und werden auch in Zukunft weiter an Relevanz gewinnen.

Eine besondere technische Herausforderung stellt dabei die Erhaltung der gespeicherten Energie dar. Im Gegensatz zu Batterien und Akkumulatoren, bei denen Selbstentladung durch chemische Nebenreaktionen oder internen Kurzschlüsse stattfindet, entsteht der Kapazitätsverlust der gespeicherten kinetischen Energie eines Schwungradspeichers rein aus den mechanischen Verlusten des Systems. Um den Wirkungsgrad maximieren zu können ist es daher nötig alle physikalischen Vorgänge möglichst genau zu kennen. Eine besondere Herausforderung solcher Systeme stellt die Abfuhr der entstandenen Wärme über die Wälzlager dar.

1.2 Motivation

In technischen Anwendungen und ganz besonders im Bereich der Fahrzeugtechnik besteht das Bestreben die Leistung bei möglichst geringem Bauvolumen zu maximieren. ("Downsizing") Durch Integration des Schwungradspeichers in eine E-Maschine ist es möglich eine besonders kompakte und effiziente Bauform zu realisieren. Um ein Maximum an speicherbarer Energie, bei geringem Bauvolumen zu erhalten, ist es zudem sinnvoll Schwungradspeicher in einem möglichst hohen Drehzahlbereich zu betreiben, da die speicherbare kinetische Energie quadratisch von der Winkelgeschwindigkeit abhängt.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} J_{MP} \omega^2 \quad (1.1)$$

Eine technische Herausforderung solcher Systeme stellt allerdings die Wärmeübertragung der, im Rotor entstandenen Abwärme, an die Umgebung dar.

Um Strömungsverluste zu minimieren werden Schwungradspeicher meist im Hochvakuum betrieben, daher trägt Konvektion so gut wie keinen Anteil zur Wärmeübertragung bei. Aufgrund des relativ niedrigen Temperaturniveaus ist auch der Anteil der Wärmestrahlung gering. Beinahe die gesamte entstehende Abwärme muss über die Lagerstellen und somit über die Wälzlager an das Gehäuse bzw. die Umgebung abgegeben werden.

Das Wärmeübertragungsverhalten von Wälzlagern stellt somit einen nicht zu unterschätzenden Faktor bei der Auslegung von Schwungradspeichern und Systemen mit schnell laufenden Wellen dar. Es wurde allerdings bisher, aufgrund der komplexen Einflussfaktoren, nur wenig untersucht.

1.3 Zielsetzung

Um das Wärmeübertragungsverhalten von Wälzlagern genauer untersuchen und empirische Messungen durchführen zu können, wurde im Rahmen des FESS-Forschungsprojektes ein Prüfstand entwickelt und konstruiert, mit dessen Hilfe der Wärmeleitwert eines Wälzlagers ermittelt werden kann. Die Grundlagen zur Gestaltung und die konstruktive Auslegung des Prüfstandes wurde bereits in den Arbeiten von Kopeinig [10], Riepan [15], Haidl [8], Langeder [11] und Murauer [13] ausführlich beschrieben. Es wird in dieser Arbeit daher auf eine detaillierte Beschreibung der konstruktiven Merkmale des Prüfstandes verzichtet und nur bei Bedarf auf ausgewählte gestalterische Aspekte eingegangen. In den bisherigen Arbeiten wurde bereits ein vereinfachtes, thermisches Ersatzmodell für das Wärmeübertragungsverhalten des Wälzlagers erstellt. Als vereinfachende Annahmen für dieses Modell wurden folgende Punkte festgelegt:

- Nur Betrachtung fettgeschmierter Lager im Vakuum
- Untersuchung im thermisch stationären Zustand
- Reine Wärmeleitung bei Vernachlässigung von Konvektion und Strahlung

Auf Basis des vorhandenen Prüfstandes sollen nun weiterführende Messungen mit variierenden Parametern durchgeführt werden um die Ergebnisse der vorherigen Arbeiten und vor allem aus der Arbeit von Murauer [13] zu validieren und weitere Erkenntnisse über das Wärmeübertragungsverhalten von schnelldrehenden Wälzlagern zu gewinnen.

1.4 Vorgangsweise

- Literaturrecherche und Analyse der vorhergehenden Bachelor- und Masterarbeiten.
- Wiederaufbau des Prüfstandes und Funktionsüberprüfung der einzelnen Komponenten.
- Inbetriebnahme des Prüfstandes, Suche und Beseitigung von Fehlerquellen.
- Durchführung von Messung zur Verifizierung der vorhandenen Ergebnisse.
- Analyse der Meßergebnisse und Vergleich mit bisherigen Arbeiten.
- Durchführung von weiteren Messreihen mit variierenden Eingangsparametern.
- Entwicklung einer Theorie zum Wärmeübertragungsverhalten von Wälzlagern.
- Entwicklung von Konzepten zur weiteren Optimierung und Erweiterung des Prüfstandes.

2 Theorie

2.1 Allgemeine thermische Betrachtung

Der Begriff Wärmeübertragung beschreibt Übertragungsmechanismen beim Transport thermischer Energie über eine Systemgrenze. Der durch eine Temperaturdifferenz induzierte, übertragene Wärmestrom wird dabei als Prozessgröße betrachtet und kann nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik ohne Arbeitsaufwand („von selbst“) immer nur von einem Körper höherem Temperaturniveau zu einem Körper mit niedrigerem Temperaturniveau erfolgen. In der Literatur wird im Allgemeinen zwischen drei unterschiedlichen Wärmeübertragungsmechanismen unterschieden:

- Wärmestrahlung
- Wärmekonvektion
- Wärmeleitung

Teilweise erfolgt noch eine zusätzliche Unterteilung in erzwungen und freie Konvektion. Konvektion kann allerdings nicht ohne das Mitwirken von Wärmeleitung erfolgen, weshalb es sich streng genommen um keinen unabhängigen Übertragungsmechanismus handelt, worauf bereits Wilhelm Nußelt 1915 in seiner Arbeit "*Das Grundgesetz des Wärmeübergangs*"[14] hinwies. Nußelt unterschied lediglich zwischen dem stoffgebundenen, leitungsbasierten Transport von thermischer Energie durch Wärmeleitung und dem nicht-stoffgebundenem, strahlungsbasierten Wärmetransport durch Strahlung als unabhängige Wärmeübertragungsmechanismen. Dennoch hat sich die Unterteilung der Übertragungsmechanismen in Strahlung, Konvektion und Leitung etabliert und wird daher so auch in dieser Arbeit beibehalten. Im Weiteren soll auf die Unterschiede der Wärmeübertragungsmechanismen und ihre Relevanz in Bezug auf Schwungradspeichersysteme eingegangen werden.

2.1.1 Konvektion

Konvektion beschreibt den Energietransport der aus einer makroskopischen Teilchenbewegung in Fluiden entsteht. Die Strömungen kann dabei rein durch Dichteunterschiede im Fluid durch eine Temperaturdifferenz (freie Konvektion) oder durch ein von außen aufgeprägtes Geschwindigkeitsfeld (erzwungene Konvektion) entstehen. Bei der freien Konvektion sind Geschwindigkeitsfeld und Temperaturfeld immer gekoppelt. Im Allgemeinen kann bei erzwungener Konvektion wesentlich mehr Wärme übertragen werden.

angewendet werden, die sich nicht im thermischen Gleichgewicht mit ihrer Umgebung befinden, solange sich die Absorptions- und Emissionsbedingungen nicht verändern. Wärmestrahlung ist nicht an ein Übertragungsmedium für den Energietransport gebunden und kann somit auch bei im Vakuum betriebenen Schwungradspeichern Energie übertragen. Emission und Absorption, also die Abgabe bzw. Aufnahme von Strahlungsenergie hängen stark von der Temperatur und Beschaffenheit des Strahlers ab. Eine Abschätzung des Einflusses der Wärmestrahlung in einem Schwungradspeicher kann mit Hilfe des *Stefan-Boltzmann Gesetzes* erfolgen. Es gibt die Strahlungsleistung eines idealisierten schwarzen Körpers in Abhängigkeit seiner Temperatur an und lässt sich für den schwarzen Körper theoretisch herleiten. Da ein schwarzer Körper bei jeder Wellenlänge das Maximum an Wärmestrahlung abgibt, welches bei dieser Temperatur möglich ist, kann die abgegebene Strahlung eines realen Körpers dann mit Hilfe des Emissionsgrades ϵ auf die des schwarzen Körpers bezogen werden.

$$P = \sigma \cdot A \cdot T^4 \cdot \epsilon \quad \text{mit} \quad \sigma \approx 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \quad (2.1)$$

Der Emissionsgrad ϵ , also das Verhältnis der real emittierten thermischen Strahlung zu der emittierten Strahlung eines schwarzen Körpers, ist stark von den Material- und Oberflächeneigenschaften des Körpers abhängig. Man unterscheidet je nach Art des Strahlungsverlaufs der Ausstrahlung zwischen *grauer Strahlung* bzw. *grauen Strahlern* und selektiver Strahlung bzw. selektiven Strahlern.

Ein grauer Strahler kennzeichnet sich durch eine, um einen konstanten Faktor reduzierte, spektrale spezifische Ausstrahlung gegenüber dem schwarzen Strahler aus.

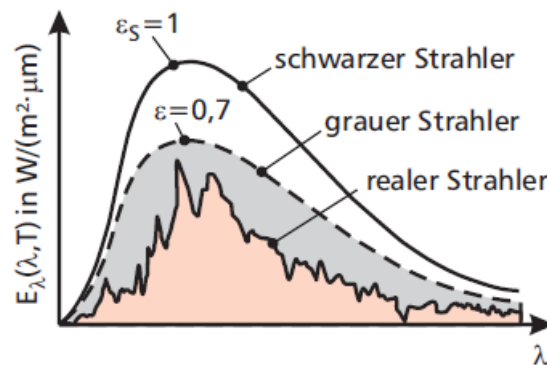


Abbildung 2.2: Spektrale Emission eines schwarzen, grauen und realen Strahlers [12]

Die Strahlungsleistung ist nach dem *Stefan Boltzmann Gesetz* proportional von der vierten Potenz der Absoluttemperatur eines Körpers abhängig. Aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus in Schwungradspeichern kann die Wärmestrahlung als Wärmeübertragungsmechanismus vernachlässigt werden und wird nicht näher untersucht.

Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Prüfstand werden die Effekte der Wärmestrahlung jedoch

für die Messung der Temperaturen an bewegten Bauteilen (z.B. durch Pyrometer) genutzt. Hier ergibt sich allerdings ein Widerspruch. Zum einen soll der Anteil der Strahlung dabei möglichst groß, zum anderen der Einfluss der Wärmestrahlung als Wärmetransportmechanismus insgesamt jedoch möglichst gering sein. Um eine systematische Beeinflussung der Meßergebnisse zu minimieren ist es nach Gleichung 2.1 daher ratsam die Temperaturen des Messobjekts gering zu halten. Für die Messung nötige Oberflächen mit hohem Emissionsgrad (z.B. durch matte schwarze Lackierung) sollten dabei klein und der Querschnitt des Körpers möglichst groß sein.

2.1.3 Wärmeleitung

Wärmeleitung beschreibt den Wärmetransport der durch atomare Wechselwirkungen in Folge eines Temperaturgradienten entsteht. Der Energietransport findet in Festkörpern oder ruhenden Fluiden ohne makroskopischen Materialstrom statt.

Der Energietransport durch ein wärmeleitendes Material lässt sich durch ein Vektorfeld, die Wärmestromdichte $\vec{q} = \vec{q}(\vec{x}, t)$ beschreiben. Der empirische Ansatz von *Fourier* verknüpft die Wärmestromdichte über die Proportionalitätskonstante λ mit dem Temperaturgradienten ∇T .

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (2.2)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist eine Materialkonstante. Ihre Druck und Temperaturabhängigkeit wird in der Praxis häufig vernachlässigt.

Das in einem wärmeleitenden Körper durch eine Temperaturdifferenz entstehende Temperaturfeld ist im allgemeinen raum- und zeitabhängig $\vec{T} = \vec{T}(\vec{x}, t)$. Über die Energiebilanz am differentiellen Kontrollvolumen kann mit dem *Fourier'schen Ansatz* für die Wärmestromdichte die allgemeine Wärmeleitungsgleichung in Temperaturform formuliert werden.

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \Delta T(x, t) + \frac{\dot{q}_Q}{\rho c_p} \quad (2.3)$$

Unter der Annahme stationärer Prozesse³, konstanter Materialkennwerte⁴ und ohne innere Wärmequellen⁵, kann Gleichung (2.3) mit dem Laplace Operator in kartesischen Koordinaten vereinfacht werden zu:

$$\Delta T(x) = 0 \quad \text{bzw.} \quad 0 = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.4)$$

Eindimensionale, stationäre Wärmeleitung Für den eindimensionalen Fall ergibt sich durch Integration von $\frac{d^2 T}{dx^2} = 0$ der Temperaturverlauf $T(x) = C_1 x + C_2$.

Mit der Eintrittstemperatur T_1 und der Austrittstemperatur T_2 ergibt sich entlang der Strecke $0 \leq x \leq l$ mit den Integrationskonstanten $C_{1,2}$ der lineare Temperaturverlauf.

$$T(x) = \frac{T_2 - T_1}{l} \cdot x + T_1 \quad (2.5)$$

³ es gilt: $\frac{\partial}{\partial t} = 0$

⁴ es gilt: $\lambda, \rho, c_p = \text{konst}$

⁵ es gilt: $\dot{q}_Q = 0$

Und bei konstanter Querschnittsfläche $A(x) = konst$ für den konstanten Wärmestrom

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad \text{bzw.} \quad \dot{Q} = -\lambda A \frac{T_2 - T_1}{l} \cdot x \quad (2.6)$$

Aufgrund des negativen Vorzeichens fließt ein positiver Wärmestrom in x-Richtung d.h. in Richtung der niedrigeren Temperatur.

2.2 Bestimmung der Wärmewiderstände im Wälzlager

Unabhängig vom Transportmechanismus können Wärmetransportvorgänge, in Analogie zum elektrischen Stromkreis, über eine Serien- oder Parallelschaltung von thermischen Widerständen beschrieben werden. Hier erzeugt allerdings nicht eine Potentialdifferenz ΔU den elektrischen Strom I , sondern eine Temperaturdifferenz ΔT den Wärmestrom \dot{Q} .

$$R_{el} = \frac{\Delta U}{I} \quad \Rightarrow \quad R_{th} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad \text{mit} \quad [R_{el}] = \frac{V}{A}; \quad [R_{th}] = \frac{K}{W} \quad (2.7)$$

Der gesamte thermische Wärmewiderstand eines Wälzlagers kann dann als Serienschaltung von Einzelwiderständen der beteiligten Bauelemente beschrieben werden.

- Wälzlagerinnenring
- Wälzkörper
- Wälzlageraußenring

2.2.1 Wärmewiderstand der Lagerringe

Die analytische Herleitung des tatsächlichen Wärmewiderstandes der Wälzlageringringe ist aufgrund der komplizierten Wälzlagergeometrie äußerst schwierig, daher erfolgt die Berechnung mit vereinfachten Ersatzkörpern.

2.2.1.1 Modell nach Isert

In der Arbeit von Isert [9] werden die Wälzlageringringe als einfache zylindrische Wände modelliert. Der Wärmewiderstand für eine zylindrische Wand mit dem Außenradius R_a , Innenradius R_i und Länge l errechnet zu:

$$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{R_a}{R_i}\right)}{2\pi\lambda l} \quad (2.8)$$

Durch diese starke Abstraktion bleibt hier z.B. der Einfluss der Laufbahngeometrie des realen Körpers allerdings völlig unberücksichtigt.

2.2.1.2 Modell nach Baalman

Auch Baalman [2] errechnet den Wärmewiderstand von Rillenkugellagern näherungsweise anhand eines Rotationskörpers mit rechteckigem Querschnittsprofil. Hier wird allerdings der größere Wärmewiderstand des realen Wälzlagertringes berücksichtigt.

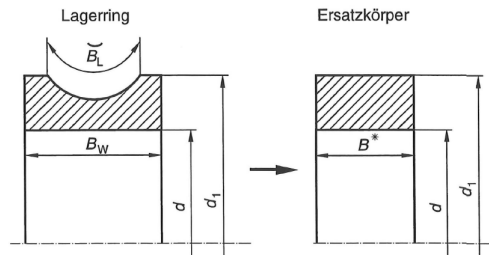


Abbildung 2.3: Ersatzmodell Lagertring nach Baalman [2]

Ein äquivalenter Wärmewiderstand ergibt sich nach Baalman wenn mit der reduzierten Breite B^* für den Ersatzquerschnitt gerechnet wird. Diese ergibt sich aus dem arithmetischen Mittel der Laufbahnbreite und der Lagerbreite:

$$\text{mit } B^* = \frac{B_W + B_L}{2} \quad \text{ergibt sich} \quad R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{d_1}{d}\right)}{2\pi\lambda B^*} \quad (2.9)$$

Bei Baalman wird die Genauigkeit seines vereinfachten Ansatzes folgendermaßen beschrieben:

"Die Abweichungen des Wärmewiderstandes eines so gebildeten Ersatzkörpers von dem des Lagertringes liegen unter 4 %. Diese Angabe beruht auf Berechnungen zahlreicher Lagertringe mit einem Durchmesserbereich von $d = 20 \dots 100 \text{ mm}$." (Baalman S.46 [2])

2.2.2 Wärmewiderstand der Wälzkörper

Für die Bestimmung des Wärmewiderstands der Wälzlagerkugeln werden in der Literatur unterschiedliche Ersatzmodelle genannt. Während sich das *Plane Wall Model* und der *Ansatz nach Yovanovich* auf statische Bedingungen beziehen, wird bei dem Modell nach *Bairi* bzw. *Bejan* auch die Kinematik der Wälzkörper berücksichtigt. Die Modelle gehen alle von einem Hertzschen Kontakt der Wälzkörper mit der Laufbahn aus und werden nachfolgend genauer beschrieben.

2.2.2.1 Plane Wall Model

Bei Isert [9] wird der Wärmetransport durch die Wälzlagerkugeln dem beim Durchgang durch eine ebene Wand gleichgesetzt. Als Querschnittsfläche der Wand A_{wall} wird die Hertzsche Kontaktfläche am Innenring und als Strecke der Durchmesser der Wälzlagerkugel d_{wall} definiert.

Der Wärmewiderstand einer einzelnen Kugel ergibt sich mit dem Wärmeleitfähigkeit k_{steel} mit diesem Ansatz zu:

$$R_{th} = \frac{d_{ball}}{k_{steel}A_{wall}} \quad (2.10)$$

Durch diese starke Abstraktion stellt das *Plane Wall Model nach Isert* das einfachste Modell für die Bestimmung des Wärmewiderstands von Wälzlagerkugeln dar.

2.2.2.2 Modell nach Yovanovich [18]

Form und Größe der Kontaktfläche haben maßgeblichen Einfluss auf die Wärmeleitung zwischen Wälzkörper und Lagerring. Yovanovich leitet in seiner Arbeit [18] her, dass auch zwischen zwei sich berührenden Paraboloiden eine elliptische Kontaktfläche (Hertz'sche Kontakt) entsteht und ermittelt daraus den Wärmewiderstand für den Wälzkörper. Dieser ergibt sich aus der Summe der Widerstände an den Kontaktflächen des Innen- und Außenringes.

Als Grundlage dient die im Kapitel 2.1.3 hergeleitete Laplace Gleichung (2.4) für zeitlich konstante Temperaturfelder.

$$\Delta T = 0 \quad (2.11)$$

Die analytische Lösung der Laplace-Gleichung für die Kontaktfläche gelingt Yovanovich durch Koordinatentransformation in ellipsoidische Koordinaten. Der gesamte Wärmewiderstand für ein Wälzlager ergibt sich bei Yovanovich zu:

$$R = R_i + R_o \quad \Rightarrow \quad R = \frac{\psi_i}{4\lambda_1 a_i} + \frac{\psi_o}{4\lambda_3 a_o} + \frac{1}{4\lambda_2} \left(\frac{\psi_i}{a_i} + \frac{\psi_o}{a_o} \right) \quad (2.12)$$

Index i	Innenring
Index o	Außenring
$\lambda_{1,2,3}$	Wärmeleitfähigkeit: Innenring, Wälzkörper, Außenring
ψ	elliptische Integral erster Art
a	Hauptachsen Kontaktellipse

Der Geometriefaktor ψ ist von der Größe der Kontaktzone abhängig. Die Ermittlung von ψ erfordert die Lösung des elliptischen Integrals erster Art. Die vollständige Herleitung findet sich bei Yovanovich S.346 [18]

Unter der Annahme dass die elliptischen Kontaktflächen am Innen- und Außenring gleich sind ($a_i = a_o; \psi_i = \psi_o$) und Wälzkörper und Wälzlagering aus demselben Material bestehen ($\lambda_{1,2,3} = \lambda$), kann Gleichung (2.12) weiter vereinfacht werden.

$$R = \frac{\psi}{\lambda a} \quad (2.13)$$

Die Hauptachse a der Kontaktfläche lässt sich über die Hertz'sche Pressung errechnen. Die materialspezifischen Werte werden zur Konstanten C_1 zusammengefasst und der Wärmewiderstand über die Axialkraft ausgedrückt:

$$R_b = \frac{C_1}{\lambda B^{\frac{1}{3}}} \quad \text{mit} \quad B = \frac{F}{\sin \alpha} \quad (2.14)$$

Der Wärmeleitwert eines Wälzlagerlagers kann für verschiedene axiale Belastungen nach Yovanovich in guter Näherung nach $G_b \approx \sqrt[3]{F_{ax}}$ berechnet werden, wenn folgende Anforderungen erfüllt sind:

- Betrachtung stillstehender Lager im Vakuum
- Hertz'sche Kontaktfläche
- Keine Schmierung
- Keine Wärmeübertragung durch Strahlung
- Gleiche Wärmeleitfähigkeit von Lagerringen und Wälzkörper
- Kontaktfläche am Außen- und Innenring näherungsweise gleich

2.2.2.3 Modell nach Bairi et al. und Bejan

In den Arbeiten von Bairi et al. [4] und Bejan [1] wird prinzipiell derselbe Ansatz zur Bestimmung des Wärmewiderstand von sich fortbewegenden Wälzkörpern genutzt. Es wird wieder von zwei elliptischen Kontaktfläche ausgegangen, die Wärmequelle und Senke für die Wärmeübertragung in der Wälzlagerkugel darstellen.

Da die Eindringtiefe der Wärme gegenüber dem Kugelradius vernachlässigbar klein ist, wird die Kontaktfläche als ebene Fläche angenommen. Die Wärmeleitungsgleichung wird mit der Umfangsgeschwindigkeit V und der *Temperaturleitzahl* $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$ angeschrieben zu:

$$0 = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{V}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.15)$$

In der Arbeit von Bairi [4] S.564 ff. wird nachgewiesen, dass bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten V , wie bei schnell drehenden Wälzlagern, die Wärmeleitung innerhalb der Kontaktfläche vernachlässigbar ist und sich Gl.(2.15) somit stark vereinfachen lässt:

$$0 = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{V}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{für Peclet-Zahlen } P_e = \frac{V \cdot a}{\alpha_1} > 5 \quad (2.16)$$

Die Peclet-Zahl ist eine dimensionslose Kennzahl die zur Beschreibung von Transportprozessen genutzt wird. Sie beschreibt das Verhältnis von *advektiven* zu *diffusen* Transportflüssen. Bejan [1] greift den Ansatz nach (2.16) auf und berechnet den Wärmewiderstand für die Kontaktfläche am Innen- und Außenring zu:

$$R_{th} = \frac{1}{2,789} \cdot \frac{(\rho c \lambda)_1^{1/2} + (\rho c \lambda)_2^{1/2}}{(\rho c \lambda)_2^{1/2}} \cdot \frac{1}{\lambda_1 b P_{e_1}^{1/2}} \quad (2.17)$$

Index 1,2	Kontakt Innenring, Außenring
$\lambda_{1,2}$	Wärmeleitfähigkeit
ρ	Dichte
c	spezifische Wärmekapazität
b	Hauptachse der Kontaktellipse
Pe	Peclet-Zahl
α	Temperaturleitzahl

2.2.2.4 Zusammenfassung analytische Modelle

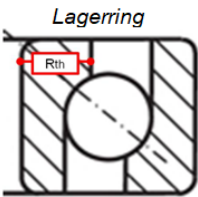
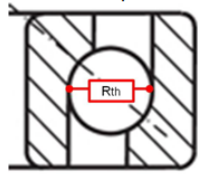
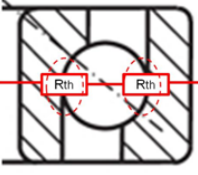
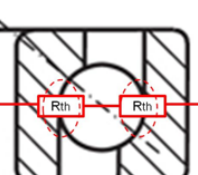
	Modell	Berechnungsformel	Voraussetzungen
 <p>Lagerung</p>	Baalmann	$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d}\right)}{2\pi\lambda B^*} \quad B^* = \frac{B_W + B_L}{2}$	-stillstehende Lager -keine Schmierung -Hertz'sche Kontaktfläche
	Isert	$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{R_a}{R_i}\right)}{2\pi\lambda l}$	
 <p>Wälzkörper</p>	Plane Wall (Isert)	$R_{th} = \frac{d_{ball}}{k_{steel}A_{wall}}$	-stillstehende Lager -keine Schmierung -Hertz'sche Kontaktfläche
 <p>Wälzkörper</p>	Yovanovich	$R = \frac{\psi_i}{4\lambda_1 a_i} + \frac{\psi_o}{4\lambda_3 a_o} + \frac{1}{4\lambda_2} \left(\frac{\psi_i}{a_i} + \frac{\psi_o}{a_o} \right)$ <p> Index i Innenring Index o Außenring $\lambda_{1,2,3}$ Wärmeleitfähigkeit: Innenring, Wälzkörper, Außenring ψ elliptische Integral erster Art a Hauptachsen Kontaktellipse </p>	- stillstehende Lager - Strahlung vernachl. -Hertz'sche Kontaktfläche
 <p>Wälzkörper</p>	Bejan & Bairi	$R_{th} = \frac{1}{2,789} \cdot \frac{(\rho c \lambda)_1^{1/2} + (\rho c \lambda)_2^{1/2}}{(\rho c \lambda)_2^{1/2}} \cdot \frac{1}{\lambda_1 b Pe_1^{1/2}}$ <p> Index 1,2 Kontakt Innenring, Außenring $\lambda_{1,2}$ Wärmeleitfähigkeit ρ Dichte c spezifische Wärmekapazität b Hauptachse der Kontaktellipse Pe Peclet-Zahl </p>	- drehende Lager - keine Schmierung -Hertz'sche Kontaktfläche - Peclet Zahl $Pe > 5$

Abbildung 2.4: Übersicht der unterschiedlichen Wärmewiderstandsmodelle

2.2.3 Empirischen Ermittlung des Wärmeleitwertes

Die vorangegangenen Kapitel beschäftigen sich mit der analytischen Bestimmung des Widerstandes. Für die messtechnische Bestimmung wird in der Arbeit von *Takeuchi* [17] der thermische Widerstand R_b und daraus der Wärmeleitwert G_b als Kehrwert von R_b über das gesamte Lager bestimmt. Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, kann in Analogie zum elektrischen Stromkreis, der Widerstand bestimmt werden wenn Temperaturen und Wärmemengen bekannt sind. Dafür wird ein vereinfachtes thermisches Ersatzmodell nach Abbildung: 2.5 gebildet.

Der Wärmeleitwert ergibt sich aus dem Verhältnis der über das Wälzlager übertragenen Wärmeströme \dot{Q}_{in} und \dot{Q}_{int_1} zur Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring. Der durch Reibung am Lageraußenring erzeugte Wärmestrom \dot{Q}_{int_2} wird, wie auch der abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{out} , direkt ins Gehäuse abgeleitet und fließen nicht über das Wälzlager. Die beiden Wärmeströme bleiben daher in Gleichung (2.18) unberücksichtigt.

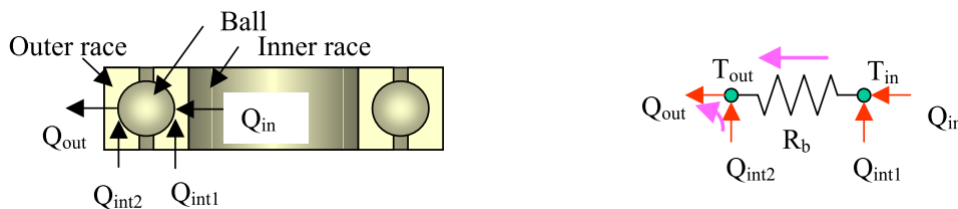


Abbildung 2.5: Thermisches Modell des Wälzlagers nach Takeuchi [17]

$$G_b = \frac{1}{R_b} = \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{int_1}}{T_{in} - T_{out}} \quad (2.18)$$

Die Messung der durch Reibung im Lagerinneren entstanden Wärme ist jedoch messtechnisch äußerst schwierig. In der Arbeit von *Takeuchi* wird angenommen, dass am Innen- und Außenring des Wälzlagers die gleiche Reibungswärme erzeugt wird.

$$\dot{Q}_{int_1} = \dot{Q}_{int_2} = \dot{Q}_{int} \quad (2.19)$$

Die Bilanz der Wärmeströme ergibt:

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{Q}_{int_1} + \dot{Q}_{int_2} \quad \text{bzw.} \quad 0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + 2 \cdot \dot{Q}_{int} \quad (2.20)$$

Mit (2.18) ergibt sich der Wärmeleitwert als Funktion der in das Lager ein- und austretenden Wärmeströme.

$$G_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{T_{in} - T_{out}} \quad (2.21)$$

Der Wärmeleitwert ist nun durch äußere Größen definiert die einfach messbar sind. Geometrie und Materialwerte der Welle und des Gehäuses sind bekannt sodass \dot{Q}_{in} und \dot{Q}_{out} durch Messung der Temperatur über das *Fourier'sche Gesetz* ermittelt werden können.

2.2.3.1 Erweiterung der Wärmeleitwertgleichung

In Kapitel 2.2.3 wird der Wärmeleitwert *nach Takeuchi* über die Annahme einer gleichmäßigen Aufteilung der am Innen- und Außenring entstehende Reibungswärme hergeleitet. Diese Annahme ist für geringe Belastungen zulässig. Bei hochdrehenden Lagern wie in Schwungradspeichern, unter großer Belastung oder bei hohen Temperaturen kann es allerdings zu unterschiedlichen Reibverhältnissen an den beiden Wälzlageringern kommen. Gründe können unterschiedliche Wärmedehnungen, Zentrifugalkräfte oder sich ändernde Schmierverhältnis sein.

Um die tatsächlich im Wälzlager auftretenden Prozesse besser abbilden zu können, wird in dieser Arbeit eine Erweiterung der Gleichung durch eine dimensionslose Reibverhältniszahl vorgeschlagen. Dies soll insbesondere den Vergleich mit den Ergebnissen der vorheriger Arbeiten erleichtern (siehe Kapitel: 4).

Es wird daher die Reibverhältniszahl ξ als das Verhältnis der am Lagerinnen- und Außenring entstandenen Wärmeströme und somit auch der unterschiedlichen Reibleistungen definiert.

$$\xi = \frac{\dot{Q}_{int_1}}{\dot{Q}_{int_2}} \quad \xi = f(n, T, F, \mu, ..) \quad (2.22)$$

Die Energieerhaltung ergibt sich dementsprechend zu:

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{Q}_{int_1} + \frac{1}{\xi} \dot{Q}_{int_1} \quad (2.23)$$

Nach Umformen und Einsetzen in Gleichung 2.18 erhält man die erweiterte Wärmeleitungsgleichung:

$$G_b = \frac{1}{1 + \xi} \cdot \frac{\dot{Q}_{in} + \xi \dot{Q}_{out}}{T_{in} - T_{out}} \quad (2.24)$$

Durch Gleichsetzen der Gleichungen 2.18 und 2.24 ergibt sich \dot{Q}_{int_1} und in weiterer Folge auch \dot{Q}_{int_2} in Abhängigkeit von ξ .

$$\dot{Q}_{int_1} = \frac{\xi}{\xi + 1} (\dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in}) \quad \dot{Q}_{int_2} = \frac{1}{\xi + 1} (\dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in}) \quad (2.25)$$

Das tatsächliche auftretende Reibverhältnis ξ hängt von zahlreichen Faktoren ab. In der Literatur wird meist nicht zwischen Reibung am Außenring und der am Innenring unterschieden. Es werden nur Näherungsformeln zur Ermittlung des gesamten im Lager auftretenden Reibmoments genannt. (siehe Kapitel 3.2.2)

Ist der Verlauf von ξ über die Drehzahl allerdings bekannt kann der Wärmeleitwert wesentlich genauer bestimmt werden.

Auch ohne die genauen Reibverhältnisse im Lager zu kennen, erlaubt die Erweiterung der Gleichung Aussagen über die Plausibilität von Meßergebnissen zu treffen. Sie erlaubt es Messungen die mit denselben Prüfparametern durchgeführt wurden, sich jedoch in einzelnen Drehzahlbereichen unterscheiden, miteinander zu vergleichen.

