

Konzept eines Reibungsprüfstandes für hydrodynamische Radialgleitlager

von

Gerhard Stine

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

(Dipl.-Ing.)

Studienrichtung Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau

betreut von

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser, Institut für Leichtbau

Graz, 2009

Erklärung

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

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.

Graz, am 10.12.2009


.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

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

10.12.2009
.....
date


.....
(signature)

Kurzfassung

Um die Erkenntnisse über das Reibungsverhalten von Gleitlagern zu erweitern, sind praktische Versuche am Prüfstand unverzichtbar. Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollte ein Konzept für einen Reibungsprüfstand entwickelt werden, mit dem die Reibleistung hydrodynamischer Radialgleitlager ermittelt werden kann. Als Eckdaten der Auslegung sind motorübliche Lagergrößen sowie motorähnliche Werte für Lagerdrehzahl und Lagerbelastung zu nennen. Ziel war eine strukturierte Erarbeitung von tribologischen Grundlagen, Stand der Technik, Lastenheft, Messtechnik, mehreren Konzeptvarianten und die Konstruktion eines geeigneten Auswahlkonzeptes.

Die Vorarbeiten haben gezeigt, dass in der Praxis zur Reibleistungsmessung unterschiedlichste Arten von Prüfständen zum Einsatz kommen. Vor allem für Messungen an instationären Gleitlagern gestaltet sich der Prüfstandsaufbau sehr umfangreich und kostenintensiv. Auch bringt das von vielen Einflüssen abhängige Betriebsverhalten von Gleitlagern die Notwendigkeit aufwändiger Messtechnik mit sich. Es wurde letztendlich ein Konzept konstruktiv umgesetzt, mit dem die Reibleistung von stationären, paralleltragenden sowie verkanteten hydrodynamischen Radialgleitlagern ermittelt werden kann. Die Konstruktion zeichnet sich durch ein hydrostatisches Lager zur reibungsfreien Lasteinleitung aus. Das System ist so aufgebaut, dass eine Erweiterung der Funktionalität sowie eine Automatisierung einfach möglich sind.

Schlagwörter: Gleitlager, hydrodynamisch, Prüfstand, Reibung, Reibleistung

A b s t r a c t

To enhance knowledge about frictional behaviour of journal bearings, experiments on a test stand are essential. In the margins of this diploma thesis a friction test stand to quantify the frictional performance of hydrodynamic radial journal bearings had to be engineered. Common motor dimensions serve as reference values for the dimensions of bearings as well as for typical speed and load values. The main target was a structured development of tribological basics, state of the art, specifications, testing methods, multiple variants of concepts and the construction of a convenient concept for selection.

In practice, different types of test stands are used to measure frictional performance, as preliminary research showed. The assembly of a test stand to perform measurements at unsteady journal bearings in particular becomes very comprehensive and expensive. Furthermore, the operating behaviour of journal bearings, which depends on several influences, causes the need for complex testing methods. Finally, a concept which is able to quantify frictional performance of stationary, parallel bearing as well as wedged hydrodynamic journal bearings was realised. The construction features a hydrostatic bearing for frictionless load application. The system assembly is designed in a way that an extension of functions and automation can be carried out easily.

keywords: journal bearing, hydrodynamic, test stand, friction, frictional performance

Inhalt

Erklärung	I
Kurzfassung	II
Abstract	III
Inhalt	IV
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Zielsetzung und Abgrenzung der Arbeit	1
2 Tribologische Grundlagen	3
2.1 Reibung und Verschleiß	3
2.1.1 Grundgesetz der Reibung.....	3
2.1.2 Arten der Reibung.....	5
2.1.3 Die Stribeck-Kurve.....	6
2.2 Schmierung.....	8
2.2.1 Aufgaben und Einteilung von Schmierstoffen.....	8
2.2.2 Eigenschaften und Kenngrößen von Schmierstoffen	10
2.2.3 Klassifikation von Schmierstoffen	15
2.2.4 Schmierstoffversorgung.....	16
2.3 Lagerung.....	17
2.3.1 Gegenüberstellung von Gleitlagern und Wälzlagern	17
2.3.2 Wirkprinzipien der Schmierung von Gleitlagern	18
2.3.3 Hydrodynamische Schmiertheorie.....	18
2.3.4 Radialgleitlager endlicher Breite	22
2.3.5 Bauarten und Werkstoffe von Radialgleitlagern	29
3 Stand der Technik	32
3.1 Messtechnik	32
3.2 Ausgeführte Prüfstände	35
3.2.1 Gleitlagerprüfstand TU Clausthal.....	36
3.2.2 Gleitlagerprüfstand TU Chemnitz	37
3.2.3 Gleitlagerprüfstand WPM Werkstoffprüfsysteme Leipzig	38
4 Lastenheft	39
4.1 Parameterfestlegung.....	39
4.2 Lastenheft	40
5 Messtechnik	43
5.1 Ermittlung der Reibleistung.....	43
5.2 Messgrößen und Messwertaufnehmer	44

5.3	Messdatenerfassung.....	51
6	Sonderkomponenten.....	54
6.1	Schmierölkonditionierung	54
6.2	Mischreibungsdetektierung.....	56
7	Mechanische Konzepte.....	58
7.1	Konzeptvarianten.....	58
7.1.1	Konzept 1 - Verspannung in Drei-Lager-Anordnung	60
7.1.2	Konzept 2 - Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung	62
7.1.3	Konzept 3 - Schneidenparallelogramm.....	64
7.1.4	Konzept 4 - Verspannung im Prüfkopf.....	66
7.1.5	Konzept 5 - Hydrostatisches Lager.....	68
7.2	Konzeptauswahl.....	70
8	Konstruktion.....	71
8.1	Randbedingungen.....	71
8.2	Gesamtkonstruktion.....	72
8.2.1	Betriebszustände und Steuerung	72
8.2.2	Baugruppen	73
8.2.3	Grundlegende Funktion	74
8.3	Antriebsgruppe.....	77
8.3.1	Funktion	77
8.3.2	Dimensionierung.....	79
8.4	Lasteinleitungs- und Messgruppe.....	80
8.4.1	Funktion	80
8.4.2	Dimensionierung.....	86
8.5	Lastaufbringungsgruppe	91
8.5.1	Funktion	91
8.5.2	Dimensionierung.....	95
8.6	Gestellgruppe.....	99
8.6.1	Funktion	99
8.6.2	Dimensionierung.....	102
8.7	Prüflagermontage	103
8.8	Stückliste.....	105
9	Fertigung und Kosten.....	108
10	Zusammenfassung	109
11	Literatur	110

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Entwicklung des Menschen ist geprägt von seinem ständigen Verlangen, sich weiter zu entwickeln und zu verbessern. Vor allem Wissenschaft und Technik stellen Bereiche dar, in denen diese Eigenschaft deutlich hervortritt. Der technische Entwicklungsprozess hat sich bis heute dahingehend verändert, dass Faktoren wie Ressourcenschonung und Nachhaltigkeit eine zentrale Rolle spielen. Gründlicher Entwicklungsarbeit muss deshalb besondere Bedeutung beigemessen werden und dem Entwicklungsingenieur kommt mehr denn je eine verantwortungsvolle Aufgabe zu.

Wenn man nun in der Mechanik von Ressourcenschonung und Nachhaltigkeit spricht, meint man damit eine Reduktion von Reibungsverlusten aller Art. Speziell bei Gleitlagern, wie sie in Maschinen und Anlagen häufig anzutreffen sind, liegt großes Potential zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades. Das Grazer Unternehmen PRISMA Engineering hat zu dieser Thematik eine softwareunterstützte Methode entwickelt, mit der man Gleitlagerungen hinsichtlich ihres Reibungsverhaltens tiefergehend untersuchen kann. Basierend auf realen Belastungsverläufen wird hierbei eine Lagerberechnung durchgeführt, die als Ergebnis die veränderliche Reibleistung des Lagers aufzeigt. Hierbei wird auch der reibungserhöhende Umstand der Lagerverkantung durch elastische Formänderung der gesamten Lagerstelle mitberücksichtigt. Da man diese theoretischen Berechnungsergebnisse nun auch grundsätzlich validieren möchte, ist die Realisierung eines entsprechenden Reibungsprüfstandes angedacht.

1.2 Zielsetzung und Abgrenzung der Arbeit

Im Rahmen dieser von PRISMA Engineering Maschinen- und Motorentechnik GmbH beauftragten Diplomarbeit soll ein Konzept für einen Reibungsprüfstand für hydrodynamische Radialgleitlager entwickelt werden.

Als Hauptaufgabe dieses Prüfstandes ist die Reibleistungsmessung entsprechender Lager anzusehen, weitere Randbedingungen und Anforderungen müssen im Sinne eines Lastenheftes erst erarbeitet werden. Das Augenmerk liegt in weiterer Folge auf der prinzipiellen Konstruktion der Prüfstandsmechanik.

Als wesentliche Punkte lassen sich anführen:

- Tribologische Grundlagen zu hydrodynamischen Radialgleitlagern
- Stand der Technik diesbezüglicher Reibungsprüfstände
- Lastenheft für den Reibungsprüfstand von PRISMA Engineering
- Vorauswahl von Messtechnik und Sonderkomponenten
- Erstellung von mechanischen Konzepten
- Zusammenstellungskonstruktion eines Auswahlkonzeptes

Vom Auftraggeber werden weiters folgende Vorgaben festgehalten:

- Schwerpunkt der Arbeit sind die Konzepterstellung und Konstruktion der Prüfstandsmechanik, Sonderkomponenten sind nur grundsätzlich zu betrachten.
- Hauptziel des Prüfstandes ist die Ermittlung der quasistatischen bzw. integralen Reibleistung.
- Als Prüflinge kommen Gleitlager in motorüblicher Baugröße zum Einsatz.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept eines Reibungsprüfstandes für hydrodynamische Radialgleitlager soll als Basis zur Umsetzung seitens des Auftraggebers PRISMA Engineering dienen.

"Die beste Konstruktion ist die einfachste, die funktioniert." Albert Einstein.

2 Tribologische Grundlagen

2.1 Reibung und Verschleiß

2.1.1 Grundgesetz der Reibung

Reibung, Schmierung und Verschleiß spielen heute im Zuge der Leistungssteigerung und Energieeinsparung eine große Rolle. Unter Reibung versteht man allgemein Wechselwirkungen an der Grenzfläche zweier Körper, durch die ihre gegenseitige Bewegung gehemmt oder verhindert wird. Sie resultiert meist im Auftreten von Verschleiß, worunter man mechanisch verursachten Materialabtrag an der Oberfläche eines Festkörpers versteht. Seit etwa 1966 ist die Reibungsthematik auch Gegenstand spezieller Forschung, der Tribologie¹ [1] [2] [4] [6] [8] [9] [11] [12] [14] [15].

Der gegenwärtige Erkenntnisstand ist das Ergebnis eines langen Entwicklungsprozesses, der mit der Erfindung des Rades etwa 3000 v.Chr. seinen Anfang nahm. Vieles an Wissen um die Theorie der Reibung ging in weiterer Folge mangels Verbreitung verloren. So kam es, dass um 1800 der französische Physiker Charles Augustin de Coulomb (1736 - 1806) im Rahmen eines Wettbewerbes der Akademie der Wissenschaften in Paris die Grundlagen der Reibung ohne es zu wissen bereits zum dritten Mal erarbeitete. Diesmal wurden sie letztendlich bekannt und seitdem spricht man im Schrifttum vom Coulombschen (vorwiegend deutscher Sprachgebrauch) oder Amontonschen (vorwiegend englischer Sprachgebrauch) Reibungsgesetz.

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

F_R	in N	Reibungskraft
μ	-	Reibungskoeffizient
F_N	in N	Normalkraft

¹ "Tribologie" (griech.: Reibungslehre) aus "Tribein" (griech.: Reiben) und "Logos" (griech.: Wesen, Lehre). Nach DIN 50323 ist Tribologie die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung, die das Gesamtgebiet von Reibung, Schmierung und Verschleiß umfasst.

Das Coulombsche Reibungsgesetz nach **(2.1)** steht sinnbildlich für folgende allgemeine Aussagen über die Reibung, im strengen Sinne Trocken- bzw. Grenzreibung:

- Die Reibungskraft zwischen zwei gepaarten Reibkörpern ist direkt proportional der Normalkraft an deren Berührfläche aber unabhängig von der Berührfläche selbst.
- Der Reibungskoeffizient zwischen zwei gepaarten Reibkörpern ist abhängig von der Materialpaarung und wird nur in geringem Maße von Berührfläche (Größe und Rauigkeit), Belastung und Gleitgeschwindigkeit beeinflusst.
- Die Ruhe- oder Haftreibung wächst mit der Stillstandszeit.

Bei genauerer Betrachtung stellt sich die Situation an der Grenzfläche zweier Körper jedoch nicht mehr so trivial dar. Es kommt zu komplexen mechanischen, elektrophysikalischen und chemischen Interaktionen, die sich nur aufwändig beschreiben lassen. Aussagen zur Reibung müssen deshalb unter Betrachtung des gesamten zugrunde liegenden sog. Tribosystems (**Bild 2.1**) gemacht werden, bestehend aus Grundkörper, Gegenkörper, Schmierstoff und Umgebungsmedium. Erst daraus kann das tatsächliche Reibungs- und Verschleißverhalten einer Reibkörperpaarung unter bestimmten Randbedingungen ermittelt werden. Beispielsweise zeigt sich oft eine starke Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Belastung, die sich durch eine pressungsabhängige Glättung der Oberfläche erklären lässt. Vor allem bei Kunststoffen erkennt man diesen Effekt deutlich. Trotz dieses Umstandes ist das Coulombsche Reibungsgesetz in der angewandten Technik weit verbreitet und anerkannt. Mit empirisch ermittelten Reibungskoeffizienten für häufig vorkommende Tribosysteme lässt sich das Reibungsverhalten in den meisten Fällen gut abbilden.

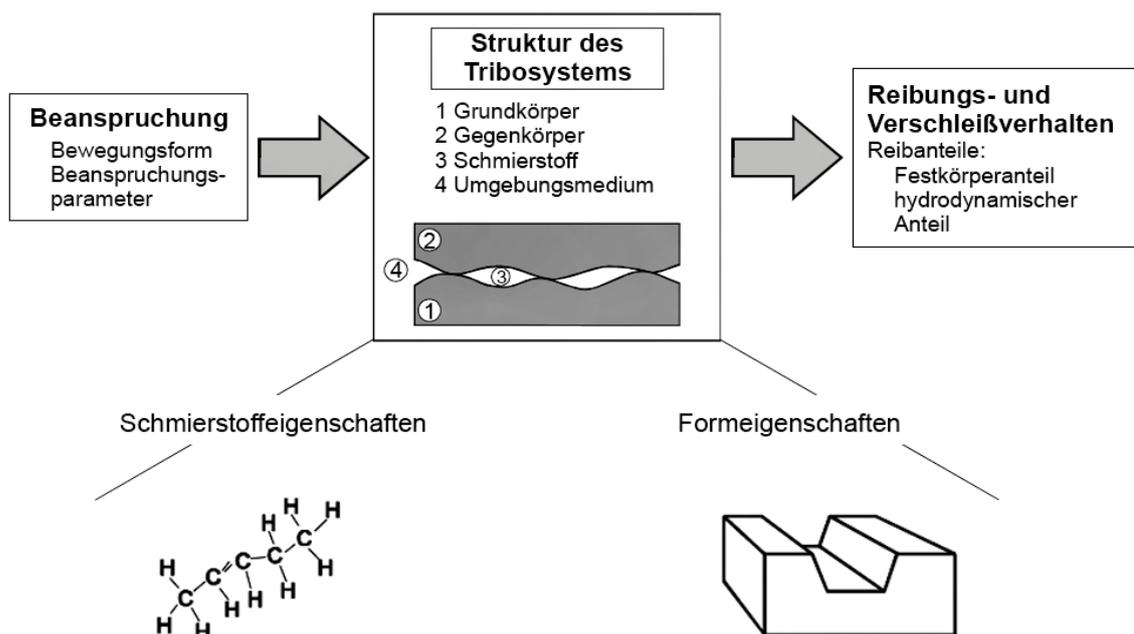


Bild 2.1 Struktur eines Tribosystems [2]

Als weitere wichtige Persönlichkeiten hinsichtlich der tribologischen Forschung, insbesondere auf dem Gebiet der Flüssigkeitsreibung, seien Newton (1643 - 1727; Viskosität, Newtonsches Schubspannungsgesetz), Navier (1785 - 1836; Grundgesetze der Strömungslehre), Hagen (1797 - 1884; Rohrströmung, Strömungswiderstand), Poiseuille (1799 - 1869; Rohrströmung, Strömungswiderstand), Stokes (1819 - 1903; Grundgesetze der Strömungslehre), Reynolds (1842 - 1912; Grundgesetze der Strömungslehre, Strömung im Schmierpalt) und Stribeck (1861 - 1950; Gleitreibungszustände) genannt.