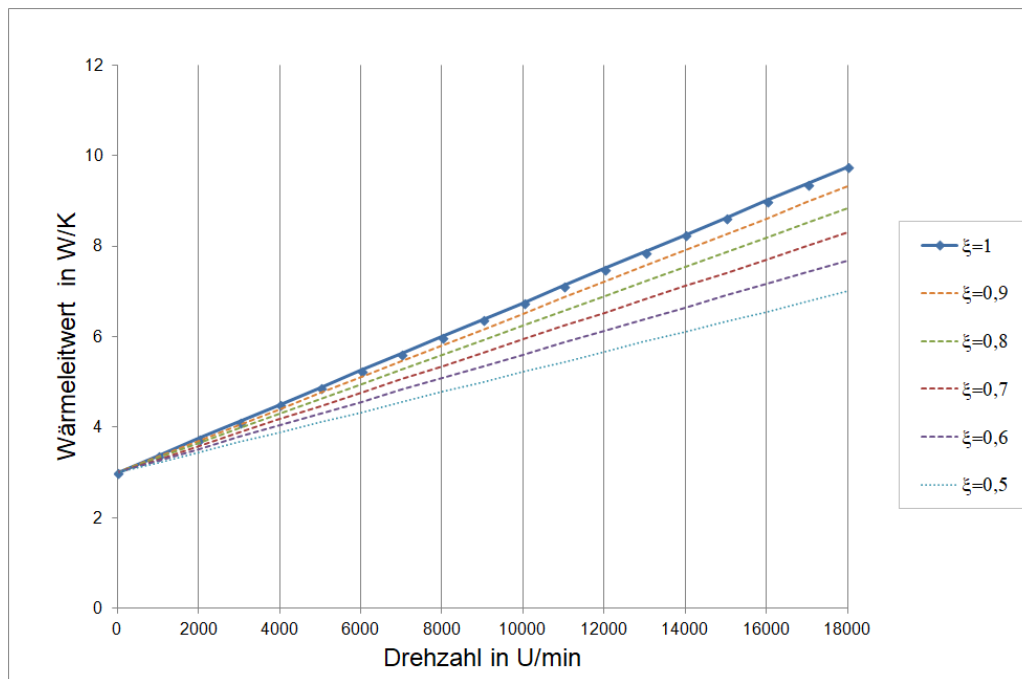


Abbildung 2.6: Wärmeleitwert G_b bei unterschiedlichen Reibverhältniszahlen

In Abbildung 2.6 wurde ein linearer Verlauf des Wärmeleitwertes angenommen und die Auswertung bei unterschiedlichen Reibverhältniszahlen dargestellt. Bei Verschiebung des Reibverhältnisses zum äußeren Wälzlagering ($\xi < 1$), sinkt der Wärmeleitwert und der thermische Widerstand des Lagers steigt.

Da eine Verschiebung des Reibverhältnis zum Innenring ($\xi > 1$) mit steigender Drehzahl physikalisch unmöglich ist, stellt die Gleichung nach Takeuchi ($\xi = 1$) demnach die Kurve mit dem geringsten Wärmewiderstand dar.

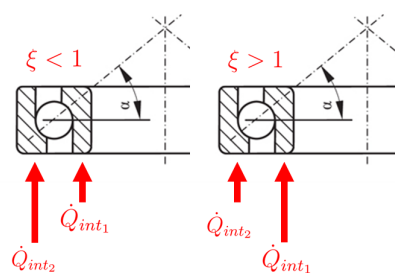


Abbildung 2.7: Wärmeströme bei unterschiedlichen Reibverhältniszahlen

Eine plötzliche Erhöhung des Wärmeleitwertes kann nur schwer mit Änderungen der Reibverhältnisse in Einklang gebracht werden.

Es ist außerdem erkennbar, dass sich der Einfluss erst bei hohen Drehzahlen bemerkbar macht,

obwohl $\xi = konst$ über den gesamten Drehzahlbereich angenommen wurde. Eine starke Änderung der Kurve bei niedrigen Drehzahlen, müsste demnach aus sehr großen Unterschieden in den Reibmomenten resultieren, was bei niedrigen Drehzahlen fragwürdig ist.

In Abbildung 2.8 wird derselbe Verlauf mit einer zweiten fiktiven Messung verglichen (*rote Linie*).

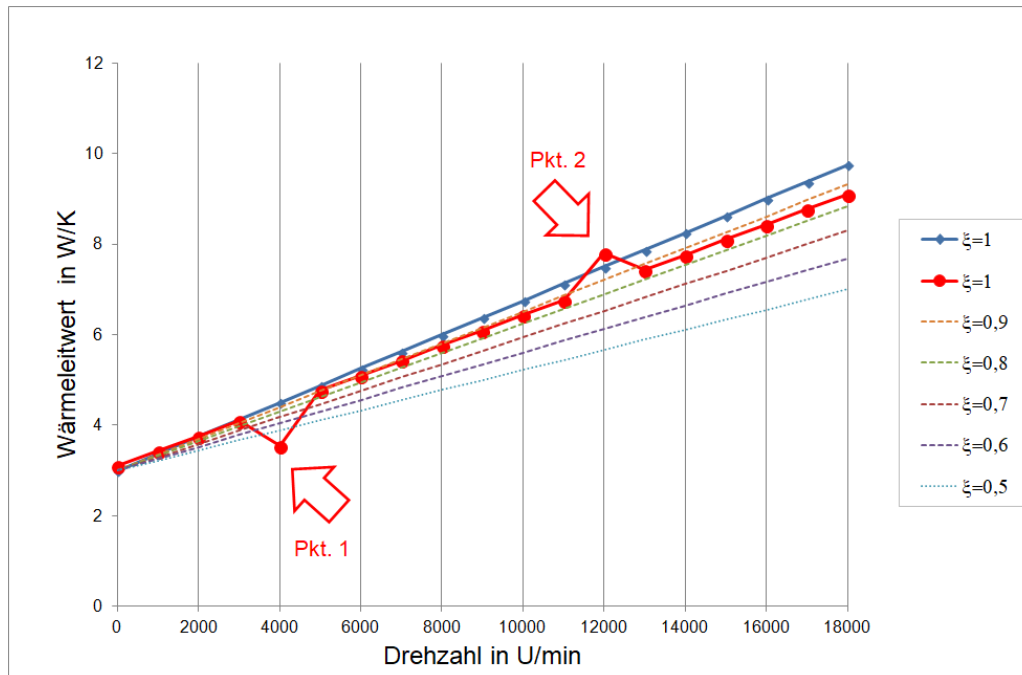


Abbildung 2.8: Vergleich mittels Reibverhältnisse

Die beiden fiktiven Ausreißer bei 4000 und 13000 U/min sind von der ersten Messung aus betrachtet demnach nicht plausibel.

Pkt.1) Um denselben Wärmeleitwert in diesen Punkt zu erhalten, hätte sich das Reibverhältnis der vorangegangenen Messungen sehr stark zum Außenring verlagern müssen. Bei $\xi < 0,5$ wäre das Reibmoment am Außenring mehr als doppelt so groß. Dies ist bei niedrigen Verhältnissen nicht plausibel.

Pkt.2) Dieser Punkt zeigt eine Verlagerung der Reibung zum Wälzlagerinnenring $\xi > 1$.

3 Einflussfaktoren auf Wärmeleitwert

3.0.1 Übersicht Einflussfaktoren

Eine Vielzahl von Faktoren können Einfluss auf den Wärmeleitwert des Wälzlager nehmen. Aufgrund der großen Anzahl an Einflussfaktoren und da diese sich teilweise wechselseitig beeinflussen können bzw. teilweise noch unbekannt sind, entsteht ein komplexes Systemverhalten. Die Untersuchung solcher Systeme ist aufwendig. Zur besseren Übersicht wurden die Faktoren in Kategorien unterteilt, die systematisch untersucht wurden:

- 1) Einflüsse die aus Kräften und Momenten entstehen
- 2) Einflüsse die aus Schwingungen entstehen
- 3) Einflüsse aufgrund von Werkstoffen, Schmiermittel oder Tribologie
- 4) Sonstige Einflüsse

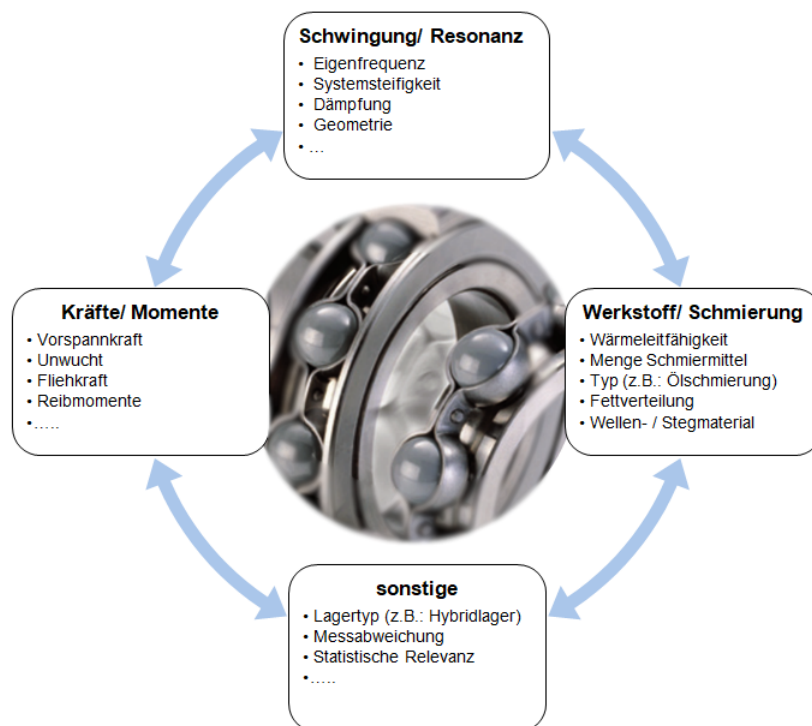


Abbildung 3.1: Übersicht Einflussfaktoren auf den Wärmeleitwert (Foto: [6])

3.1 Werkstoff und Schmierung

3.1.1 Wälzlagerwerkstoff

Der mit Abstand meist verwendete Werkstoff im Wälzlagerbereich ist nach wie vor Stahl. Ein typischer Vertreter bei Standardlösungen ist der durchgehärtete Wälzlagerstahl 100Cr6. Für hochdrehende Lager hat sich jedoch Keramik als Werkstoff aufgrund seiner vorteilhaften Eigenschaften bewährt. In Hybridlagern findet Keramik als Wälzkörperwerkstoff in Verbindung mit Stahl-Wälzlagererringen Verwendung. Vollkeramik-Wälzlager werden aufgrund der hohen Kosten und der schwierigen Einbau- und Betriebsbedingungen nur in speziellen Anwendungsfällen eingesetzt.

Als Keramikwerkstoff findet hauptsächlich Siliziumnitrid Si_3N_4 Verwendung.

Tabelle 3.1: Werkstoffkennwerte Si_3N_4 und 100Cr6

Werkstoffkennwert:	Si_3N_4	100Cr6	Einheit
Dichte:	3.25	7.8	$\frac{g}{cm^3}$
Wärmeausdehnungskoeffizient:	3.4	12.3	$10^{-6}/^\circ C$
Wärmeleitfähigkeit:	23	42,4	$\frac{W}{mK}$
E-Modul:	300	200	GPa

(Quelle: TIS GmbH Datenblätter)

Die Wärmeleitfähigkeit der Wälzkörper wird von verschiedenen Herstellern sehr unterschiedlich beziffert, die in Tabelle 3.1 genannten Werte wurden den im Anhang befindlichen Datenblättern entnommen. Wälzkörper aus Siliziumnitrid sind aufgrund der wesentlich geringeren Dichte bei gleicher Baugröße leichter als Stahlwälzkörper. Daher verringern sich insbesondere bei hohen Drehzahlen die durch Fliehkräfte erzeugten Reibmomente deutlich. Aufgrund des höheren Elastizitätsmoduls wird die Kontaktfläche im Wälzkontakt und dadurch Gleit- und Rollreibungsmomente reduziert.

Weitere Vorteile von Hybridlagern:

- höhere erreichbare Drehzahlen
- geringere Verlustleistung bzw. Reibmoment
- niedriger Temperaturen bei gleicher Drehzahl
- geringerer Schmiermittelbedarf
- geringerer Verschleiß
- höhere Anfahrt und Bremsbeschleunigungen sind möglich
- bessere Notlaufeigenschaften

3.1.2 Schmierbedingungen

Bei den Schmiersystemen für Schwungradspeicher hat sich die Fettschmierung bei Wälzlagern, aufgrund des geringeren Aufwandes und des wartungsfreien Betriebes gegenüber der Ölschmierung zum größten Teil durchgesetzt. Fettgeschmierte Lager können durch eine Dichtscheibe ideal abgedichtet werden und sind so besser gegen von außen eingebrachte Verunreinigungen geschützt. Dadurch können Schmierfette aber auch besser auf die Anforderungen des Wälzlagers und den individuellen Betriebsbedingungen abgestimmt werden. Es müssen zudem keine weiteren Schmieranforderungen von anderen Bauteilen (z.B. Verzahnung in Getrieben) mitberücksichtigen werden. Im Getriebebau, wo sich die Mitversorgung des Wälzlagers durch den Ölkreislauf anbietet, sind ölgeschmierte Lager nach wie vor von Relevanz, aber auch hier sind Tendenzen zur Fettschmierung feststellbar.

Aufgrund der zahlreichen Vorteile und der Möglichkeit eine Schmierung mit minimaler Schmiermittelmenge zu realisieren wurden auch für die Wälzlager des Prüfstandes eine Schmierung mit Fett vorgesehen. Für den Temperaturbereich -30 °C bis $+100\text{ °C}$ wird von SKF ein Schmierfett auf Grundlage synthetischer Öle empfohlen. Das Wälzlager wurde daher mit *SKF LGLT 2/0.2 Schmierfett* gefüllt. Die Schmiermittelmenge wurde nach der Empfehlung des SKF-Katalogs errechnet und für eine maximale Drehzahl von 20000 U/min ausgelegt (siehe Kapitel: 6.2.4). Für diesen Drehzahlbereich ergibt sich eine Fettfüllmenge von 0.5 cm^3 .

3.2 Kräfte und Momente

3.2.1 Vorspannkraft

Die hier untersuchten Schrägkugellager, können radiale und einseitig axiale Kräfte aufnehmen. Die Größe der aufgenommenen Axialkraft ist vom Druckwinkel abhängig. Man versteht darunter den Winkel zwischen der Senkrechten der Wellenachse und den Drucklinien die sich aufgrund der Laufbahnneigung ergibt. Da Schrägkugellager nur in eine Richtung axiale Kräfte aufnehmen können, müssen sie gegen ein zweites Lager oder Lagerpaar angestellt werden. Die zum Verspannen des Lagers nötige Vorspannkraft hat nicht nur Einfluss auf das entstehende Reibmoment und die Lebensdauer sondern sie bestimmt auch die Größe der Kontaktfläche zwischen Laufbahn und Wälzkörper und damit den Wärmewiderstand der Wälzkörper (siehe Kapitel 2.2).

3.2.2 Berechnungsverfahren zur Abschätzung des Reibmomentes

Die Reibung in Wälzlagern wird von einer großen Anzahl von Faktoren beeinflusst, deren Einfluss in ihrer Gesamtheit schwer zu bestimmen ist. Neben den baulichen Faktoren des Lagers spielen sowohl mechanische Größen, als auch tribologische Einflussgrößen eine Rolle. Grundsätzlich setzt sich die Reibung im Wälzlager aus folgenden Anteilen zusammen:

- Gleitreibung
- Rollreibung

- Schmierstoffreibung

Bei der Festigkeitsauslegung von Wellen und Lagern spielt die Reibleistung der Wälzlager meistens eine untergeordnete Rolle, da das im Wälzlager erzeugte Reibmoment sehr viel kleiner, als das von der Welle übertragene Moment ist.

Für die Auslegung von Schwungradspeichersystemen ist die Ermittlung der Verlustmomente und der sich daraus einstellenden Betriebstemperatur aber von großer Bedeutung. Zum einen bestimmt das auftretende Reibmoment maßgeblich Selbstentladung des Schwungrades und die höchst zulässigen Drehzahl, zum anderen beeinflusst die Betriebstemperatur die Wärmeübertragung und somit die Gebrauchsdauer des Schmierfettes.

Für die Berechnung des Reibmoments werden meistens Berechnungsgleichungen herangezogen, die aus einer großen Anzahl empirischer Versuche hervorgegangen sind. Im Zuge des technischen Fortschrittes und der Weiterentwicklung sowohl im Bereich der Wälzlagerherstellung, als auch im Bereich der Schmierfette und Schmieröle, kann es zu Genauigkeitsabweichungen zwischen den theoretisch ermittelten Werten und den tatsächlichen auftretenden Reibmomenten kommen.

Überschlägige Berechnung Eine überschlägigen Berechnung des Reibmomentes von Wälzlager kann nach SKF [7] unter der Annahme eines konstanten Reibbeiwertes über die äquivalente Lagerbelastung erfolgen. Einflüsse des Schmiermittels (z.B. Walkarbeit des Schmierfettes) bleiben bei diesem Ansatz jedoch unberücksichtigt.

Unter der Voraussetzung einer hinreichend kleinen Belastung $P \approx 0,1C^1$, guter Schmierung und normalen Betriebsverhältnissen kann das Reibmoment durch

$$M_r = 0,5\mu Pd \tag{3.1}$$

angenähert werden.

Die Reibleistung ergibt sich über die Kreisfrequenz:

$$P_r = M_r \omega \tag{3.2}$$

Lastabhängiges Berechnungsverfahren (SKF)

Für eine genauere Betrachtung des auftretenden Reibmoments benutzt der Wälzlager Hersteller FAG (FAG [5] S.14 ff.) den Ansatz nach *Palmgren*. Bei dieser Berechnung wird das Gesamtreibmoment in einen lastunabhängigen und einen lastabhängigen Anteil aufgeteilt.

$$M_r = M_0 + M_1 \tag{3.3}$$

Der lastunabhängige Teil M_0 hängt von der Betriebsviskosität ν und der Drehzahl n ab. Für $\nu \cdot n \geq 2000 \frac{mm^2}{s \cdot min}$ ergibt sich mit dem Ansatz nach *Palmgren*:

$$M_0 = f_0 10^{-7} d_m (\nu n)^{2/3} \tag{3.4}$$

¹mit der Tragzahl C des Lagers

Bei ($\nu \cdot n < 2000 \frac{mm^2}{s \cdot min}$) wird von einem konstanten Reibmoment ausgegangen. Der Beiwert f_0 wird von verschiedenen Herstellern unterschiedlich angegeben, bezieht sich im Allgemeinen jedoch lediglich auf ölbadgeschmierte Lagerung. Der Wert ist auf Empfehlung für fettgeschmierte Lager zu halbieren. Neuere Untersuchungen zeigen jedoch, dass es zu einer erheblichen Diskrepanz zwischen den theoretisch ermittelten Reibmomenten und den praktisch gemessenen Werten kommen kann. Baly [3] gibt den Korrekturfaktor teilweise sogar zwischen 0.25 und 4 an, abhängig von den Betriebsbedingungen und der Zusammensetzung des Schmierfettes.

Die Abweichungen lassen sich durch die, baulichen Veränderungen der Wälzlager, den Fortschritten im Schmiermittelbereich und den geänderten Betriebsbedingungen gegenüber den bei der Ermittlung der Berechnungsgrundlagen durchgeführten Messungen, erklären.

Desweiteren gibt der Hersteller FAG eine Änderung des f_0 -Wertes mit der Zeit an:

"Frisch gefettete Lager haben in der Anlaufphase f_0 -Werte wie Lager mit Ölbadgeschmierung. Nach der Fettverteilung ist der halbe f_0 -Wert einzusetzen. Er ist dann so niedrig wie bei Öl-Minimalmengenschmierung." (FAG Katalog [5] S.15)

Der lastabhängige Anteil des Reibungsmoments M_1 wird bestimmt durch:

$$M_1 = f_1 P_1 d_m \quad (3.5)$$

Der Wälzlagerhersteller FAG bezieht sich in seinen Berechnungsgrundlagen auf den gleichen Ansatz wie Palmgren. Problematisch bei diesem Verfahren sind allerdings vermeintlich lastunabhängige Momente, die dennoch lastabhängige Anteile besitzen und bei diesem Verfahren nicht richtig erfasst werden.

Berechnungsverfahren nach SKF

Auch der Hersteller SKF verweist auf das Berechnungsverfahren nach Palmgren, bietet aber auch ein *"ursachenabhängiges Verfahren"* (SKF Katalog [7] S.89) an.

Nach dem SKF-Verfahren ergibt sich das Gesamtreibmoment im Lager aus der Summe des entstehenden Rollreibungsmoments, dem Gleitreibungsmoment, dem Reibungsmoment der Berührungsdichtung und einem Moment das aus den Plantsch- und Spritzverlusten bei Ölbadgeschmierung entsteht.

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (3.6)$$

Bei Fettschmierung des Lagers können die strömungsbedingten Plantschverluste vernachlässigt werden. Da das im Prüfstand verwendete Wälzlager nur von außen durch eine Fettstauscheibe abgedichtet ist und somit über keine Dichtung verfügt die im Inneren des Lagers Reibung verursachen könnte, kann auch dieser Anteil unberücksichtigt bleiben. Das Gesamtreibmoment für das Prüflager errechnet sich daher allein aus der Summe des Rollreibungs- und Gleitreibungsanteils.

$$M = M_{rr} + M_{sl} \quad (3.7)$$

Das Rollreibungsmoment M_{rr} und Gleitreibungsmoment M_{sl} können bestimmt werden mit:

$$M_{rr} = \varphi_{ish} \varphi_{rs} G_{rr} (\nu n)^{0,6} \quad \text{und} \quad M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (3.8)$$

Rollreibungsgrundwert G_{rr} und Gleitreibungsgrundwert G_{sl} sind jeweils von Lagerart, dem mittleren Lagerdurchmesser d_m sowie Radial- und Axialbelastung abhängig.

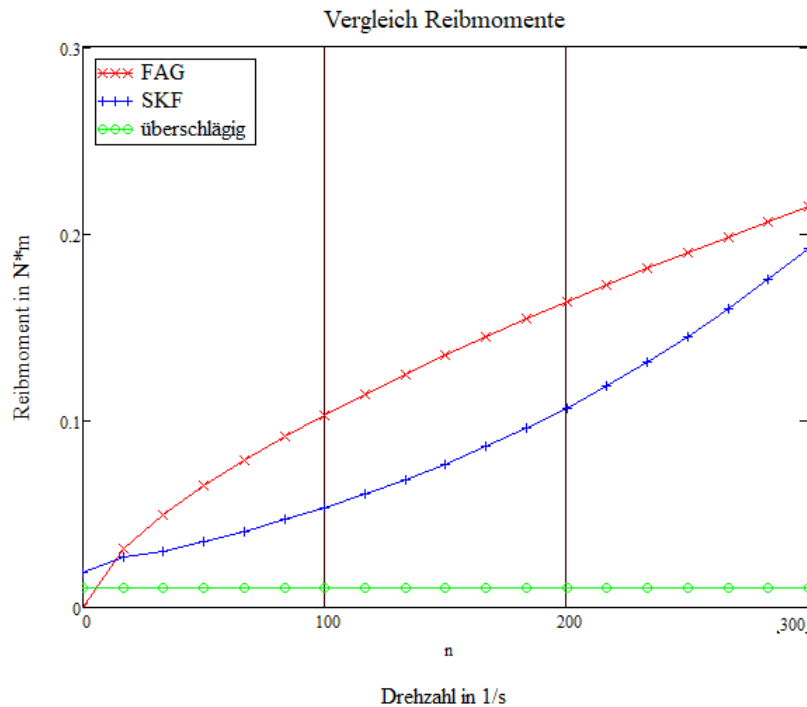


Abbildung 3.2: Reibmomente aufgrund unterschiedlicher Berechnungsgrundlagen

Reibmoment in Hybridlagern

Hybridlager unterscheiden sich von Stahllagern durch ein, vorallem im hohen Drehzahlbereich, deutlich reduziertes Reibmoment. Verantwortlich dafür sind hauptsächlich die unterschiedlichen Berührungsverhältnisse im Wälzkontakt und verminderte Fliehkräfte der Keramikwälzkörper (Kapitel: 3.1.1).

Das SKF-Verfahren berücksichtigt diesen Umstand durch eine Reduktion der Designbeiwert für das Roll- und Gleitreibungsmoment um 59 %.

3.2.2.1 Gemessene Reibmomente

Der durch Reibung entstandene Wärmestrom im Lager kann über die Wärmebilanz ermittelt werden, mit Gl.(3.2) lässt sich daraus das Reibmoment berechnen. Die Berechnung dient hier allerdings lediglich der Plausibilitätskontrolle, da bei der Ermittlung die berechneten Messabweichungen der Wärmeströme aus Kapitel 7 und die Messabweichung des Drehzahlsensors mit eingehen. Die so ermittelten Reibmomente liegen in der Größenordnung der überschlägigen

Reibmomentberechnung. Da die Wälzlager hauptsächlich axial belastet werden, erfassen die erweiterten Berechnungsgrundlagen nach Gl.(3.3) und (3.5) das Reibmoment nicht richtig. Abbildung 3.3 zeigt bei einer Vorspannung von $F_v = 190 \text{ N}$ ein geringes Reibmoment als bei $F_v = 165 \text{ N}$, dies dürfte aus den, im Kapitel 5.2.4 beschriebenen, Veränderungen des Prüfstandes resultieren.

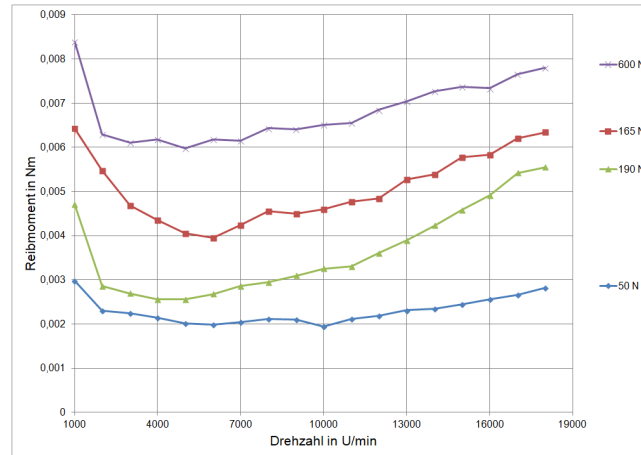


Abbildung 3.3: Ermitteltes Reibmoment bei unterschiedlichen Vorspannungen und Drehzahlen

4 Ergebnisse aus vorherigen Arbeiten

Die Ergebnisse der bisher am Wärmeleitprüfstand durchgeführten Arbeiten unterscheiden sich zum Teil deutlich. Durch zahlreiche Veränderungen wurden diese Messungen allerdings auch in sehr unterschiedlichen Prüfstandskonfigurationen durchgeführt. Nachfolgend werden die wesentlichen Erkenntnisse aus den bisherigen Arbeiten zusammenfassend dargelegt.

4.0.1 Untersuchung Haidl

Die Arbeit von Haidl [8] befasst sich mit Entwicklung und Inbetriebnahme des Prüfstandes und liefert erste Erkenntnisse über die Wärmeleitfähigkeit des untersuchten Spindellagers vom Typ: *SKF 7008 ACEGA/P4A*. Dieses Lager wurde mit einer Fettfüllmenge von 1.36 cm^3 (ca. 30 % des freien Lagerraumes) befüllt und unter verschiedenen Betriebsparametern untersucht. Die Messungen fanden in einem Drehzahlbereich bis 10000 U/min mit unterschiedlichen Vorspannungen und Umgebungsdrücken statt. Haidl stellte unter anderem eine Zunahme der Wärme-

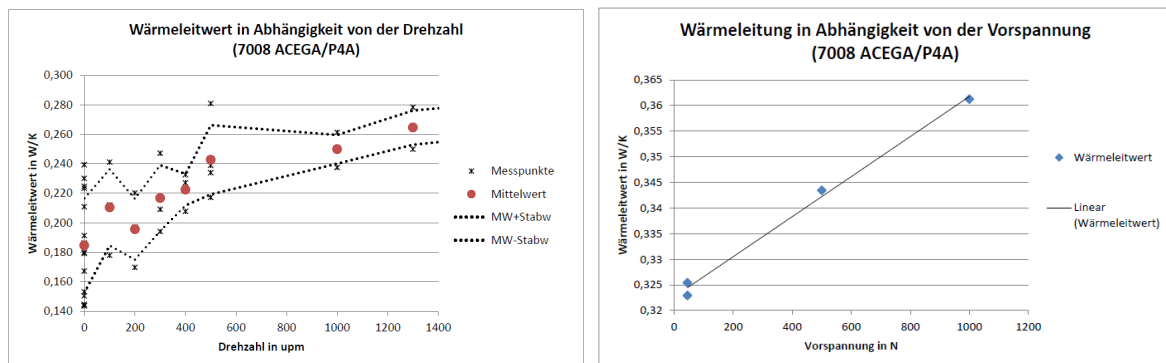


Abbildung 4.1: Ergebnisse Haidl [8]

leitwerte mit zunehmenden Umgebungsdruck im Prüfstand fest.

Zudem wurde ein annähernd linearer Zusammenhang der Vorspannung mit dem Wärmeleitwert festgehalten, wobei die Untersuchung bei stillstehenden Lagern und Umgebungsdruck stattfanden.

4.0.2 Untersuchung Langeder

Langeder [11] entwickelte das Prüfstandskonzept und die Messelektronik des Prüfstandes weiter.

Es wurden acht Messwerte für das Lager Typ: 71908 CDGA/P4A ermittelt. Dieses wurde im Stillstand, bei 5000 U/min und 6000 U/min bei sehr geringer Vorspannung von 50 N gemessen. Die Fettfüllmenge betrug auch hier 1.36 cm^3 . Die Messwerte sind signifikant kleiner als bei Murauer (siehe Kapitel:4.0.3).

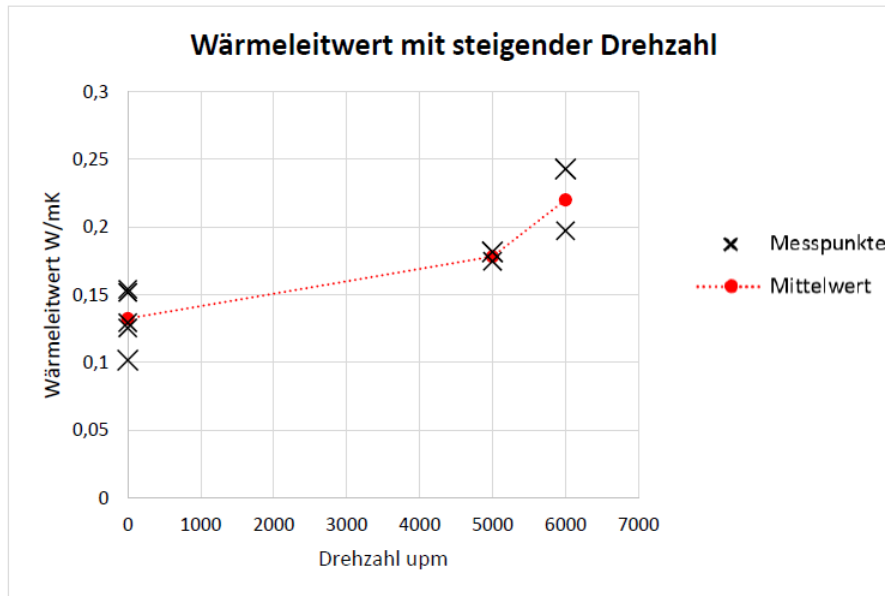


Abbildung 4.2: Ergebnisse Langeder [11]

4.0.3 Untersuchung Murauer

Besonders interessant und Anstoss für diese Arbeit sind die Ergebnisse von Murauer [13]. Murauer untersuchte die in Kapitel 2.2 beschriebenen analytischen Methoden zur Bestimmung des Wärmeleitwertes und verglich sie mit Messungen bei unterschiedlichen Vorspannungen. Dabei stellte er in gewissen Drehzahlbereichen starke Abweichungen von den durch die analytischen Modelle vorausgesagten Werten fest. Es konnten starke Einbrüche der Wärmeleitfähigkeit des Prüflagers beobachtet werden, sobald die Nenndrehzahl der Welle im Resonanzbereich des Prüfstandes lag. Durch die Messungen der Beschleunigungen am Messflansch wurde tatsächlich eine Korrelation zwischen den Beschleunigungsmaxima und den lokalen Minima des Wärmeleitwertes und deren Intensität erkennbar.

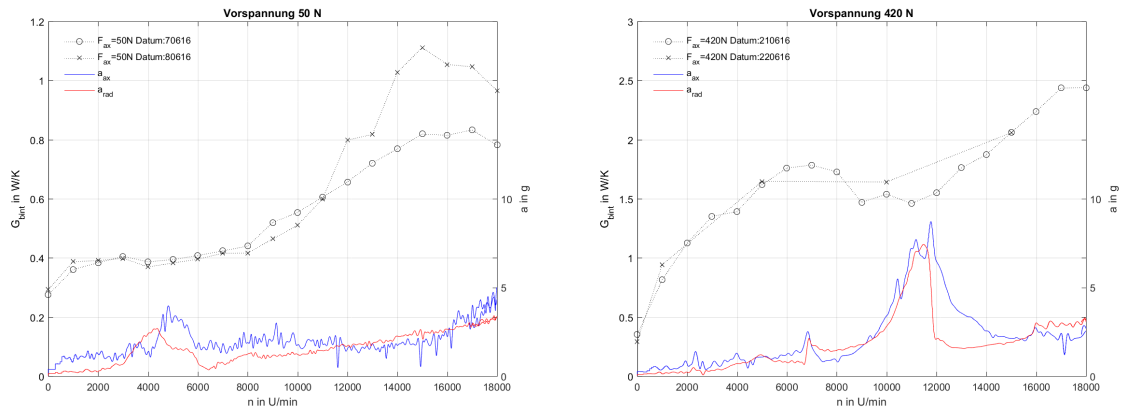


Abbildung 4.3: Korrelation des Wärmeleitwertes und der Beschleunigungen bei Murauer

"Auf diesen Beobachtungen beruht die Hypothese, dass die Vibrationen des Messflansches beziehungsweise des Lagers, die Wärmeleitfähigkeit beeinflussen" (Murauer [13] S.74)

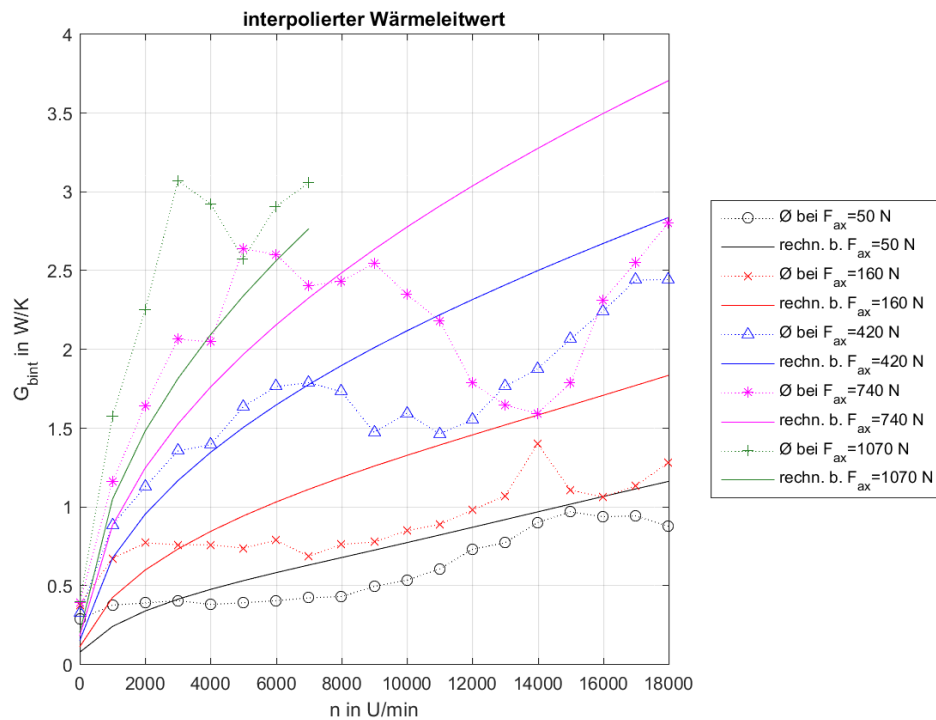


Abbildung 4.4: Zusammenfassung der Ergebnisse von Murauer

Als Ursachen für das Sinken des Wärmeleitwerts vermutete Murauer drei Punkte:

- stärkere Fettumverteilung im Wälzlager
- Störung der Schmierschicht am Wälzkörper durch Käfigschwingungen
- ungleichmäßige Kontaktkräfte und dadurch erhöhte Gleitanteile der Wälzkörper

In der einschlägigen Literatur wurde ein derartiger Zusammenhang zwischen Wärmeleitwert und Schwingungsphänomenen noch nicht dokumentiert, eine genauere Untersuchung ob hier tatsächlich ein kausaler Zusammenhang besteht schien daher lohnenswert.

5 Prüfstandskonzept

5.1 Messkonzept

Um die später beschriebenen baulichen Veränderungen und Meßergebnisse besser nachvollziehen zu können, soll in diesem Kapitel ein kurzer Überblick über das Prüfstandskonzept und den mechanischen Aufbau des Prüfstandes gegeben werden.

In Kapitel 2.2.3 wurde bereits erläutert, dass sich der Wärmeleitwert eines Wälzlagers messtechnisch über die in das Lager ein- und austretenden Wärmeströme und die Temperaturdifferenz beim Ein- und Austritt gemäß Gl.(5.1) ermitteln lässt.

$$G_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{T_{in} - T_{out}} \quad (5.1)$$

Dafür müssen Temperaturen, Geometrie und Werkstoffkennwerte der angrenzenden Bauteile bekannt sein. Mit diesem Ansatz wurde ein Konzept zur messtechnischen Bestimmung des Wärmewiderstandes bzw. Wärmeleitwertes von Wälzlagern entwickelt. (Abbildung: 5.1)

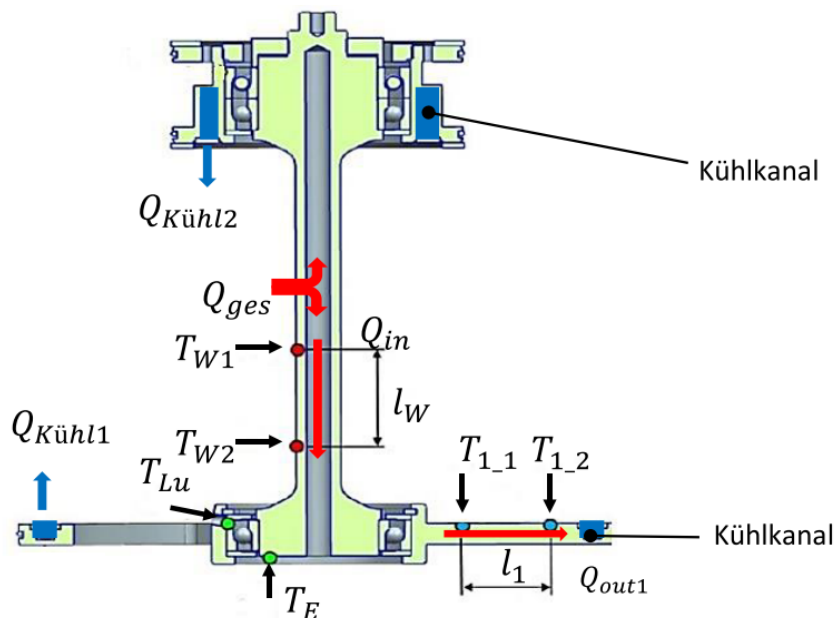


Abbildung 5.1: Messkonzept zur Bestimmung des Wärmewiderstandes [13]

Über eine Heizung wird ein Wärmestrom \dot{Q}_{ges} in einer Welle erzeugt. Dieser fließt über beide Lagerstellen an die Umgebung ab. Bei Vernachlässigung von Konvektion und Strahlung, kann der Anteil des Wärmestromes der über das *Prüflager* (*hier unten*) abgeleitet wird, über das *Fourier'sche Gesetz* ermittelt werden.

Dafür wird auf einer Messstrecke l_W die Temperaturdifferenz $T_{W1} - T_{W2}$ gemessen. Der in das Prüflager eintretende Wärmestrom \dot{Q}_{in} errechnet sich dann mit:

$$\dot{Q}_{in} = \frac{\lambda_W A_W}{l_W} \cdot (T_{W1} - T_{W2}) \quad \text{in } W \quad (5.2)$$

Tabelle 5.1: Geometrie-und Werkstoffdaten Welle

Wärmeleitfähigkeit λ_W : <i>Stahl (16MnCr5)</i>	44	$\frac{W}{m \cdot K}$
Querschnittsfläche A_W :	1.26×10^{-4}	m^2
Abstand Temperatursensoren l_W :	0.03	m

Auf die gleiche Weise wird auch der aus dem Lager austretende Wärmestrom \dot{Q}_{out} gemessen. Es bietet sich daher an, den Lagersitz des Prüflagers möglichst einfach und zweckmäßig zu gestalten, um die Temperaturmessung bzw. Berechnung des austretenden Wärmestromes zu vereinfachen.

Der Messflansch besteht aus drei Speichen, die die Wärme radial an einen gekühlten Außenring abführen. Durch Messung der Temperaturdifferenz $T_{Steg1} - T_{Steg2}$ an den einzelnen Speichen bzw. dem Stegen, kann der jeweilige Wärmestrom errechnet werden:

Die Temperaturdifferenz $T_{in} - T_{out}$ am Lager Ein-und Austritt wird jeweils am Lagerinnen-und Außenring gemessen (in Abbildung 5.1: $T_E - T_{Lu}$).

$$\dot{Q}_{Steg} = \frac{\lambda_{Steg} A_{Steg}}{l_{Steg}} \cdot (T_{Steg1} - T_{Steg2}) \quad \text{in } W \quad (5.3)$$

Tabelle 5.2: Geometrie-und Werkstoffdaten Messflansch

Wärmeleitfähigkeit λ_{Steg} : <i>Aluminium (EN AW 7075)</i>	145	$\frac{W}{m \cdot K}$
Querschnittsfläche A_{Steg} :	6.4×10^{-5}	m^2
Abstand Temperatursensoren l_{Steg} :	0.04	m

5.1.1 Konstruktive Gestaltung des Prüfstandes

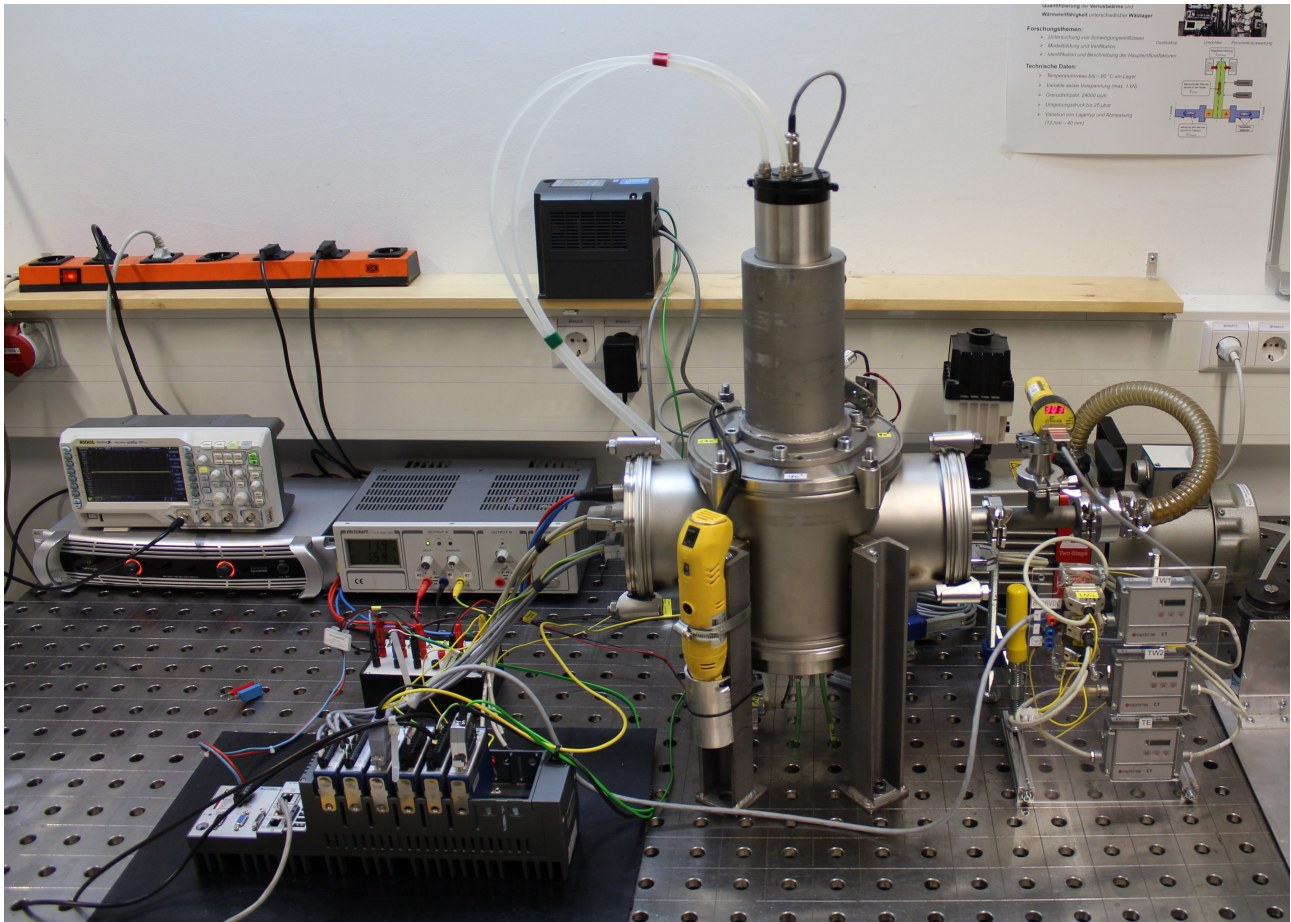


Abbildung 5.2: Prüfstand zur Messung des Wärmeleitwertes

Das thermisch zu charakterisierende Wälzlager ist auf einer Hohlwelle montiert die, um konvektive Einflüsse auf die Messung auszuschließen, in einer Vakuumkammer verbaut ist. Bei den verwendeten Schrägkugellagern ist eine axiale Vorspannungen nötig, daher wird das Prüflager gegen ein Lagerpaar in X-Anordnung, welches als Festlager dient, angestellt. Das zur Erzeugung der Betriebsdrehzahlen benötigte Drehmoment des Antriebmotors, wird über eine Magnetkuppelung von außen auf die in der Vakuumkammer hermetisch abgeschlossene Welle übertragen. Für den Lagersitz des Prüflagers wurde ein spezieller Messflansch entwickelt, über den auch die Ermittlung des abgeführten Wärmestroms erfolgt. Durch eine Wasserkühlung und in dem Messflansch integrierte Kühlkanäle wird dieser Wärmestrom schlussendlich aus der Prüfkammer und an die Umgebung abgeführt.

Die Speichen dienen nicht nur als Meßstrecke für die Messung der Temperaturdifferenz des austretenden Wärmestromes, über sie wird auch die nötige Axialkraft der Vorspannfedern auf das Lager übertragen.

Die Messungen der Temperaturen erfolgt an der Welle berührungslos über Pyrometer und am Messflansch über Pt100 Temperatursensoren. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

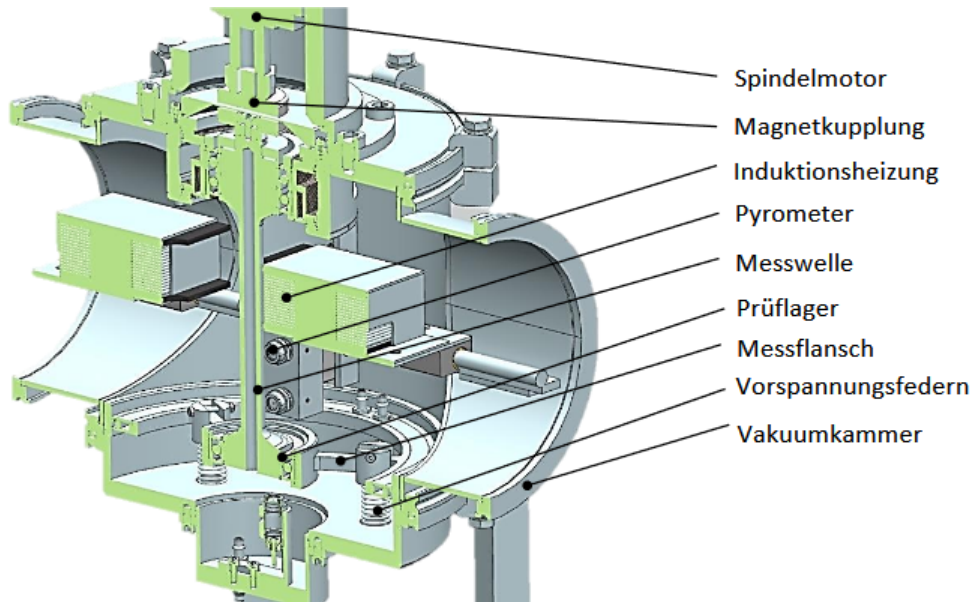


Abbildung 5.3: Mechanischer Aufbau des Prüfstandes [13]

5.1.2 Messtechnik

Kernstück der verwendeten Messtechnik ist ein *National Instruments Compact Rio Chasis 9081* mit verschiedenen Einschubmodule. Es dient nicht nur der reinen Messdatenaufnahme sondern erfüllt auch Steuerungs- und Regelungsaufgaben im Prüfbetrieb.

Aufgaben Combact Rio:

- Messdatenaufzeichnung
- Temperaturüberwachung und Notfallabschaltung
- Generierung des Ausgangssignal der Induktionsheizung
- Regelung der Heizleistung
- Drehzahlsteuerung der Spindel

Die Temperaturen an der rotierenden Welle werden über Pyrometer gemessen. Die Auswertung erfolgt über das analoge Spannungseingangsmodule *NI 9215*. Am Gehäuse und dem Lageraußenring erfolgt die Messung mit Pt100 Temperatursensoren. Sie werden über zwei Tempera-

turmessmodule *NI 9217* ausgewertet. Um die Beeinflussung durch die Anschlussleitung auf die Meßergebnisse zu minimieren wurden die Pt100 Sensoren in der *Dreileitertechnik* angeschlossen (siehe Abbildung: 5.4). Durch den zweiten Messkreis des dritten Anschlusses ist es möglich den Widerstand der Zuleitung zu ermitteln und in der Messung zu kompensieren. Diese Aufgabe wird vom *NI 9217 Modul* automatisch durchgeführt.

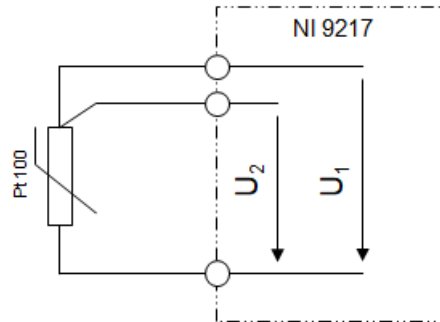


Abbildung 5.4: Dreileiteranschluss der Pt100 Sensoren

Das Benutzerinterface zur Bedienung des Compact Rio Moduls wurde mit dem Programm Labview realisiert. Es erlaubt nicht nur die Einstellung der Nenndrehzahl des Antriebsmotors und der Heizleistung sondern ermöglicht auch die Überwachung aller Sensoren und die Verwaltung der Messdaten. Da die Messung des Wärmeleitwertes im thermisch eingeschwungenen Zustand erfolgt, sind einzelne Messreihen sehr zeitaufwendig. Um einen teilweisen, autonomen Betrieb des Prüfstandes zu ermöglichen können zudem auch Obergrenzen für Temperaturen festgelegt werden, bei deren Überschreitung eine automatische Not-Abschaltung des Systems erfolgt.

Tabelle 5.3: Übersicht Sensorik

Beschreibung	Typ	Hersteller/ Bezeichnung	Anzahl
Temperatursensor	Pt_{100}	Klasse A	11 Stk
Temperatursensor	Pyrometer	Optris CT LT	3 Stk
Drucksensor	Pirani-Vakuumsensor	Vacom CVM-211	1 Stk
Drehzahlsensor	optischer Kontrastsensor	Monarch ROS Optical Sensor	1 Stk

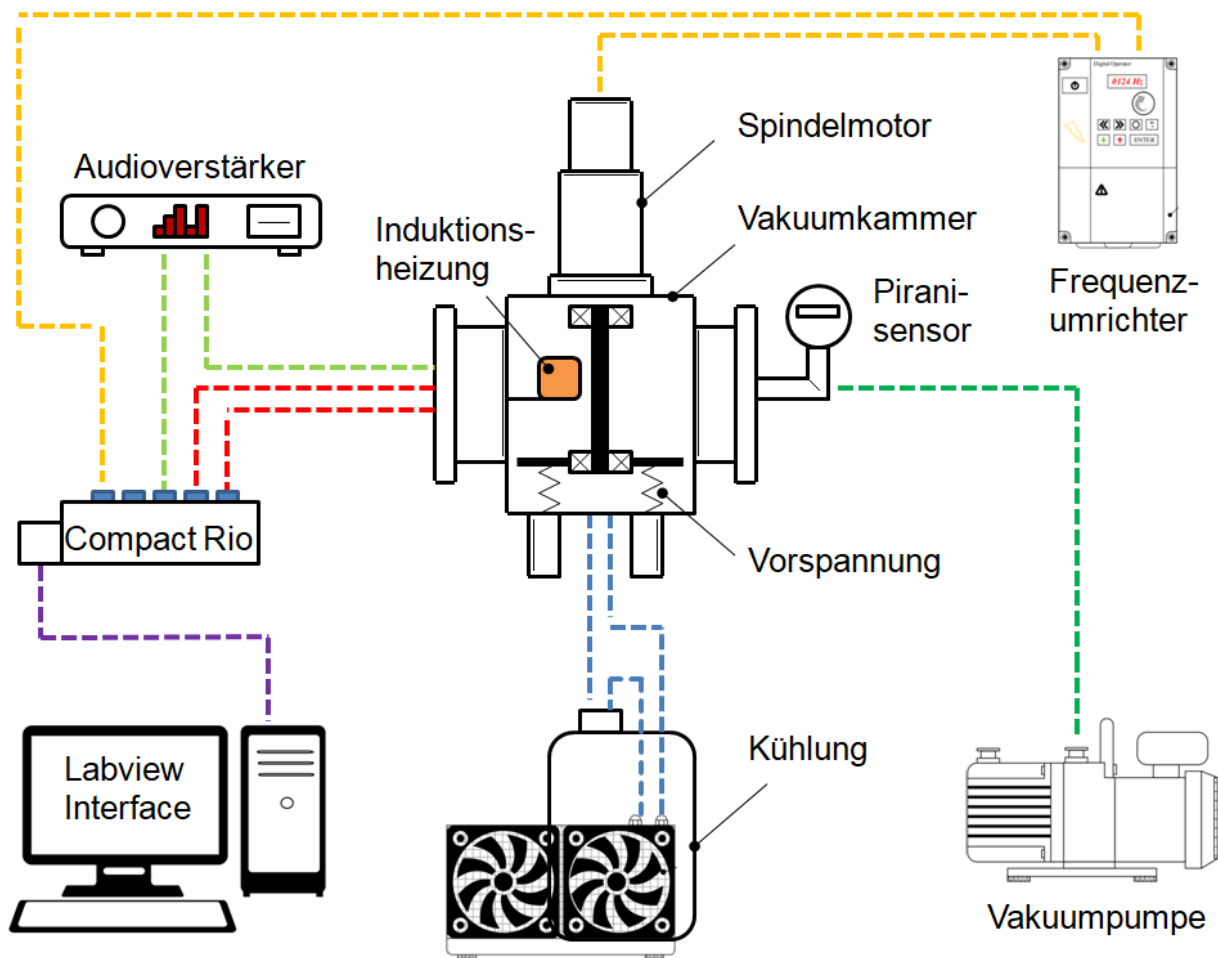


Abbildung 5.5: Schematische Übersicht der Prüfstandskomponenten und Peripheriegeräte

5.2 Optimierung von Prüfstandskomponenten

5.2.1 Kühlung

Bisheriges Kühlkonzept

Für die Messung des Wärmeleitwertes soll ein stationärer Wärmestrom durch das Wälzlager geführt werden. Dieser muss über eine möglichst große (im Idealfall unendlich große) Wärme-senke wieder aus dem Prüfstand abgeführt werden. Hierfür bietet sich eine Wasserkühlung der Lagersitze an. Im bisherigen Kühlkonzept wurde der Prüfstand über ein großes Wasserreservoir (ca. 50 L) aus zwei Kanistern mit Kühlflüssigkeit versorgt. Die große thermische Masse sollte eine möglichst konstante Kühlleistung gewährleisten.

Änderung Kühlkonzept

Da die bisher verwendete Wasserpumpe im Betrieb sehr heiß wurde und über einen relativ gerin-

gen Nennvolumenstrom von 0.7..1.6 L/min verfügte, wurde sie gegen eine stärkere Tauchpumpe mit einem max. Volumenstrom von 7 L/min ausgetauscht. Im Laufe der ersten Messungen zeigte sich jedoch auch beim Betrieb dieser Pumpe eine deutliche Erhöhung der Kühlwassertemperatur im mehrstündigen Prüfbetrieb. Außerdem wurde festgestellt, dass die Kunststoffbehälter den Wärmeaustausch mit der Umgebung stark behinderten und die Temperatur des Kühlwassers auch nach der Messung nur sehr langsam wieder absinkt. So lag die Wassertemperatur in den Behältern auch am Tag nach einer Messung, mit min. 12 Stunden Pause, noch deutlich über der gemessenen Raumtemperatur. Die Kanister können aufgrund ihrer isolierenden Wirkung keine Wärme an die Umgebung abgeben. Die Verlustwärme der Tauchpumpe stellt eine innere Wärmequelle dar und erwärmt das Wasser zusätzlich.

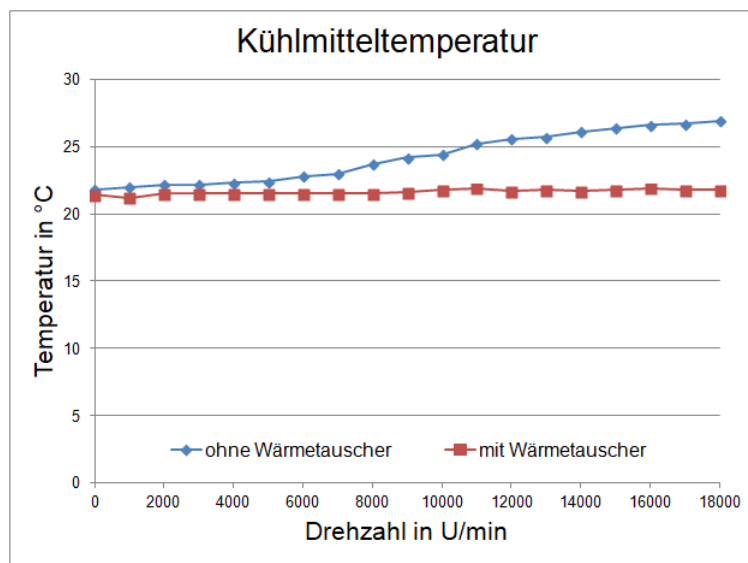


Abbildung 5.6: Temperaturverlauf des Kühlmittels vor und nach Umbau

Um die Kühlleistung möglichst konstant zu halten wurde beschlossen den Kühlkreislauf mit einen Radiator zu erweitern, der den Wärmeaustausch mit der Umgebung ermöglicht. Dieser sollte großzügig dimensioniert sein um die Kühlleistung auch bei Messungen unter großer Belastungen konstant zu halten. Da die Kühlschläuche im Prüfstand mit der Zeit versprödeten und sich von den bisher verwendeten Anschlussstellen lösten, wurden im Zuge der Umbaumaßnahmen auch alle Anschlussstellen der Schlauchverbindungen durch solche mit Überwurfmuttern ersetzt. Diese gewährleisteten den sicheren Halt des Kühlschlauches auch bei höherem Wasserdruck.

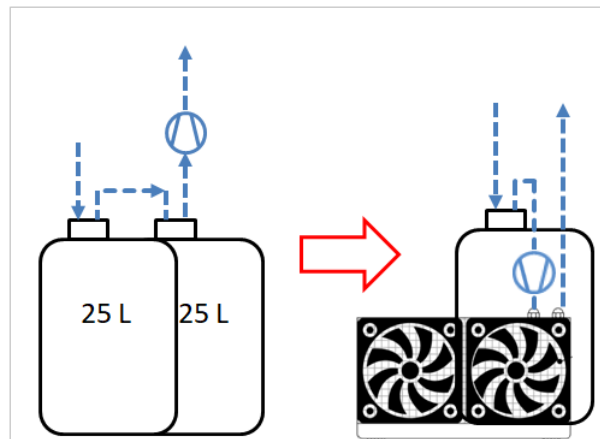


Abbildung 5.7: Änderung des Kühlkonzeptes

Mit diesen Maßnahmen konnte der Temperaturanstieg im Kühlwasser, über eine Messperiode von ca. 9 Stunden, von ca. $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $\Delta t \leq 0.8 \text{ }^\circ\text{C}$ verringert werden. Es sei hier allerdings erwähnt, dass auch andere Faktoren Einfluss auf die maximal erreichbare Kühlleistung haben. Das niedrigste Temperaturniveau ist durch die Umgebungstemperatur beschränkt. Kühlung unter Umgebungstemperatur ist prinzipiell zwar durch geeignete Maßnahmen möglich, hier würde sich allerdings bei Umgebungsdruck Kondenswasser aus der Luft an den gekühlten Oberflächen im Prüfstand absetzen.

Außerdem müsste die Flüssigkeit auch im Zeitraum zwischen einzelnen Messungen weiter gekühlt werden, da das Absenken der Temperatur vor einer Messung zu zeitaufwendig ist. Um die Kühlleistung so wenig wie möglich zu beeinflussen wurde versucht alle Messungen bei möglichst konstanter Umgebungstemperatur durchzuführen (Klimaanlage, wenig Personen im Raum, keine anderen Maschinen im Betrieb usw.).

5.2.2 Induktionsheizung

Der eintretende Wärmestrom wird über eine Induktionsheizung erzeugt. Ein magnetisches Wechselfeld induziert Wirbelströme in der Welle und führt zu einer Erwärmung des Materials.

Da die Wärme im Innern der Welle generiert wird, kann die Wärmezufuhr berührungslos erfolgen. Sie funktioniert in beliebiger Gasumgebung sowie bei Vakuumbetrieb des Prüfstandes. Weitere Vorteile des induktiven Heizkonzeptes sind die gute Steuerbarkeit der Heizleistung, sodass die Eingangstemperatur sehr leicht geregelt werden kann und die Möglichkeit, durch entsprechende Gestaltung der Spule, das Gebiet des Wärmeeintrags klein zu halten.

Ein Nachteil der Induktionsheizung ist jedoch die elektromagnetische Störstrahlung, die Störsignal in Messleitungen und elektrischen Geräten induzieren kann.

Ursprüngliches Heizkonzept

Als besonderes Merkmal des bisherigen Heizungskonzeptes ist die teilbar ausgeführte Indukti-

onsspule anzuführen. Im Gegensatz zu üblichen Induktionsheizungen wird das zu erwärmende Werkstück nicht im Inneren einer einzelnen Spule platziert, sondern zwei voneinander unabhängige Spulenkörper können von außen nah an den die Welle herangeführt werden. Dieses Konzept wurde entwickelt um eine leichte (De-)Montage der Heizung zu ermöglichen und somit einen einfachen Zugang zu den Komponenten im Inneren des Prüfstandes zu gewährleisten. Dadurch ist es z.B. sehr einfach möglich Sensoren neu zu justieren oder Komponenten auszutauschen, ohne dabei die Wicklung der Heizung zerstören zu müssen.

Ein weiterer Vorteil dieser Bauart ist, dass die aufwendige Wicklung der Spule nicht mehr im Inneren des Prüfstandes um die fertig eingebaute Welle erfolgen muss, sondern außerhalb erfolgen kann. Dies vereinfacht Montage und Herstellung der Induktionsspule deutlich. Eine Beschreibung zur Entwicklung und Aufbau der Induktionsheizung findet sich in der Arbeit von Langeder. [11]

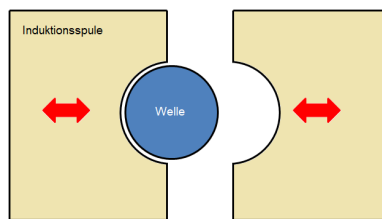


Abbildung 5.8: ursprüngliches Konzept der Induktionsheizung

Die Herstellung geeigneter Spulenkerns gestaltete sich bei Langeder als relativ aufwendig, da mehrere Ferritplatten miteinander verklebt werden mussten und der Zuschnitt der Platten aufgrund der Sprödhheit des Ferritmaterials nur mit Wasserstrahlschneider möglich war.

Die beiden Induktionsspulen wurden mit einem vom Institut für elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung (kurz EMT) entwickelten Leistungsverstärker betrieben. Dieser verstärkt ein vom National Instrument compactRio-Modul generiertes, um 0 V symmetrisches, Rechtecksignal. Die Frequenz des Ausgangssignals betrug 1 kHz. Die Amplitude wurde bei einer Stromstärke von 1 A von $\pm 5 V$ auf $\pm 70 V$ verstärkt. Um die Eingangstemperatur des eintretenden Wärmestroms möglichst konstant zu halten, wurde das Ausgangssignal über einen im Labview-Programm integrierten PID-Regler durch Amplitudenmodulation geregelt. Bei den ersten Messungen musste festgestellt werden, dass der Leistungsverstärker, der bisher zuverlässig gearbeitet hat, zwar die zur Generierung der Eingangstemperatur nötige Ausgangsleistung bereitstellen, der Dauerbelastung im mehrstündigen Prüfbetrieb aber nicht standhalten konnte.

Eine genauere Begutachtung zeigte einen Kurzschluss an den Ausgängen des Verstärkers, es konnten aber keine sonstigen offensichtlichen Defekte festgestellt werden. Über die Ursache des Ausfalls kann daher nur gemutmaßt werden. Da der PID-Regler die Amplitude des Eingangssignals zeitlich sehr rasch und oft anpasst, kann es, vor allem bei Regelung im hohen Temperaturbereich zu großen Leistungsspitzen im Verstärker kommen. Der Hochfrequenzverstärker dürfte hier schon an der Leistungsgrenze gewesen sein. Im Zuge der Änderung des

Kühlkonzepts wurde dieser Effekt wahrscheinlich noch zusätzlich negativ verstärkt, da durch die bessere Kühlung des Systems nun mehr Heizleistung generiert werden muss.