2.1.2 Arten der Reibung

Prinzipiell unterscheidet man in der Mechanik Ruhe- oder Haftreibung und Gleitreibung. Bei Haftreibung findet keine Relativbewegung der gepaarten Körper zueinander statt, äußere Kräfte und Momente können die Haftung nicht überwinden. Von Gleitreibung spricht man bei Relativbewegung zwischen den gepaarten Körpern, sie ist im Allgemeinen kleiner als Haftreibung.

Gleitreibungsarten

- **Gleitreibung:** Translatorische Relativbewegung zwischen den gepaarten Körpern in der Berührebene.
- **Rollreibung:** Idealisierte Bewegungsreibung zwischen den gepaarten Körpern, die kinematisch aufeinander abrollen. Der Reibungsmechanismus beruht streng genommen auf dissipativer Verformungsarbeit und unsymmetrischer Druckverteilung in der Kontaktzone.
- **Wälzreibung:** Kombinierte Roll- und Gleitreibung zwischen den gepaarten Körpern, die nicht mehr kinematisch aufeinander abrollen. Es kommt zum Auftreten von sog. Schlupf.
- **Bohrreibung:** Rotatorische Relativbewegung zwischen den gepaarten Körper um eine Drehachse senkrecht zur Berührebene.

Gleitreibungszustände (Bild 2.2)

- **Trockenreibung:** Reine Festkörper gleiten aufeinander. Der Reibungswiderstand wird durch Kontaktschweißungen, Mikrobrüche und Materialverdrängung (elastisch, plastisch) an den Berührflächen gebildet. Trockenreibung ist nur im Labor unter Vakuumbedingungen nachbildbar.
- **Grenzreibung:** Nicht ganz trockene Festkörper gleiten aufeinander. Das beteiligte Fluid ist nur in geringer Menge vorhanden und kann noch keinen nennenswerten

Beitrag zur Schmierung liefern, allerdings verändert es die Reibungseigenschaften der sich berührenden Grenzschichten ($\mu > 0,1$).

- **Mischreibung:** Trocken- bzw. Grenzreibung und Flüssigkeits- bzw. Fluidreibung treten kombiniert auf, der Schmierfilm zwischen den gepaarten Körpern ist noch nicht durchgängig ($\mu = 0,005$ bis $0,1$).
- **Flüssigkeits- bzw. Fluidreibung:** Der Schmierfilm zwischen den gepaarten Körpern ist durchgängig, es kommt zu keiner Berührung der Körper und keinem Auftreten von Verschleißerscheinungen. Die Trennung der Körper kann hierbei rheostatisch oder rheodynamisch² zustande kommen ($\mu = 0,001$ bis $0,005$).

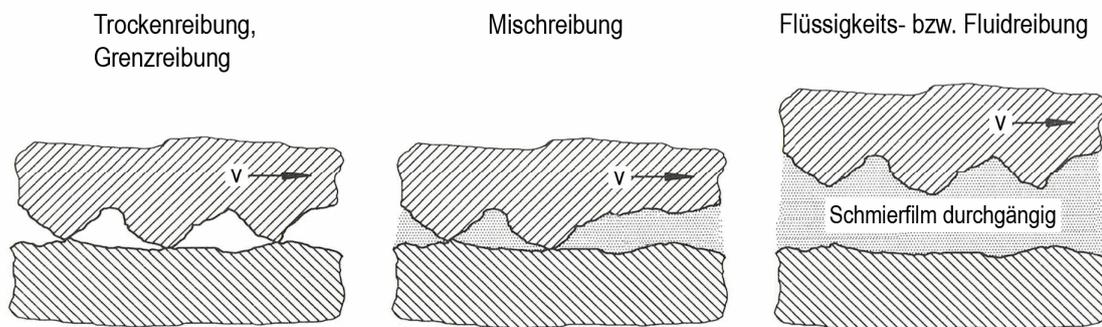


Bild 2.2 Schematische Darstellung der Gleitreibungszustände [12]

2.1.3 Die Stribeck-Kurve

Die Gleitreibungszustände am Beispiel eines hydrodynamischen Gleitlagers finden sich in der sog. Stribeck-Kurve wieder (**Bild 2.3**). Diese beschreibt den Reibungszustand, ausgedrückt durch den Reibungskoeffizient bzw. die Reibungszahl in Abhängigkeit von der Relativ- bzw. Gleitgeschwindigkeit der gepaarten Körper.

Man erkennt deutlich die Anteile von Grenz-, Misch- und Flüssigkeitsreibung sowie den Ausklinkpunkt bzw. die Übergangsdrehzahl für das Einsetzen der hydrodynamischen Tragwirkung. Hier in der Nähe der minimalen Reibung geht der Mischreibungs- in den Flüssigkeitsreibungszustand über. Bei weiterer Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit steigt die Reibung aufgrund der geschwindigkeitsabhängigen Zähigkeitskräfte des Schmierstoffes wieder an.

² "Rheologie" (griech.: Fließlehre) aus "Rhei" (griech.: Fließen) und "Logos" (griech.: Wesen, Lehre). Die Rheologie befasst sich mit dem Fließ- und Verformungsverhalten von Materie, die Rheostatik umfasst unter anderem die Gebiete Aero- und Hydrostatik, die Rheodynamik die Gebiete Aero- und Hydrodynamik.

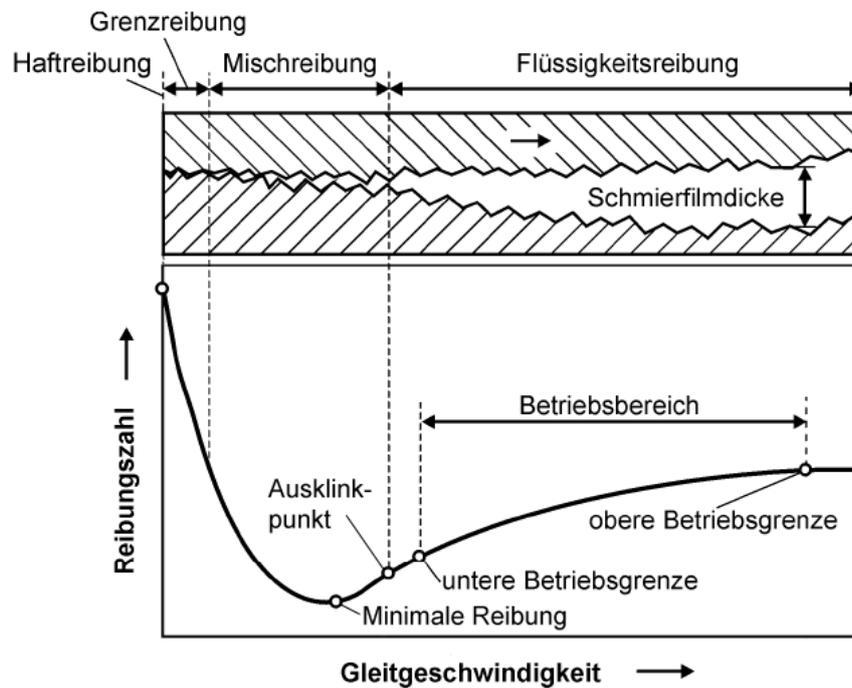


Bild 2.3 Gleitreibungszustände nach Stribeck [14]

Vom stabilen Betrieb eines Gleitlagers spricht man bei eindeutigem Vorliegen von Flüssigkeitsreibung. In der Praxis lässt sich der Betriebsbereich durch folgende Grenzen beschreiben:

- Bei Betrieb mit zu hohen Drehzahlen oder falschem Schmierstoff kann thermische Überlastung (Erwärmung - Viskositätsabfall - Tragkraftverlust - Heißlaufen) zu einem Totalversagen durch sog. "Fressen" der Lagerschale an der Welle führen.
- Bei Betrieb mit zu niedrigen Drehzahlen im Mischreibungsgebiet kann es aufgrund der Reibung zu unzulässig hohem Verschleiß kommen.

In einschlägiger Literatur findet man empirisch ermittelte Übergangsdrehzahlen bzw. Mindestschmierstalthöhen für Gleitlager, ab denen im Betrieb Flüssigkeitsreibung vorherrscht. Diese hängen von Belastung, Geometrie und Schmierstoffviskosität ab.

Die Einflüsse von veränderlicher mittlerer Belastung und Viskosität des Schmierstoffes sind in **Bild 2.4** und **Bild 2.5** ersichtlich. Bei steigender mittlerer Belastung sinkt die Flüssigkeitsreibung, da sich der gesamte Lastzustand des Gleitlagers verändert. Steigt die Temperatur des Schmierstoffes an, so sinkt die Viskosität und auch die Flüssigkeitsreibung wird aufgrund des abnehmenden Fließwiderstandes geringer. In beiden Fällen erkennt man auch, dass die minimale Reibung am Ausklinkpunkt zwar etwa konstant bleibt, sich die Lage des Ausklinkpunktes jedoch in Richtung höherer Gleitgeschwindigkeiten verschiebt. Dies führt dazu, dass der Auslaufvorgang eines Gleitlagers problematischer als der Anlaufvorgang ist, da durch

höhere Temperaturen das Mischreibungsgebiet breiter wird und es zu hohem Verschleiß kommen kann.

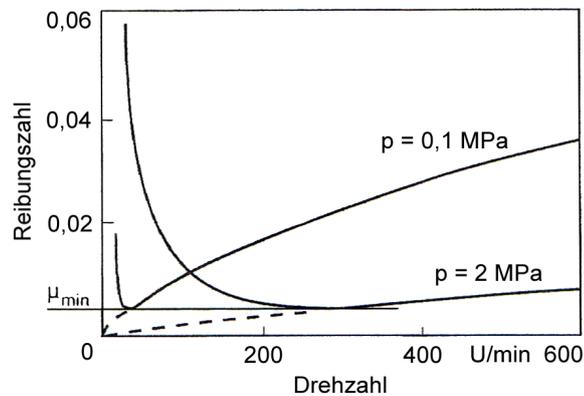


Bild 2.4 Einfluss der mittleren Belastung auf die Gleitreibung [1]

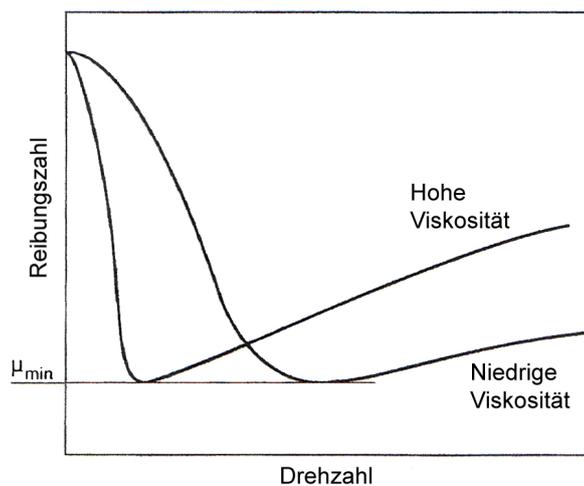


Bild 2.5 Einfluss der Viskosität des Schmierstoffes auf die Gleitreibung [1]

2.2 Schmierung

2.2.1 Aufgaben und Einteilung von Schmierstoffen

Unter Schmierung versteht man allgemein die Zufuhr von Schmierstoff zu den Stellen der Relativbewegung von gepaarten Reibkörpern, also den Lagerungen. Dem Schmierstoff kommt hierbei besondere Bedeutung zu, da er als eigenständiges Maschinenelement entscheidende Aufgaben übernehmen muss und für die betriebssichere Funktion jeder Lagerung verantwortlich ist.

Als wesentliche Hauptaufgaben eines Schmierstoffes ergeben sich:

- **Kraftübertragung und Bewegungsausgleich:** Trennung der Gleitpartner durch ausreichende Viskosität bei Betriebstemperatur.
- **Schmierung:** Verminderung von Reibung und Verschleiß.
- **Kühlung:** Abfuhr der Reibungswärme

Zu diesen kommen im speziellen Anwendungsfall noch viele weitere Anforderungen, wie Schwingungsdämpfung, Tieftemperatureignung³, Ölfilmzerreifestigkeit, Verschleißteilchenabtransport, Korrosionsschutz, Alterungsbeständigkeit, Oxidationsbeständigkeit, thermische Beständigkeit, biologische Abbaubarkeit etc., die nur durch entsprechende Stoffeigenschaften oder geeignete Additivierung beherrschbar sind.

Als Schmierstoffarten lassen sich unterscheiden:

- **Schmieröle:** Mineralöle (naphtenbasisch, paraffinbasisch) oder synthetische Öle, die aufgrund ihrer viskosen Eigenschaften vorwiegend zur Gleitlagerschmierung verwendet werden. Sie werden durch Destillation und Raffination aus Erdöl bzw. durch chemische Syntheseprozesse hergestellt und bestehen vorwiegend aus Kohlenwasserstoffen.
- **Schmierfette:** Durch Zugabe von Eindickungsmitteln zu Schmierölen entstehen Schmierfette, die verändertes Fließverhalten und erhöhte innere Reibung aufweisen. Sie werden vorwiegend zur Wälzlagerschmierung und als sog. Haftschmierstoffe verwendet.
- **Festschmierstoffe:** Pasten oder Pulver (z.B. Graphit, MoS₂) für Schmierungen bei geforderter Ölfreiheit oder außerhalb des Einsatzbereiches von Fetten und Ölen (z.B. bei sehr hohen Belastungen oder Temperaturen).
- **Flüssigkeiten und Gase:** Für Schmierungen bei geforderter Ölfreiheit (z.B. Wasser oder Luft bei Lagerungen in der Lebensmittelindustrie).

Zur Schmierung von Gleitlagern werden üblicherweise Mineralöle eingesetzt, sind spezielle Eigenschaften gefordert, die durch Additivierung nicht mehr zu erreichen sind, kommen synthetische Öle zum Einsatz.

³ Stockpunkt: Die Temperatur, bei der die Viskosität einer Flüssigkeit so hoch wird, dass die Flüssigkeit aufhört zu fließen.

2.2.2 Eigenschaften und Kenngrößen von Schmierstoffen

Viskosität

Als wichtigste Eigenschaft von Schmierstoffen bzw. Fluiden allgemein ist die Viskosität zu nennen, die als Zähflüssigkeit oder Fließwiderstand durch innere Reibung verstanden werden kann. Dieser Fließwiderstand ist nur beim Verschieben der einzelnen Fluidschichten gegeneinander wirksam. Die Viskosität des Schmierstoffes stellt bei Gleitlagern eine bestimmende Größe dar, da sie im Betriebsfall dessen Tragfähigkeit und Reibung festlegt.

Zur Quantifizierung der Viskosität werden folgende physikalische Größen benutzt, die nach (2.2) miteinander in Beziehung stehen:

- **Dynamische Viskosität:** η in Pas (bzw. Ns/m²) als Stoffgröße für den Fließwiderstand
- **Kinematische Viskosität:** ν in m²/s als rein rechnerische Größe für das Fließvermögen

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (2.2)$$

η	in Pas	Dynamische Viskosität
ν	in m ² /s	Kinematische Viskosität
ρ	in kg/m ³	Dichte

Der Bereich der dynamischen Viskosität ist sehr groß, er reicht von etwa 10⁻³ mPas bei Gasen über 1 mPas bei Wasser (20 °C, 1 bar) bis hin zu 10⁷ mPas bei sehr zähflüssigen Stoffen. Die Viskosität kann mit handelsüblichen Viskosimetern gemessen werden, die als Rotations-, Kapillar-, Kugelfall- oder Fallstabviskosimeter genormt sind.

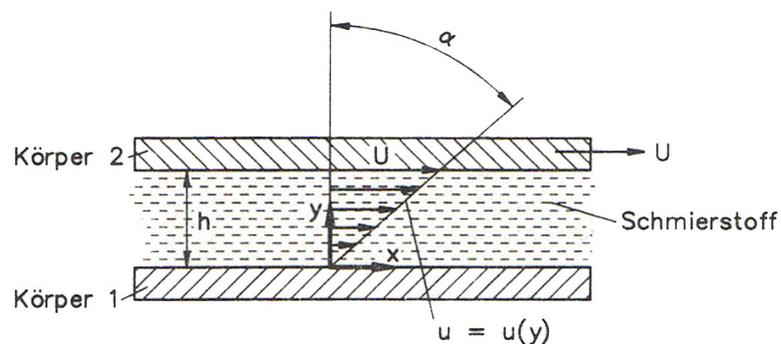
Teilweise sind noch ältere, nicht mit dem internationalen Einheitensystem⁴ konforme Einheiten wie "Poise" (P) oder "Stokes" (St) üblich, auf sie wird hier aber nicht näher eingegangen. Für die schnelle Umrechnung häufig auftretender Einheitenangaben gilt:

- 1 cP = 1 mPas
- 1 cSt = 1 mm²/s

⁴ SI: Systeme international d'unites

Der Begriff des Fließwiderstandes kann mit dem Newtonschen Schubspannungsgesetz nach (2.3) verdeutlicht werden. Dieses rheologische Gesetz gilt für einen zähigkeitsbehafteten, laminaren Strömungsvorgang, wie er in Bild 2.6 zu sehen ist.

Schmieröle können vereinfacht als sog. Newtonsche Fluide betrachtet werden, bei denen die Viskosität nur von Temperatur und Druck abhängig ist. Bei nichtnewtonschen Fluiden sind weitere Abhängigkeiten wie beispielsweise vom Geschwindigkeitsgradient bzw. der Scherrate gegeben (Bild 2.7).



$$\tan \alpha = \frac{du}{dy} = \frac{U}{h} = \text{Geschwindigkeitsgradient bzw. Scherrate}$$

Bild 2.6 Zähigkeitsbehafteter, laminarer Strömungsvorgang [12]

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \tag{2.3}$$

τ	in N/m^2	Schubspannung zwischen den Fluidschichten
η	in Pas	Dynamische Viskosität
du/dy	in $1/s$	Geschwindigkeitsgradient bzw. Scherrate

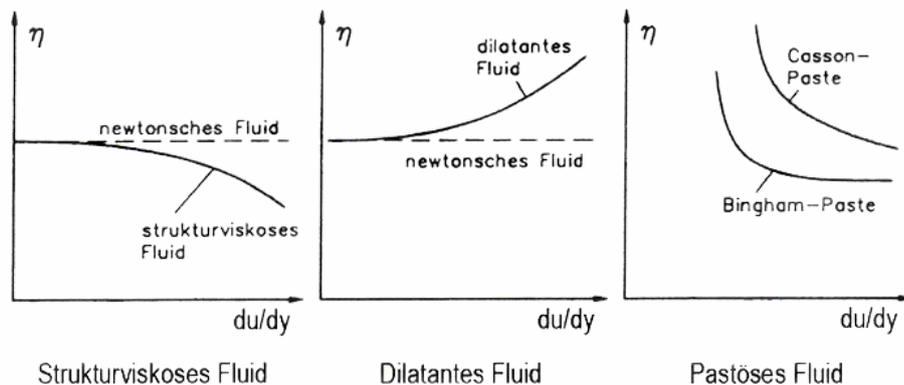


Bild 2.7 Fließverhalten unterschiedlicher Fluide [12]

Viskositäts-Temperatur-Verhalten

Die Viskosität von Schmierstoffen sowie auch vieler andere Fluide zeigt eine starke, nichtlineare Temperaturabhängigkeit. Der sog. Viskositätsindex VI, der aus den kinematischen Viskositäten bei 40 und 100 °C gebildet wird, gibt ein Maß für die Viskositäts-Temperatur-Stabilität eines Schmierstoffes an. Analytisch lässt sich das Viskositäts-Temperatur-Verhalten durch Exponentialansätze wie die Gleichung von Vogel nach (2.4) darstellen. Die Viskosität eines Schmieröles unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit kann beispielsweise aus **Bild 2.8** entnommen werden. In der Praxis müssen die Tragfähigkeit bei hohen Betriebstemperaturen und die Fließfähigkeit bei niedrigen Betriebstemperaturen (Durchölung) gewährleistet sein. Bei Gleitlagern in Verbrennungsmotoren liegt die Viskosität üblicherweise im Bereich 2 (etwa 180 °C) bis 12 (etwa 100 °C) mPas. Beim Kaltstart bei niedrigen Temperaturen können durchaus bis etwa 4000 mPas erreicht werden.

$$\eta = A \cdot e^{\frac{B}{\vartheta + C}} \quad (2.4)$$

η	in Pas	Dynamische Viskosität
ϑ	in °C	Temperatur
A, B, C	-	Fluidkonstanten für die Temperaturabhängigkeit der Viskosität

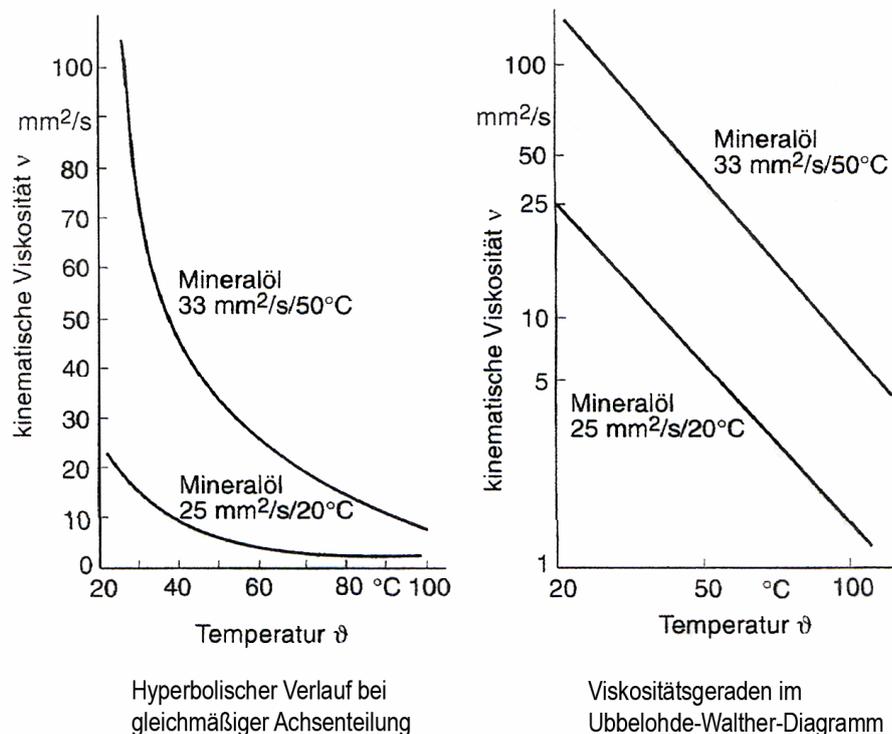


Bild 2.8 Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Schmierölen [1]

Viskositäts-Druck-Verhalten

Die Viskosität von Schmierstoffen ist ebenfalls druckabhängig, allerdings ist diese Ausprägung weit geringer als die Temperaturabhängigkeit. Im Gegensatz zum Temperaturverhalten steigt die Viskosität bei zunehmendem Druck an. Bei der klassischen Berechnung von Gleitlagern wird die Druckabhängigkeit des Schmierstoffes aufgrund komplexer Verhältnisse jedoch meist nicht mitberücksichtigt.

Für newtonsche Fluide kann die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität durch eine gesamte Zustandsgleichung des Schmierstoffes berücksichtigt werden. Hierfür hat sich die Vogel-Cameronsche Gleichung nach **(2.5)** bewährt.

$$\eta = A \cdot e^{\left(\frac{B}{\vartheta + C} + \frac{D}{\vartheta + E} \cdot \frac{p - p_0}{p_0} \right)} \quad (2.5)$$

η	in Pas	Dynamische Viskosität
ϑ	in °C	Temperatur
A, B, C	-	Fluidkonstanten für die Temperaturabhängigkeit der Viskosität
D, E	-	Fluidkonstanten für die Druckabhängigkeit der Viskosität
p	in Pa	Absolutdruck
p_0	in Pa	Umgebungsdruck

Angemerkt sei, dass bei Gasen die Viskosität mit steigender Temperatur und steigendem Druck zunimmt.

Viskositäts-Scherrate-Verhalten

Schmierstoffe, insbesondere Schmieröle sind genau genommen nichtnewtonsche Fluide und deren Viskosität ist auch vom Geschwindigkeitsgradient bzw. der Scherrate abhängig. Bei Gleitlagern in Verbrennungsmotoren beispielsweise liegt die Scherrate im Bereich 10^5 bis 10^6 1/s. Die sog. Scherstabilität wird als Qualitätsmerkmal für Mehrbereichsöle angesehen.

Dichte

Die Dichte von Schmierstoffen ist temperatur- und druckabhängig, wobei die Druckabhängigkeit sehr gering ausfällt und deshalb kaum berücksichtigt wird. Die Dichte eines Schmieröles fällt mit der Temperatur und steigt mit dem Druck.

Spezifische Wärmekapazität

Für die Ermittlung der Wärme, die eine gewisse Menge eines Stoffes aufnehmen kann, ist die spezifische Wärmekapazität maßgebend. Die spezifische Wärmekapazität eines Schmieröles unter Berücksichtigung der Temperatur- bzw. Dichteabhängigkeit kann beispielsweise aus **Bild 2.9** entnommen werden.

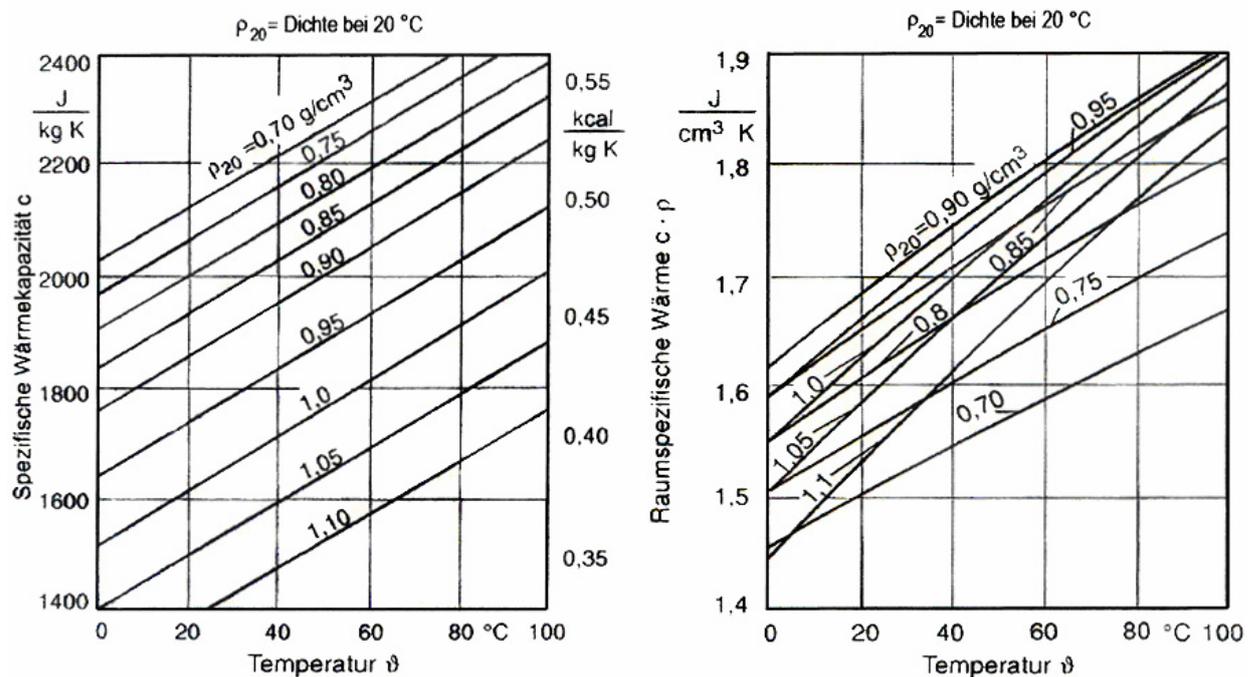


Bild 2.9 Temperatur- bzw. Dichteabhängigkeit der Wärmen von Schmierölen [1]

Angemerkt sei, dass die Wärmeabfuhr in einem Gleitlager durch Konvektion über das Lagergehäuse und über den Strom des Schmierstoffes geschieht. Nach (2.6) kann die Wärmeabfuhrleistung durch den Schmierölstrom ermittelt werden, die Wärmeabfuhr durch Konvektion wird oft vernachlässigt.

$$P_Q = c \cdot \rho \cdot V \cdot \Delta T \quad (2.6)$$

P_Q	in W	Wärmeabfuhrleistung
c	in J/kgK	Spezifische Wärmekapazität
ρ	in kg/m ³	Dichte
V	in m ³ /s	Öldurchsatz
ΔT	in °C	Temperaturunterschied Ölzustrom - Ölabbstrom

Das Produkt aus spezifischer Wärmekapazität c und Dichte ρ wird als raumspezifische Wärme bezeichnet. Sie erreicht aufgrund der gegenläufigen Temperaturabhängigkeiten von c und ρ ihr Maximum für Schmieröle mit einer Dichte von etwa $0,9 \text{ g/cm}^3$ (**Bild 2.9**).

2.2.3 Klassifikation von Schmierstoffen

Schmierstoffe sind international und national klassifiziert und standardisiert. Da die Zahl dieser Klassifizierungen aufgrund der breiten Palette von Schmierstoffen und deren Anwendungsmöglichkeiten natürlich sehr umfangreich ist, sollen hier nur kurz die wichtigsten Normen für Schmieröle erläutert werden. Auch auf das weitläufige Gebiet der Additivierung von Schmierölen wird nicht näher eingegangen, es ist in einschlägiger Literatur nachzulesen.

ISO⁵-Klassifikation

Die Schmieröle werden in 18 Viskositätsklassen eingeteilt und durch ihre kinematische Viskosität bei 40 °C charakterisiert.

SAE⁶-Klassifikation

In den SAE-Viskositätsklassen sind Schmieröle für Verbrennungsmotoren und Fahrzeuggetriebe geregelt. Festgelegt sind Viskositätsgrenzen und Klassenzuordnungen bezogen auf bestimmte Prüfverfahren. Die Schmieröle können dabei für eine oder mehrere Viskositätsklassen genormt sein:

- **Einbereichsöle:** Sie eignen sich nur für den Einsatz in einem engen Temperaturbereich, sind aber günstiger in der Anschaffung.
- **Mehrbereichsöle:** Sie zeigen ein besonders stabiles Viskositäts-Temperaturverhalten durch eine flache Viskositäts-Temperatur-Kurve und sind deshalb für den Einsatz in einem breiten Temperaturbereich geeignet. Diese wintergeeigneten Öle müssen zudem besondere Maximalwerte für die Tieftemperaturviskosität einhalten. Damit sollen die Pumpfähigkeit des Öles und Startfähigkeit des Motors sichergestellt werden. Heute werden fast ausschließlich nur mehr Mehrbereichsöle eingesetzt.

⁵ ISO: International Standardization Organization

⁶ SAE: Society of Automotive Engineers

Die SAE-Kennzeichnung eines Mehrbereichsöles besteht aus zwei Zahlen und dem Buchstaben "W". Die erste Zahl steht hierbei für die Tieftemperaturviskositätsklasse, das "W" für "Wintereignung" und die zweite Zahl für die Hochtemperaturviskositätsklasse. Nachgeprüfte Kennwerte handelsüblicher Mehrbereichsöle zeigt **Tabelle 2.1**, wobei man deutlich die großen Schwankungsbreiten innerhalb einer SAE-Klasse erkennt.

Tabelle 2.1 Kennwerte handelsüblicher Mehrbereichsöle [1]

SAE-Klasse	Wert	Hochtemp.-Viskosität	Dyn. Viskosität	Tieftemp.-Viskosität
		bei 150 °C η in mPas	bei 100 °C η in mPas	bis -35 °C η in mPas
5W-40	min	3,86	10,85	2032
	max	4,16	12,04	2292
10W-40	min	4,01	10,87	2483
	max	4,47	12,27	3386
15W-40	min	3,65	11,17	2121
	max	4,26	13,13	3215

ACEA⁷-Klassifikation

Das Leistungsvermögen von Motorölen, abgestimmt auf die anspruchsvollen europäischen Motoren und Fahrbedingungen, ist nach ACEA standardisiert. In dieser Klassifikation sind unterschiedliche Einsatzzwecke von Motorölen festgehalten.