Da der vom EMT-Institut entwickelte Verstärker über keine Schutzschaltungen gegen Überlastung verfügte, könnte diese große Belastungen im Dauerbetrieb zum Ausfall geführt haben. Es wurde beschlossen das Heizungssystem neu zu konzipieren und den Schwerpunkt auf robuste und leicht erhältliche Komponenten zu legen. In Zuge dessen wurden auch die Induktionsspulen neu gestaltet.

Induktionsheizung

Schwerpunkt des neuen Heizungskonzepts sollte ein zuverlässiger Betrieb über den gesamten Prüfzeitraum, geringe Herstellungs- und Anschaffungskosten, sowie eine gute Verfügbarkeit der Einzelkomponenten sein. Es wurde auch festgelegt, dass an der grundsätzlichen Art der Heizung, also dem induktiven Heizkonzept, nichts geändert werden sollte, da bereits bei Haidl [8] unterschiedliche Varianten methodisch analysiert und die Induktionsheizung dabei gegenüber anderen Methoden (Strahlungsheizung, Wirbelstromheizung usw.) am besten bewertet wurde. Folgende Anforderungen wurden für die Heizung definiert:

- hohe Robustheit bzw. Zuverlässigkeit
- geringe Anschaffungskosten
- geringer Herstellungsaufwand
- gleiche oder bessere Funktionalität
- geringer Platzbedarf
- einfache Demontage des Systems
- sofortige Verfügbarkeit der Komponenten

Es wurden mehrere Lösungsansätze in Betracht gezogen und näher auf ihre Vor- und Nachteile, sowie die Erfüllung aller Anforderungen evaluiert.

Änderung Induktionsheizung

Es wurde beschlossen auf einen Hochfrequenzverstärker zu verzichten und die Induktionsspule mit einem, bereits vorhandenen, handelsüblichen Audioverstärker¹ zu betreiben. Aufgrund der unterschiedlichen Ausgangsimpedanzen des Verstärkers mussten dafür jedoch auch neue Induktionsspulen hergestellt werden. Die aufwendige Herstellung der Spulenkerne und deren Bewicklung konnte durch die Bearbeitung von bereits fertigen Transformatorspulen vermieden werden. Eine besonders günstige Variante ergibt sich bei der Modifizierung von Spulen die in Audio-Frequenzweichen Verwendung finden. Diese Spulen sind bereits auf den Impedanzbereich

¹Typ: Behringer NU1000 PA

des Audioverstärkers abgestimmt und für einen großen Leitungsbereich verfügbar. Das Kernmaterial besteht aus gestapelten und verklebten Blechquerschnitten und kann relativ einfach bearbeitet werden. Durch den geschichteten Aufbau der Einzelbleche mit isolierenden Zwischenschichten werden zudem Wirbelstromverluste im Kern verringert und das magnetische Feld besser zur Welle geleitet. Von Vorteil ist auch, dass diese Spulen nur eine einzig Drahtwicklung mit einem der benötigten Leistung entsprechenden Drahtquerschnitt besitzen. Aufgrund des Übersetzungsverhältnisses müsste bei einem gewöhnlichen Transformator die Wicklung mit dem geringeren Drahtquerschnitt entfernt und neu bewickelt werden. Die Entscheidung fiel auf die Weichenspule *LSI-82T* der Firma *Monacor*.

Tabelle 5.4: Technische Daten der Weichenspule

Nennwert:	8.2 mH
Nennbelastung:	370 W /185 W
Kupferdrahtlack:	1.4 mm
Gleichstromwiderstand:	0.17 Ohm

Herstellung Induktionsspule

Beim verwendeten Spulenkern teilt sich der magnetische Fluss ϕ symmetrisch auf beide Seiten auf (siehe Abb.5.9). Um möglichst den gesamten magnetischen Fluss direkt in die Welle zu leiten wird daher eine Hälfte des Kerns abgetrennt. Auf der verbleibenden Hälfte wird anschließend der mittlere Kernbereich entfernt. Da die Permeabilität der Welle sehr viel größer als die Vakuumpermeabilität bzw. Permeabilität der Luft ist, wird auf diese Weise der magnetische Fluss durch die Welle gezwungen.

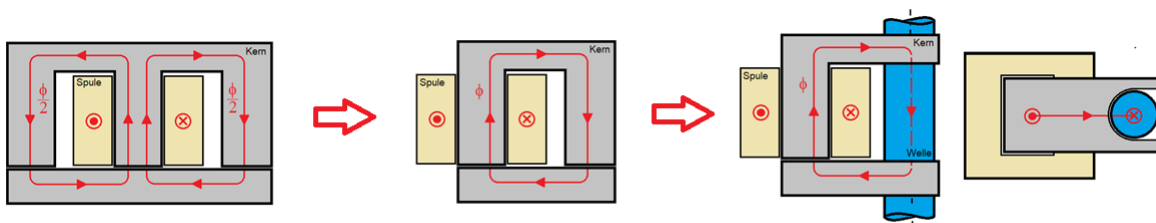


Abbildung 5.9: Schema Herstellung Induktionsspule

Um einen über den Wellenumfang konstanten Spalt zwischen Spulenkern und Welle zu erhalten werden schlussendlich entsprechende Ausnehmungen in die entstandenen Kernschenkel gefräst. Die Spaltbreite zwischen Welle und Kernschenkel beträgt 1,5 mm. In Abbildung 5.9 ist die Vorgangsweise schematische dargestellt.

Der nun verwendete Audioverstärker erforderte auch die Anpassung des Ausgangssignals an

das Leistungsspektrum des Verstärkers. Da der Verstärker die meiste Leistung bei tieferen Frequenzen umsetzt, wird mit dem bisherigen Ausgangssignal von 1 kHz die nötige Eingangstemperatur von min. 90 °C auch auf höchster Verstärkerleistung nicht erreicht. Um den optimalen Betriebspunkt der neuen Heizung zu finden wurde die Induktionsheizung mit einem externen Frequenzgenerator betrieben und Temperaturen an der Welle mit gemessen.

An den Ausgängen des Verstärkers wurden zudem Spannung und Strom angenommen und an einem Oszilloskop dargestellt, dadurch war es möglich den Sättigungsbereich der Induktionsspule zu erkennen. Die maximale Spannung am Eingang des Verstärkers ist auf 10 V begrenzt. Bei einem symmetrischen Rechteckssignal mit ± 5 V Amplitude wurde der ideale Betriebspunkt bei ca. 313 Hz ermittelt. Mit dieser Konfiguration konnten mit einer einzelnen Spule Temperaturen über 120 °C bei einem sehr linearen Temperaturanstieg in der Welle generiert werden.

Die Regelung der Eingangstemperatur über den compact Rio-Controller sollte weiterhin möglich sein, daher musste auch die Programmierung der Labview Oberfläche entsprechend angepasst werden. Um eventuelle spätere Änderung an der Induktionsheizung zu ermöglichen wurde das Interface so angepasst, dass Frequenz sowie obere und untere Amplitude des Ausgangssignals unabhängig voneinander eingestellt werden können. Das Signal wird zusätzlich an einen zweiten Ausgang ausgegeben, sodass eine zweite Induktionsspule im Prüfstand betrieben und auch separat angesteuert werden kann.

Bei Verwendung einer einzelnen Spule heben sich die magnetischen Zugkräfte der Induktionsspulen auf die Welle nicht mehr auf.

Der Einfluss der einseitig wirkenden Zugkraft der Heizung kann über den Ansatz der virtuellen Verschiebung $dW = F \cdot ds$ abgeschätzt werden.

Hierfür wurde die Geometrie der Induktionsheizung abstrahiert und einige vereinfachende Annahmen getroffen:

- Kernquerschnitt konstant
- Welle und Kern haben gleiche Permeabilität
- Luftspalt klein
- homogene Magnetfeldverteilung, keine Streueffekte
- magnetische Widerstand des Kerns vernachlässigbar

Die resultierende magnetische Zugkraft der Heizung ergibt sich aus:

$$F = \frac{dW}{ds} \quad \text{mit} \quad W = \frac{1}{2} I^2 L \quad (5.4)$$

Für die Induktivität des magnetischen Kreis gilt:

$$L = \frac{N^2}{R_m} \quad \text{mit} \quad R_m = R_{m_{Luft}} + R_{m_{Kern}} \quad (5.5)$$

Da nach der maximalen Zugkraft gesucht wird, wird der magnetische Widerstand des Kerns gegenüber dem magnetischen Widerstand des Luftspalts vernachlässigt ($R_{m_{Kern}} \ll R_{m_{Luft}}$).

$$R_m \approx \frac{l_{Luft}}{\mu_0 \mu_r A} \quad \text{für Luft} \quad \mu_r = 1 \quad (5.6)$$

Damit folgt für Induktivität und Energie näherungsweise:

$$L \approx \frac{N^2}{\frac{l_{Luft}}{\mu_0 A}} = \frac{N^2 \mu_0 A}{l_{Luft}} \quad \text{und} \quad W \approx \frac{1}{2} \frac{I^2 N^2 \mu_0 A}{l_{Luft}} \quad (5.7)$$

Die Zugkraft der Induktionsspule ergibt sich schlussendlich aus der Ableitung des Energie zu:

$$F(l_{Luft}) = -\frac{1}{2} \frac{I^2 N^2 \mu_0 A}{l_{Luft}^2} \quad (5.8)$$

Die resultierende Zugkraft wirkt entgegen der Verschiebungsrichtung der Welle und nimmt quadratisch mit der Größe des Luftspalts ab. Für einen Sättigungsstrom von $I_{Sätt} = 6.8A$ ergibt sich der Zugkraftverlauf nach Abbildung 5.10 und bei einem Luftspalt von 1,5 mm eine Kraft von ca. 11 N.

Neben der überschlägigen Berechnung wurde die Haltekraft der Spule auch experimentell unter Betriebsbedingungen untersucht. Hier konnte, beim gleichen Luftspalt, eine maximale Kraft von ca. 1,5 N gemessen werden.

Die dynamisch äquivalente Kraft berechnet sich nach Gl. 5.9. Für Einzellager gilt für den Faktor $X=0,44$, unabhängig von der Axialbelastung. Bei der geringsten axialen Belastung von $F_v = 165 N$ wirkt sich die zusätzliche Zugkraft am stärksten aus.

$$P_{dyn} = X F_r + Y F_a \quad (5.9)$$

Für eine überschlägige Betrachtung wird angenommen, dass das *Prüflager* radial (*konst*) durch die komplette durch die Spule erzeugte Kraft von 11 N und axial nur durch die Vorspannkraft belastet ist. Die dynamisch äquivalente Belastung des Lagers vergrößert sich somit um 4,84 N. Dies entspricht bei einer Vorspannung von $F_v = 165 N$ einer Änderung der dynamisch äquivalenten Belastung von ca. 2,1 %. Mit steigender axialer Belastung sinkt dieser Prozentsatz. Angesichts der Tragzahl von 9,75 *kN* wurde der Einfluss der Induktionsheizung auf die Wälzlager daher als vernachlässigbar eingestuft und aufgrund des gewonnenen Bauraumes auf die Herstellung einer weiteren Spule verzichtet.

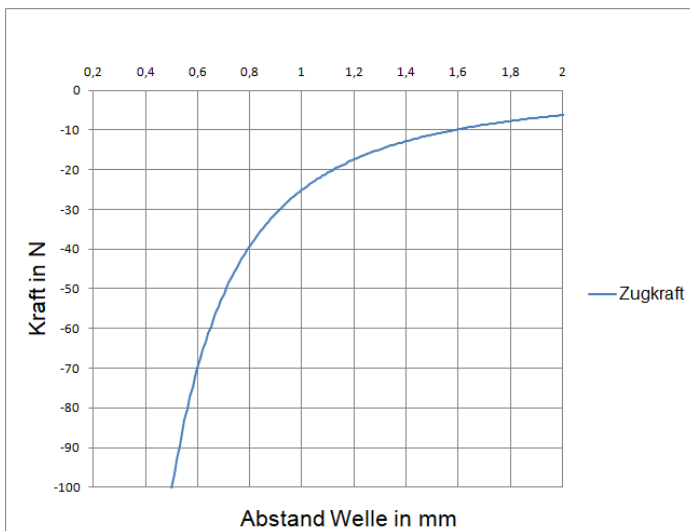


Abbildung 5.10: Zugkraftverlauf Spule

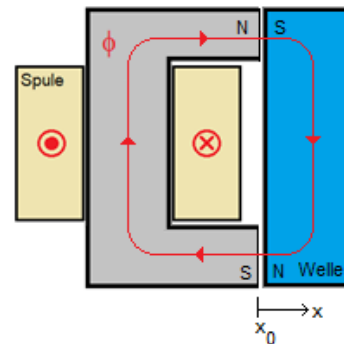


Abbildung 5.11: Vereinfachte Geometrie

Es ist somit eine sehr effektive Induktionsheizung entstanden, die sich im Dauerbetrieb über viele Stunden bewährt hat. Bei Bedarf können Teile kostengünstig und mit geringem Aufwand ersetzt werden. Hochfrequente Störsignale durch die Induktionsheizung, wie sie bei Haidl [8] und Murauer [13] auftraten, konnten nicht mehr festgestellt werden. Durch den Wegfall der zweiten Spule wird der ohnehin begrenzte Bauraumes in der Vakuumkammer erweitert, sodass weitere Module oder Sensoren verbaut werden können.

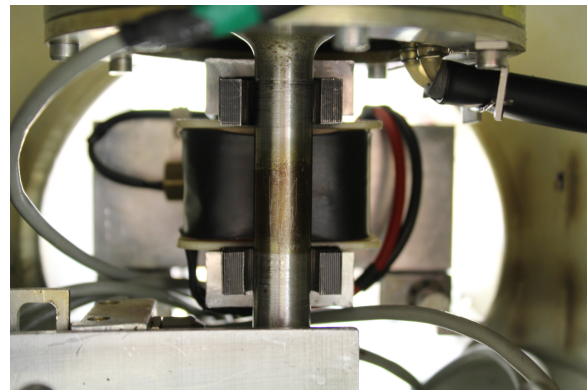
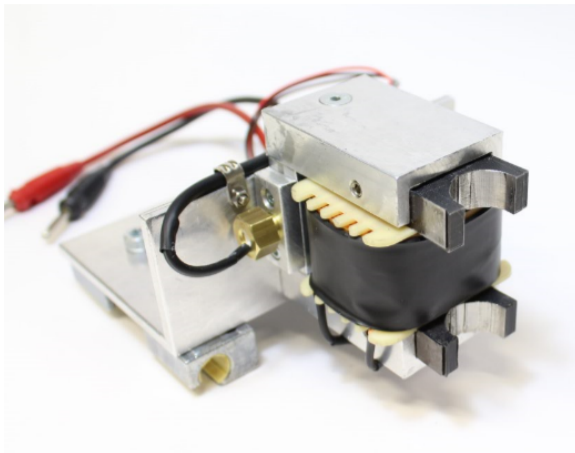


Abbildung 5.12: Verändertes Design der Induktionsspule (*links*), im verbauten Zustand (*rechts*)

5.2.3 Messtechnik und Sensoren

Im Zuge dieser Arbeit gab es zahlreiche Iterationen der Verkabelung und Messtechnik des Prüfstandes. Wie man anhand Gleichung 2.21 erkennen kann, hat besonders die Messung der Temperaturdifferenz zwischen Lagerinnen- und Außenring großen Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse (siehe auch Kapitel 7).

Bereits bei Murauer wurde festgestellt, dass die Position des Pt_{100} Sensors zur Messung der Temperatur T_A am Wälzlageraußenring nicht optimal war, da ein Teil des Sensors auf der Fettstauscheibe, die das Lager abdichtet, auflag. Die Position wurde infolgedessen etwas nach unten versetzt (Abbildung: 5.13 rechts).

Für die Berechnung des Wärmeleitwertes wurde bei Murauer die Temperatur T_A trotz des Umbaus aus den Sensorwerten der Stegtemperaturen interpoliert. Hierfür wurde ein lineare Verlauf bis zum Außenring angenommen.

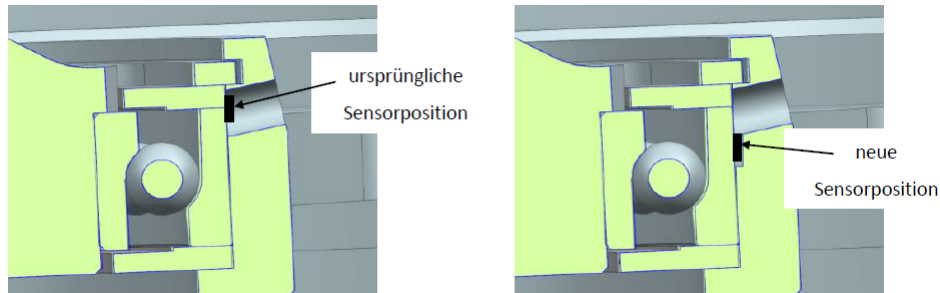


Abbildung 5.13: Position Temperatursensor Lageraußenring Murauer [13]

Bei näherer Betrachtung ist die veränderte Position des Pt_{100} Sensors ebenso problematisch. Zum einen ist der Einbau des Sensors bei einem Lagerwechsel äußerst diffizil, zum anderen kann ein guter Kontakt des Sensors zum Außenring nicht überprüft werden.

Ein zusätzliches Problem stellt die Wärmedehnung des Messflansches dar. Um einen möglichst großen Temperaturgradienten an den drei Messstegen zu erzeugen wurde der Lagersitz bzw. Messflansch aus Aluminium gefertigt. Der Wärmeausdehnungskoeffizient des Aluminiums (*EN AW 7055*) ist mit $\alpha_{Alu} = 23.4 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ wesentlich größer als der des Wälzlagerstahls mit ca. $\alpha_{Stahl} = 13 \cdot 10^{-6} K^{-1}$.

Die Ausdehnung des Lagersitzes ist beim Erwärmen somit um 80 % größer als die des Wälzlageraußenringes. Bei einer angenommenen Erwärmung des Lagersitzes von $20\text{ }^{\circ}C$ auf $80\text{ }^{\circ}C$ würde sich eine Durchmesserdivergenz von ca. $86\text{ }\mu m$ ergeben. Hier wäre man schon im Bereich einer Spielpassung.

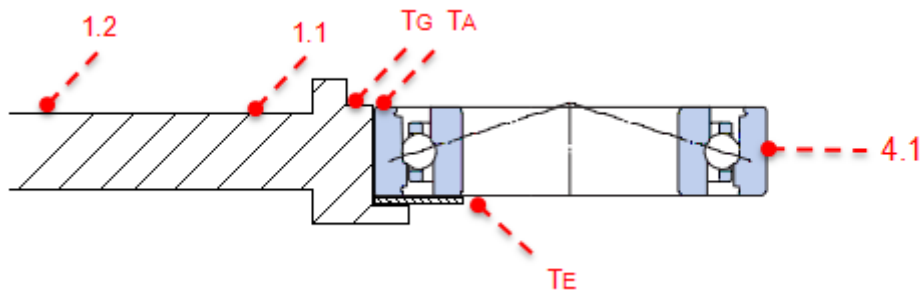


Abbildung 5.14: Schema der neue Sensorposition

Die großen Unterschiede in den thermischen Ausdehnungen beeinflussen nicht nur die Führung der Welle (siehe Kapitel 6.2.2.3), sondern sorgen auch für einen zunehmend schlechten Kontakt des Sensors bei steigender Temperatur.

Die Platzierung des Sensors wurde daher abgeändert und der Prüfstand mit zusätzlichen Temperatursensoren erweitert. Die Temperatur T_A wird nun stirnseitig am Wälzlageraußenring gemessen. Der Sensor ist dadurch nicht mehr mit dem Messflansch verbunden und bleibt immer im Kontakt mit dem Lagerring. Um den Einfluss der Wärmeausdehnung abschätzen zu können wurde ein zusätzlicher Sensor möglichst unmittelbar neben der Trennfuge am Gehäuse verklebt. Mit diesem Sensor wird die Gehäusetemperatur T_G des Messflansches gemessen. Die Wärmeausdehnung und dadurch größer werdende Wärmewiderstand durch die Trennfuge, sollte sich durch eine mit der Drehzahl größer werdende Temperaturdifferenz zwischen T_A und T_G bemerkbar machen. Zum Anbringen der Sensoren wurde eine kleine Ausnehmung in den Lagersitz gefräst, die eine unwesentliche Auswirkung auf die symmetrische Verteilung der Wärmeströme haben sollte (Abbildung:5.15).

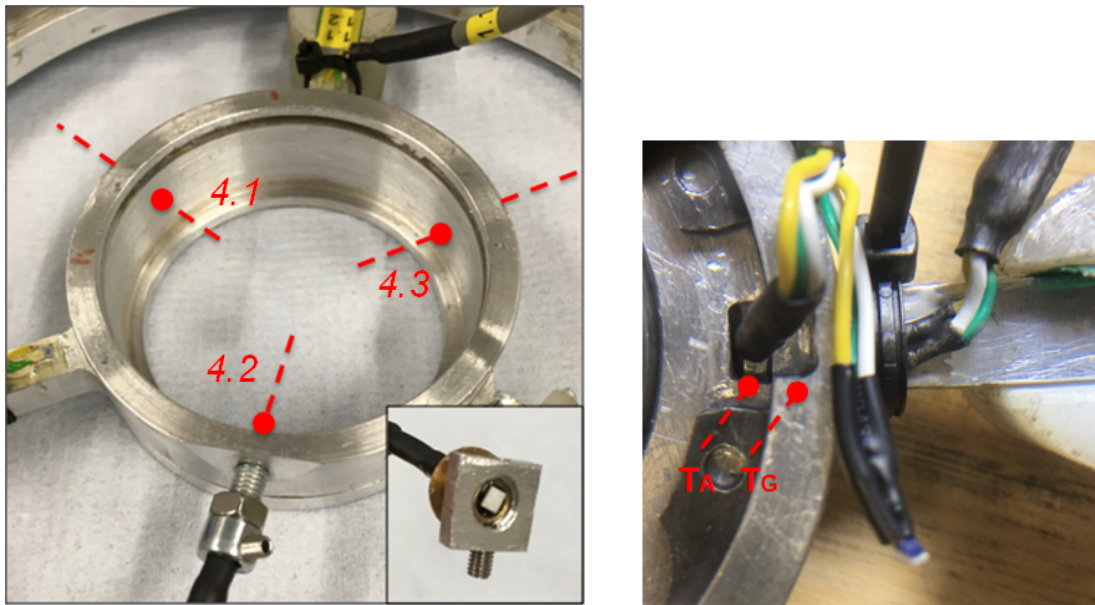


Abbildung 5.15: Bearbeiteter Lagersitz zur Messung des Temperatursprungs in der Trennfuge

Die Temperaturverteilung in Umfangsrichtung sollte zusätzlich von drei um 120° versetzte Temperatursensoren (4.1, 4.2 und 4.3) erfasst werden. Diese werden über ein Gewinde im Messflansch an den Außenring gedrückt, sind aber flexibel genug um die Wärmeausdehnung zu kompensieren. In Abbildung: 5.16 sind die neuen Sensorpositionen dargestellt.

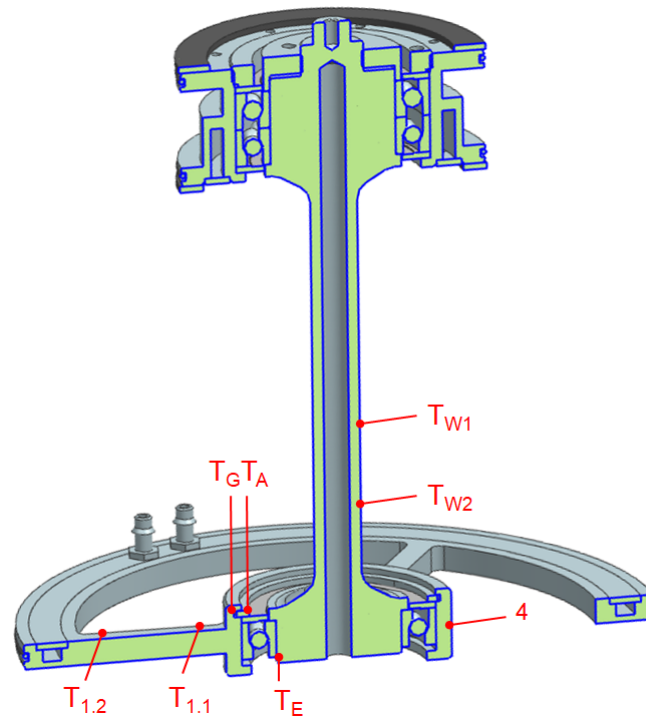


Abbildung 5.16: Übersicht der veränderten Sensorpositionen

5.2.4 Vorspannungskonzept

Für eine einwandfreie Funktion müssen Schrägkugellager im Betrieb durch eine Mindestaxialkraft belastet werden um Gleiten der Wälzkörper zu vermeiden. Im Prüfstand wird diese Vorspannkraft über Spiraldruckfedern aufgebracht.

Ursprüngliches Vorspannungskonzept

Das ursprüngliche Konzept zur Lagervorspannung bestand aus Spiralfedern, die über Öffnungen in der Vakuumkammer entfernt bzw. eingefügt werden konnten und mit Adaptern gegen die Speichen des Messflansches verspannt wurden. Dadurch war es möglich Federn mit unterschiedlichen Federkonstanten unkompliziert auszutauschen und verschiedene axiale Belastungen zu untersuchen.

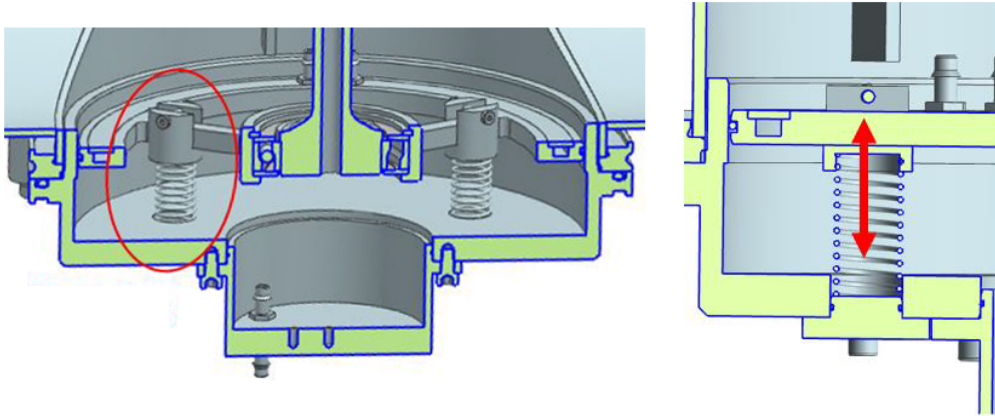


Abbildung 5.17: Vorspannelement nach Langeder [11]

Geändertes Vorspannungskonzept

Im Zuge der Messungen am Prüfstand wurde festgestellt, dass es während des Prüfbetriebs zu einer geringfügigen Verdrehung des gesamten Messflansches durch das Reibmoment im Lager kommen kann. Diese Rotationsbewegung wird bei großen Vorspannkräften verstärkt, da die komprimierten Federn versuchen in die entlastete Ausgangslage zurückzukehren.

Dadurch kann es nicht nur zu unterschiedlichen axialen Belastungen entlang der Umfangsrichtung kommen, sondern auch zu Gleitbewegungen zwischen Wälzkörpern und dem Lageraußenring, die das korrekte Abrollen der Kugeln behindern und zu erhöhtem Lagerverschleiß führen können.

In seltenen Fällen wurde auch eine Verklemmung der Federn in den Halterungen beobachtet. Dies resultierte in einem merklichen Anstieg der Vibrationen im Prüfstand. Eine Verbesserung der axialen Führung sollte die Verdrehung des Messflansches verhindern, den unkomplizierten Ausbau der Federn aber weiterhin ermöglichen.

Dafür wurde ein Kunststoffring aus Polyethylen gefertigt, über den die Vorspannkraft der Federn auf die Speichen des Messflansch übertragen wird. Nuten im Ring sichern den Flansch gegen Verdrehung, lassen aber geringe radiale Bewegungen bzw. Wärmeausdehnung des Messflansches zu. Das Moment wird über Führungsstift am Gehäuse abgestützt. Diese werden über Gleitlagerbuchsen am Ring geführt.

Die Konstruktion wurde so gestaltet, daß die Führungsstift zusammen mit den Federn von außen zugänglich sind. Das Material des des Ringes wurde gewählt um den Einfluss der Wärmeübertragung über den Ring und eine Beeinflussung der Meßergebnisse möglichst zu minimieren. Hier wäre allerdings eine Lösung die, die Vorspannkraft nicht über die Speichen des Messflansches überträgt noch besser geeignet (siehe 8.2).

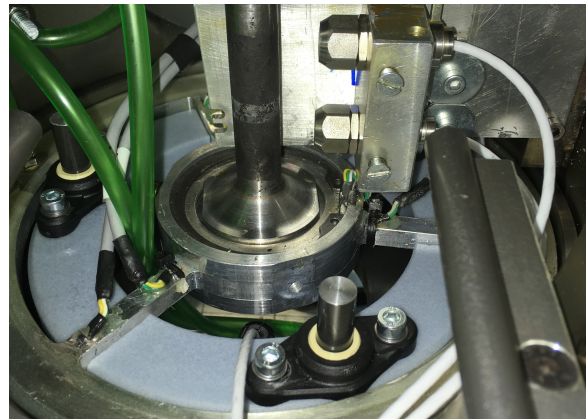


Abbildung 5.18: Ring für axiale Vorspannung

6 Meßergebnisse

6.1 Einstellungen, Prüfparameter und Prüfablauf

In diesem Kapitel wird auf die Vorgehensweise bei der Durchführung von Messungen am Wärmeleitprüfstand, sowie die wichtigsten Einstellung und Prüfparameter eingegangen. Dadurch sollen Meßergebnisse nicht nur besser nachvollziehbar, sondern die Messungen auch wiederholbar gemacht werden.

Tabelle 6.1: Prüfparameter und Einstellungen

Hybridwälzlager	<i>SKF 71908 CEGA/HCP4A</i>	
Drehzahlbereich:	0 bis 18000 <i>1000 U/min Schritte</i>	U/min
Eingestellte Vorheiztemperatur T_{W1} :	80	°C (konst)
Frequenz Induktionsheizung :	313	Hz
Amplitude Induktionsheizung :	± 5	V
Vorspannkraft F_v :	50 ; 165 ; 190 ; 440 606 ; 750 ; 1040 ; 1067	N
Fettfüllmengen:	0,3 ; 0,5 ; 1	cm ³
Messfrequenz:	100	Hz
Umgebungsdruck in Vakuumkammer <i>nicht einstellbar</i>	0.05 bis 10	mbar
Meßdauer: ¹	ca.30	s
Prüfdauer: ²	ca.8-9	Stunden

¹ Zeitdauer in der Messdaten aufgezeichnet werden

² Gesamtdauer der Messung einer Prüfstandskonfiguration

Aufgrund einer Undichtheit, die nicht genau lokalisierbar war, konnte der geforderte Unterdruck von mindestens 0,1 mbar in der Vakuumkammer nur durch fortlaufenden Betrieb der Vakuumpumpe konstant gehalten werden. Die Messungen wurden daher immer bei dem von der Pumpe maximal erreichbaren Unterdruck durchgeführt. Messungen bei variierenden Drücken waren somit nicht möglich, die Auswirkungen sind aber aus den in den vorherigen Arbeiten durchgeführten Messungen bekannt (Kapitel: 4) .

Um einen möglichen Einfluss des Umgebungsdrucks auf die Messung dennoch abschätzen zu können, wurde bei jeder Drehzahlstufe der Druck handschriftlich in einem Prüfprotokoll festgehalten.

Ergänzend wurde noch die *Temperatur der Kühlflüssigkeit, Uhrzeit, besondere Anmerkungen (z.B. starke Vibrationen)* und die *jeweiligen Prüfparameter* im Protokoll verzeichnet.

6.1.1 Prüfablauf

Es wird davon ausgegangen, dass sich der Prüfstand vor Beginn des Prüflaufes in einem mit der Umgebung thermisch ausgeglichenen Zustand befindet (min. 8 h Stillstandzeit). Dieser Zustand wird als Bezugspunkt für die Messung und Mittelung der Temperatursensoren am Messflansch und Welle herangezogen. Die erste Messung sollte daher bei stillstehender Welle, deaktivierter Heizung und Kühlung, sowie bei Umgebungsdruck durchgeführt werden.

Danach kann mit dem Beheizen der Welle und dem Evakuieren des Prüfstandsgehäuses begonnen werden. Die Aufzeichnung der Werte erfolgt sobald ein eingeschwungener Zustand erreicht wurde.

Als Kriterium für den eingeschwungenen Zustand wurde bei Murauer festgelegt, dass die Änderung der Temperaturdifferenzen am Messflansch nicht mehr als $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ pro Minute betragen darf. Das Labview Interface wurde erweitert, sodass der Verlauf des Wärmeleitwert und die Temperaturdifferenz am Lager in Echtzeit dargestellt werden. Dadurch ist eine Überprüfung der stationären Zustände wesentlich einfacher.

Die Zeitdauer von der ersten Inbetriebnahme des Prüfstandes bis zum Erreichen des stationären Zustandes bei der vorgegebenen Vorheiztemperatur (üblicherweise $80\text{ }^{\circ}\text{C}$) beträgt im Schnitt ca. 1-1.5 h. Zwischen den einzelnen Drehzahlstufen konnte nach ca. 20-40 min gemessen werden. Bei einer Meßdauer von ungefähr 30 Sekunden werden ca. 3000 Werte pro Kanal gespeichert und für die anschließende Auswertungen gemittelt. Dieser Vorgang wird bis zum Erreichen der Höchstdrehzahl wiederholt.