Abschließend sei angemerkt, dass ein Schmierstoff immer passend zum Einsatzzweck ausgewählt werden muss. Bei Zweitaktmotoren beispielsweise bestehen andere Anforderungen an das Schmieröl als bei Viertaktmotoren. Da das Schmieröl durch Kraftstoffbeimengung oder Zylindereinspritzung zugeführt wird, spielt die Tieftemperaturviskosität hier eine untergeordnete Rolle, dominierend sind eher die Probleme der Umweltverträglichkeit.

2.2.4 Schmierstoffversorgung

Zur Versorgung der Lagerstellen mit Schmierstoff, insbesondere bei Gleitlagerungen, wird ein Schmierstoffsystem benötigt. Je nach Schmierstoff, Fördervolumen und Versorgungsdruck muss dieses den entsprechenden Anforderungen genügen.

⁷ ACEA: Association des Constructeurs Europeens d'Automobiles

Ein System zur Umlaufschmierung besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Schmierstoffbehälter, Versorgungspumpe
- Filter, Ventile
- Leitungen, Schläuche
- Optional Kühlung, Heizung

Andere Schmierstoffsysteme wären beispielsweise Tropföler, Docht- oder Ringschmierung.

2.3 Lagerung

2.3.1 Gegenüberstellung von Gleitlagern und Wälzlagern

Lagerungen dienen allgemein der Übertragung von Kräften und dem Führen von sich relativ zueinander bewegenden Bauteilen. Grundlegend ist die Einteilung der Lagerungen in Gleitlager (Kraftübertragung über Schmierfilm) und Wälzlager (Kraftübertragung über Wälzkörper). Die Ausführungen zu Wälzlagern sind auf eine prinzipielle Gegenüberstellung von Gleit- und Wälzlagern in **Tabelle 2.2** beschränkt.

Tabelle 2.2 Prinzipielle Gegenüberstellung von hydrodynamischen Gleitlagern und Wälzlagern [1]

Beurteilungskriterium	Hydrodyn. Gleitlager	Wälzlager
Statische Belastbarkeit	gut	mittel
Dynamische Belastbarkeit	gut	schlecht
Dämpfung	gut	schlecht
Lebensdauer	gut	mittel
Geräuschemission	gut	schlecht
Drehzahlmaximum	gut	schlecht
Montage, geteilte Lager	gut	schlecht
Schmutzempfindlichkeit	gut	schlecht
Anschaffungskosten	gut	mittel
Temperaturmaximum	mittel	mittel
Wartung, Schmierung	schlecht	gut
Mittlerer Reibungskoeffizient	mittel	gut
Wärmeentwicklung	schlecht	gut
Häufiger An- und Auslauf	schlecht	gut

2.3.2 Wirkprinzipien der Schmierung von Gleitlagern

Beim Druckaufbau im Schmierpalt zweier gepaarter Körper unterscheidet man:

- **Hydrostatische Schmierung:** An einer konstruktiv entsprechend ausgeführten Kontaktstelle wird der Schmierstoff unter Druck eingepresst. Der Druck wird hierbei durch eine externe Schmierstoffpumpe aufgebracht, die Tragfähigkeit eines hydrostatischen Lagers kann auch ohne Relativbewegung der gepaarten Körper aufgebaut werden.
- **Hydrodynamische Schmierung (HD):** Durch die Relativbewegung der gepaarten Körper werden Schubkräfte erzeugt, die den viskosen Schmierstoff in den konvergierenden Schmierpalt ziehen, wodurch ein hydrodynamischer Druck aufgebaut wird. Der Schmierstoff wird dem Lager meist drucklos zugeführt, Tragfähigkeit und Reibung hängen von Relativgeschwindigkeit, Belastung, Geometrie, Schmierstoff, Material- und Oberflächenbedingungen ab.
- **Elasto-hydrodynamische Schmierung (EHD):** Bei hohen Belastungen und Relativgeschwindigkeiten der gepaarten Körper kann es zu einem starken Druckanstieg im Schmierstoff kommen. Dadurch wird die Schmierstoffviskosität erhöht und es kommt zu signifikanten elastischen Verformungen an der Lagerstelle. Dies führt letztendlich zu einer Abweichung der Schmierpaltverhältnisse von der hydrodynamischen Schmierung.

Die aufgezählten Wirkprinzipien der Schmierung stellen gleichzeitig auch eine Unterscheidung hinsichtlich der angewandten Berechnungsgänge dar. Diese können noch um folgende Punkte erweitert werden:

- **Thermo-elasto-hydrodynamische Schmierung (TEHD):** Zusätzlich zu den Verhältnissen der elasto-hydrodynamischen Schmierung wird über die Energiegleichung die Temperaturerhöhung im Schmierpalt berücksichtigt.
- **Theorie der turbulenten Schmierung:** Die Veränderung der Strömungsverhältnisse aufgrund der Trägheitswirkung des Schmierstoffes wird berücksichtigt. Dies kann bei hohen Reynoldszahlen, also hohen Drehzahlen oder großen Schmierpaltten von Interesse sein.

2.3.3 Hydrodynamische Schmiertheorie

Zur klassischen Beschreibung der Strömung des Schmierstoffes im Schmierpalt sind einige physikalische Grundgleichungen erforderlich, die nachfolgend kurz erläutert werden sollen.

Formelzeichen für Kapitel 2.3.3

∇	-	Nabla-Operator für die Koordinatenrichtungen x, y, z
x, y, z	in m	Umfangs-, Radial- und Breitenrichtung des abgewickelten Schmierpaltes
t	in s	Zeit
ρ	in kg/m ³	Dichte des Schmierstoffes
v	in m/s	Geschwindigkeitsvektor des Schmierstoffes
f	in m/s ²	Volumenkraftvektor des Schmierstoffes
p	in Pa	Druck des Schmierstoffes
η	in Pas	Dynamische Viskosität des Schmierstoffes
c	in J/kgK	Spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffes
T	in °C	Temperatur des Schmierstoffes
λ	in W/mK	Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffes
$\tau: \nabla v$	W/m ³	Dissipationsfunktion
Φ	W/m ³	Innere Wärmequellen
q	W/m ² K	Wärmestromdichte
h	in m	Schmierpalthöhe
U ₁ , U ₂	in m/s	Umfangsgeschwindigkeiten von Welle und Lagerschale

Kontinuitätsgleichung

$$\underbrace{\frac{\partial \rho}{\partial t}}_I + \underbrace{\nabla(\rho \cdot v)}_{II} = 0 \quad (2.7)$$

Die Kontinuitätsgleichung nach **(2.7)** charakterisiert den Massenerhalt in einem Kontinuum. Die Massenänderung in einem Volumenelement (I) entspricht der Summe der ein- und aus-tretenden Massenströme (II).

Impulserhaltungsgleichung

Ausgehend von der allgemeinen Impulsgleichung für laminare Strömungen erhält man durch die Einführung des Stokesschen Reibungsgesetzes für das Materialverhalten und die Beschränkung auf newtonsche Fluide die Impulsgleichung für kompressible, newtonsche Fluide (ohne nähere Angabe). Für den Fall eines inkompressiblen, newtonschen Fluides vereinfacht sich diese zu **(2.8)**. Daraus ergeben sich in Komponentenschreibweise die sog. Navier-Stokes-Gleichungen.

$$\underbrace{\rho \cdot \frac{\partial v}{\partial t}}_I + \underbrace{\rho \cdot (v \cdot \nabla) \cdot v}_{II} = \underbrace{\rho \cdot f}_{III} - \underbrace{\nabla p}_{IV} + \underbrace{\eta \cdot \nabla^2 v}_V \quad (2.8)$$

Die Impulsänderung in einem Volumenelement (I) entspricht der Summe der ein- und austretenden Impulsströme (II) ergänzt um die Summe der äußeren Kräfte (III, Volumenkräfte; IV, Oberflächenkräfte; V, Zähigkeitskräfte). Anders ausgedrückt entspricht die Summe der Trägheitskräfte (I, II) der Summe der äußeren Kräfte (III, IV, V).

Energieerhaltungsgleichung

$$\underbrace{\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}}_I + \underbrace{\rho \cdot c \cdot (v \cdot \nabla) \cdot T}_{II} = \underbrace{\lambda \cdot \nabla^2 T}_{III} - \underbrace{\tau : \nabla v}_{IV} + \underbrace{\phi}_V \quad (2.9)$$

Die Energiegleichung in der Temperaturform zeigt **(2.9)**. Die Energieänderung in einem Volumenelement (I) entspricht der Summe der ein- und austretenden Energieströme (II) ergänzt um die Summe der Energieströme durch Wärmeleitung (III), wirkende Kräfte (IV) und innere Wärmequellen (V).

Wärmeleitungsgleichung

$$q = -\lambda \cdot \nabla T \quad (2.10)$$

Die Fouriersche Wärmeleitungsgleichung nach **(2.10)** ist bereits in der Energiegleichung nach **(2.9)** implementiert.

Zustandsgleichung des Schmierstoffes

Für newtonsche Fluide kann die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität eines Schmierstoffes durch die bereits vorgestellte Vogel-Cameroonsche Gleichung nach **(2.5)** dargestellt werden.

In den meisten Fällen wird jedoch mit konstanten Stoffgrößen gerechnet, um die Komplexität des Gleichungssystems zu reduzieren. Die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffes findet hierbei durch Verwendung einer mittleren Temperatur statt.

Reynoldssche Gleichung

Um diese Gleichungen nun anwenden zu können, muss der physikalische Sachverhalt rund um die Schmierespaltströmung mit einigen grundsätzlichen Annahmen und Vereinfachungen beschrieben werden:

- Das Schmierstoffverhalten genügt den Gesetzen eines newtonschen Fluides.
- Die Strömung im Schmierespalt ist laminar (Reynoldszahl $\ll 1$), die Trägheitskräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar klein.
- Die Gewichtskräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar klein.
- Die gepaarten Körper sind ideal glatt und vollständig mit Schmierstoff benetzt.
- Das Lagerspiel ist sehr klein gegenüber den Lagerabmessungen.
- Die Schmierespaltoberflächen sind nur schwach gegeneinander geneigt, die Schmierespalthöhe ändert sich nur langsam.
- Der Druck in Richtung der Schmierespalthöhe ist konstant.
- Die Krümmung des Schmierespalt, die Geschwindigkeitskomponente in Radialrichtung und die Geschwindigkeitsgradienten in Umfangs- und Breitenrichtung sind vernachlässigbar klein.

Unter Anwendung der beschriebenen Gleichungen und Bedingungen erhält man die Reynoldssche Gleichung für die Druckverteilung im Schmierespalt eines endlich breiten Gleitlagers nach **(2.11)**. Es handelt sich um eine partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung, deren Lösung den zeitabhängigen Druckverlauf in Umfangs- und Breitenrichtung bei vorgegebener Wellenbewegung bzw. Schmierespalthöhe beschreibt. Der auf die Welle wirkende Druck steht im Gleichgewicht mit der Lagerbelastung.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot (U_1 + U_2) \cdot \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial x} + 12 \cdot \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} \quad (2.11)$$

Letztendlich ergibt sich ein geschlossenes Gleichungssystem für die unbekanntenen Variablen Druck, Temperatur und Geschwindigkeitskomponenten des Schmierstoffes. Je nach den Randbedingungen für die Lagerart ist dieses System analytisch oder nur mehr numerisch lösbar.

Im inkompressiblen (isothermen) Fall, der für die klassische Beschreibung der Strömung des Schmierstoffes im Schmierespalt ausreichend ist, wird die Energiegleichung nicht mehr benötigt.

2.3.4 Radialgleitlager endlicher Breite

Die numerische Lösung der Reynoldsschen Gleichung für die Druckverteilung im Schmier-spalt eines endlich breiten Radialgleitlagers wurde für praktisch relevante Randbedingungen erstmals von Butenschön durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Form von Schaubildern dargestellt und gelten für ein hydrodynamisches, stationäres, vollumschlossenes, unverkantetes Radialgleitlager endlicher Breite ($0,25 < B/D < 1,5$) mit konstanten Stoffgrößen.

Formelzeichen für Kapitel 2.3.4

R	in m	Lagerschalenradius ($D = 2R$)
r	in m	Wellenradius ($d = 2r$)
B	in m	Lagerbreite
F	in N	Lagerbelastung
ω	in 1/s	Lagerdrehzahl (hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit)
e	in m	Exzentrizität
h	in m	Schmierspalthöhe
β	in °	Verlagerungswinkel
p	in N/m ²	Mittlere Lagerbelastung
ρ	in kg/m ³	Dichte des Schmierstoffes
η	in Pas	Dynamische Viskosität des Schmierstoffes
V	in m ³ /s	Öldurchsatz
P_R	in W	Reibleistung
Re	-	Reynoldszahl

Geometrische Beziehungen

Die dimensionslosen Beziehungen nach (2.12), (2.13) und (2.14) werden eingeführt:

$$\text{Relatives Lagerpiel} \quad \Psi = \frac{R - r}{r} \quad (2.12)$$

$$\text{Relative Exzentrizität} \quad \varepsilon = \frac{e}{R - r} \quad (2.13)$$

$$\text{Relative Schmierspalthöhe} \quad \delta = \frac{h}{R - r} = 1 - \varepsilon \quad (2.14)$$

Betriebskennzahlen

Sommerfeldzahl
$$So = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} = f\left(\varepsilon, \frac{B}{D}\right) \quad (2.15)$$

Die dimensionslose Sommerfeldzahl nach **(2.15)** beschreibt den Betriebszustand eines Gleitlagers, der von Lagergeometrie, Lagerdrehzahl, Lagerbelastung und Schmierstoff abhängig ist ($So < 1$: Schnelllaufbereich, $So > 1$: Schwerlastbereich, Praxis: $So = 0,1$ bis 50 , **Bild 2.10**).

Verlagerungswinkel
$$\beta = f\left(\varepsilon, \frac{B}{D}\right) \quad (2.16)$$

Der Verlagerungswinkel nach **(2.16)** beschreibt die Lage der minimalen Schmierstalthöhe (**Bild 2.11**, **Bild 2.16**).

Reibungskennzahl
$$\frac{\mu}{\psi} = f\left(So, \frac{B}{D}\right) \quad (2.17)$$

Die dimensionslose Reibungskennzahl nach **(2.17)** beschreibt die Reibungsverhältnisse in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Gleitlagers (**Bild 2.12**).

Bezogener Öldurchsatz
$$Q = \frac{V}{R^3 \cdot \psi \cdot \omega} = f\left(\varepsilon, \frac{B}{D}\right) \quad (2.18)$$

Der dimensionslose bezogene Öldurchsatz nach **(2.18)** beschreibt den seitlichen Schmierstoffaustritt am Gleitlager durch Eigendruckentwicklung (**Bild 2.13**). Er setzt eine vollständige Benetzung der Gleitflächen mit Schmierstoff voraus. Bei Druckschmierung erhöht sich der Schmierstoffdurchsatz um einen Anteil durch den Zufuhrdruck.

Mittlere Lagerbelastung
$$p = \frac{F}{D \cdot B} \quad (2.19)$$

Eine wesentliche Größe für das Betriebsverhalten ist die mittlere Lagerbelastung nach **(2.19)**. Sie charakterisiert die mechanische Beanspruchung des Gleitlagers und findet sich auch in der Sommerfeldzahl wieder.

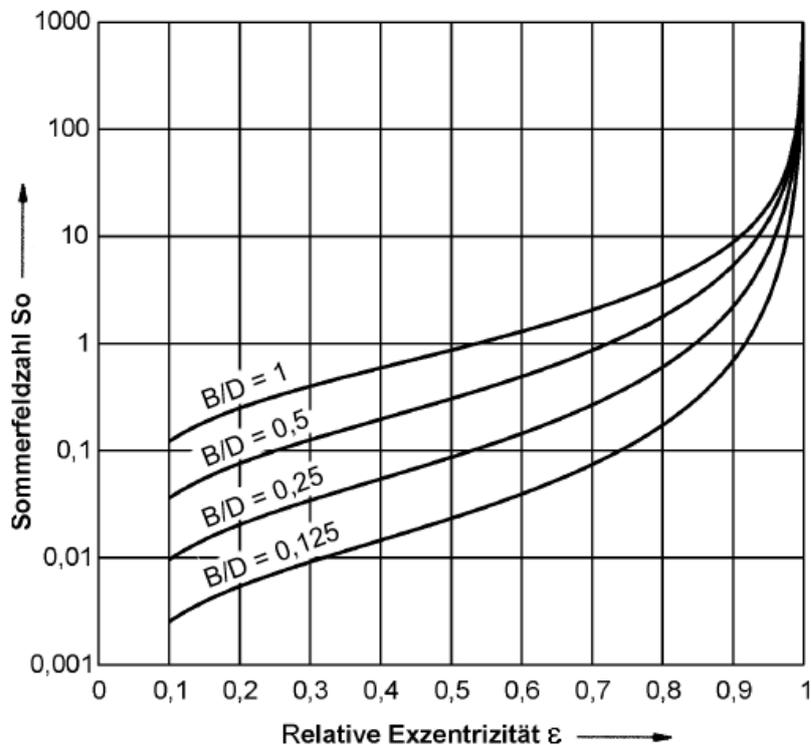


Bild 2.10 Sommerfeldzahl [9]

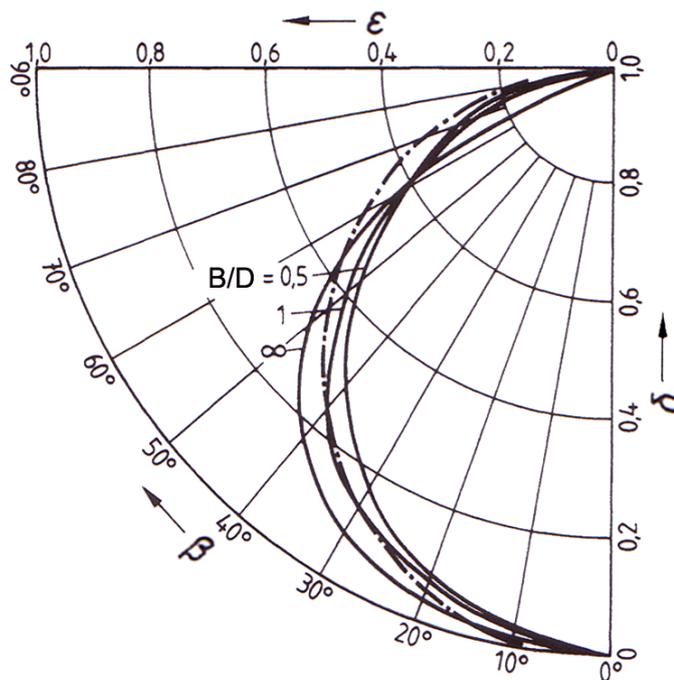


Bild 2.11 Verlagerungswinkel (Gümbel-Kurven) [4]

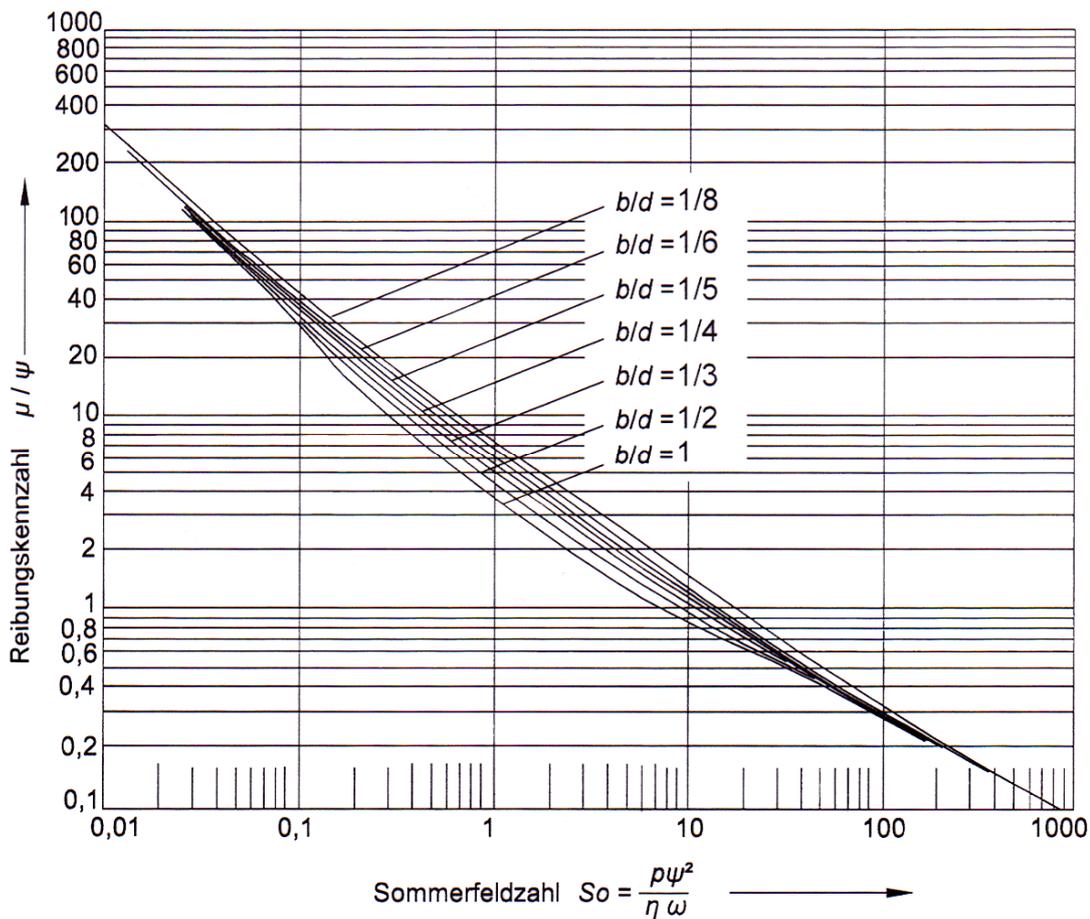


Bild 2.12 Reibungskennzahl [4]

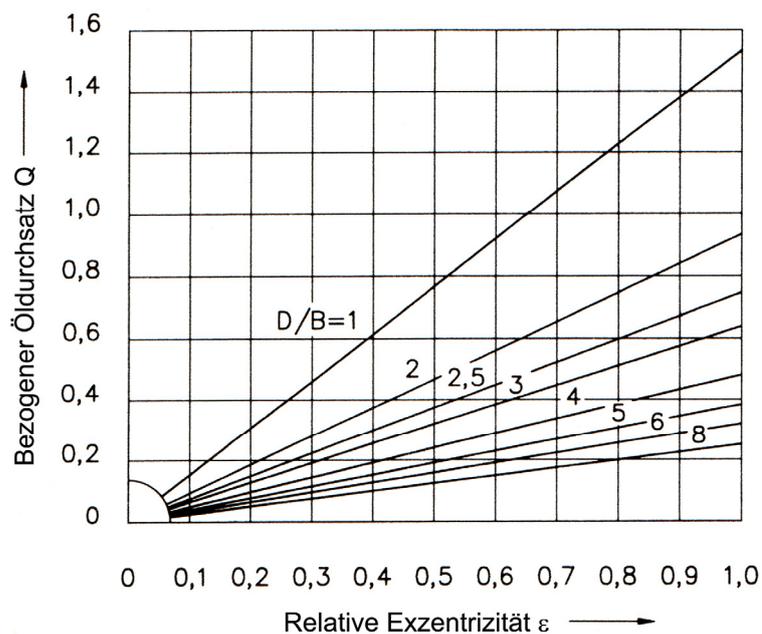


Bild 2.13 Bezogener Öldurchsatz [12]

Reibung und Reibleistung

Die numerischen Ergebnisse für die Lagerreibung stimmen gut mit dem sog. Reibungsstreifen nach Vogelpohl überein. Er zeigt einen streifenförmigen Reibungsbereich, begrenzt durch vier Kurven, jeweils für das vollumschlossene (Kurven 1 und 2) und halbumschlossene (Kurven 3 und 4) Gleitlager für den Bereich niedriger und hoher Sommerfeldzahl. Die Kurven laufen asymptotisch ineinander ein (**Bild 2.14**).

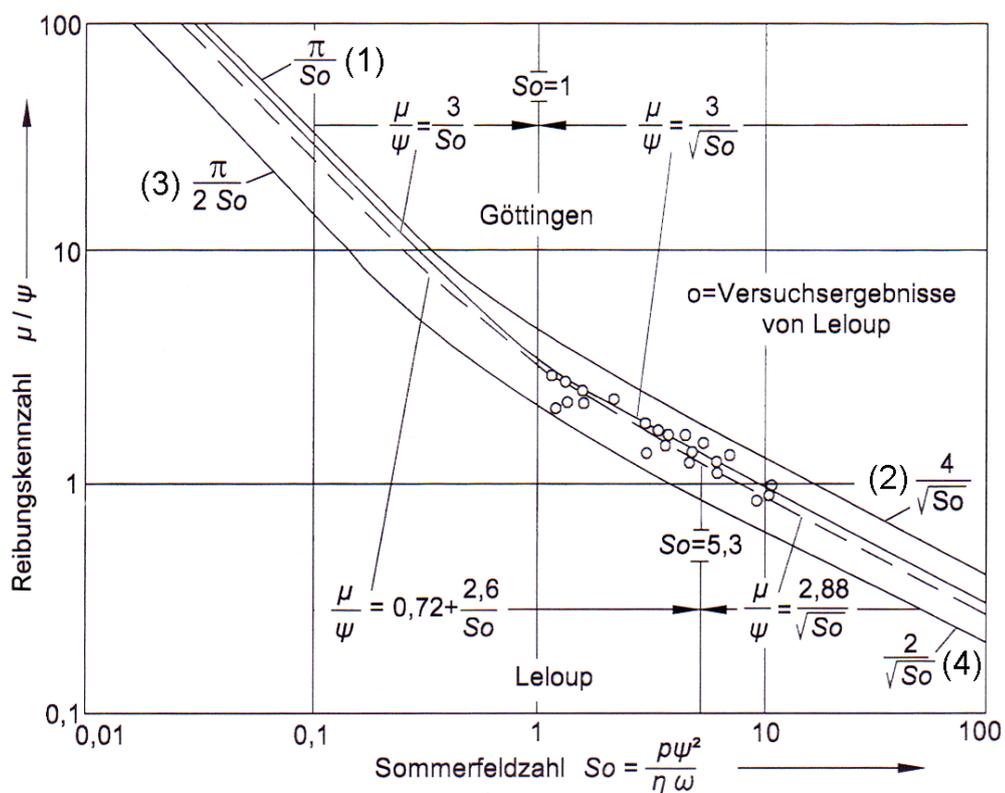


Bild 2.14 Reibungsstreifen nach Vogelpohl [4]

Die Reibleistung eines Gleitlagers im Bereich der Flüssigkeitsreibung kann nach (2.20) bestimmt werden. Sie entsteht durch die Scherung des viskosen Schmierstoffes infolge der Drehung der Welle. Die Reibung resultiert in einer Erwärmung des Lagers, die Reibungswärme muss durch Konvektion über das Lagergehäuse und über den Strom des Schmierstoffes abgeführt werden.

$$P_R = \frac{S_o \cdot \eta \cdot B \cdot D^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot \psi} \cdot \frac{\mu}{\psi} \quad (2.20)$$

Geschwindigkeitsprofil und Druckverteilung im Schmierkeil

Das Geschwindigkeitsprofil am Beispiel eines Schmierkeiles ist in **Bild 2.15** zu sehen und verdeutlicht die Strömungsverhältnisse im Schmierkeil eines Gleitlagers. Das Profil setzt sich aus einem Scherströmungsanteil (linear) und einem Druckströmungsanteil (parabolisch) zusammen. Der resultierende Verlauf ergibt sich aus dem Vorzeichen des Druckgradienten (Stellen 1 bis 3). Das Profil im Bereich des negativen Gradienten (3) findet man beim Gleitlager auch im divergierenden Schmierkeil.

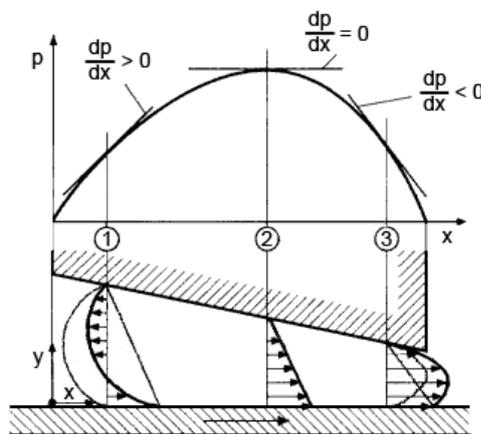


Bild 2.15 Geschwindigkeitsprofil im Schmierkeil [11]

Die Druckverteilung im Schmierkeil eines hydrodynamischen Radialgleitlagers ist in **Bild 2.16** zu sehen. Bei diesem beispielhaften stationären Gleitlager setzt sich der Druck nur aus dem Drehungsanteil durch die Drehung der Welle zusammen. Im instationären Fall würde ein Verdrängungsanteil durch die Radialbewegung der Welle hinzukommen.

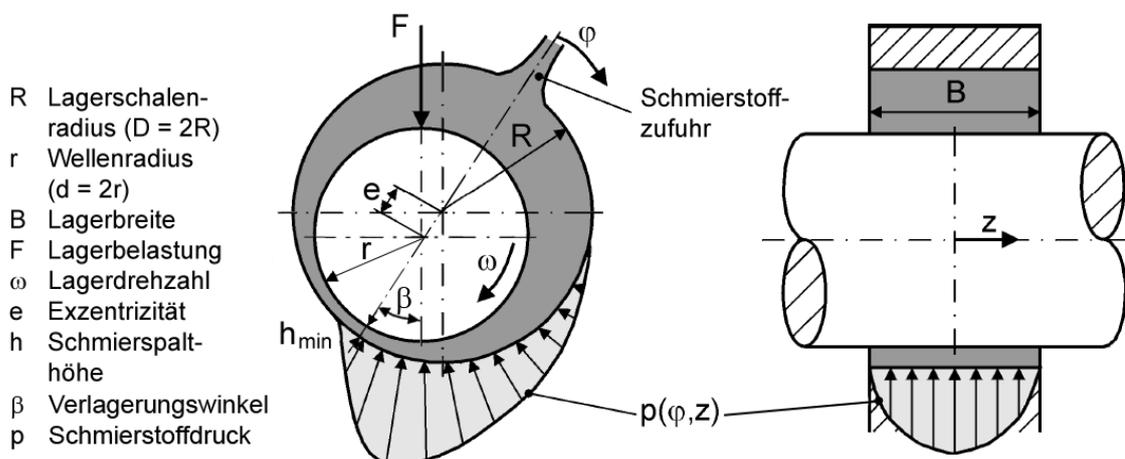


Bild 2.16 Druckverteilung im Schmierkeil eines hydrodynamischen Radialgleitlagers [9]

Spielen andere Faktoren, wie beispielsweise Lagerverkantung eine Rolle, kommt es zu einer Verzerrung des Druckverlaufes (**Bild 2.17**). Dieser Umstand äußert sich in ungünstigen Betriebszuständen und meist erhöhter Reibung und erhöhtem Verschleiß. Abhilfe schaffen hierbei schmale Lager oder eine weiche Ausführung der Lagerstellen im Kantenbereich.