Es ist darauf zu achten die gesamte Prüfung möglichst unterbrechungsfrei durchzuführen, da es nach einem Stillstand sehr lange dauert bis sich die Temperaturen wieder stabilisieren. Da der gesamte Prüfablauf sehr zeitaufwendig ist, kann an einem Tag lediglich eine einzige Prüfstandskonfiguration untersucht werden.

6.1.2 Einlaufphase

Frisch mit Fett befüllte Wälzlager weisen anfangs deutlich erhöhte Reibmomente und Betriebstemperaturen auf, da das Fett erst im Lager verteilt und überschüssiges Fett vom Bereich der umlaufenden Wälzkörper in den ungestörten, freien Lagerraum verdrängt werden muss. Erst nach dieser Einlaufphase stellen sich konstante Beharrungstemperaturen im Wälzlager ein. Diese sind deutlich niedriger als in der Einlaufphase.

Laut SKF Wälzlagerkatalog gilt:

"Am Ende der Einlaufphase wird jedoch das Lagerreibungsmoment auf die bei Ölschmierung üblichen Werte absinken; vielfach werden sogar noch niedrige Werte erreicht." (SKF [16] S.113)

Die Zeitdauer bis zum Erreichen eines eingelaufenen Zustandes ist nicht allgemeingültig definiert und hängt von der Belastung, Schmierung und dem Drehzahlbereich indem das Lager betrieben wird ab. Es wird von den Wälzlagerherstellern ein Intervalleinlauf mit entsprechenden Abkühlungsphasen empfohlen. Dieser wird jedoch von Hersteller zu Hersteller unterschiedlich definiert. Am Prüflager wurde mit drei unterschiedlichen Fettmengen Messungen durchgeführt. Nach dem Entfetten und Neubefüllen des Lagers wurde jeweils das vom Hersteller SKF für diese Lager empfohlene Verfahren angewandt.

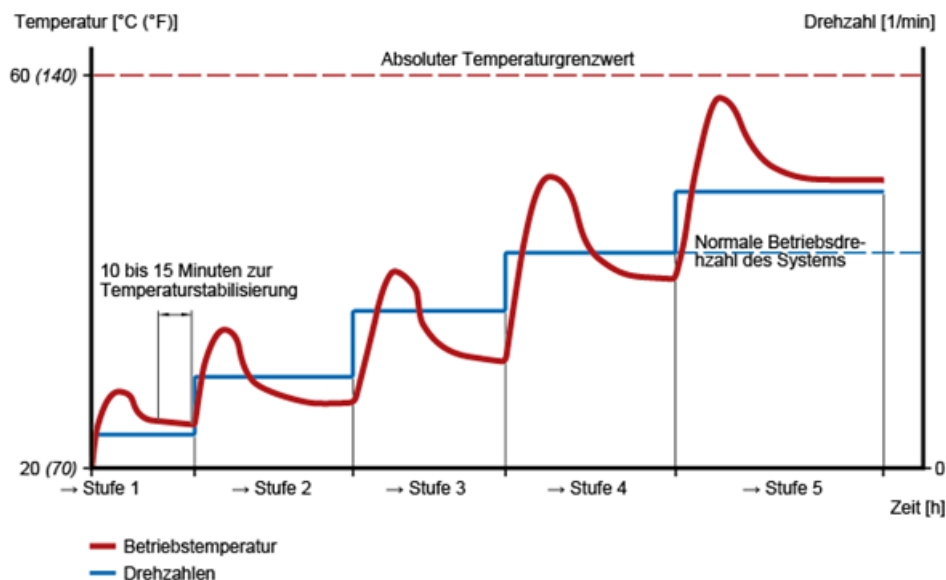


Abbildung 6.1: Einlaufverfahren nach SKF [7]

6.2 Messungen Hybridlager 71908 CEGA/HCP4A

6.2.0.1 Einfluss Wärmeausdehnung

Im Kapitel 5.2.3 wurde bereits auf das unterschiedliche Wärmeausdehnungsverhalten von Wälzlager und Messflansch hingewiesen. Anhand einer Messung sollte die Auswirkung auf die Meßergebnisse überprüft werden.

Anhand Abbildung 6.3 ist ersichtlich, dass es tatsächlich zu einer mit der Drehzahl größer werdenden Temperaturdifferenz zwischen T_A und T_G kommt.

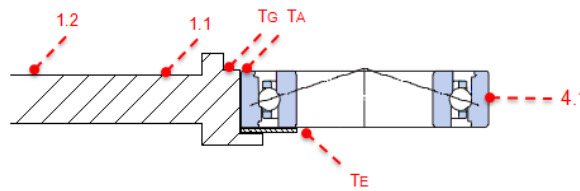


Abbildung 6.2: Schema der Sensorpositionen

Die Temperaturen liegen jedoch in einem Bereich, den eine lineare Interpolation erwarten lässt (Abbildung: 6.5). Die Temperatur der zusätzlich angebrachten Temperatursensoren 4_{1,2,3} liegen etwas höher, dies lässt sich durch den axialen Versatz erklären. Die Temperaturen 4_{1,2,3} weichen nur äußerst geringfügig voneinander ab (Abbildung: 6.4), was auf eine gleichmäßige Temperaturverteilung am Lageraußenring schließen lässt.

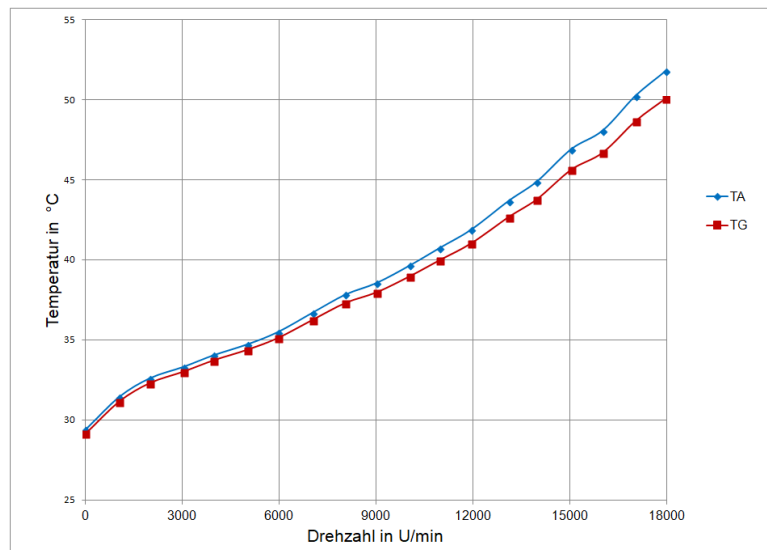


Abbildung 6.3: Temperaturdifferenz am Lagersitz

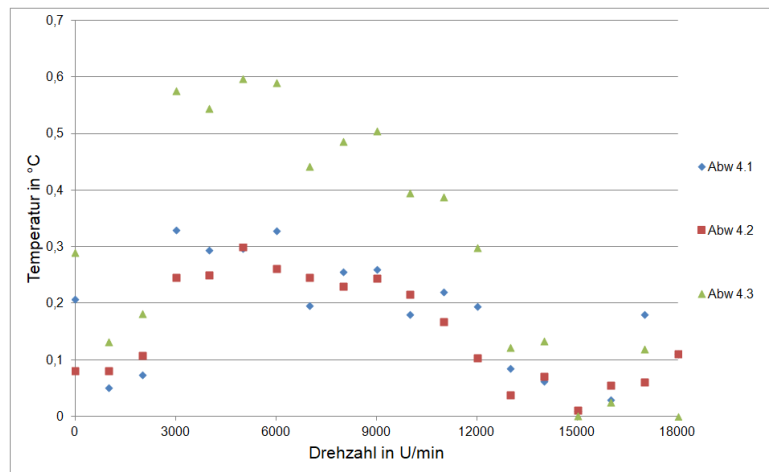


Abbildung 6.4: Vergleich Abweichung Temperaturen 4_{1,2,3} vom Mittelwert

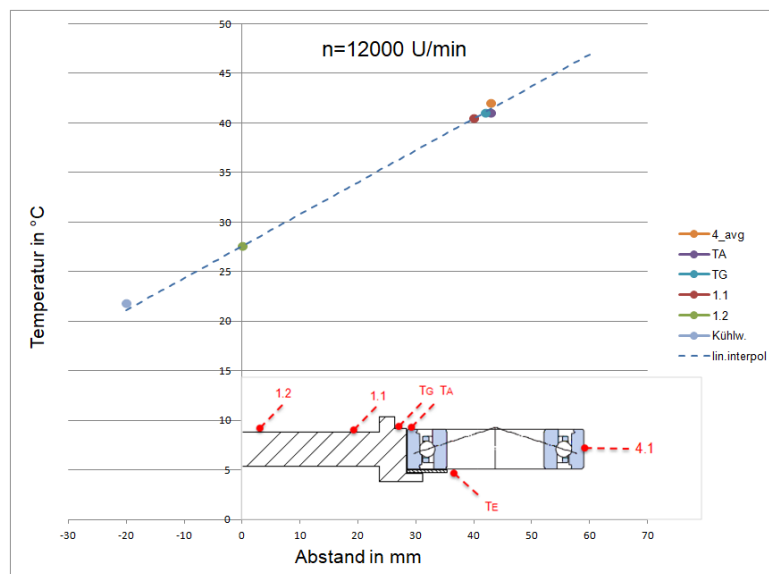


Abbildung 6.5: Lineare Interpolation der Temperaturen (Messsteg bis Lagerring)

6.2.1 Messung bei unterschiedlichen Vorspannungen

Die axiale Belastung des Prüflagers kann durch den Einbau unterschiedlicher Vorspannfedern variiert werden (siehe Kapitel: 5.2.4). Im Zuge dieser Arbeit wurden acht unterschiedliche Vorspannungen in verschiedenen Prüfstandskonfigurationen untersucht.

Zur besseren Übersicht wurden die Meßergebnisse in drei Kategorien unterteilt:

geringe Vorspannung: axiale Vorspannkraft $F_v < 300 \text{ N}$

mittlere Vorspannung: $300 \text{ N} \leq F_v \leq 800 \text{ N}$

hohe Vorspannung: $F_v > 800 \text{ N}$

Besonders interessant sind die in diesem Kapitel beschriebenen Messungen. Sie wurden bei gleicher Axialbelastung wie in der Arbeit von Murauer durchgeführt. Um die Ergebnisse besser verifizieren zu können wurde jeder Prüflauf mindestens zweimal durchgeführt. Lediglich die Messung bei einer Vorspannkraft von $F_v = 50 \text{ N}$ wurde nicht wiederholt, da hier die Mindestbelastung des Lagers zu gering ist. Es handelt sich um einen laut Hersteller unzulässigen Betriebszustand, der das Lager schädigen könnte.

6.2.1.1 Ergebnisse bei geringer Vorspannung

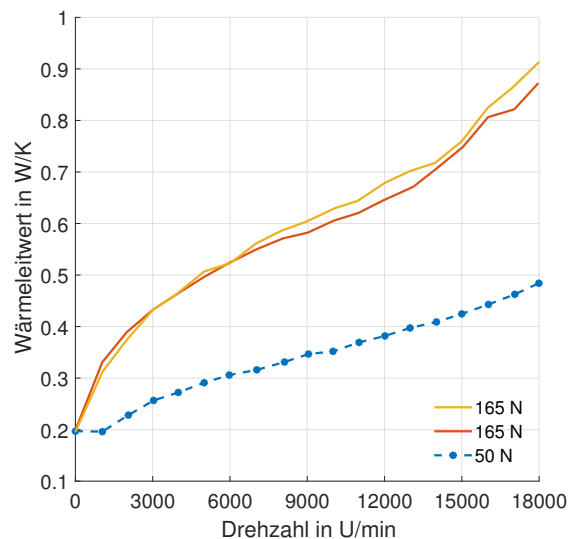


Abbildung 6.6: Wärmeleitwert bei $F_v = 50 \text{ N}$ und $F_v = 165 \text{ N}$

Hier wurden die Auswirkungen einer *geringen* axialen Belastung auf den Wärmeleitwert untersucht.

Wie von den analytischen Modellen vorausgesagt steigt der Wärmeleitwert mit zunehmender Drehzahl und Vorspannkraft. Bei stillstehender Welle sind die Unterschiede in den Wärmeleitwerten äußerst gering. Die maximale Abweichung aller drei Messungen vom Mittelwert beträgt

hier 0.8 %.

Die Meßergebnisse der beiden Messungen mit 165 N Vorspannung zeigen eine gute Übereinstimmung. Sie unterscheiden sich im Schnitt um 2.8 % und maximal um 5.8 %.

Die Wärmeleitwerte sind gegenüber den Messungen von Murauer [13] deutlich geringer. Dies ist jedoch durch die unterschiedlichen Wälzkörperwerkstoffe der bei der Messung verwendeten Lager erklärbar. Die Keramikwälzkörper der in dieser Messreihe untersuchten Hybridwälzlager weisen eine geringere Wärmeleitfähigkeit als die in der Arbeit von Murauer untersuchten Wälzlager mit Stahlwälzkörpern, siehe Tabelle Werkstoffdaten: 3.1.

Auffällig ist der konstante Verlauf bei 50 N Vorspannkraft bis zu einer Drehzahl von 1000 U/min. Da die axiale Belastung zu gering ist, wurde dieses Phänomen nicht weiter untersucht.

6.2.1.2 Ergebnisse bei mittlerer Vorspannung

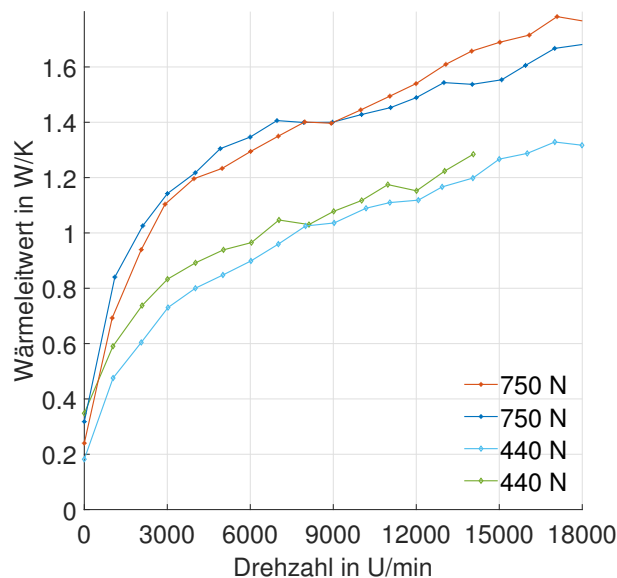


Abbildung 6.7: Wärmeleitwert bei $F_v = 440$ N und $F_v = 750$ N

In dieser Messreihe wurden Messungen bei *mittleren* axialen Belastungen von $F_v = 440$ N und $F_v = 750$ N durchgeführt. In Abbildung 6.7 sind die Meßergebnisse dieser Messungen dargestellt. Eine Messung bei 440 N konnte aufgrund einer plötzlichen Undichtheit im Prüfstand jedoch nicht zu Ende geführt werden. Die Verläufe waren auch bei dieser Messung wieder gut reproduzierbar. Die mittlere Abweichung ist bei 440 N mit ca. 11.7 % etwas höher als bei 750 N mit ca. 6.2 %. Bei diesen beiden Vorspannungen wurden bei Murauer bei bestimmten Drehzahlen sehr starke Einbrüche des Wärmeleitwertes festgestellt.

Plötzliche Änderungen des Wärmeleitwertes bei einem gewissen Drehzahlbereich waren nicht erkennbar, jedoch wird der Verlauf mit zunehmender Drehzahl flacher.

Die mittleren statischen Wärmeleitwerte steigen mit zunehmender Vorspannkraft. Hier sind allerdings sehr große Schwankungen in den einzelnen Messungen erkennbar (Abbildung: 6.10). Eine Erklärung für die großen Unterschiede in den statischen Werten könnten längere Stillstandzeiten zwischen den einzelnen Prüfläufen sein. So lagen bei den Messungen mit $F_v = 440 \text{ N}$ zehn Tage zwischen den einzelnen Prüfdurchgängen. In der Arbeit von *Takeuchi* [17] wurde beobachtet, dass der statische Wärmeleitwert stark von der Fettverteilung abhängt und bereits eingelaufene Wälzlager nach längerer Stillstandzeit teilweise in einen nicht-ingelaufenen Zustand zurückkehren können. Dies resultiert in einen höheren statischen Wärmeleitwert am Beginn der Messung. Dies wurde auch in der Arbeit von *Haidl* [8] festgestellt.

Takeuchi beschreibt dieses Phänomen in seiner Arbeit folgendermaßen:

"It was observed that when tests were conducted on consecutive days, the static conductance would drop as the total number of revolutions increased, eventually reaching an asymptotic state with enough revolutions. However, inactivity resulted in at least a partial return to a non-run-in condition, characterized by a return to a high thermal conductance at 0 rpm" (Takeuchi [17] S.22-23)

Es wurde daher versucht längere Stillstandzeiten bei einzelnen Messreihen zu vermeiden und Messungen, wenn möglich, am nächsten Tag zu wiederholen.

6.2.1.3 Ergebnisse bei hoher Vorspannung

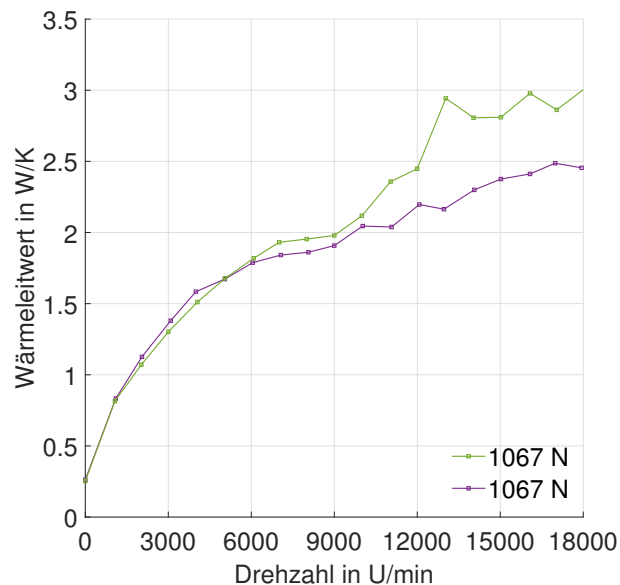


Abbildung 6.8: Wärmeleitwert bei $F_v = 1067 \text{ N}$

Im niedrigen Drehzahlbereich bis ca. 6000 U/min gibt es eine große Übereinstimmung der beiden Messungen bei einer Vorspannkraft von $F_v=1067$ N. In diesem Bereich weichen die Werte im Mittel um ca. 3,4 % voneinander ab. Im oberen Drehzahlbereich divergieren die Verläufe jedoch stärker, im Mittel beträgt die Differenz der beiden Verläufe jedoch weniger als 10 %. Eine Erklärung für die starke Abweichung der Ergebnisse im oberen Drehzahlbereich konnte bislang nicht gefunden werden, es ist jedoch davon auszugehen, dass die Messgenauigkeit im hohen Drehzahlbereich und bei großen axialen Belastungen aufgrund des geringer werdenden Temperaturgradienten im Lager zunehmend abnimmt und es zu größeren Messabweichungen kommt. Die absolute Messabweichung beträgt unter diesen Bedingungen ca. $\Delta G_b = \pm 0,65$ W/K. Die Ergebnisse liegen somit im Bereich der Messgenauigkeit. Eine eingehende Sensitivitätsanalyse findet sich in Kapitel: 7

6.2.1.4 Zusammenfassung der Versuchsreihen

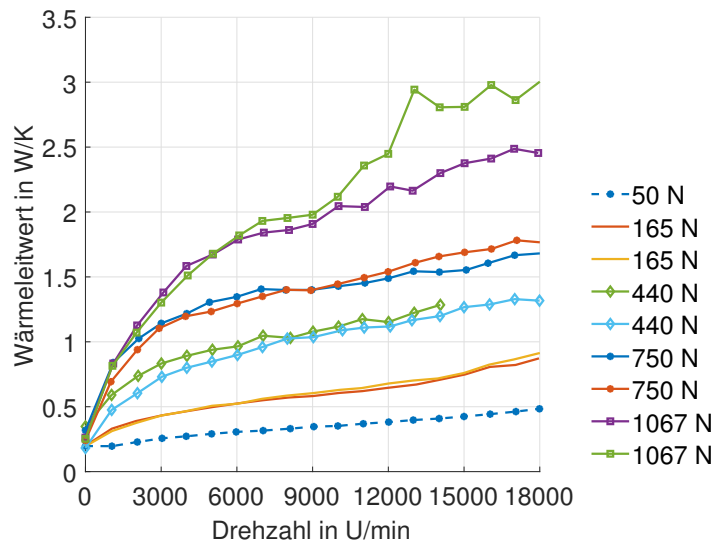


Abbildung 6.9: Vergleich der Wärmeleitwerte bei unterschiedlichen Belastungen

In Abbildung 6.9 sind die Verläufe bei geringer, mittlerer und hoher Vorspannung zusammengefasst dargestellt. Die Ergebnisse der jeweiligen Messreihen zeigen untereinander eine gute Übereinstimmung und folgen den durch die analytischen Modelle vorhergesagten Ergebnissen. Die Ergebnisse des statischen Wärmeleitwertes bei stillstehendem Lager zeigt allerdings bei den mittleren Belastungen eine sehr große Streuung. So ist der zweite gemessene Werte bei einer Vorspannung von $F_v = 440$ N um 91 % höher als bei der ersten Messung. Die Messungen bei $F_v = 165$ N und $F_v = 1067$ N differenzieren hingegen lediglich um ca.1.6 % und 3.7 % (Abbildung: 6.10)

Die große Streuung bei den statischen Wärmeleitwerten wurde bereits bei Haidl beobachtet und ist auch in dieser Arbeit feststellbar. Sie lässt sich teilweise durch die Fettverteilung in

den Laufbahnen nach längerer Stillstandzeit erklären. Hier könnten weitere Untersuchungen bei einer veränderten Prüfstandskonfiguration zusätzliche Erkenntnisse liefern (siehe: 8.2)

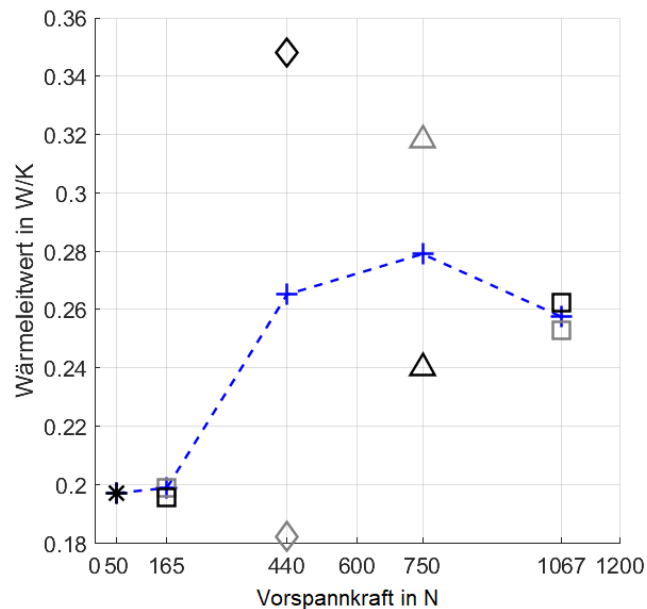


Abbildung 6.10: Statischer Wärmeleitwert bei verschiedenen Vorspannungen

Bei allen Messungen steigt der Wärmeleitwert mit zunehmender Drehzahl und axialer Belastung. Es ist jedoch bei keiner Messung ein Schwingungseinfluss oder eine Abhängigkeit des Wärmeleitwertes vom Resonanzverhalten des Prüfstandes zu erkennen. Dies widerspricht den Ergebnissen der vorangegangenen Arbeit von Murauer und der Hypothese, dass der Wärmeleitwert vom Resonanzverhalten des Prüfstandes beeinflusst wird. Es wurden daher eingehende Untersuchungen zum Schwingungseinfluss durchgeführt, die im nächsten Kapitel näher erläutert werden.

6.2.2 Beschleunigungsmessung und Schwingungseinfluss

6.2.2.1 Äußere Schwingungsanregung

Bei den bisherigen Messungen konnte kein Zusammenhang des Wärmeleitwertes mit Schwingungsphänomenen des Prüfstandes, wie sie in der Arbeit von Murauer beschrieben wurden (siehe Kapitel 4.0.3), beobachtet werden. Es wäre möglich, dass ein veränderter Prüfstandsaufbau zur Beeinflussung der Ergebnisse geführt hat. Es wurde daher versucht das Phänomen durch gezielte Anregung der Schwingungen des Prüfstandes zu reproduzieren.

Zwei Möglichkeiten wurden dabei in Betracht gezogen:

- 1) Anregung des gesamten Prüfstandes durch eine äußere Kraft
- 2) Direkte Anregung der Prüfwelle bzw. des Lagers durch eine künstliche Unwucht

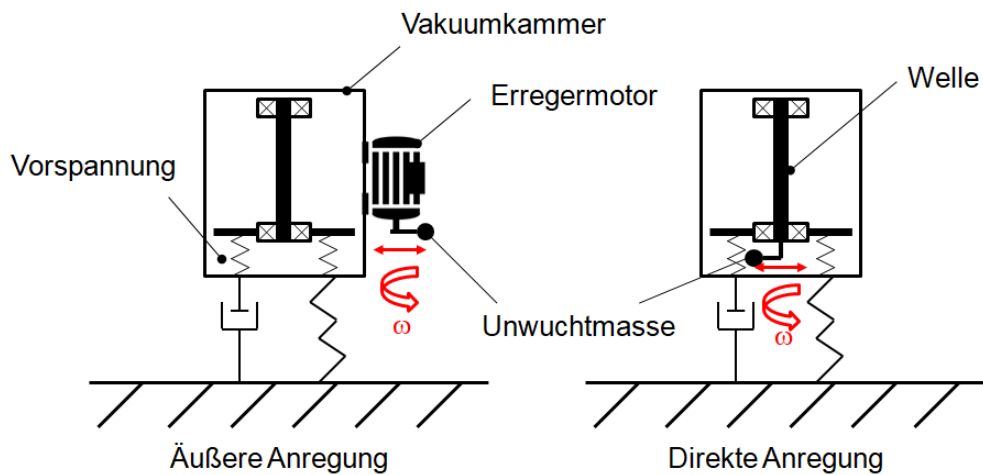


Abbildung 6.11: Methoden zur Schwingungsanregung des Prüfstandes

Direkte Anregung

Bei direkter Anregung der Welle sollte der Abstand der Unwuchtmasse zum Prüflager möglichst gering sein um die größten Beschleunigungen im Lager hervorzurufen. Da es sich bei der Prüfwelle um eine Hohlwelle handelt, bot es sich an die vorhandene Bohrung zur Montage eines Welle-Nabe Spannsatzes zu nutzen. Dadurch kann eine Passschraube im Inneren der Bohrung kraftschlüssig mit der Welle verbunden und verschiedene Unwuchtmassen angebracht werden. Dieses System wurde später auch zum statischen Auswuchten der Prüfwelle genutzt (Kapitel 6.2.2.3).

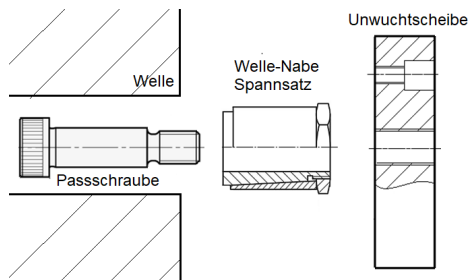


Abbildung 6.12: Schema Adapter

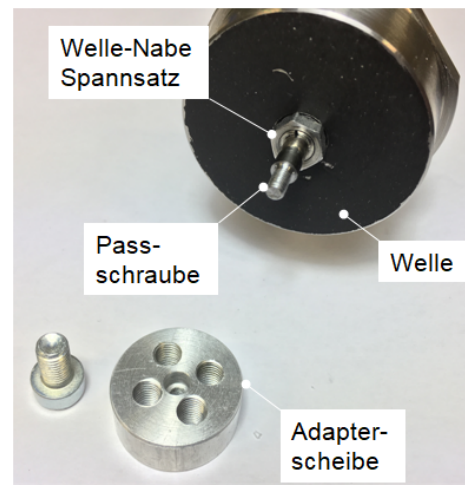


Abbildung 6.13: Adapterscheibe Unwucht

Äußere Anregung

Um den Prüfstand von außen anzuregen wurde eine Werkzeugmotor mit variabler Drehzahl zwischen 0 und 30000 U/min starr am Gehäuse befestigt. Mit diesem Motor wird mit einer exzentrischen Masse eine Unwuchtkraft erzeugt, die über das Prüfstandsgehäuse auf die Lagerung und die Prüfwellen übertragen wird. Die Werkzeugaufnahme des Werkzeugmotors erlaubt eine Aufnahme derselben Unwucht-Adapterscheibe wie sie auch bei direkter Anregung der Welle genutzt wird. Weitere Vorteile dieses Motors sind der hohe Drehzahlbereich und die gute Einstellbarkeit der Drehzahl. Dadurch ist es möglich die Resonanzfrequenz des Prüfstandes für die Anregung zu treffen.

Mit einer einzelnen M5-Schraube kann mit diesem System eine Unwuchtkraft von bis zu 24 N erzeugt werden. Beschleunigungsmessungen vor und während der Anregung haben gezeigt, dass am Lagersitz dadurch zusätzliche Beschleunigungen von ungefähr 2 m/s^2 erzielt werden. Die erste Messreihe wurde bei einer Vorspannung von $F_v = 440 \text{ N}$ durchgeführt. Die Messungen wurden sowohl im Resonanzbereich des Prüfstandes ($n=10000 \text{ U/min}$), als auch in einem Drehzahlbereich mit sehr geringen Eigenschwingungen ($n=4000 \text{ U/min}$) des Prüfstandes durchgeführt.

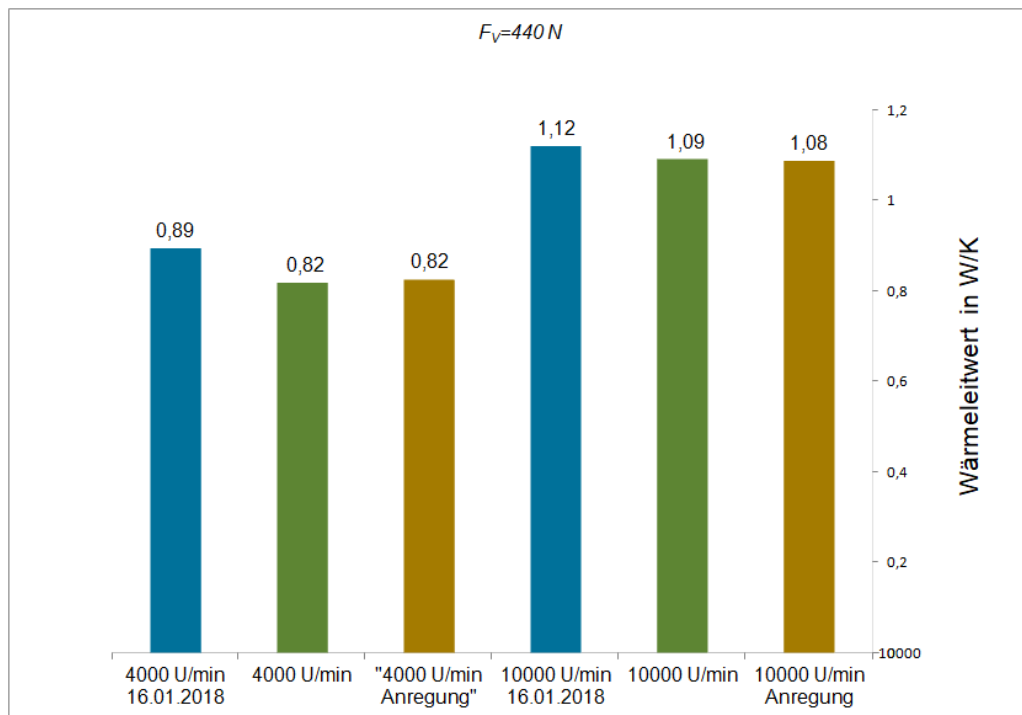


Abbildung 6.14: Wärmeleitwert vor (*grün*), während (*braun*) der Schwingungsanregung

Der Wärmeleitwert wurde unmittelbar vor und während der Anregung gemessen. Die Messdauer betrug ca. 5 min. Zum Vergleich werden die Ergebnisse zusammen mit den Ergebnissen einer vorangegangenen Messung in Abbildung 6.14 (*blau*) dargestellt.

Die zweite Messreihe wurde bei einer Vorspannung von $F_v = 165 \text{ N}$ durchgeführt. Hier wurde auch bei stillstehender Welle und vier weiteren Drehzahlen ($0, 1000, 4000, 8000$ und 11000 U/min) gemessen. Dabei wurde jeweils die Auswirkung einer niedrigen und einer hohen Anregungsfrequenz untersucht.