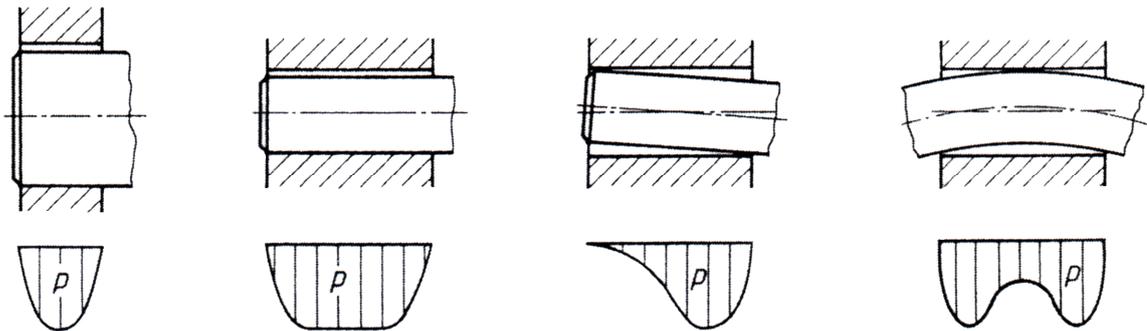


Bild 2.17 Druckverteilung im Schmierpalt bei unterschiedlichen Lagerungsverhältnissen [4]

Praktische Lagerberechnung

Für die Gleitlagerauslegung existieren in der Praxis viele Berechnungsgänge, die in einschlägiger Literatur nachzulesen sind. Sie orientieren sich im Wesentlichen an folgenden Basisanforderungen für die Betriebssicherheit von Gleitlagern:

- **Zulässige mittlere Lagerbelastung:** Die mittlere Lagerbelastung nach (2.19) muss unter den zulässigen Werten je nach Lagerwerkstoff liegen, um eine zu starke Deformation der Gleitflächen oder Materialschädigung zu vermeiden ($p_{zul} = 5$ bis 50 N/mm²).
- **Laminare Strömung:** Die Gültigkeit der hydrodynamischen Schmiertheorie kann durch Gewährleistung einer laminaren Strömung im Schmierpalt nach (2.21) sichergestellt werden.

$$Re = \frac{\rho \cdot R^2 \cdot \omega \cdot \psi}{\eta} \leq 41,3 \cdot \sqrt{\frac{1}{\psi}} \quad (2.21)$$

- **Abfuhr der Reibungswärme:** Die Wärmeabfuhr in einem Gleitlager geschieht durch Konvektion über das Lagergehäuse und über den Strom des Schmierstoffes. Nach (2.6) kann die Wärmeabfuhrleistung durch den Schmierölstrom ermittelt werden, die Wärmeabfuhr durch Konvektion wird oft vernachlässigt. Zur Vermeidung von thermischer Überlastung muss die mittlere Lagertemperatur des betriebswarmen Gleitlagers unter den zulässigen Werten je nach Betriebsbedingungen liegen.

- **Ausreichender Schmierstoffdurchsatz:** Der Schmierstoffdurchsatz entsteht durch den seitlichen Schmierstoffaustritt am Gleitlager. Er setzt sich aus einem Anteil durch Eigendruckentwicklung nach **(2.18)** und bei Druckschmierung einem Anteil durch den Zufuhrdruck zusammen.
- **Verschleißsicherheit:** Das relative Lagerspiel kann nach Erfahrungswerten für die Materialpaarung gewählt werden ($\psi = 0,0005$ bis $0,003$). Über seine thermische Änderung beim betriebswarmen Gleitlager ergibt sich das effektive relative Lagerspiel, woraus die Passungsmaße für Welle und Bohrung hervorgehen. Zur Vermeidung von Verschleiß muss die minimale Schmierpalthe die Flüssigkeitsreibungszustand sicherstellen. Oft werden Gleitlager jedoch bewusst im Mischreibungsgebiet betrieben, in diesem Fall sind andere Nachweise zu führen.

Da die mittlere Lagertemperatur zu Beginn des Berechnungsganges noch unbekannt ist, muss ein Startwert angenommen werden. Über die Wärmebilanz kann durch iterative Korrekturen der richtige Wert ermittelt werden.

2.3.5 Bauarten und Werkstoffe von Radialgleitlagern

Um die technischen Anforderungen an Gleitlager zu erfüllen, sind unterschiedlichste Bauarten und Werkstoffe entwickelt worden. Je nach Montagemöglichkeiten und Betriebsbedingungen müssen die Lagerbauarten einen hydrodynamischen Druckaufbau und stabilen Wellenlauf ermöglichen. Die eingesetzten Werkstoffe sollen ausreichende Festigkeit, Schmiegsamkeit, Benetzbarkeit, Wärmeleitfähigkeit, Notlaufeigenschaft, gutes Reibungs- und Verschleißverhalten sowie chemische Beständigkeit aufweisen.

Bauarten

Generell unterscheidet man Massivlager und Mehrschichtlager, die aus mehreren Materialschichten bestehen. Ein Dreischichtlager ist beispielsweise folgendermaßen aufgebaut:

- **Stahlstützschale:** Festigkeit (z.B. 2 mm)
- **Tragschicht:** Notlaufeigenschaften durch spritzgegossene Bronzelegierung oder walzplattierte (Reibverschweißung) Aluminiumlegierung (z.B. 0,2 mm)
- **Sperrschicht:** Diffusionssperre aus Nickel (z.B. 2 μm)
- **Laufschicht:** Gleiteigenschaften durch galvanisch aufgebraute Bronzelegierung oder gesputterte (Metallzerstäubung) Aluminiumlegierung (z.B. 20 μm)

In **Bild 2.18** und **Bild 2.19** sind abweichend vom einfachen, zylindrischen Lager unterschiedliche Bauarten für hydrodynamische Radialgleitlager gezeigt.

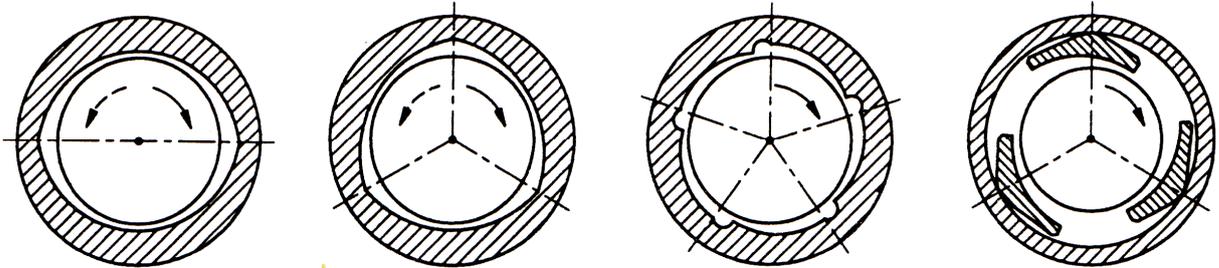


Bild 2.18 Ungeteilte Mehrflächengleitlager und Kippsegmentgleitlager [12]

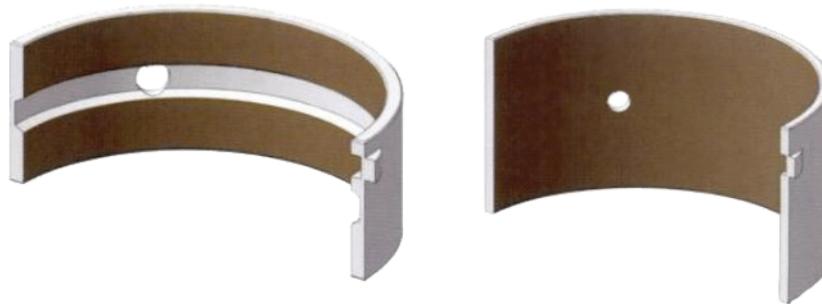


Bild 2.19 Geteilte Pleuellagerschale und Hauptlagerschale [6]

Die Schmierstoffzufuhr erfolgt bestenfalls im Bereich der maximalen Schmier-spalthöhe, um den hydrodynamischen Druckaufbau nicht zu stören (**Bild 2.20**). Ebenfalls empfiehlt sich eine Zufuhr über das Bauteil mit Punktlastbeaufschlagung, was in den meisten Fällen auf die Lagerschale zutrifft. Eine Abdichtung des Schmierstoffraumes geschieht durch Wellendicht-ringe, Spaltdichtungen, Labyrinthdichtungen und Spritzringe.

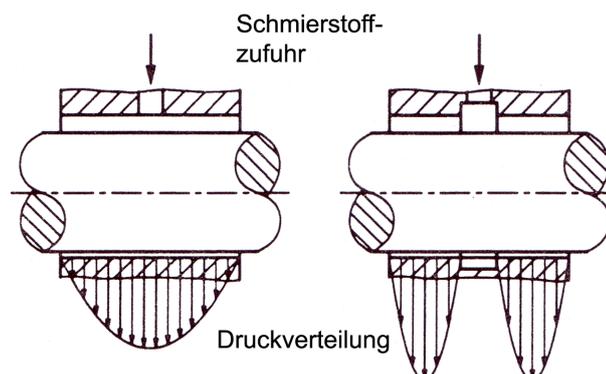


Bild 2.20 Einfluss der Schmierstoffzufuhrstelle auf die Druckverteilung [12]

Werkstoffe

Übliche Werkstoffe für Gleitlager sind:

- **Weißmetalle:** Blei-Antimon-Zinn-Legierungen, die gute Gleiteigenschaften aber geringe Festigkeit aufweisen.
- **Bronzelegierungen:** Blei-Kupfer-Zinn-Legierungen, die mittlere Gleiteigenschaften und Festigkeit aufweisen.
- **Aluminiumlegierungen:** Aluminium-Kupfer-Zinn-Legierungen oder Aluminium-Silizium-Legierungen, die mittlere Gleiteigenschaften und hohe Festigkeit aufweisen sowie ausgleichende Wärmeausdehnung bei Leichtmetallgehäusen.
- **Poröse Sintermetalllager:** Sie weisen mittlere Gleiteigenschaften und Festigkeit auf, speichern durch ihren porösen Körper aber den Schmierstoff und sind daher wartungsarm bzw. wartungsfrei.
- **Kunststofflager:** Sie weisen geringe Gleiteigenschaften und Festigkeit auf, eignen sich aber zum Trockenlauf und sind wartungsarm bzw. wartungsfrei (z.B. Polyamid PA, Polyethylen PE, Polytetrafluorethylen PTFE, Polyurethan PU).
- **Verbundlager:** Kombination der Lagerwerkstoffe zur Veränderung der Eigenschaften (z.B. Metall-Kunststoff-Verbundlager).

3 Stand der Technik

3.1 Messtechnik

Im modernen Entwicklungsprozess nimmt der praktische Versuch einen besonderen Stellenwert ein, da man nur so das reale Verhalten einer technischen Anordnung aufzeigen kann [1] [7] [13] [16].

Die wesentlichen Untersuchungsbereiche bei hydrodynamischen Gleitlagern sind:

- Grundlagenforschung zur hydrodynamischen Schmiertheorie
- Statische und dynamische Belastbarkeit, Dauerfestigkeit, Ermüdung
- Lagerwerkstoffe und Schmierstoffe
- Mangelschmierungs-, Verschleiß- und Heißlaufverhalten

Zur Prüfung von Belastbarkeit und Dauerfestigkeit beispielsweise wird häufig ein System nach **Bild 3.1** eingesetzt. Hierbei wird das Prüflager statisch durch eine Feder und dynamisch durch die Unwucht einer rotierenden Masse belastet.

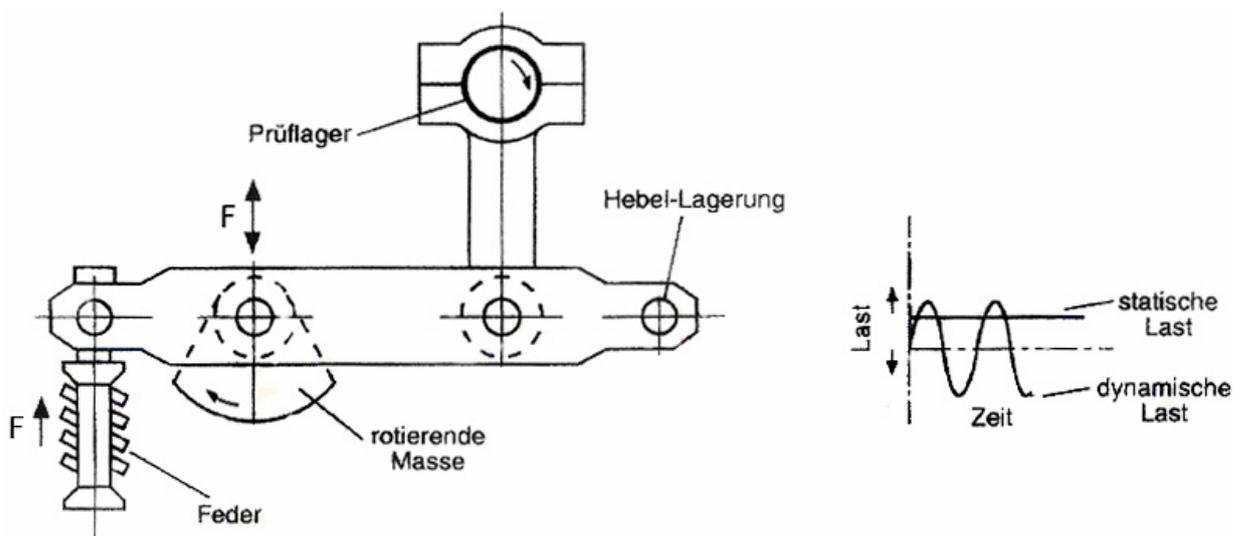


Bild 3.1 System zur Belastbarkeits- und Dauerfestigkeitsprüfung von Gleitlagern [1]

Bild 3.2 zeigt einen Prüfstand zur Untersuchung von Gleitlagern unter motorähnlicher Belastung. Das Prüflager kann bei dieser Anordnung in beliebiger Richtung innerhalb einer Ebene belastet werden.

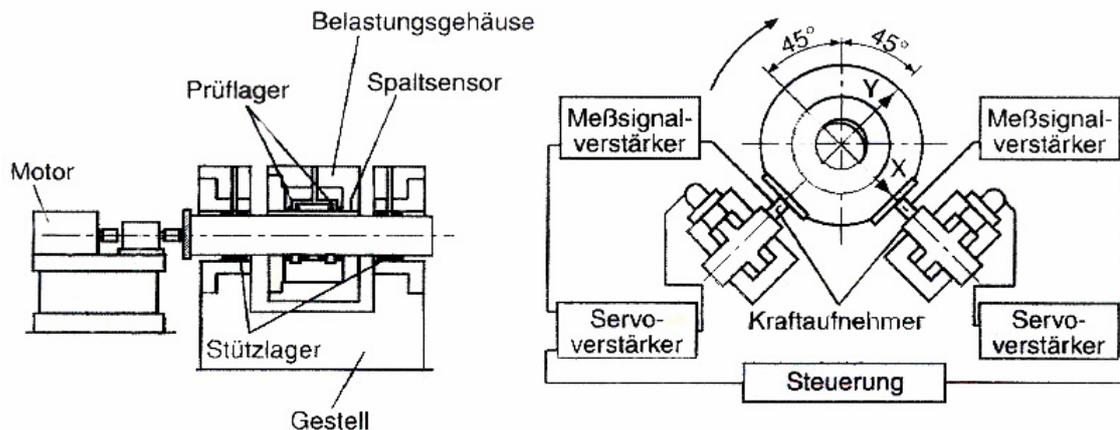


Bild 3.2 System zur Untersuchung von Gleitlagern unter motorähnlicher Belastung [1]

Je nach der individuellen Aufgabenstellung eines Prüfstandes kommen unterschiedlichste Messprinzipien zum Einsatz. Nachfolgend finden sich typische Messaufgaben im Rahmen von Gleitlageruntersuchungen und die dafür verwendete Messtechnik.

Temperaturmessung

- **Thermoelemente:** Oberflächenthermoelemente sind zur Messung der Schmieröltemperatur im Schmier-spalt oberflächenbündig in der Lagerschale angebracht.
- **Dünnschichtsensoren:** Diese Widerstands-Temperatur-Sensoren werden für spezielle Untersuchungen auf die Welle oder Lagerschale aufgedampft. Mit der gleichen Methode kann auch der Schmieröl-druck gemessen werden.

Druckmessung

- **Piezelektrische Druckaufnehmer:** Die Drucksensoren sind zur dynamischen Druckmessung in der Welle oder Lagerschale oberflächenbündig angebracht.
- **Drahtaufnehmer-Druckmessverfahren:** Spezielle Messdrähte sind in Nuten auf der Lagerschalenoberfläche eingeklebt.

Verlagerungsbahnmessung

- **Induktive Wegaufnehmer:** Nach dem Wirbelstromprinzip arbeitende, paarweise angeordnete Sensoren dienen zur Messung der Position der Welle.

- **Kapazitive Wegaufnehmer:** Nach dem Kondensatorprinzip arbeitende, paarweise angeordnete Sensoren dienen zur Messung der Position der Welle.
- **Optische Wegaufnehmer:** Mittels Lasertriangulation vermessen paarweise angeordnete Laserabstandssensoren die Position der Welle.