Abbildung 6.15: Wärmeleitwert unter Anregung bei unterschiedlichen Drehzahlen

Die Ergebnisse der beiden Messungen sind in Abbildung 6.14 und Abbildung 6.15 dargestellt. Die Mittelwerte der Messungen ändern sich in allen Drehzahlbereichen und bei beiden Vorspannungen nur äußerst geringfügig. Die größte Änderung (bei 165 N und 11000 U/min) entspricht in etwa 2.7 % des ursprünglichen Wärmeleitwertes. Ein Einfluss durch die externe Unwucht auf den Wärmeleitwert konnte aus diesen Ergebnissen nicht abgeleitet werden. Besonders deutlich wird dies, wenn man den Verlauf bei kontinuierlichen Messung während der Anregungsphasen betrachtet (Abbildung:6.16). Auffällig ist die größere Schwankung der Werte bei höheren Drehzahlen, diese lässt sich aus dem mit der Drehzahl größer werdenden Messfehler des Wärmeleitwertes erklären (siehe Kapitel: 7).

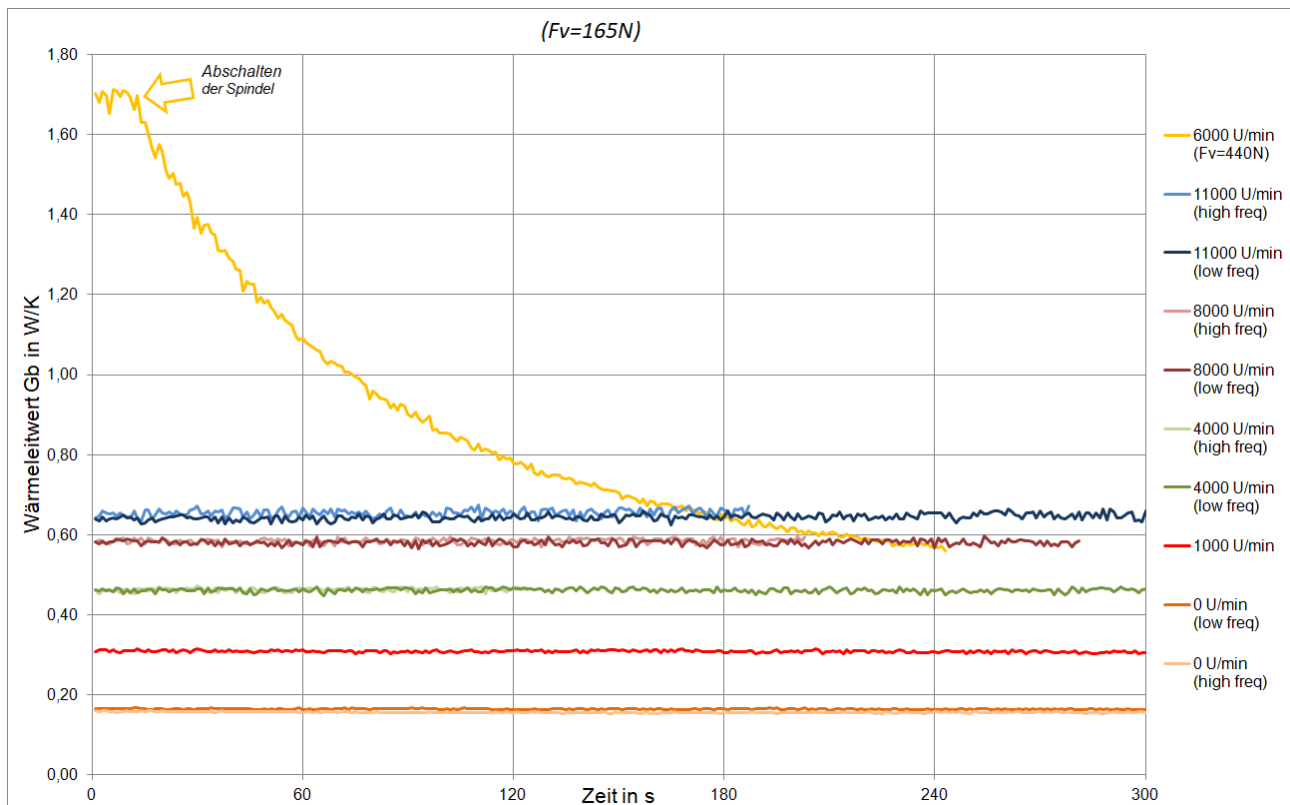


Abbildung 6.16: Zeitlicher Verlauf des Wärmeleitwertes unter Schwingungsanregung

Zum Vergleich das Abschalten der Spindel aus einer früheren Messung und die damit verbundene schnelle Änderung des Wärmeleitwertes dargestellt (*gelbe Linie*). Im Laufe dieser Arbeit wurden immer wieder kontinuierliche Messungen unter äußerer Anregung in verschiedenen Prüfstandskonfigurationen und in unterschiedlichen Betriebspunkten durchgeführt (siehe Anhang: 9)

In keiner der Messungen konnte jedoch eine schwingungsabhängige Änderung des Wärmeleitwertes beobachtet werden.

6.2.2.2 Beschleunigungsmessung

Um Aufschluss über das Resonanzverhalten des Prüfstandes zu erhalten wurden auch in dieser Arbeit die Beschleunigungen am Lagersitz des Prüflagers gemessen.

Tabelle 6.2: Messeinstellungen Beschleunigungsmessung

Eigenschaft	Wert	Einheit
Drehzahlbereich:	0 bis 18000 <i>schnelles Hochfahren</i>	U/min
gemessene Vorspannungen F_v :	50 ; 165 ; 190 ; 440 606 ; 750 ; 1040 ; 1067	N
Fettfüllmengen:	0.5	cm^3
Meßrate:	4800	Hz
Meßdauer:	40	s
Filter:	-	Mittelwert

Die Beschleunigungen wurden beim kontinuierlichen Hochfahren des Prüfstands bis zur Höchstdrehzahl in mehreren Versuchen ermittelt. Dafür wurde das Messdatenerfassungssystem *Spider 8 der Firma HBM* mit einer maximalen Meßrate von $4.8 kHz$ ausgewählt. Alle Messeinstellungen sind in Tabelle 6.2 aufgelistet.

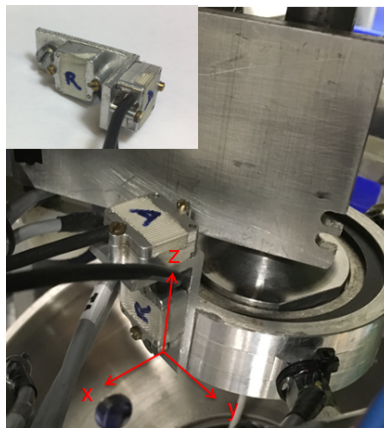


Abbildung 6.17: Beschleunigungsaufnehmer am Lagersitz

Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte, aufgrund der großen Datenmenge, im Programm Matlab. Zur besseren Darstellung wurde der statische Trend aus den Messungen entfernt und die Absolutwerte über eine Abtastperiode gemittelt. Mit einer Fast Fourier Transformation wurden zudem die dominierenden Frequenzanteile der Beschleunigungsmessung bestimmt. In Abbildung 6.18 sind der Verlauf der Radial- und Axialbeschleunigungen zusammen mit dem jeweiligen Verlauf des Wärmeleitwertes aus den vorherigen Messungen dargestellt. Beim Vergleich mit den Ergebnissen von Murauer läßt sich feststellen, das die Beträge der Beschleunigungsmaxima in einem ähnlichen Bereich liegen, sich aber vorallem bei niedrigen Drehzahlen zu einem

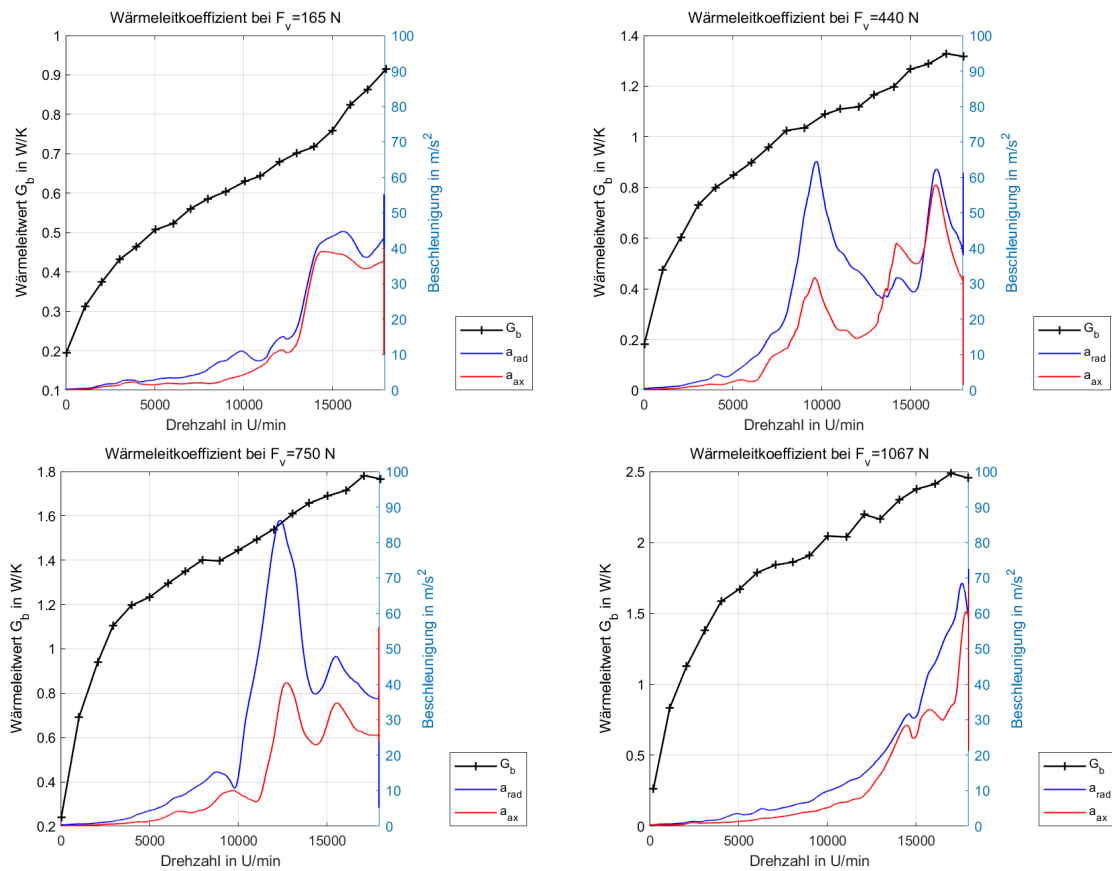


Abbildung 6.18: Vergleich der Wärmeleit- und Beschleunigungsverläufe

höheren Drehzahlniveau verschoben haben bzw. die Resonanzstellen bei niedrigen Drehzahlen verschwunden sind.

Mögliche Ursachen für die Verschiebung:

- Höhere Steifigkeit der Lagerung
- Geringere Dämpfung
- Veränderter Prüfstands Aufbau (z.B. steifere Anbindung)
- Unwucht der Welle
- Überlagerte Schwingung von anderen Baugruppen (z.B. Heizung)
- unterschiedliche Messbedingungen

Da die Vibrationen und gemessenen Beschleunigungen mit zunehmender Drehzahl stark zunehmen, wurde eine Unwucht der Prüfwelle als Ursache vermutet. Durch diese Unwucht könnten potentielle Schwingungseinflüsse auf die Wärmeleitfähigkeit des Lagers überlagert werden. Um diese Einflüsse zu minimieren wurde die Prüfwelle daher ausgewuchtet. (siehe Kapitel: 6.2.2.3).

6.2.2.3 Statisches Auswuchten

Messaufbau

Der Messaufbau ist dem bei der Bestimmung der Beschleunigungen aus Kapitel 6.2.2 sehr ähnlich. Die Messung erfolgt hier allerdings nur in radialer Richtung in der Auswuchtebene am Prüflager. Der Reflektorpunkt des optischen Drehzahlsensors wird als Referenzpunkt zur Bestimmung der Winkellage der Unwucht genutzt. Es müssen daher auch die Impulse beim Detektieren des Reflektors aufgezeichnet werden.

Durch Bestimmung der Unwuchtvektoren kann theoretisch in zwei Messvorgängen Winkellage und Masse der anzubringenden Wuchtmasse am Rotor ermittelt werden. Aufgrund der beschränkten Anbringungsmöglichkeiten und der eingeschränkten Auswahl an Wuchtmassen, ist ein Auswuchten der Welle in zwei Ebenen nicht möglich.

Tabelle 6.3: Meßeinstellungen beim Auswuchten:

Drehzahl:	11000 U/min
Meßdauer:	0.2 s
Meßrate:	4800 Hz
Filter:	Mittelwert

Der Drehzahlbereich wurde so gewählt, dass die aus der Unwucht entstehenden Beschleunigungen deutlich messbar sind, jedoch der Resonanzbereich vermieden wird.

Bei der gewählten Meßdauer werden 36 ganze Umdrehungen der Welle aufgezeichnet. Aus dem Beschleunigungsdiagramm läßt sich anhand der Impulse des Drehzahlsensors, Lage und Betrag des ursprünglichen Unwuchtvektors \vec{V}_0 bestimmen.

In einer weiteren Messung kann durch Anbringen einer definierten Testmasse an beliebiger Position der resultierende Unwuchtvektor \vec{V}_{res} aus der Testmasse und der ursprünglichen Unwucht ermittelt werden.

$$\vec{V}_0 = |V_0| \cdot \begin{pmatrix} \cos \phi \\ -\sin \phi \end{pmatrix} \quad \vec{V}_{res} = |V_{res}| \cdot \begin{pmatrix} \cos \psi \\ -\sin \psi \end{pmatrix} \quad (6.1)$$

Der Unwuchtvektor der Testmasse ergibt sich somit zu $\vec{V}_T = \vec{V}_{res} - \vec{V}_0$.

Da nun sowohl Lage als auch Masse des Testwuchtkörpers und auch der Unwuchtvektor \vec{V}_T bekannt sind, kann der finale Auswuchtkörper berechnet werden. Zur Bestimmung der benötigten Unwuchtmasse m_A wird angenommen, daß das Verhältnis der Unwuchtmasse zur Testmasse dem der Beträge der Unwuchtvektoren entspricht.

$$\frac{m_A}{m_T} = \frac{|\vec{V}_0|}{|\vec{V}_T|} \quad (6.2)$$

Der Winkel α , um den die Testmasse verdreht werden muss, ergibt sich aus:

$$\alpha = 180^\circ - (\beta + \gamma) \quad \text{mit} \quad \beta = \arccos \frac{\vec{V}_T \cdot \vec{V}_0}{|\vec{V}_T| \cdot |\vec{V}_0|} \quad ; \quad \gamma = \arccos \frac{\vec{V}_{res} \cdot \vec{V}_0}{|\vec{V}_{res}| \cdot |\vec{V}_0|} \quad (6.3)$$

Um den Auswuchtvorgang zu erleichtern wurde mit dem Programm MatLab ein Skript erstellt, das alle Unwuchtvektoren bestimmt und graphisch darstellt, sowie Masse und Position des Auswuchtkörpers ausgibt.

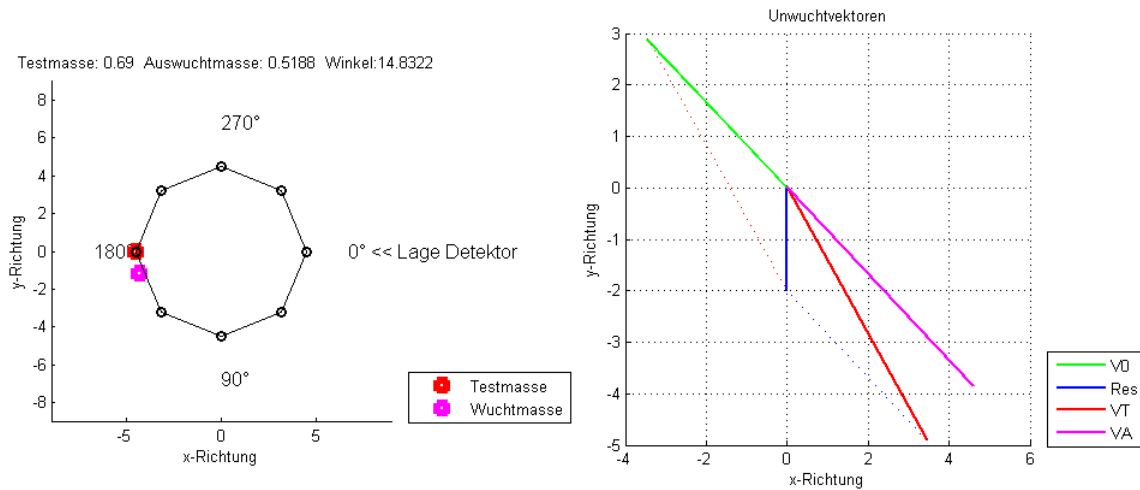


Abbildung 6.19: Unwuchtvektoren, Winkellage und Masse der Wuchtmasse

Wie in Abbildung 6.20 ersichtlich ist, konnten durch diese methodische Vorgehensweise die auftretenden Beschleunigungen vor allem in y-Richtung deutlich reduziert werden.

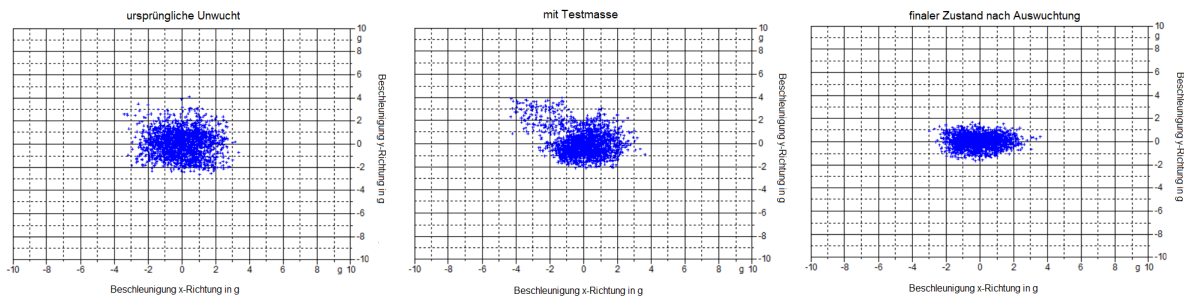


Abbildung 6.20: Ergebnisse vor und nach dem Auswuchten

Es verbleibt jedoch eine asymmetrische Verteilung, die nicht restlos beseitigt werden konnte. Es wird vermutet, dass die Koaxialität der beiden Lager vom Ideal abweicht und die Welle so gezwungen ist um eine Achse zu rotieren, die nicht die Hauptträgheitsachse ist. Das Deviationsmoment erzeugt eine dynamische Unwucht im System und führt zu größeren Lagermomenten. Aufgrund der baulichen Gegebenheiten im Prüfstand ist jedoch nur das Auswuchten in einer Ebene möglich.

6.2.2.4 Zusammenfassung der Versuchsreihe

In dieser Versuchsreihe wurde der Schwingungseinfluss auf das Wärmeübertragungsverhalten des Wälzlagers untersucht. Durch Messung der auftretenden Beschleunigungen wurden die Resonanzstellen des Systems bei unterschiedlichen Vorspannungen ermittelt. Es konnte jedoch weder durch erzwungene Anregung noch durch Verringerung der Unwucht des Systems ein Einfluss der Schwingungen wie in der Arbeit von Murauer festgestellt werden.

Die Prüfstandskonfiguration bei den in diesem Kapitel durchgeführten Messungen unterschied sich zur damaligen Konfiguration im Wesentlichen durch das verbaute Wälzlager mit einem unterschiedlichen Wälzkörperwerkstoff und den, im Kapitel: 5.2 beschriebenen, baulichen Veränderungen des Prüfstandes. Trotz dieser Unterschiede wären ähnliche Tendenzen in den Messergebnissen zu erwarten.

Es ist hier zu erwähnen, dass bei Murauer die Temperatur des Lageraußenringes T_A nicht direkt gemessen, sondern über lineare Interpolation der Stegtemperaturen $T_{1,1}$ und $T_{1,2}$ berechnet wurde. Der Fehler, der sich durch die Änderung der Querschnittsgeometrie ergibt ist jedoch gering und würde sich als Offset über den gesamten Verlauf bemerkbar machen.

Mögliche Ursachen für die Diskrepanz der Ergebnisse:

- Äußere Einflüsse bei den Messungen von Murauer

Der Prüfstand wurde in anderen Räumlichkeiten wieder aufgebaut. Es kann nicht beurteilt werden inwiefern sich äußere Einflüsse (z.B. Raumtemperatur) oder eine veränderte Montage (z.B. größere, geringere Dämpfung durch Unterlage) ausgewirkt haben.

- Messfehler (z.B. induzierte Spannungen in den Zuleitungen)
- Veränderte Messbedingungen
- Veränderte Prüfstandsbedingungen (z.B. Passung Lagersitz, Dichtung)

Es wurde bereits eine Undichtheit der Vakuumkammer festgestellt, es ist allerdings unklar ob diese bereits die Meßergebnisse bei Murauer beeinflusst hat. Es wäre vorstellbar, dass die Undichtigkeit durch die Vibrationen des Prüfstandes im Resonanzbereich zugenommen haben und die eindringende kühle Luft den Wärmeleitwert beeinflusst hat.

6.2.3 Variation Vorspannungssystem

Die in Kapitel 5.2.4 beschriebene Änderung des Vorspannungssystemes hatte auch eine Veränderung des Systemverhaltens des Prüfstandes zur Folge. Ferner ergaben sich konstruktionsbedingt neue Vorspannungswert, aufgrund einer etwas größeren Komprimierung der Federn. Untersucht wurden drei unterschiedliche Vorspannungen.

Tabelle 6.4: Meßeinstellungen Untersuchung Vorspannung:

Drehzahl:	0-18000	U/min
Vorspannungen:	190 ; 606 ; 1040	N
Fettmenge:	0,5	cm ³

Die Ergebnisse werden in diesem Kapitel dargestellt. Dabei wird wieder zwischen *geringer*, *mittlerer* und *hoher* Vorspannbelastung kategorisiert.

6.2.3.1 Ergebnisse bei geringer Vorspannung

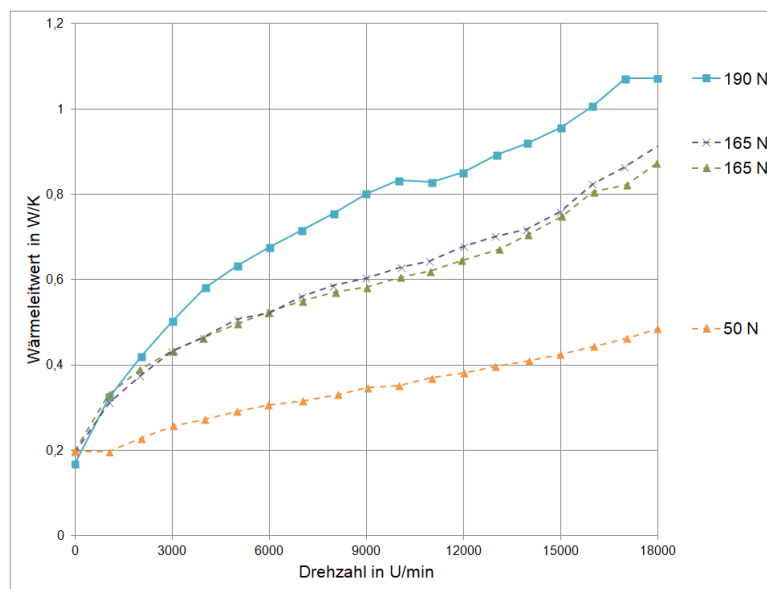
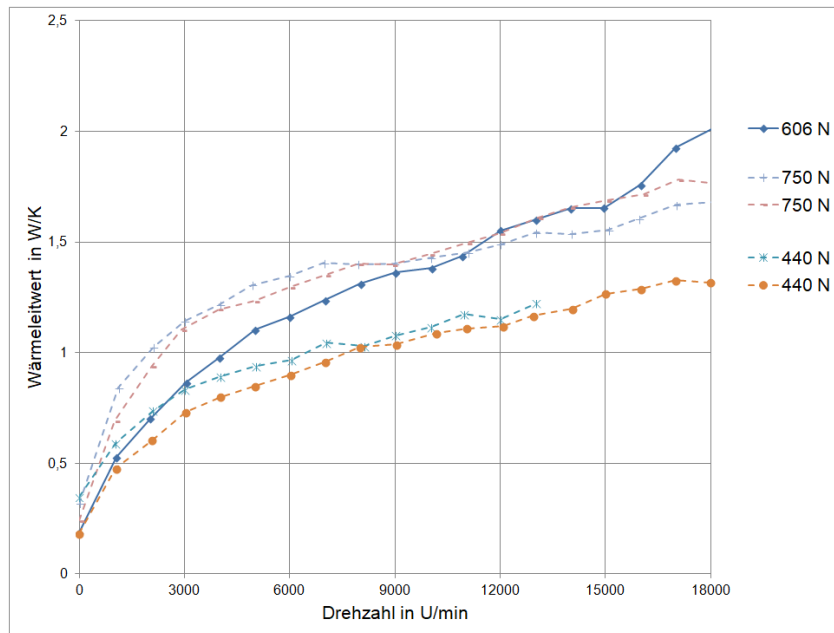


Abbildung 6.21: Wärmeleitwert bei $F_v = 190 \text{ N}$

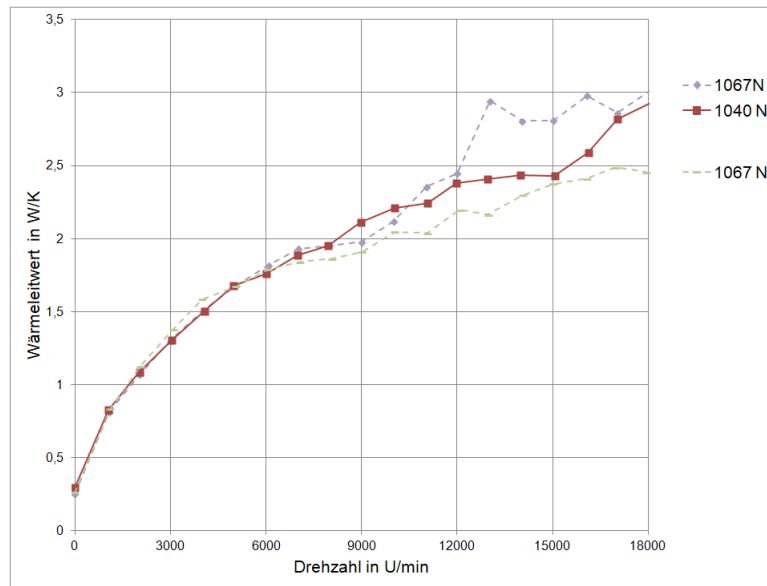
Hier wurde der Wärmeleitwert bei einer Vorspannkraft von $F_v = 190 \text{ N}$ untersucht. Zum Vergleich werden in Abbildung 6.21 auch die Ergebnisse der vorhergegangenen Messungen bei geringer axialer Belastung dargestellt (*strichliert*). Die Wärmeleitwerte liegen, aufgrund der höheren Vorspannung und dadurch größeren *Hertz'schen Kontaktfläche*, erwartungsgemäß höher. Auffällig ist der geringere statische Wärmeleitwert der deutlich unter denen bei geringerer Vorspannung liegt. Da hier kinematischen Effekte ausgeschlossen sind, wird vermutet dass die bereits im Kapitel 6.2.1.4 erwähnte hohe Streuung durch eine veränderte Fettverteilung oder andere äußere Größen Einfluss auf die Ergebnisse haben. Die erreichten Drücke unterscheiden sich in diesem Betriebspunkt lediglich um ca. 3 %.

6.2.3.2 Ergebnisse bei mittlerer Vorspannung

Abbildung 6.22: Wärmeleitwert bei $F_v = 606$ N

Bei dieser Messung ist wieder ein geringerer statische Wärmeleitwert im Vergleich zu den vorangegangenen Messungen mit dem ursprünglichen Vorspannungssystem erkennbar. Im unteren Drehzahlbereich fällt die Änderung des Wärmeleitwertes geringer aus, jedoch zeichnet sich der Verlauf durch eine stärkere Gesamtsteigung aus, sodass bei Höchstdrehzahl deutlich höhere Wärmeleitwerte erreicht werden. Während sich die ursprünglichen Verläufe asymptotisch einem Maximalwert nähern, ist dies bei der Messung mit $F_v = 606$ N nicht abzusehen.

6.2.3.3 Ergebnisse bei hoher Vorspannung

Abbildung 6.23: Wärmeleitwert bei $F_v = 1040N$

Das Ergebnis der Messung bei einer Vorspannkraft von $F_v = 1040 N$ deckt sich über einen weiten Drehzahlbereich mit den Messungen die mit dem ursprünglichen Vorspannungssystem durchgeführt wurden. Lediglich im hohen Drehzahlbereich divergieren die Werte etwas voneinander. Wiederum ist eine etwas größere Steigung des Verlaufs beobachtbar, zudem wurde ein geringfügiger Einbruch des Wärmeleitwertes bei einer Drehzahl von 15000 U/min gemessen. Die Maximalen Beschleunigungen wurde jedoch erst bei höheren Drehzahlen gemessen (siehe Kapitel :6.2.3.4). Die Ergebnisse liegen jedoch im Bereich der in Kapitel: 7 errechneten Messabweichungen.

6.2.3.4 Zusammenfassung der Versuchsreihe

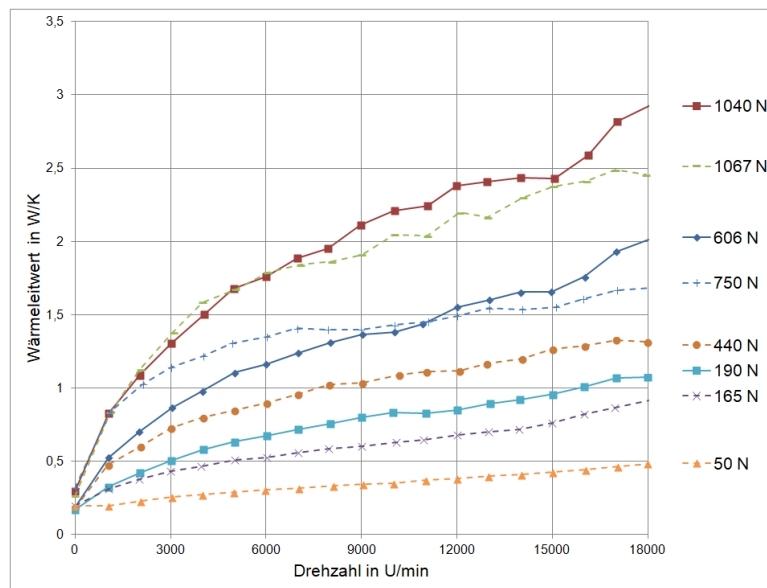


Abbildung 6.24: Vergleich Ergebnisse bei veränderten Vorspannungssystem

In dieser Versuchsreihe wurde die Veränderung des Vorspannungssystems und somit einer veränderten axialen Führung des Messflansches bzw. untern Lagersitzes untersucht. Die Ergebnisse weisen eine gute Übereinstimmung mit den vorangegangenen Messungen aus. Bei ähnlichen axialen Vorspannungen ergeben sich auch ähnliche Verläufe des Wärmeleitwertes. Bei allen Ergebnissen ist jedoch ein Anstieg der Wärmeleitwerte im hohen Drehzahlbereich. Die Ergebnisse der Beschleunigungsmessung in Abbildung: 6.25 zeigt wiederum keinen Schwingungseinfluss des Prüfstandes auf das Wärmeübertragungsverhalten der Lager. Die Beschleunigungsmaxima wurden vorallem bei niedrigen Vorspannungen in einen höheren Drehzahlbereich verschoben. Dies dürfte das Ergebnis der steiferen Anbindungen des Messflansches sein.