Mischreibungsdetektierung

- **Übergangswiderstandsmessung:** Diese Methode wird zur Messung des Übergangswiderstandes zwischen Welle und Lagerschale eingesetzt.

Schwingungsmessung

- **Beschleunigungsaufnehmer:** Der Reibungszustand des Gleitlagers wird über das akustische Verhalten der Lagerstelle erfasst.

Verschleißmessung

- **Radionuklidverfahren:** Nach radioaktiver Markierung der Lagerschale können die vom Schmieröl weggespülten Verschleißteilchen anhand ihrer Gammastrahlung registriert werden.
- **Spektralanalyse des Schmieröles:** Proben des Schmieröles werden hinsichtlich ihrer Zusammensetzung untersucht und der enthaltene Metallabrieb atomspektroskopisch erfasst.
- **Vermessung der geometrischen Veränderung der Lagerschale:** Mit unterschiedlichsten Methoden der Wegmessung kann der Materialabtrag an der Lagerschalenoberfläche erfasst werden.

Reibungsmessung

- **Kraft-Hebelarm-Prinzip:** Mittels Kraftmessung kann über eine bekannte Hebelarmlänge auf das Reibungsmoment geschlossen werden.
- **Drehmomentmesswelle:** Sie ermöglicht eine direkte Messung des Reibungsmomentes an der Welle.
- **Hydrostatisches Messlager:** Bei einem Messsystem dieser Art dient ein hydrostatisch getragenes Messlager zur nahezu reibungsfreien Lagerung des eigentlichen Prüflagers. Die Druckköltschen im Konus werden durch eine externe Pumpe mit Hydrauliköl gespeist. Mehrere Taschen sind am Umfang des Lagers verteilt, Drosseln dienen zur Druckstabilisierung. Das Reibungsmoment wird mittels Kraftaufnehmer zwischen Messlager und Gehäuse ermittelt (**Bild 3.3**).

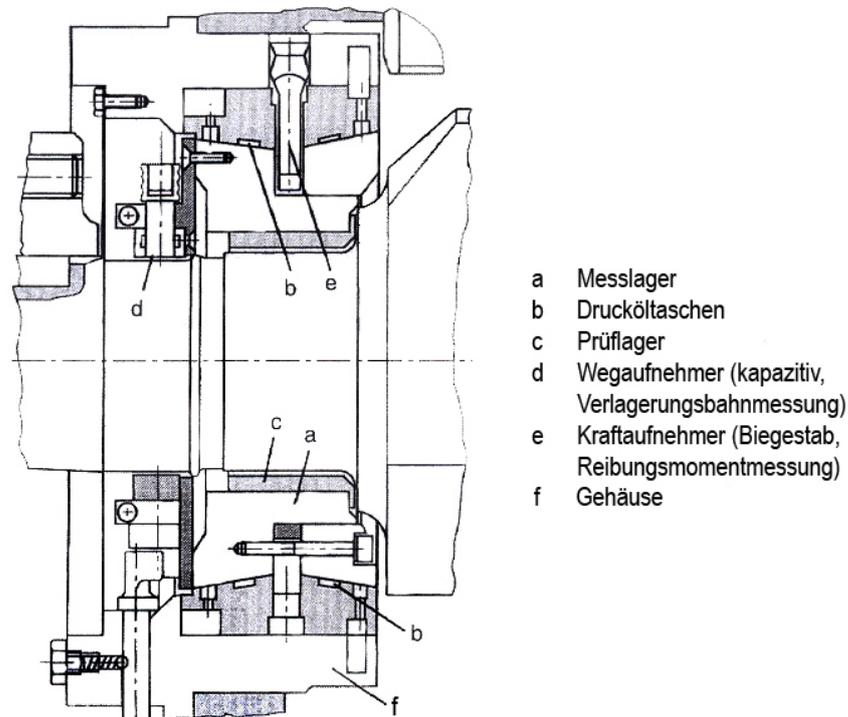


Bild 3.3 Hydrostatisches Messlager zur Reibungsmessung [1]

Weiters werden übliche Messprinzipien beispielsweise zur Drehzahl-, Belastungs- oder Schmierstoffdurchsatzmessung eingesetzt.

3.2 Ausgeführte Prüfstände

Um einen Überblick zu bekommen, welche Prüfstände aktuell in der Praxis verwendet werden, wurden entsprechende Recherchen in Literatur und Internet durchgeführt. Die nachfolgenden Ausführungen zeigen beispielhafte Aufbauten, die von Universitäten und Industrieunternehmen für Reibungsuntersuchungen an unterschiedlichsten Gleitlagerarten eingesetzt werden.

Mit den Untersuchungen wurden folgende Ziele verfolgt:

- Überblick über verwendete Prüfstände
- Informationen über die Prüflinge und das Messziel
- Informationen über die eingesetzte Messtechnik
- Informationen über die Konstruktion der Prüfstandsmechanik

3.2.1 Gleitlagerprüfstand TU Clausthal

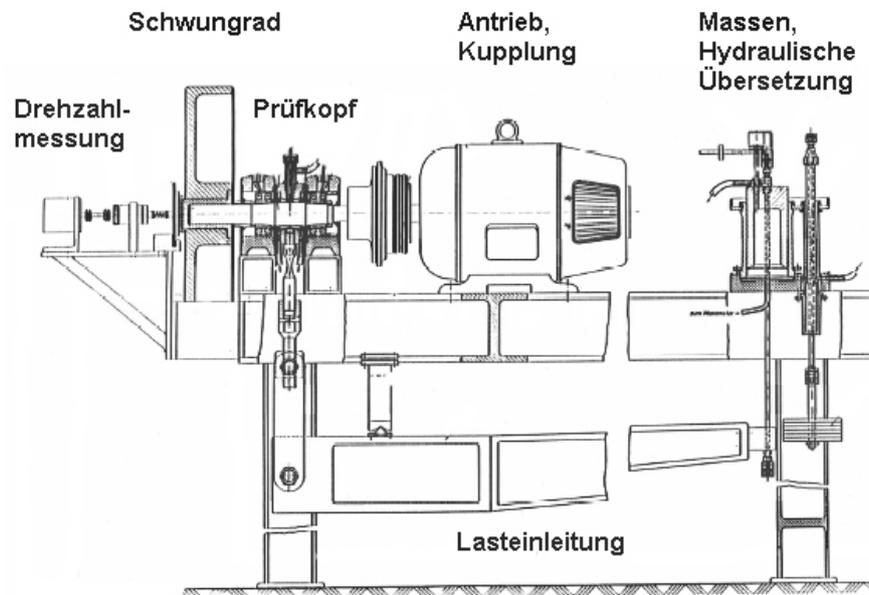


Bild 3.4 Gleitlagerprüfstand TU Clausthal [13]

Funktion

Der in **Bild 3.4** gezeigte Prüfstand dient zur Ermittlung der Stribeck-Kurve mittels eines Auslaufversuches. Es wird dazu ein Prüflager über eine Hebelanordnung durch Massen belastet, wobei die Belastungskraft zusätzlich durch eine hydraulische Übersetzungseinrichtung verstärkt wird. Über den gemessenen Drehzahlverlauf kann eine Verzögerungskurve erstellt werden, aus der bei bekannter Schwungradmasse nach dem Drallsatz das Reibungsmoment bestimmbar ist.

Eigenschaften

Der Prüfstand zeigt folgende Merkmale:

- Prüfung von hydrodynamischen Radialgleitlagern
- Statische Belastung
- Einfluss der Stützlagerreibung
- Keine stationären Betriebspunkte
- Aussagen über den Mischreibungszustand

3.2.2 Gleitlagerprüfstand TU Chemnitz

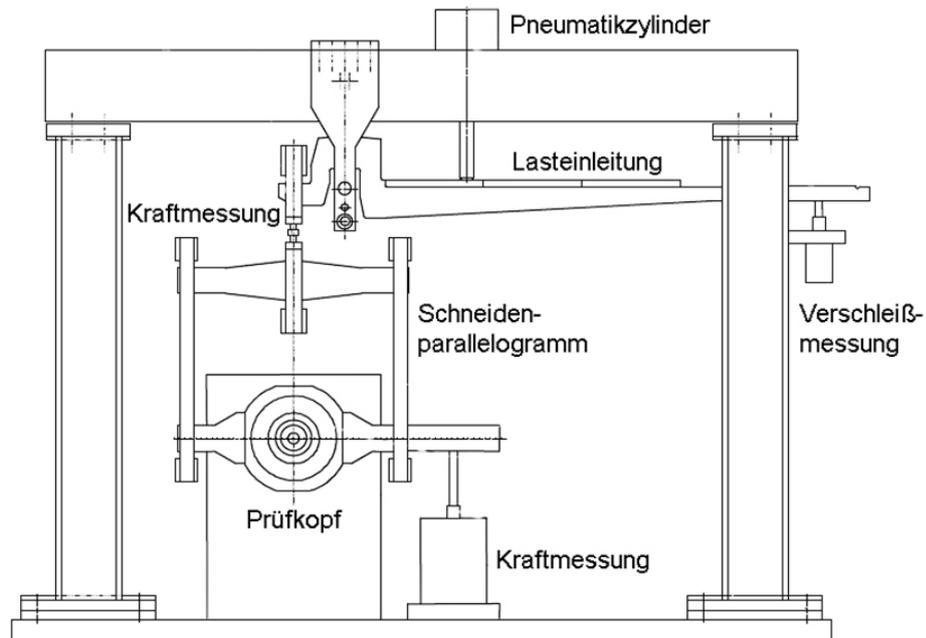


Bild 3.5 Gleitlagerprüfstand TU Chemnitz [7]

Funktion

Der in **Bild 3.5** gezeigte Prüfstand dient zu Reibungs- und Verschleißuntersuchungen an Kunststoffgleitlagern. Es wird dazu ein Prüflager über eine Hebelanordnung durch einen Pneumatikzylinder belastet. Die Belastung wird über ein Schneidenparallelogramm auf den Prüfkopf geleitet, um die Lasteinleitung nahezu reibungsfrei zu gestalten. Das Reibungsmoment wird nach dem Kraft-Hebelarm-Prinzip gemessen. Weiters verfügt der Prüfstand über eine Einrichtung zur Verschleißmessung mittels Wegaufnehmer.

Eigenschaften

Der Prüfstand zeigt folgende Merkmale:

- Prüfung von Radialgleitlagern aus Kunststoff
- Statische Belastung (bis 3200 U/min und 13 kN)
- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung
- Prüfkopfheizung, sperriger Prüfstands Aufbau

3.2.3 Gleitlagerprüfstand WPM Werkstoffprüfsysteme Leipzig



Bild 3.6 Gleitlagerprüfstand WPM Werkstoffprüfsysteme Leipzig [16]

Funktion

Der in **Bild 3.6** gezeigte Prüfstand dient zur Untersuchung von Gleitlagern unter motorähnlicher Belastung. Das Prüflager kann bei dieser Anordnung in beliebiger Richtung innerhalb einer Ebene belastet werden. Dazu wird der Prüfkopf über drei unter 120 Grad angeordnete Hydraulikzylinder belastet, wobei die Belastung über ein hydrostatisches Messlager nahezu reibungsfrei eingeleitet wird.

Eigenschaften

Der Prüfstand zeigt folgende Merkmale:

- Prüfung von hydrodynamischen Radialgleitlagern
- Dynamische Belastung (bis 6000 U/min und 100 kN)
- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung
- Hohe Kosten

4 Lastenheft

4.1 Parameterfestlegung

Als Basis für alle weiteren Überlegungen müssen die wesentlichen Eckdaten des zu erarbeitenden Prüfstandkonzeptes in Form eines Lastenheftes festgelegt werden. Diese sollen in der Folge als Auslegeparameter für die Zukaufkomponenten sowie die Prüfstandsmechanik dienen. Da die einzige Vorgabe war, dass die Reibleistung von Gleitlagern in motorüblicher Baugröße gemessen werden sollte, wurden zum Abschätzen der Eckdaten diesbezügliche Bedingungen herangezogen. Berücksichtigung fanden auch aus den tribologischen Grundlagen ableitbare Betriebsparameter für ein hydrodynamisches Gleitlager [1] [10].

Die ersten festzulegenden Parameter waren:

- Repräsentative Werte für Prüflagergeometrie, Lagerdrehzahlbereich und Lagerbelastungsbereich
- Randbedingungen, wie beispielsweise Schmierstoffparameter
- Zu erwartendes Reibungsmoment

Des Weiteren musste im Vorfeld bereits auf besondere Umstände Rücksicht genommen werden, wie die möglichen Betriebszustände des Prüfstandes:

- Anfahrvorgang im Grenz- und Mischreibungsgebiet
- Prüfungsbetrieb im Flüssigkeitsreibungsgebiet
- Notsituation des "Fressens" der Lagerschale an der Welle

Geometrie, Drehzahl, Belastung, Schmierstoff

Prüflagergeometrie, Lagerdrehzahlbereich, Lagerbelastungsbereich und Schmierstoffparameter konnten relativ einfach bestimmt werden. Nach Diskussion wurden hierfür festgelegt:

- Prüflagergeometrie im Bereich Durchmesser 50 mm, Breite 20 mm
- Lagerdrehzahl bis 6000 U/min

- Lagerbelastung bis 50 kN
- Schmieröltemperatur 40 bis 150 °C, Schmierölzufuhrdruck 0 bis 4 bar

Reibungsmoment

Die Auswertung von unternehmensinternen Unterlagen bezüglich Reibungsuntersuchungen an Gleitlagerungen von Kurbelwellen in Verbrennungsmotoren ergab:

- Das durchschnittliche Reibungsmoment für ein Lager über ein Arbeitsspiel bewegt sich in einer Größenordnung von 1 Nm.
- Das kurzzeitige Spitzenreibungsmoment für ein Lager über ein Arbeitsspiel bewegt sich in einer Größenordnung von 2 Nm.
- Die Lagerverkantung kann vereinfacht durch eine Verdoppelung des Reibungsmomentes des paralleltragenden Lagers berücksichtigt werden.

Um diese Werte für das zu erwartende Reibungsmoment zu untermauern, wurden mit den bisher festgelegten Parametern für den Reibungsprüfstand softwareunterstützte Reibleistungsberechnungen durchgeführt. Diese Berechnungen basierten auf einem stationären Radialgleitlager mit den mittleren Abmessungen Durchmesser 50 mm, Breite 20 mm und einem relativen Lagerspiel von 0,001.

In **Bild 4.1** und **Bild 4.2** sind die Extrema der Berechnungen als Verläufe von Reibungsmoment und Reibleistung bei konstanter Sommerfeldzahl dargestellt. Der Betriebspunkt maximaler Reibleistung ergibt sich im speziellen Fall durch das Annehmen der ungünstigsten Bedingungen für Lagerdrehzahl (6000 U/min), Lagerbelastung (50 kN) und Schmierstoffviskosität (40 mPas bei Öltemperatur 60 °C). Es zeigte sich, dass dieser theoretische Punkt zur Parameterabschätzung bei einer Sommerfeldzahl von $S_o = 2$ auftritt.

4.2 Lastenheft

In abschließender Diskussion wurde ein Auslegeparameter von 5 Nm für das Reibungsmoment festgelegt. Mit diesem Wert sollte die Messtechnik auch während des Anfahrvorganges geschützt sein. Einem "Fressen" der Lagerschale an der Welle muss jedoch durch eine zusätzliche Sicherung für die Messtechnik Rechnung getragen werden. Zusammenfassend findet sich in **Tabelle 4.1** das Lastenheft für das zu erarbeitende Prüfstandskonzept.