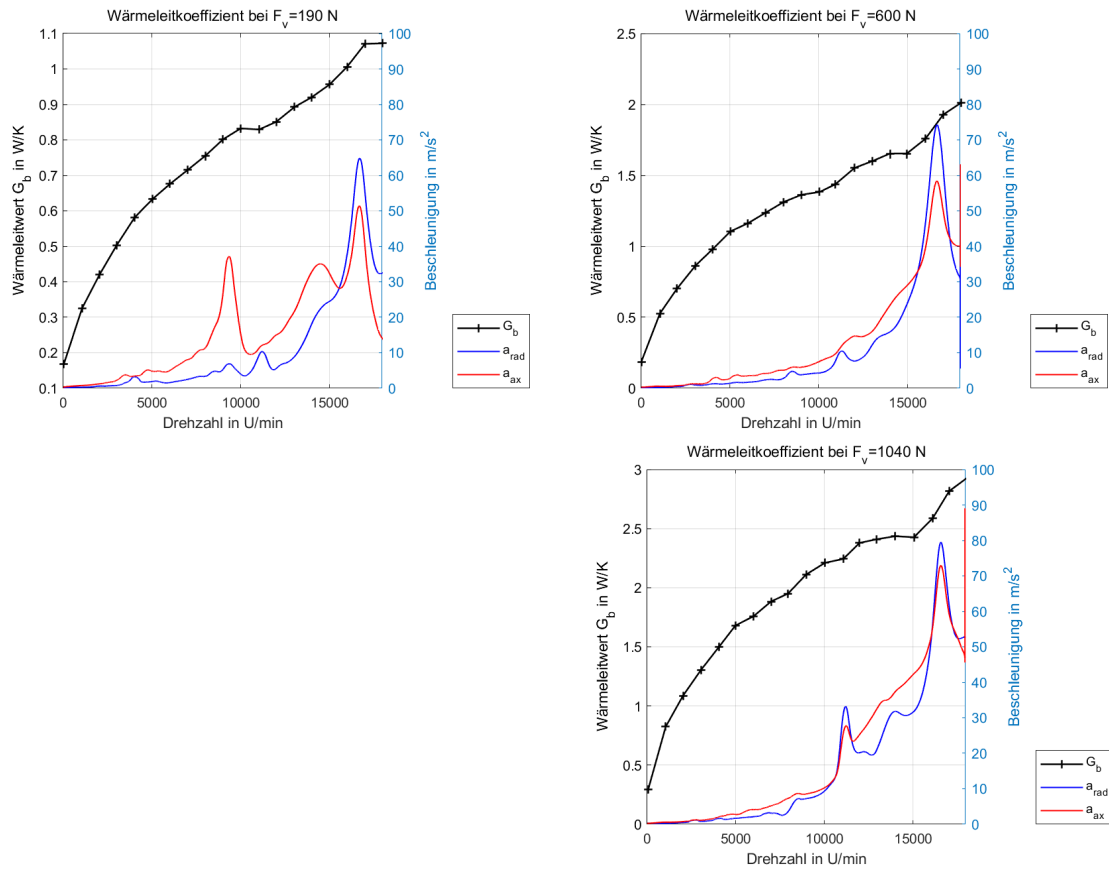


Abbildung 6.25: Wärmeleit- und Beschleunigungsverläufe bei unterschiedlichen Vorspannungen

6.2.4 Messung bei unterschiedlichen Fettmengen

Wie im Kapitel 6.1.2 beschrieben hat die Fettverteilung in der Einlaufphase nach dem Befüllen des Wälzlagers, großen Einfluss auf die maximalen Betriebstemperaturen des Lagers. Eine ungenügende Schmierung kann zum vorzeitigen Ausfall des Lagers führen, zu hohen Fettfüllmengen führen, vor allem bei hohen Drehzahlen zu hohen Betriebstemperaturen. Die Ermittlung der optimalen Fettmenge erfolgt anhand der lagerspezifischen Fettbezugsmenge G_{ref} und dem *Proportionalitätsfaktor* K (nach Abb. 6.27). Für eine Nenndrehzahl von 20000 U/min ergibt sich mit dem Drehzahlkennwert $A_{Kenn} = d_m * n$ nach der SKF-Berechnungsgrundlage eine Erstbefüllmenge von $0,5\text{ cm}^3$. Die Versuchsreihen der bisherigen Ergebnisse und auch die Messungen in der Arbeit von Murauer wurden bei dieser Fettmenge durchgeführt. In dieser Versuchsreihe sollte der Einfluss unterschiedlicher Fettmengen auf den Wärmeleitwert untersucht werden.

Tabelle 6.5: Untersuchte Fettmengen

Fettmenge			Vorspannung	
A	0.4	cm^3	190; 606	N
B	1.0	cm^3	190; 606; 1040	N

6.2.4.1 Ergebnisse bei geringem Füllungsgrad

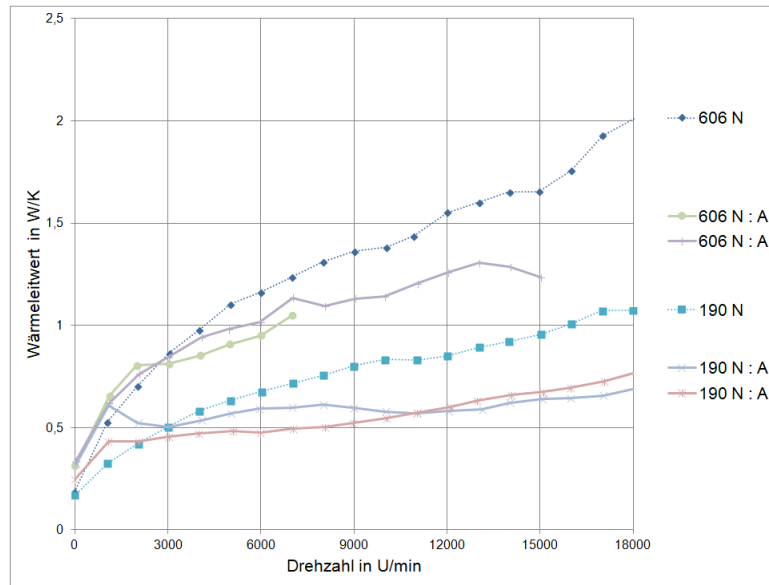


Abbildung 6.26: Wärmeleitwert bei geringer und empfohlener Fettmenge

Diese Messungen wurden bei Mindermengenschmierung durchgeführt. Die minimale Erstbefüllmenge ergibt sich nach Abbildung:6.27. Mit steigendem Drehzahlkennwert nähert sich die Kurve für den *Berechnungsfaktor* K asymptotisch dem Wert $K = 0,3$. Damit ergibt sich Fettmenge A: $0,4 cm^3$. Dies entspricht einem Drehzahlbereich $n \geq 27450 U/min$.

Hier wurden die beiden axialen Vorspannung $F_v = 190N$ und $F_v = 606 N$ untersucht.

Die zweite Messreihe bei $F_v = 606 N$ konnte nicht zu Ende geführt werden, da sich im Lager in den höheren Drehzahlbereichen keine Beharrungstemperaturen mehr einstellte.

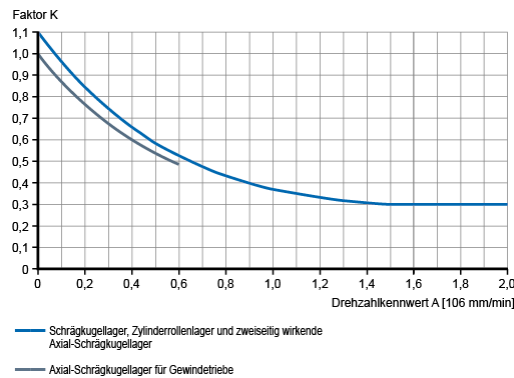


Abbildung 6.27: Berechnungsfaktor K nach SKF [7]

Bei beiden Vorspannungen zeigen die Messungen eine relativ gute Übereinstimmung untereinander, weichen jedoch im höheren Drehzahlbereich deutlich von den Ergebnissen bei empfohlener Schmiermenge ab (*punktierte Linien*). Vor allem die Messreihe bei einer Vorspannkraft $F_v = 190 \text{ N}$ zeigt einen nahezu konstanten Wärmeleitwert über den gesamten Drehzahlbereich. Die Absolutwerte der beiden Messreihen unterscheiden sich im Schnitt um ca. 30 % von den zuvor durchgeführten Messungen, liegen aber bereits am Beginn der Messung deutlich höher. Hier könnten wieder äußere Faktoren Einfluss auf die Meßergebnisse haben (z.B. Raumtemperatur, Umgebungsdruck..)

Die Messungen bei der höheren Vorspannung $F_v = 606 \text{ N}$ verläuft im niedrigen Drehzahlbereich bis 7000 U/min zunächst in gute Übereinstimmung, mit den ursprünglichen Ergebnissen, flacht aber mit zunehmender Drehzahl ab.

Die Ergebnisse lassen sich nicht durch den reinen Wegfall von konvektiven Einflüssen des Schmiermittels erklären. Es bleibt zu Untersuchen ob Änderungen im Schmiermittel selbst z.B. Veränderung der Viskosität bei höheren Temperaturen, diese Effekte verursachen.

6.2.4.2 Ergebnisse bei hohem Füllungsgrad

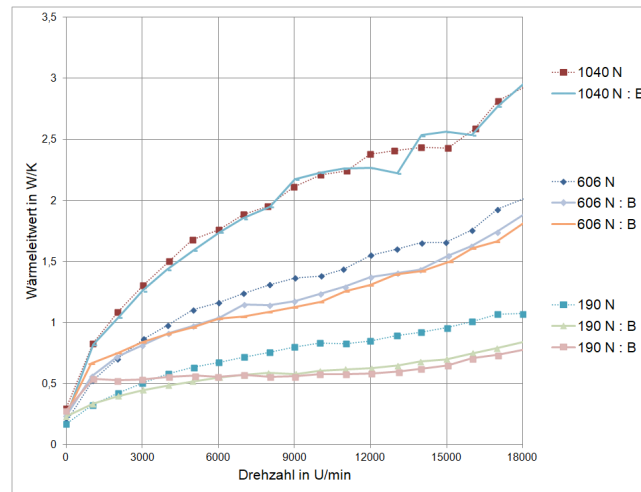


Abbildung 6.28: Wärmeleitwert bei hoher und normaler Fettmenge

Hier sollten die Auswirkungen einer für den Drehzahlbereich zu hohen Fettmenge untersucht werden. Das Wälzlager wurde mit einer Fettmenge B: 1 cm^3 befüllt. Nach SKF entspricht dies einer optimalen Fettmenge bei einer Nenndrehzahl von 6800 U/min .

Auch bei dieser Messreihe wurde vor den ersten Prüfläufen ein Fettverteilungslauf, wie er in 6.1.2 beschrieben ist, durchgeführt. Dabei wurden vergleichsweise hohe Lagertemperaturen von $T \geq 95 \text{ }^\circ\text{C}$ beobachtet.

Um die Ergebnisse vergleichen zu können wurden Messungen bei denselben drei Vorspannwerten wie zuvor durchgeführt, wobei die Messreihen mit 190 N und 606 N jeweils einmal wiederholt wurden.

Überraschend ist, dass die Verläufe bei niedriger und mittlerer Vorspannung denen bei der Messung mit geringer Fettmenge sehr ähnlich sind. Vor allem bei $F_v = 190 \text{ N}$ ist der konstante Verlauf über weite Drehzahlbereiche auffällig.

6.2.5 Zusammenfassung aller Ergebnisse

Es wurde die thermischen Eigenschaften des Hybridlagers Typ *SKF 71908 CEGA/HCP4A* unter verschiedenen Prüfbedingungen untersucht. Dabei wurden einige der in Kapitel 3 beschriebenen Einflussfaktoren variiert.

Aufgrund der Ergebnisse von Murauer galt das Hauptaugenmerk dabei der Untersuchung des Schwingungseinflusses des Prüfstandes auf den Wärmeleitwert des Wälzlagers.

Die Versuchsreihen weisen untereinander eine gute Reproduzierbarkeit auf, lediglich eine Messung bei einer Vorspannung von $F_v = 1067 \text{ N}$ zeigt im hohen Drehzahlbereich stark divergierende Ergebnisse. Diese liegen jedoch im Bereich der Messgenauigkeitsabschätzung aus Kapitel: 7.

Die Ergebnisse aus der Messung bei verändertem Vorspannungssystem korrelieren mit den vorgegangenen Messreihen, weisen aber im hohen Drehzahlbereich eine größere Steigung auf. Dies dürfte eine Folge des veränderten Aufbau und der nun etwas steiferen Anbindung der Lagerung an das Gehäuse sein.

Die Fettfüllmenge des Lagers zeigt kaum Einflüsse auf den Wärmeleitwert, sowohl bei *geringer* als auch bei *hoher* Fettfüllmenge. Diese Ergebnisse überraschen, da zu erwarten wäre, dass eine höhere Fettmenge auch eine Zunahme der konvektiven Wärmeübertragung im Wälzlager zur Folge hat. Murauer sagt in seiner Arbeit ähnliche Ergebnisse vorher:

"Es zeigt sich, dass das theoretische Modell eine deutliche Verringerung des Wärmeleitwertes, bei Verwendung von Hybridlagern, vorhersagt. Kann diese Abnahme durch Versuche bestätigt werden, so ist der Einfluss des Schmiermittels für den Wärmetransport als gering zu erachten."(Murauer [13])

Die Streuung der Messwerte bei diesen Messungen war geringer als bei den Messreihen zuvor (Abbildung: 6.29)

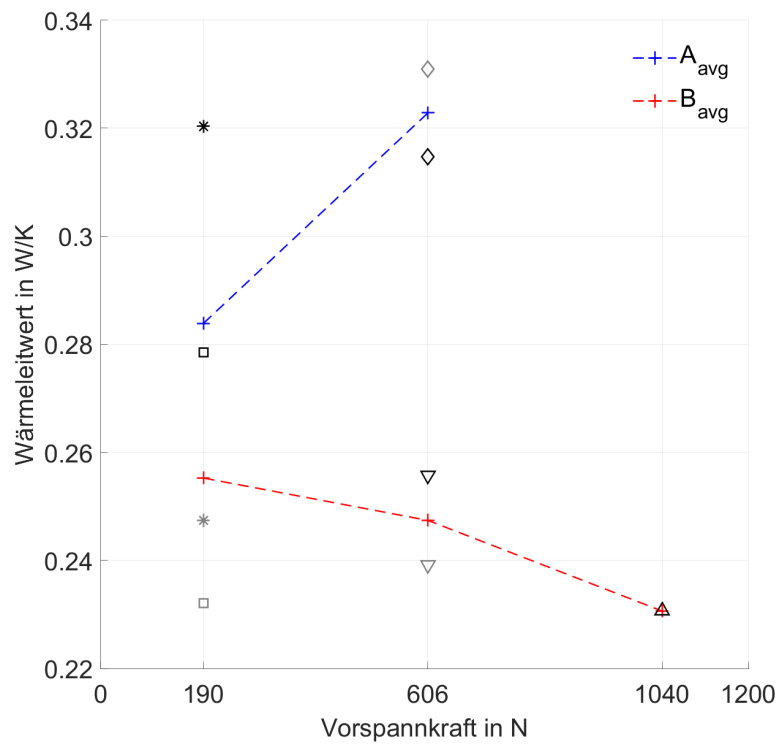


Abbildung 6.29: Statische Wärmeleitwerte bei unterschiedlichen Fettmengen.

Weitere Untersuchungen des Schmiereinflusses könnten hier zusätzliche Erkenntnisse bringen (siehe Kapitel: 8.2), nach den Ergebnissen der in dieser Arbeit durchgeführten Messungen scheint der Einfluss der Schmierung allerdings gering zu sein.

6.3 Messungen Wälzlager 71908 CD P4A

Für eine Untersuchung des Werkstoffeinflusses wurden Messungen mit dem Wälzlager *SKF 71908 CD P4A* mit Stahlwälzkörpern durchgeführt. Die in Kapitel 3.1.1 aufgelisteten Werkstoffeigenschaften lassen einen wesentlich größeren Wärmetransport durch das Wälzlager erwarten. Drei Gründe sind dafür hauptverantwortlich:

- o Die Wärmeleitfähigkeit des für die Wälzkörper verwendeten Chromstahls ($100Cr_6$) ist größer als die des in den Hybridlagern verwendeten Keramikwerkstoffes (Si_3N_4)
- o Die (*Hertz'sche*) Kontaktfläche zwischen Wälzkörper und Laufbahn des Lagerrings ist bei Hybridlagern, aufgrund des höheren E-Moduls des Keramikwerkstoffes geringer. Dadurch steigt der thermische Widerstand und die Reibungsmomente sinken.
- o Keramikwälzkörper sind bei gleicher Größe aufgrund der geringeren Dichte leichter als Stahlwälzkörper. Fliehkräfte und Reibung am Außenring werden reduziert. Damit sinkt auch die in dieser Arbeit eingeführte Reibverhältniszahl ξ (siehe Kapitel: 2.2.3.1) und der Wärmeleitwert.

Tabelle 6.6: Prüfparameter und Einstellungen:

Wälzlager mit Stahlwälzkörper	<i>SKF 71908 CD P4A</i>	
Drehzahlbereich:	0 bis 18000 <i>1000 U/min Schritte</i>	U/min
Vorspannkraft F_v :	190; 606	N
Fettfüllmengen:	0,5	cm^3

Mit diesem Wälzlager wurden Messungen bei *geringer* ($F_v = 190\text{ N}$) und *mittlerer* ($F_v = 606\text{ N}$) axialer Belastung, bei einer Fettfüllmenge von $0,5\text{ cm}^3$ durchgeführt. Auch hier wurde wieder ein Intervalleinlauf nach der SKF-Empfehlung durchgeführt. Die Ergebnisse werden mit den vorangegangenen Messungen des Hybridlagers verglichen und nachfolgend dargestellt.

6.3.1 Ergebnisse bei niedriger Belastung

Bei einer Vorspannung von $F_v = 190\text{ N}$ wurden zwei Prüfläufe an aufeinanderfolgenden Tagen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen erwartungsgemäß deutliche höhere Wärmeleitwerte des Wälzlagers als die der vorangegangenen Messungen mit Hybridlagern (Abbildung: 6.30 *strichliert*). Der Mittelwert der beiden Messungen mit Stahlwälzkörpern ist mit $G_{b_{avg}} = 1,52\text{ W/K}$ bzw. $G_{b_{avg}} = 1,47\text{ W/K}$ circa doppelt so hoch. (Si_3N_4 : $G_{b_{avg}} = 0,74\text{ W/K}$).

Die beiden Messungen weisen eine gute Reproduzierbarkeit mit einem mittleren Unterschied von

ca. 7 % auf. In den höheren Drehzahlbereichen ergeben sich aufgrund der größeren Messgenauigkeit wie zuvor größere Abweichungen. Der statische Wärmeleitwert der zweiten Messung ist um ca. 14 % geringer als bei der ersten Messung.

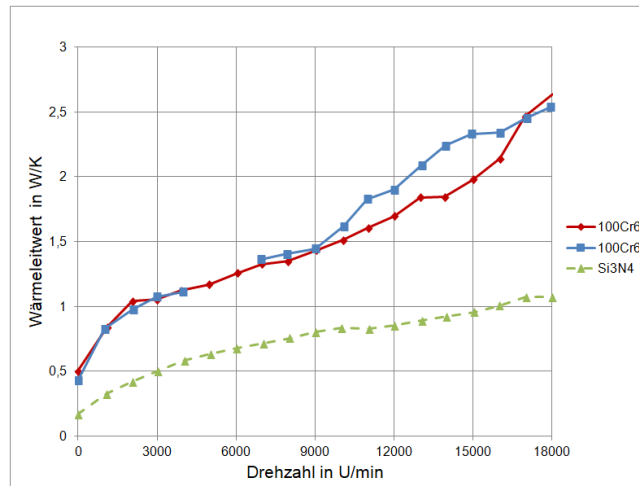


Abbildung 6.30: Wärmeleitwert bei $F_v = 190N$ und Stahlwälzkörpern

6.3.2 Ergebnisse bei mittlerer Belastung

Hier wurde der Wärmeleitwert bei einer Vorspannung von $F_v = 606 N$ gemessen. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Erhöhung gegenüber den Messungen mit Keramikwälzkörpern und auch den mit *geringer* axialer Belastung durchgeführten Messungen auf.

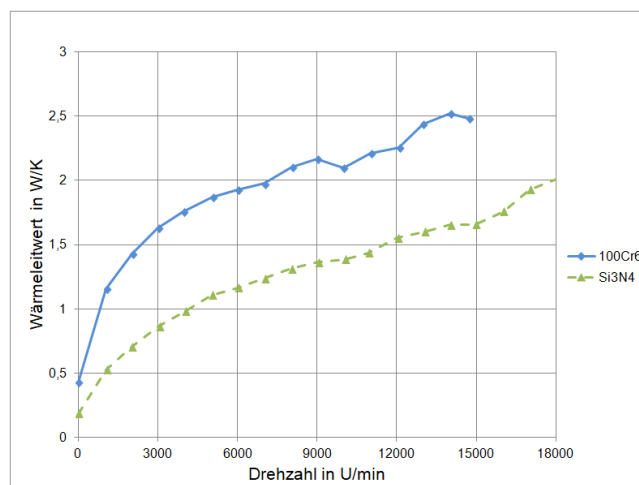


Abbildung 6.31: Wärmeleitwert bei $F_v = 606N$ und Stahlwälzkörpern

Um ähnliche Wärmeleitwerte mit Hybridwälzlagern zu erhalten, müsste die Vorspannung auf

ca. 1 kN erhöht werden.

6.4 Zusammenfassung

Die Messungen mit dem Wälzlager *71908 CD P4A* folgen den erwarteten Trends. Der Wärmeleitwert liegt deutlich über den gemessenen Werten des Hybridlagers *71908 CEGA /HCP4A*. In der Arbeit von Murauer wurde der analytische Wärmeleitwert bei einer Vorspannung von $F_v = 420\text{ N}$ für die Wälzkörperwerkstoffe *100Cr6* und *Si₃N₄* nach dem Modell von Bejan berechnet. Der in dieser Arbeit gemessene Wärmeleitwert liegt etwas niedriger als der analytisch berechnete (Abbildung: 6.32). Das analytische Modell berücksichtigt jedoch nicht die Wärmewiderstände der Wälzlagerringe.

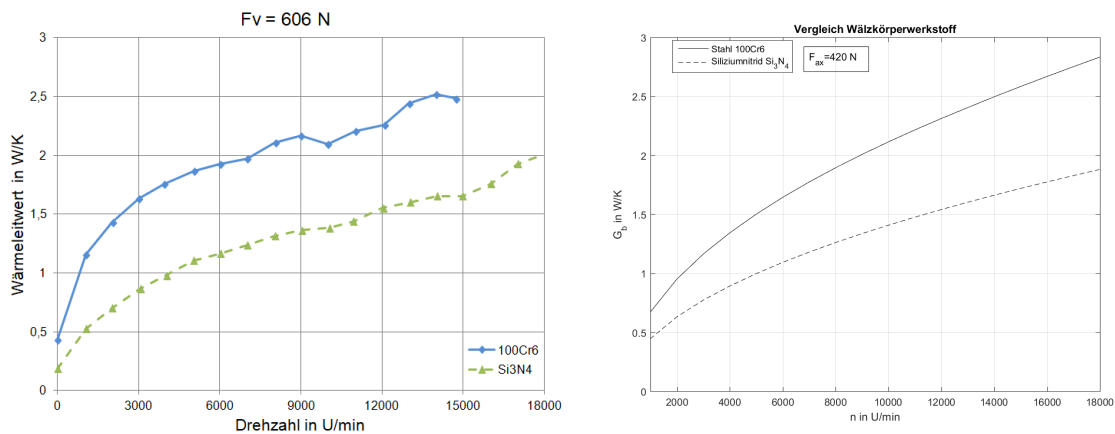


Abbildung 6.32: Vergleich gemessener (*links*) zu analytisch berechneten Wärmeleitwert [13]

Um genauere Aussagen über das Wärmeübertragungsverhalten von Stahlwälzkörper treffen zu können, müssten hier noch weitere Versuchsreihen durchgeführt werden, siehe 8.2.

7 Messgenauigkeit und Sensitivitätsanalyse

7.1 Fehlerabschätzung

Bei jeder Messung einer physikalischen Größe tritt eine gewisse Abweichung zwischen gemessenen und tatsächlichen ("*wahren*") Wert auf. In diesem Kapitel soll eine Abschätzung dieser Messabweichungen und ihr Einfluss auf das Endergebnis erfolgen.

Dies ist besonders bedeutsam da der Wärmeleitwert nicht direkt gemessen wird, sondern aus mehreren fehlerbehafteten Messungen von Einzelgrößen abgeleitet wird. Es kommt daher zu einer Fehlerfortpflanzung der einzelnen Messabweichungen.

Um die Messgenauigkeit des Endergebnisses ermitteln zu können, müssen die Messunsicherheiten der einzelnen Messgrößen bekannt sein oder abgeschätzt werden. Im konkreten Fall wurden die Messunsicherheiten der Temperatursensoren und Abweichungen aus einer ungenauen Sensorpositionierung betrachtet. Unberücksichtigt bleiben die Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeiten der Welle und des Messflansches von der Temperatur und Unsicherheiten die sich aus Fertigungstoleranzen ergeben.

Die Widerstandsänderung der Zuleitungen der Temperatursensoren wird durch die Nutzung der in Kapitel: 5.1.1 beschriebenen Dreileiter-Messtechnik vom Messdatenerfassungssystem automatisch kompensiert. Die Messgenauigkeiten der Temperatursensoren wurden den Herstellerangaben entnommen. Bei Abstandsmessungen wird üblicherweise der ganze oder der halbe Wert einer Skaleneinheit als Richtwert angenommen. Alle Messgenauigkeiten sind in Tabelle 7.1 aufgelistet.

Tabelle 7.1: Messgenauigkeiten nach Herstellerangaben:

Bezeichnung	Bezug	Messgenauigkeit
Pyrometer: (Optric CT LT)	$T < 100^{\circ}C$	$\pm 1^{\circ}C$
Pt100: (Klasse A)	$T = 0^{\circ}C$	$+0.15^{\circ}C$
	$T = +100^{\circ}C$	$+0.35^{\circ}C$
Sensorpositionierung:		0.5 mm

7.2 Gauss'sche Fehlerfortpflanzung

Die Formel zur Berechnung des Wärmeleitwertes wurde in Kapitel 2.2.3 hergeleitet:

$$G_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{T_E - T_A} \quad (7.1)$$

Die Berechnung des gesuchten Fehlers erfolgt mittels Taylorreihenentwicklung die nach dem linearen Glied abgebrochen wird, da angenommen wird, dass der Fehler klein gegenüber den Messwerten ist und Ableitungen von höheren Gliedern vernachlässigbar sind.

$$\Delta G_{b_{max}} = \left| \frac{\partial G_b}{\partial \dot{Q}_{in}} \right| \Delta \dot{Q}_{in} + \left| \frac{\partial G_b}{\partial \dot{Q}_{out}} \right| \Delta \dot{Q}_{out} + \left| \frac{\partial G_b}{\partial T_E} \right| \Delta T_E + \left| \frac{\partial G_b}{\partial T_A} \right| \Delta T_A \quad (7.2)$$

Mit den partiellen Ableitung der Gleichung (7.1):

$$\frac{\partial G_b}{\partial \dot{Q}_{in}} = \frac{\partial G_b}{\partial \dot{Q}_{out}} = \frac{1}{2(T_E - T_A)}$$

$$\frac{\partial G_b}{\partial T_E} = \frac{\partial G_b}{\partial T_A} = \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{2(T_E - T_A)^2}$$

Durch Einsetzen der partiellen Ableitungen in Gleichung 7.2 ergibt sich die Maximalabweichung des Wärmeleitwertes somit zu:

$$\Delta G_{b_{max}} = \left| \frac{1}{2(T_E - T_A)} \right| (\Delta \dot{Q}_{in} + \Delta \dot{Q}_{out}) + \left| \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{2(T_E - T_A)^2} \right| (\Delta T_E + \Delta T_A) \quad (7.3)$$

Bzw. mit Gleichung (7.1):

$$\Delta G_{b_{max}} = \underbrace{\left| \frac{1}{2(T_E - T_A)} \right|}_{*} (\Delta \dot{Q}_{in} + \Delta \dot{Q}_{out}) + \underbrace{\left| \frac{G_b}{(T_E - T_A)} \right|}_{**} (\Delta T_E + \Delta T_A) \quad (7.4)$$

Man erkennt an Gl.(7.4), das die Koeffizienten (* und **) vom Reziprokwert der Temperaturdifferenz ($T_E - T_A$) am Lageraußen- und innenring abhängig sind.

Bei einer, wie in Abbildung 5.1, vorgegebenen Wärmestromrichtung sind die Temperaturen im Prüfstand durch die Temperaturniveaus der zu- und abgeführten Wärmeströme beschränkt.

Die Temperaturen stellen sich innerhalb dieser oberen und unteren Grenze ein. Da sowohl die Heiztemperatur (*geregelt*), als auch das Temperaturniveau der Kühlung (*annähernd*) konstant

ist, wird die Differenz ($T_E - T_A$) im Lager mit zunehmender Reibung immer kleiner.

Der relative Messfehler $\frac{\Delta Gb}{Gb}$ ergibt sich mit Gl.(7.4):

$$\frac{\Delta Gb}{Gb} = \frac{\Delta Q_{in} + \Delta Q_{out}}{Q_{in} + Q_{out}} + \frac{\Delta T_E + \Delta T_A}{T_E - T_A} \quad (7.5)$$

Messabweichung des eintretenden Wärmestromes

Da auch die Wärmeströme \dot{Q}_{in} und \dot{Q}_{out} über fehlerbehaftete Messgrößen berechnet werden, wird auch hier die Maximalabweichung über den Ansatz der Gauss'schen Fehlerfortpflanzung ermittelt. Der zugeführte Wärmeströme \dot{Q}_{in} wird nach Gl. (5.2) berechnet mit:

$$\dot{Q}_{in} = \frac{\lambda_W A_W}{L_W} \cdot (T_{W1} - T_{W2}) \quad (7.6)$$

Es ergibt sich somit eine Maximalabweichung zu:

$$\Delta \dot{Q}_{in} = \left| \frac{\partial \dot{Q}_{in}}{\partial L_W} \right| \Delta L_W + \left| \frac{\partial \dot{Q}_{in}}{\partial T_{W1}} \right| \Delta T_{W1} + \left| \frac{\partial \dot{Q}_{in}}{\partial T_{W2}} \right| \Delta T_{W2} \quad (7.7)$$

Die partiellen Ableitungen der Gleichung: (7.6) sind:

$$\frac{\partial \dot{Q}_{in}}{\partial L_W} = \frac{-\lambda_W A_W}{L_W^2} (T_{W1} - T_{W2})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{in}}{\partial T_{W1}} = -\frac{\partial \dot{Q}_{in}}{\partial T_{W2}} = \frac{\lambda_W A_W}{L_W}$$

Durch Einsetzen dieser partiellen Ableitungen in Gleichung 7.7 lässt sich die Maximalabweichung des zugeführten Wärmestromes $\Delta \dot{Q}_{in}$ ermitteln:

$$\Delta \dot{Q}_{in} = \left| \frac{-\lambda_W A_W}{L_W^2} (T_{W1} - T_{W2}) \right| \Delta L_W + \left| \frac{\lambda_W A_W}{L_W} \right| \Delta T_{W1} + \left| \frac{-\lambda_W A_W}{L_W} \right| \Delta T_{W2} \quad (7.8)$$

Messabweichung des austretenden Wärmestromes

Der gesamte abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{out} ergibt sich aus der Summe der jeweils an den drei Speichen des Messflansches gemessenen Wärmeströme \dot{Q}_{out_i} (siehe Kapitel: 5).

$$\dot{Q}_{out} = \sum_{i=1}^3 \dot{Q}_{out_i} \quad \text{mit} \quad \dot{Q}_{out_i} = \frac{\lambda_S A_S}{L_S} \cdot (T_{i.1} - T_{i.2}) \quad (7.9)$$

Entsprechend summieren sich auch die Messabweichung $\Delta \dot{Q}_{out_i}$ jeder Speiche.

Die Ermittlung der Maximalabweichung pro Speiche erfolgt in analoger Weise zu $\Delta \dot{Q}_{in}$:

$$\Delta\dot{Q}_{out_i} = \left| \frac{-\lambda_S A_S}{L_S^2} (T_{i.1} - T_{i.2}) \right| \Delta L_S + \left| \frac{\lambda_S A_S}{L_S} \right| \Delta T_{i.1} + \left| \frac{-\lambda_S A_S}{L_S} \right| \Delta T_{i.2} \quad (7.10)$$

Interpretation der Ergebnisse:

Die Abweichung durch eine nicht exakte Sensorpositionierung (ΔL) stellt eine systematische Messabweichung dar, die sich bei allen Messreihen gleich auswirkt.

Bleibt ΔL unberücksichtigt, gibt es keine temperaturabhängigen Koeffizienten in den Gleichungen Gl.(7.8) und Gl.(7.10). Die Messunsicherheit der Temperatursensoren sind im gemessenen Temperaturbereich konstant, daher folgt das $\Delta\dot{Q}_{in}$ und $\Delta\dot{Q}_{out}$ von der Temperatur unabhängig sind. Wie bereits festgestellt wurde, nehmen die Koeffizienten (* und **) in Gl.(7.4) mit steigender Drehzahl zu. Da die Messabweichungen ($\Delta\dot{Q}_{in}$, $\Delta\dot{Q}_{out}$, ΔT_E , ΔT_A) im Messbereich konstante Werte annehmen, folgt daraus eine Zunahme der absoluten Messabweichung des Wärmeleitwertes ΔG_b mit steigender Drehzahl. Die Abweichungen werden außerdem mit zunehmender axialer Belastung größer, siehe Abbildung: 7.1.

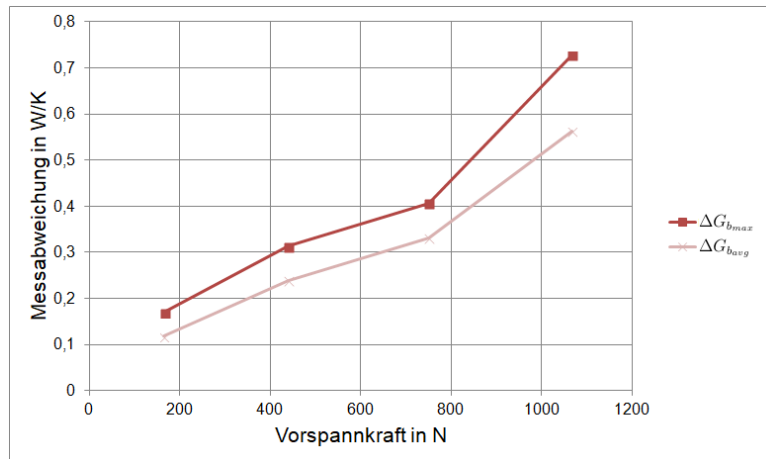


Abbildung 7.1: Absolute Messabweichungen in Abhängigkeit der Vorspannung

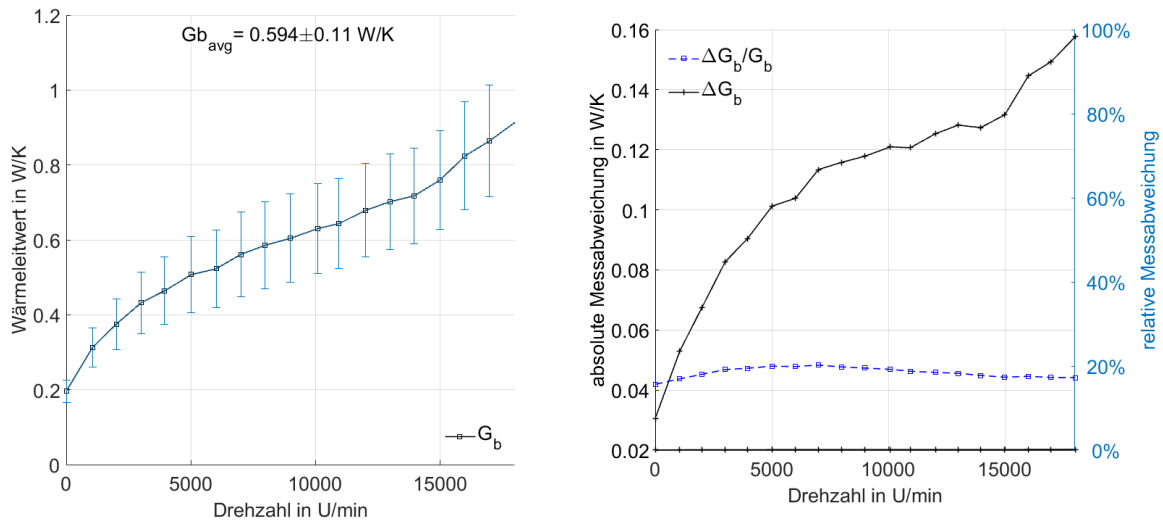


Abbildung 7.2: Wärmeleitwert mit Messabweichungen (*links*), Vergleich aboluter und relativer Messabweichung(*rechts*) bei $F_v = 165 \text{ N}$

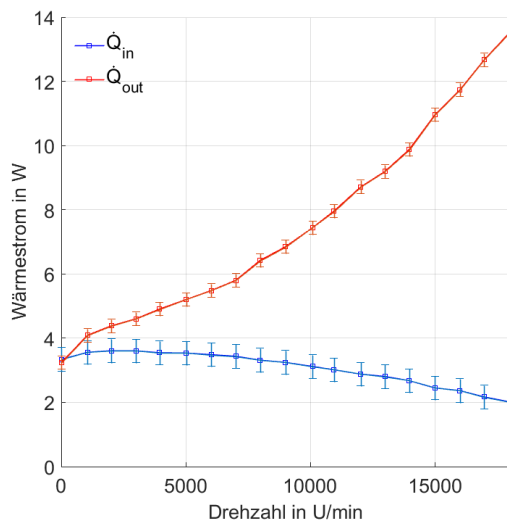


Abbildung 7.3: Messabweichungen der ein-und austretenden Wärmeströme bei $F_v=165 \text{ N}$

In Abbildungen 7.3 sind beispielhaft die Abweichungen bei einer axiale Vorspannung von $F_v = 165 \text{ N}$ dargestellt. Die Messung der Temperaturdifferenz ($T_E - T_A$) ist dabei besonders sensibel für die Genauigkeit der Meßergebnisse. Bei sehr kleinen Differenzen werden sowohl der Wärmeleitwert, als auch die Messabweichungen des Wärmeleitwertes sehr groß.

(im Grenzfall: $T_E - T_A = 0 \quad G_b, \Delta G_b \rightarrow \infty$)

Da die Messunsicherheit des Pyrometers T_E größer ist, als die des Pt_{100} Temperatursensors T_A ,

ist dieser Sensor besonders kritisch für die Messgenauigkeit.

Es wäre eventuell sinnvoll die Heizung nicht bei konstanter Eingangstemperatur, sondern bei einer konstanter Eingangsleistung zu betreiben, da sich dadurch die Temperaturdifferenz im Lager stetig vergrößern würde und die Messabweichungen kleiner werden (siehe Kapitel: 8.2).

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde der bereits vorhandene Prüfstand zur Bestimmung der Wärmewiderstandes bzw. Wärmeleitwertes von Wälzlager wieder aufgebaut, analysiert und systematische Fehler die den Prüfbetrieb oder die Ergebnisse beeinflussen beseitigt. Es wurden in mehreren Messreihen Wälzlager auf ihr thermisches Verhalten untersucht. Dabei wurden die Parameter axiale Belastung, Drehzahl, Fettmenge und Werkstoff variiert. Das Hybridlager vom Typ *SKF 71908 CEGA /HCP4A* und ein konventionelles Wälzlager mit Stahlwälzkörpern vom Typ *SKF 71908 CD P4A* wurden geprüft. Hauptinteresse galt dabei der Überprüfung eines in der vorangegangenen Arbeit festgestellten Schwingungseinfluss des Prüfstandes auf den Wärmeleitwert des Wälzlagers.

In Abbildung 8.2 sind die Ergebnisse aus den Messungen mit dem Hybridlager zusammengefasst dargestellt. Die ersten Messreihen konnten die Hypothese, dass Schwingungen Einfluss auf den Wärmetransport durch Wälzlager haben, auch bei gezielter Schwingungsanregung nicht bestätigen. In weiteren Messreihen wurden der Einfluss des Schmiermittels und einer veränderten Lagerführung untersucht.

Die Messungen mit unterschiedlichen Fettfüllmengen zeigen wenig Unterschiede bei den Wärmeleitwerten. Dies dürfte auf die geringe Schmierfilmdicke der Wälzkörper zurückzuführen sein. Die Messungen dazu werden in Abbildung 8.3 dargestellt.

Zusammenfassend können in dieser Arbeit folgende Einflüsse festgestellt werden:









Parameter	Einfluss <i>(bei Änderung)</i>	Parameter	Einfluss <i>(bei Änderung)</i>
Vorspannung	 <i>sehr hoch</i>	Schwingungen	 <i>äußerst gering</i>
Drehzahl	 <i>sehr hoch</i>	Messgenauigkeit	 <i>hoch</i>
Wälzkörper- Werkstoff	 <i>sehr hoch</i>	Lagergröße / Typ	 <i>unbestimmt</i>
Fettfüllmenge	 <i>gering</i>	Lagersitz	 <i>gering</i>
Fettverteilung	 <i>hoch</i>	sonstige	 <i>unbestimmt</i>

Abbildung 8.1: Qualitative Zusammenfassung der Einflüsse auf den Wärmeleitwert

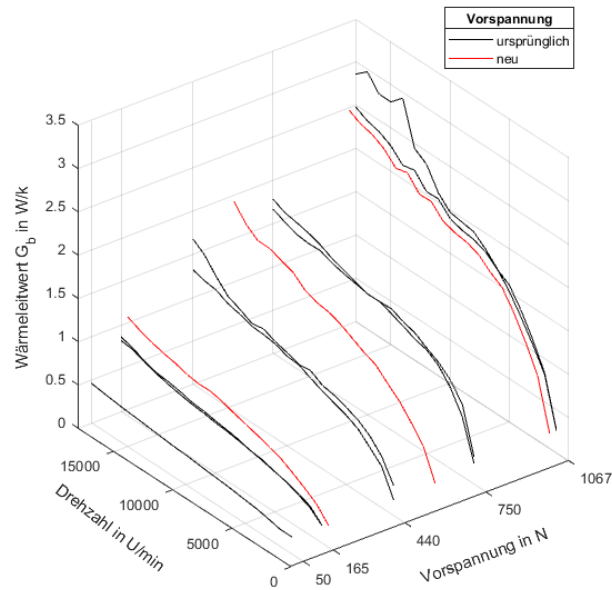


Abbildung 8.2: Zusammenfassung der Ergebnisse *SKF 71908 CEGA /HCP4A*

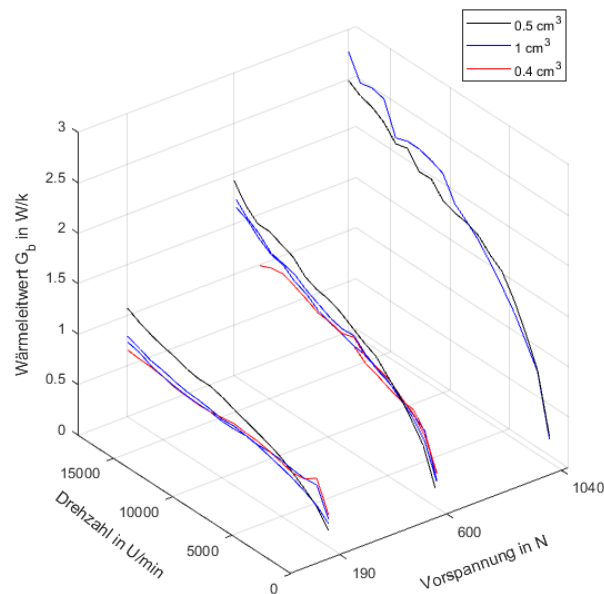


Abbildung 8.3: Ergebnisse bei unterschiedlichen Fettmengen

8.2 Ausblick

Untersuchung des statischen Wärmeleitwertes

Die Auswertung der statischen Wärmeleitmessung zeigt eine große Streuung der Ergebnisse. Sie lässt sich zum Teil aus der unterschiedlichen Fettverteilung nach Beendigung des Prüflaufes bzw. nach längerer Stillstandzeit erklären. Bisher wurde der statische Wärmeleitwert jeweils einmal vor dem Prüflauf gemessen. Hier könnten weitere Untersuchungen mit unterschiedlichen Vorspannungen zusätzliche Erkenntnisse liefern.

Der Umbau auf verschiedene Vorspannungsfedern gestaltet sich als umständlich. Der Prüfstand muss bei jedem Wechsel geöffnet, neu evakuiert und in einen thermisch eingeschwungenen Zustand gebracht werden. Zudem könnte der Lufteinlass die Fettverteilung im Lager verändern. Es wäre sinnvoll das Vorspannungssystem so abzuändern, dass kein Eingriff von außen zur Änderung der axialen Vorspannkraft mehr nötig ist.

Ein weiterer Nachteil des jetzigen Systems ist, dass ein geringer Anteil der Wärme auch über die Federn an das Gehäuse abgeführt wird und somit das Meßergebnis beeinflusst. Ein Angriffspunkt der Federn außerhalb der Meßstrecke z.B. am äußeren Ring des Meßflansches wäre hier günstiger

Verbesserung Messgenauigkeit

Die Induktionsheizung bei konstanter Eingangsleistung, statt wie bisher bei konstanter Eingangstemperatur zu betreiben, wäre eine einfach umzusetzende Änderung, die die Messgenauigkeit des Prüfstandes, vor allem bei hohen Drehzahlen verbessern könnte. Hier müsste allerdings für geeignete Schutzmaßnahmen gesorgt werden, damit die Temperaturen im Lager bzw. des Schmierfettes die Herstellvorgaben nicht überschreiten.

Ferner würden eventuell andere oder zusätzliche Messmethoden zur Messung der Temperaturen an den Lagerringen die Messgenauigkeit erhöhen.

Untersuchung des Einflusses des Lagersitzes

Zwar wurde der Temperaturgradient bzw. die Wärmeausdehnung im Trennspace zwischen Lagersitz und Außenring und eine damit verbundene Änderung des Wärmewiderstandes in dieser Arbeit untersucht, eine andere Gestaltung oder Materialkombination könnte trotzdem weitere Erkenntnisse liefern. Eine Lösung die das Auswechseln des Wälzlagers erleichtert (z.B. Klemmlösung), würde zudem die Untersuchung unterschiedlicher Lagertypen und anderer Parameter stark vereinfachen.

Weitere Untersuchung mit Stahlwälzkörpern

Die Prüfstandskonfiguration funktioniert zuverlässig und liefert reproduzierbare Meßergebnisse. Das Verhalten von Hybridwälzlagern wurde eingehend untersucht. Beim aktuell verbauten Wälzlager mit Stahlwälzkörpern wären für ein umfangreiches Bild allerdings noch weitere Messreihen bei höheren Belastungen nötig.

Untersuchungen zum Schmiermittel

Weitere Untersuchungen mit unterschiedlichen Schmierfetten und Mengen könnten die Ergeb-

nisse dieser Arbeit überprüfen. Es wäre zudem interessant ob und wie stark sich die Änderung der Viskosität des Grundöles bei höheren Temperaturen auf den Wärmeleitwert des Lagers auswirkt.

Eine Überprüfung wäre durch den Einsatz von Schmierfetten mit hohem Viskositätsindex des Grundöles möglich, da diese ihre Viskosität im gleichen Temperaturbereich weniger stark ändern.

Weitere interessante Themengebiete:

- Einfluss des Wälzlagerkäfigs
- Umgebungseinflüsse z.B. Kühlung
- Einfluss unter Radialbelastung
- Genauere Untersuchung der Temperaturverteilung im Lager
- Analytische Beschreibung der Vorgänge/ Simulation des Wärmeübertragungsverhaltens

Allgemeine Verbesserungsmöglichkeiten

Um eine statistisch relevante Anzahl von Ergebnissen zu generieren, sind generell alle Änderungen wünschenswert die entweder den Wechsel von Prüfstandskomponenten (z.B. Lager, Federn, Sensoren,..) erleichtern oder den autonomen Betrieb des Prüfstandes verbessern (z.B. automatische Messdatenaufzeichnung und Drehzahlerhöhung).

Äußere Einflüsse sollten dabei möglichst vermieden bzw. Einflussgrößen mit gemessen werden (z.B. Aufzeichnung des Unterdrucks, Raumtemperatur, Temperatur der Kühlflüssigkeit usw.)

Literaturverzeichnis

- [1] A.BEJAN: *Theory of Rolling Contact Heat Transfer*. Journal of Heat Transfer Vol.111, Pages 257-263, 1989
- [2] BAALMANN, K. : *Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagerungen*, Fakultät für Maschinenwesen der Universität Hannover, Diss., 1994
- [3] BALY, H. : *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*, Der Fakultät für Maschinenbau der Universität Hannover, Diss., 2005
- [4] BAÏRI, A. ; ALILAT, N. ; BAUZIN, J. ; LARAQI, N. : *Three-dimensional stationary thermal behavior of a bearing ball*. International Journal of Thermal Sciences Vol.43, Pages 561-568, 2004
- [5] FAG: *Schmierung von Wälzlagern*. FAG Kugelfischer Georg Schäfer AG, 2002,-Publ.-Nr.WL 81 115/4 DA
- [6] FAG: *Hybrid-Rillenkugellager Technische Informationen*. FAG Kugelfischer Georg Schäfer AG, 2003,TI Nr. WL 43-1210 D
- [7] GRUPPE, S. : *SKF Hauptkatalog*. SKF Gruppe, 2008
- [8] HAIDL, P. : *Entwicklung und Erprobung eines Versuchsstands zur thermischen Untersuchung von Wälzlagern unter besonderen Betriebsbedingungen*, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2014
- [9] ISERT, S. : *Heat Transfer Through a Rotating Ball Bearing at Low Angular Velocities*, Utah State University, Diplomarbeit, 2011
- [10] KOPEINIG, F. : *Konzeption eines geeigneten Messkonzeptes zur Bestimmung von Wärmeflüssen in rotierenden und ruhenden Komponenten*, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Bachelorarbeit, 2012
- [11] LANGEDER, A. : *Weiterentwicklung eines Prüfstandes zur Untersuchung der Wärmeübertragung von Wälzlagern*, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2015
- [12] MAREK, R. ; NITSCHKE, K. : *Praxis der Wärmeübertragung*. Carl Hanser Verlag GmbH und Co. KG, 2010. – ISBN 978-3-446-42666-5

- [13] MURAUER, T. : *Optimierung eines Prüfverfahrens zur Messung von Wärmeleitfähigkeiten von schnelldrehenden Wälzlagern im Vakuum*, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2016
- [14] NUSSELT, W. : *Das Grundgesetz des Wärmeübergangs*. 1915
- [15] RIEPAN, S. : *Betrachtung des Wärmedurchgangs von fettgeschmierten Wälzlagern unter für den Betrieb von Schwungrädern charakteristischen Bedingungen*, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Bachelorarbeit, 2012
- [16] SKF: *Wälzlager*. SKF Gruppe, 2014,PUB BU/P1 10000/2 DE
- [17] TAKEUCHI, Y. ; DICKEY, J. ; DEMSKY, S. ; LUE, K. ; KIRSCH, J. ; FRANTZ, P. : *A Methodology for Measuring Thermal Properties of Bearings in Motion*. The Aerospace Corporation
- [18] YOVANOVICH, M. : *Thermal Constriction Resistance Between Contacting Metallic Paraboloids: Application to Instrument Bearings*. AIAA Progress in Astronautics and Aeronautics, 1970, AIAA Paper No. 70-857

Abbildungsverzeichnis

2.1	Strömungsszenario im Wälzlager nach Isert [9]	15
2.2	Spektrale Emission eines schwarzen, grauen und realen Strahlers [12]	16
2.3	Ersatzmodell Lagerring nach Baalman [2]	19
2.4	Übersicht der unterschiedlichen Wärmewiderstandsmodelle	22
2.5	Thermisches Modell des Wälzlagers nach Takeuchi [17]	23
2.6	Wärmeleitwert G_b bei unterschiedlichen Reibverhältniszahlen	25
2.7	Wärmeströme bei unterschiedlichen Reibverhältniszahlen	25
2.8	Vergleich mittels Reibverhältnisse	26
3.1	Übersicht Einflussfaktoren auf den Wärmeleitwert (<i>Foto</i> : [6])	27
3.2	Reibmomente aufgrund unterschiedlicher Berechnungsgrundlagen	32
3.3	Ermitteltes Reibmoment bei unterschiedlichen Vorspannungen und Drehzahlen	33
4.1	Ergebnisse Haidl [8]	34
4.2	Ergebnisse Langeder [11]	35
4.3	Korrelation des Wärmeleitwertes und der Beschleunigungen bei Murauer	36
4.4	Zusammenfassung der Ergebnisse von Murauer	36
5.1	Messkonzept zur Bestimmung des Wärmewiderstandes [13]	38
5.2	Prüfstand zur Messung des Wärmeleitwertes	40
5.3	Mechanischer Aufbau des Prüfstandes [13]	41
5.4	Dreileiteranschluss der Pt100 Sensoren	42
5.5	Schematische Übersicht der Prüfstandskomponenten und Peripheriegeräte	43
5.6	Temperaturverlauf des Kühlmittels vor und nach Umbau	44
5.7	Änderung des Kühlkonzeptes	45
5.8	ursprüngliches Konzept der Induktionsheizung	46
5.9	Schema Herstellung Induktionsspule	48
5.10	Zugkraftverlauf Spule	51
5.11	Vereinfachte Geometrie	51
5.12	Verändertes Design der Induktionsspule (<i>links</i>), im verbauten Zustand (<i>rechts</i>)	51
5.13	Position Temperatursensor Lageraußenring Murauer [13]	52
5.14	Schema der neue Sensorposition	53
5.15	Bearbeiteter Lagersitz zur Messung des Temperatursprungs in der Trennfuge	54
5.16	Übersicht der veränderten Sensorpositionen	55
5.17	Vorspannelement nach Langeder [11]	56
5.18	Ring für axiale Vorspannung	57

6.1	Einlaufverfahren nach SKF [7]	60
6.2	Schema der Sensorpositionen	61
6.3	Temperaturdifferenz am Lagersitz	61
6.4	Vergleich Abweichung Temperaturen $4_{1,2,3}$ vom Mittelwert	62
6.5	Lineare Interpolation der Temperaturen (Messsteg bis Lagerring)	62
6.6	Wärmeleitwert bei $F_v = 50$ N und $F_v = 165$ N	63
6.7	Wärmeleitwert bei $F_v = 440$ N und $F_v = 750$ N	64
6.8	Wärmeleitwert bei $F_v = 1067$ N	65
6.9	Vergleich der Wärmeleitwerte bei unterschiedlichen Belastungen	66
6.10	Statischer Wärmeleitwert bei verschiedenen Vorspannungen	67
6.11	Methoden zur Schwingungsanregung des Prüfstandes	68
6.12	Schema Adapter	69
6.13	Adapterscheibe Unwucht	69
6.14	Wärmeleitwert vor (<i>grün</i>), während (<i>braun</i>) der Schwingungsanregung	70
6.15	Wärmeleitwert unter Anregung bei unterschiedlichen Drehzahlen	71
6.16	Zeitlicher Verlauf des Wärmeleitwertes unter Schwingungsanregung	72
6.17	Beschleunigungsaufnehmer am Lagersitz	73
6.18	Vergleich der Wärmeleit- und Beschleunigungsverläufe	74
6.19	Unwuchtvektoren, Winkellage und Masse der Wuchtmasse	76
6.20	Ergebnisse vor und nach dem Auswuchten	76
6.21	Wärmeleitwert bei $F_v = 190$ N	78
6.22	Wärmeleitwert bei $F_v = 606$ N	79
6.23	Wärmeleitwert bei $F_v = 1040$ N	80
6.24	Vergleich Ergebnisse bei veränderten Vorspannungssystem	81
6.25	Wärmeleit- und Beschleunigungsverläufe bei unterschiedlichen Vorspannungen	82
6.26	Wärmeleitwert bei geringer und empfohlener Fettmenge	83
6.27	Berechnungsfaktor K nach SKF [7]	84
6.28	Wärmeleitwert bei hoher und normaler Fettmenge	85
6.29	Statische Wärmeleitwerte bei unterschiedlichen Fettmengen.	87
6.30	Wärmeleitwert bei $F_v = 190$ N und Stahlwälzkörpern	89
6.31	Wärmeleitwert bei $F_v = 606$ N und Stahlwälzkörpern	89
6.32	Vergleich gemessener (<i>links</i>) zu analytisch berechneten Wärmeleitwert [13]	90
7.1	Absolute Messabweichungen in Abhängigkeit der Vorspannung	94
7.2	Wärmeleitwert mit Messabweichungen (<i>links</i>), Vergleich absoluter und relativer Messabweichung (<i>rechts</i>) bei $F_v = 165$ N	95
7.3	Messabweichungen der ein- und austretenden Wärmeströme bei $F_v = 165$ N	95
8.1	Qualitative Zusammenfassung der Einflüsse auf den Wärmeleitwert	97
8.2	Zusammenfassung der Ergebnisse <i>SKF 71908 CEGA /HCP4A</i>	98
8.3	Ergebnisse bei unterschiedlichen Fettmengen	98
9.1	Wärmeleitwert bei <i>hoher</i> (<i>links</i>), <i>empfohlener</i> (<i>rechts, oben</i>) und <i>geringer</i> (<i>rechts, unten</i>) Fettfüllmenge unter äußerer Anregung	106

Tabellenverzeichnis

3.1	Werkstoffkennwerte Si_3N_4 und 100Cr6	28
5.1	Geometrie-und Werkstoffdaten Welle	39
5.2	Geometrie-und Werkstoffdaten Messflansch	39
5.3	Übersicht Sensorik	42
5.4	Technische Daten der Weichenspule	48
6.1	Prüfparameter und Einstellungen	58
6.2	Messeinstellungen Beschleunigungsmessung	73
6.3	Meßeinstellungen beim Auswuchten:	75
6.4	Meßeinstellungen Untersuchung Vorspannung:	78
6.5	Untersuchte Fettmengen	83
6.6	Prüfparameter und Einstellungen:	88
7.1	Messgenauigkeiten nach Herstellerangaben:	91

9 Anhang

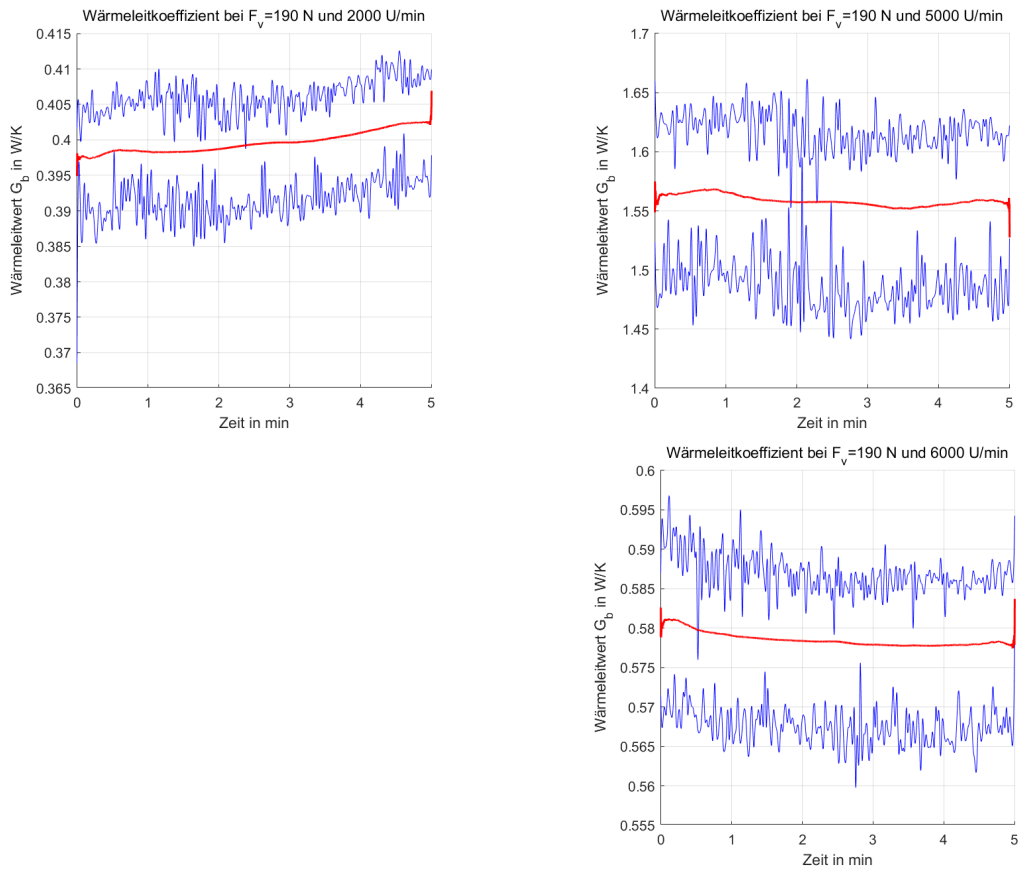


Abbildung 9.1: Wärmeleitwert bei *hoher* (links), *empfohlener* (rechts, oben) und *geringer* (rechts, unten) Fettfüllmenge unter äußerer Anregung

Siliziumnitrid Si_3N_4

Leichte Kugeln aus Keramikwerkstoff mit sehr guten mechanischen Eigenschaften sowie hoher Zähigkeit und Korrosionsfestigkeit. Sie arbeiten als elektrische Isolatoren und sind selbstschmierend. Sie weisen ausgezeichnete Festigkeit gegen Temperaturschwankungen auf. Die Kugeln werden gemäß Norm ASTM F 2094 Klasse II hergestellt.

EINSATZBEREICHE

Speziallager, Hochgeschwindigkeitslager, Vakuumpumpen, Verdichter, mechanische Zentrifugen, Wellen und Spindeln, Kugelgewindetriebe, Durchflussmesser, Messinstrumente. Sie finden auch in der Luft-, Raumfahrt- und Militärindustrie Einsatz.

MATERIAL

Techn. Bezeichnung	Gebr. Bezeichnung	Formel	Nitrit / %
Siliziumnitrid	Siliziumnitrid	Si_3N_4	90,0 – 95,0

PHYSIKALISCHE / MECHANISCHE / THERMISCHE / ELEKTRISCHE EIGENSCHAFTEN

Eigenschaften	Symbol	Einheit	Typ	Anm.	Werte
Dichte	δ	$[\text{g}/\text{cm}^3]$	Physikalisch	Zimmertemp.	3,25
Elastizitätsmodul	E	$[\text{GPa}]$	Mechanisch	-	300
Reibungskoeffizient	μ	-	Mechanisch	Zimmertemp.	0,10
Spez. Wärme	c	$[\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}]$	Thermisch	Raumtemp	740
Wärmeausdehnungskoeffizient	α	$[10^{-6}/^\circ\text{C}]$	Thermisch	$(\Delta T=0-100^\circ\text{C})$	3,4
Wärmeleitfähigkeit	λ	$[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	Thermisch	Zimmertemp.	23,0
Spezifischer Widerstand	ρ	$[\Omega\cdot\text{m}]$	Elektrisch	-	$>10^{13}$
magnetische Permeabilität	μ	-	Magnetisch	Diamagnetisch	$<\sim 1$

TECHNISCHE EIGENSCHAFTEN

Eigenschaften	Typ	Einheit	Werte	ME	Werte
Härte	Mechanisch	$[\text{HV}]$	1400 – 1600	-	
Betriebstemperatur	Thermisch	$[\text{°C}]$	0 - 1200	$[\text{°F}]$	32 / 2192
Bruchlast (Druck)	Mechanisch	$[\text{MPa}]$	2300 - 4000	$[\text{psix}10^3]$	334 - 580

QUALITÄTEN UND DURCHMESSER

DRM mm	Einheit	DRM “	Einheit	Qualität DIN5401 / ISO 3290
0,400 - 200,000	$[\text{mm}]$	1/64 – 8	$[\text{“}]$	G5-G100

KORROSIONSFESTIGKEIT

Ausgezeichnete Korrosionsfestigkeit in nahezu allen Umgebungen außer in sauren Lösungen (Schwefelsäure ausgenommen) sowie in basischen Lösungen mit hoher Konzentration.

STAHLKUGELN AISI 52100 100Cr6

1

Der niedriglegierte martensitische Chromstahl AISI 52100 wird dank seiner spezifischen Merkmale wie der großen Härte, der Verschleißfestigkeit, der Oberflächenbearbeitung und der Maßtoleranzen für die Herstellung von Lagern und Ventilen eingesetzt.

EINSATZBEREICHE

Präzisionskugellager, Fahrzeugkomponenten (Bremsen, Lenkung, Übertragung), Fahrräder, Spraydosen, Elektrohaushaltsgeräte, Führungen für Schubladen, Schnellanschlüsse, Werkzeugmaschinen, Mechanismen für Schlösser, Förderbänder, Gleitschuhe, Kugelschreiber, Pumpen, drehbare Räder, Messinstrumente, Ventile, Kugelgewindetriebe.

CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG

	C	Si	Mn	P	S*	Al	Cr	Cu	Mo	O	-	-
min	0,95	-	0,20			-	1,30	-		-	-	-
max	1,10	0,35	0,50	0,025	0,025	0,050	1,60	0,30	0,10	0,0015	-	-

*lt DIN 683-17

PHYSIKALISCHE / MECHANISCHE / THERMISCHE / ELEKTRISCHE EIGENSCHAFTEN

Eigenschaften	Symbol	Einheit	Typ	Anm.	Werte
Dichte	δ	[g/cm ³]	Physikalisch	Zimmertemp.	7,8
Elastizitätsmodul	E	[GPa]	Mechanisch	-	200
Spezifische Wärme	c	[J/kg·K]	Thermisch	Zimmertemp.	464
Wärmeausdehnungskoeffizient	α	[10 ⁻⁶ /°C]	Thermisch	($\Delta T=0-100^{\circ}C$)	12,3
Wärmeleitfähigkeit	λ	[W/(m·K)]	Thermisch	Zimmertemp.	42,4
Spezifischer Widerstand	ρ	[$\Omega \cdot m \cdot 10^{-9}$]	Elektrisch	-	215
magnetische Permeabilität	μ	-	Magnetisch	Lösungsgeglüht	> 300

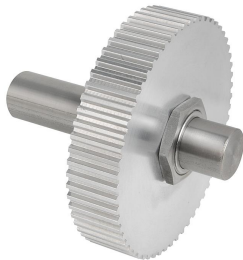
TECHNISCHE EIGENSCHAFTEN

Eigenschaften	Typ	Einheit	Werte	ME	Werte
Härte	Mechanisch	[HRC]	< 66 (67)	HV10	740 - 900
Betriebstemperatur	Thermisch	[°C]	-60 - 150	[°F]	-76/ 302

QUALITÄTEN UND DURCHMESSER

DRM mm	Einheit	DRM “	Einheit	Qualität DIN5401 / ISO 3290
0,250 - 300,000	[mm]	1/64 - 12	[“]	G5 - 1000

Artikelbeschreibung/Produktabbildungen

**Beschreibung****Werkstoff:**

Edelstahl 1.4301.

Ausführung:

blank.

Hinweis:

Selbstzentrierende und spielfreie Welle-Nabe-Spannsätze mit einem sehr geringen Massenträgheitsmoment und minimalem Platzbedarf. Die Spannsätze stellen eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Welle und Nabe her. Schnelle Montage und Demontage mit einer zentralen Mutter. Die Verbindung ist mittels Abziehwerkzeug wieder demontierbar.

Rundlaufgenauigkeit der Spannsätze $\pm 0,01$ mm.

Montage:

Um die angegebenen Drehmomente erreichen zu können muss der Spannsatz fettfrei eingebaut werden. Der Spannsatz muss mit seiner gesamten Länge auf der Welle aufliegen. Für das maximale Drehmoment müssen Welle und Nabe ausreichend fest sein (Mindest-Streckgrenze 350 N/mm^2).

Erforderliche Toleranzen:

Welle: h7

Nabe: H7