Reibungsmoment

Gleitlager: $D = 50 \text{ mm}$, $B = 20 \text{ mm}$, $\psi = 0,001$
($S_o = 2$)

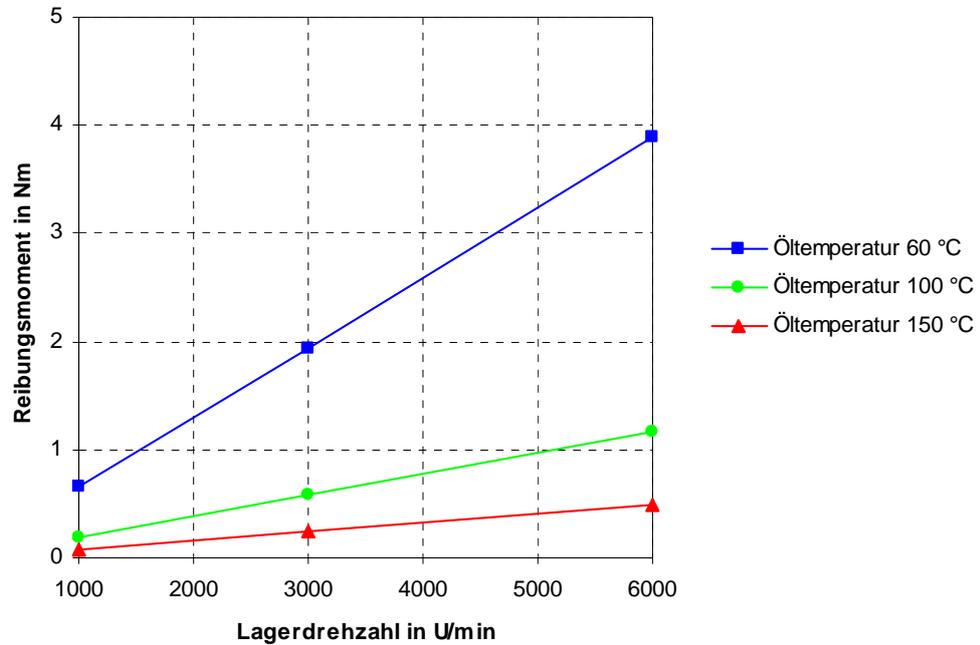


Bild 4.1 Reibungsmomentverlauf bei konstanter Sommerfeldzahl

Reibleistung

Gleitlager: $D = 50 \text{ mm}$, $B = 20 \text{ mm}$, $\psi = 0,001$
($S_o = 2$)

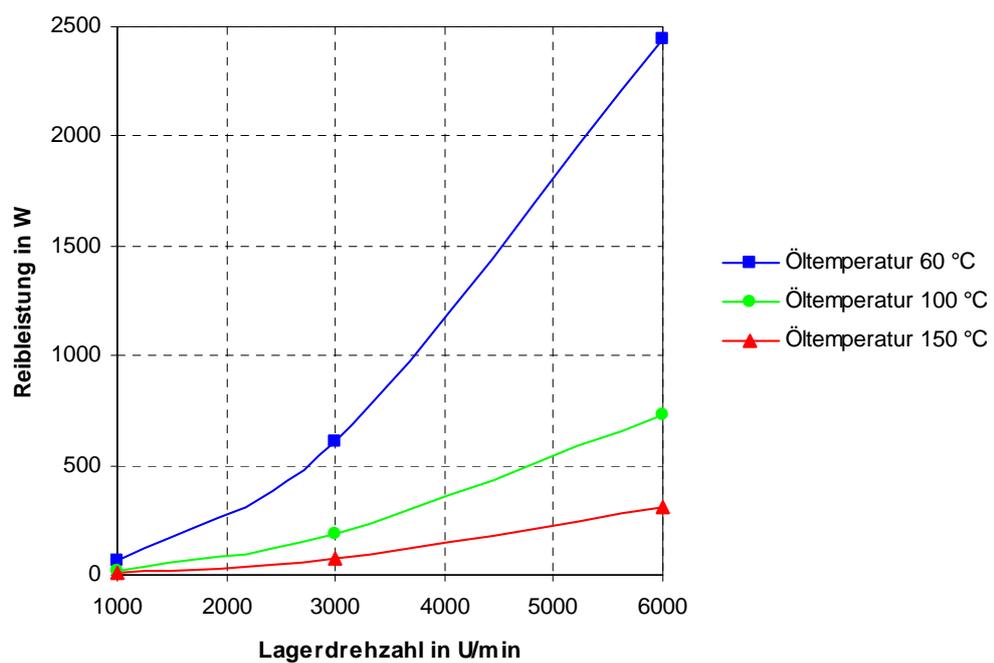


Bild 4.2 Reibleistungsverlauf bei konstanter Sommerfeldzahl

Tabelle 4.1 Lastenheft Reibungsprüfstand PRISMA Engineering

Lastenheft Reibungsprüfstand PRISMA Engineering			
	MUSS-KRITERIEN	OPTIONAL-KRITERIEN	KOMMENTAR
Messziel	Quasistatische Reibleistung der Prüflager		
Messgenauigkeit	Messung der Reibleistung mit einer Genauigkeit von +/- 10 %		Richtwert für die Gesamtkette je nach Ausführung des Prüfstandkonzeptes
Prüflinge	Lagerart:	Ölgeschmierte Radialgleitlager	Motorübliche Baugröße
	Lagerdurchmesser:	50 mm	+20/-20 mm
	Lagerbreite:	20 mm	+20/-10 mm
	Lageranzahl:	1 oder mehrere Prüflager zur gleichzeitigen Prüfung	
Prüfparameter	Lagerdrehzahl:	500 bis 6000 U/min	
	Lagerbelastung:	Max. 50 kN konstante, stillstehende Belastung	Stationäre Gleitlagerbelastung Instationäre Gleitlagerbelastung
	Belastungsfälle:	Parallelttragendes Prüflager Verkantetes Prüflager	Wellen- und Lagerschalenachse parallel Wellen- und Lagerschalenachse nicht parallel
	Schmierölparameter:	Schmieröltemperatur: 40 bis 150 °C Schmierölzuluhrdruck: 0 bis 4 bar	Motorübliche Schmierölparameter
	Betriebsparameter:	Lagerdrehzahl: 500 bis 6000 U/min Lagerbelastung: 0 bis 50 kN Schmieröltemperatur: 40 bis 150 °C Schmierölzuluhrdruck: 0 bis 4 bar	
Messgrößen und Messbereiche	Reibleistungsparameter:	Reibmoment: 0 bis 5 Nm	Mischreibungsdetektierung
	Wärmeabfuhrleistung des Schmieröstromes:	Schmierölvolumenstrom: 0 bis 2 l/min	Bewegung der Prüfwelle im Prüflager Schiefeinstellung der Prüfwelle im Prüflager
			Externe Bestimmung der Schmierölparameter
Sonderkomponenten	Schmierölkonditionierung (bestimmt durch obige Vorgaben)	Mischreibungsdetektierung	

5 Messtechnik

5.1 Ermittlung der Reibleistung

Das Lastenheft für den Reibungsprüfstand entstand aus der Hauptaufgabenstellung der Reibleistungsmessung an einem hydrodynamischen Radialgleitlager. Die Art und Weise, wie die Reibleistung letztendlich ermittelt werden soll, wurde in diesem Zusammenhang aber noch nicht festgelegt. Grundlegende Möglichkeiten dafür sollen nachfolgend verglichen werden, prinzipielle Methoden der Reibleistungsmessung zeigt **Tabelle 5.1**.

Tabelle 5.1 Prinzipielle Methoden der Reibleistungsmessung

Methoden der Reibleistungsmessung			
PRINZIP	MESSGRÖSSEN	VORTEILE	NACHTEILE
<p>Mechanisch an der Welle</p> <p>Die Reibleistung wird durch Messung des Reibungsmomentes an der Welle ermittelt.</p>	<ul style="list-style-type: none"> > Reibungsmoment > Lagerdrehzahl 	<ul style="list-style-type: none"> + Hohe Genauigkeit + Relativ einfache Messung 	<ul style="list-style-type: none"> - Empfindlich bzgl. Parasitärbelastungen - Stützlager - Möglicherweise hohe Kosten
<p>Mechanisch an der Lagerschale</p> <p>Die Reibleistung wird durch Messung des Reibungsmomentes an der Lagerschale ermittelt.</p>	<ul style="list-style-type: none"> > Reibungsmoment bzw. Abstützkraft des Reibungsmomentes und Hebelarm > Lagerdrehzahl 	<ul style="list-style-type: none"> + Hohe Genauigkeit + Relativ einfache Messung 	<ul style="list-style-type: none"> - Empfindlich bzgl. Lasteinleitung - Möglicherweise Einfluss der Abstützkraft - Möglicherweise Hebelarm in der Messkette
<p>Wärmeabfuhrleistung durch den Schmierölstrom</p> <p>Die Reibleistung wird indirekt über die Messung der abgeführten Reibungswärme ermittelt.</p>	<ul style="list-style-type: none"> > Schmierölvolumenstrom > Schmieröltemperatur Prüflagerzustrom und -abstrom > Schmierölparameter Dichte und spez. Wärmekapazität 	<ul style="list-style-type: none"> + Reduzierter mechanischer Aufbau + Relativ einfache Messung + Geringe Kosten 	<ul style="list-style-type: none"> - Vernachlässigung der Konvektion aufgrund aufwändiger Messung - Externe Bestimmung der Schmierölparameter - Geringe Genauigkeit
<p>Leistungsparameter des Antriebsmotors</p> <p>Die Reibleistung wird über die Messung der elektrischen Leistungsparameter des Antriebes in einem stationären Betriebspunkt der Prüfwellen ermittelt.</p>	<ul style="list-style-type: none"> > Stromaufnahme > Spannung > Leistungsfaktor (cos φ) > Mech. Wirkungsgrad 	<ul style="list-style-type: none"> + Reduzierter mechanischer Aufbau 	<ul style="list-style-type: none"> - Einfluss von Wirkungsgrad und Leistungsfaktor des Motors - Geringe Reproduzierbarkeit aufgrund Temperaturabhängigkeit des Motorbetriebsverhaltens - Insgesamt viele Einflüsse auf das Messergebnis
<p>Auslaufversuch</p> <p>Die Reibleistung wird über die Messung des Drehzahlverlaufes über der Zeit während des Bremsvorganges der Prüfanordnung bestimmt.</p>	<ul style="list-style-type: none"> > Lagerdrehzahl > Zeit > Schwungmasse 	<ul style="list-style-type: none"> + Relativ einfache Messung + Aussagen über den Mischreibungszustand 	<ul style="list-style-type: none"> - Keine expliziten Untersuchungen in einem Drehzahlpunkt möglich - Schwungmasse erforderlich - Stützlager - Aufwändige Auswertung

Diese Gegenüberstellung lässt hinsichtlich Eigenschaften und Umsetzbarkeit den Schluss zu, dass nicht alle Verfahren für eine sinnvolle Messung geeignet sind. Weiters zeigt sich auch die Sinnhaftigkeit einer Kontrollmessung, um eine gewisse Redundanz in der Ermittlung der Messwerte zu erzielen. Diese kann optional jederzeit nachträglich an einem bestehenden Prüfstandskonzept angewendet werden. In **Tabelle 5.2** wird die Entscheidung getroffen, eine mechanische Messung des Reibungsmomentes an der Welle oder Lagerschale durchzuführen.

Tabelle 5.2 Eignung der Methoden der Reibleistungsmessung

Methoden der Reibleistungsmessung		
PRINZIP	EIGNUNG	HAUPTEIGENSCHAFT
Mechanisch an der Welle	Geeignet zur Hauptmessung	Beherrschbare Einflüsse auf das Messergebnis
Mechanisch an der Lagerschale	Geeignet zur Hauptmessung	Beherrschbare Einflüsse auf das Messergebnis
Wärmeabfuhrleistung durch den Schmierölstrom	Geeignet zur Kontrollmessung	Geringe Genauigkeit
Leistungsparameter des Antriebsmotors	Ungeeignet	Zu viele unbeherrschbare Einflüsse auf das Messergebnis
Auslaufversuch	Ungeeignet	Keine stationären Versuche möglich

5.2 Messgrößen und Messwertaufnehmer

Im Folgenden finden sich eine Aufstellung der aus dem Lastenheft abgeleiteten Messgrößen mit entsprechenden Messprinzipien (**Tabelle 5.3**) sowie eine diesbezügliche Auswahl beispielhafter Messwertaufnehmer (**Tabelle 5.4**). Die Auswahl der Messwertaufnehmer erfolgte mit einer Orientierung an der Genauigkeitsklasse 0,5⁸ [5].

Angemerkt sei, dass gewisse Messaufgaben direkt in Zusammenhang mit den Zukaufkomponenten erfüllt werden können bzw. müssen, da die entsprechende Sensorik dort bereits integriert ist.

⁸ Genauigkeitsklasse 0,5: Abweichung des Messwertes vom wahren Wert maximal 0,5 % vom Messbereichsendwert.

Tabelle 5.3 Messgrößen und Messprinzipien

Messgrößen und Messprinzipien		MESSWERTAUFNEHMER			VORTEILE	NACHTEILE
		Messverfahren	Prinzip	Einsatzbereich		
Lagerdrehzahl	Induktiver Aufnehmer (Induktionsprinzip)	Das Vorbewegen eines ferromagnetischen Körpers an einer Spule/Magnet-Anordnung führt zur Veränderung des magnetischen Flusses und somit zu einer messbaren Spannungsinduktion an der Spule.	Hohes Drehzahlspektrum bzw. hohe Auflösung	+ Berührungslose Messung + Robust, störunempfindlich + Geringe Kosten	- Gewisse Mindestdrehzahl - Geberrad erforderlich	
	Magnetischer Aufnehmer (Hall-Effekt)	Wird ein stromdurchflossener Leiter einem Magnetfeld ausgesetzt, so entsteht im rechten Winkel zu Strom- und Magnetfluss die messbare, magnetfeldproportionale Hall-Spannung.	Hohes Drehzahlspektrum bzw. hohe Auflösung	+ Berührungslose Messung + Robust, störunempfindlich + Geringe Kosten	- Geberrad erforderlich	
	Optischer Aufnehmer (Lichtimpulszählung)	Das von einer Lichtquelle (Lampe, Leuchtdiode, Laser) ausgestrahlte Licht trifft auf eine rotierende Lochscheibe (Durchlichtverfahren) bzw. eine rotierende Reflexions-/Absorptionsfläche (Reflexionsverfahren). Mittels einer Fotozelle können die daraus hervorgehenden Lichtimpulse erfasst werden.	Hohes Drehzahlspektrum bzw. hohe Auflösung	+ Berührungslose Messung + Einfache Applikation der Reflexmarken + Großer Abstand Sensor-Messobjekt + Geringe Kosten	- Empfindlich bzgl. Lichtverhältnissen	
Reibmoment	Drehmomentmesswelle (Dehnungsmessstreifen)	Die mechanische Verformung eines Messkörpers wird auf ein Sensorelement übertragen, das daraufhin seinen elektrischen Widerstand ändert. Die messbare Widerstandsänderung basiert auf der Geometrieänderung (Metalle) oder der Änderung der spez. Leitfähigkeit (Halbleiter, piezoresistiver Effekt).	Variable Messbereiche, Drehzahlen und Genauigkeiten	+ Berührungslose Signalübertragung + Integrierte Drehzahlmessung + Integrierter Messverstärker + Dynamische Messung	- Empfindlich bzgl. Parasitärbelastungen	
	Drehmomentmesswelle (Lichtmengenummessung)	Die mechanische Verformung eines Messkörpers wird auf Scheiben übertragen, die daraufhin ihre Lichtdurchlässigkeit ändern. Mittels Lichtmengenummessung kann die von einer Lichtquelle übertragene, drehmomentproportionale Lichtmenge erfasst werden.	Variable Messbereiche, Drehzahlen und Genauigkeiten	+ Berührungslose Signalübertragung + Integrierte Drehzahlmessung + Integrierter Messverstärker + Dynamische Messung + Geringe Kosten	- Empfindlich bzgl. Parasitärbelastungen - Relativ unbekanntes Messprinzip	
	Drehmomentmesswelle (Transformatorische Kopplung)	Die mechanische Verformung eines Messkörpers wird auf zwei nichtmagnetische, geschlitzte Zylinder übertragen. Diese verändern je nach Verdrehung zueinander ihre magnetische Abschirmungswirkung und somit die induktive Kopplung zweier Spulen, wodurch ein übertragbares Signal drehmomentabhängig wird.	Variable Messbereiche, Drehzahlen und Genauigkeiten	+ Berührungslose Signalübertragung + Integrierte Drehzahlmessung + Integrierter Messverstärker + Dynamische Messung + Hohe Genauigkeit	- Empfindlich bzgl. Parasitärbelastungen - Hohe Kosten	
	Kraftaufnehmer (Dehnungsmessstreifen)	Die mechanische Verformung eines Messkörpers wird auf ein Sensorelement übertragen, das daraufhin seinen elektrischen Widerstand ändert. Die messbare Widerstandsänderung basiert auf der Geometrieänderung (Metalle) oder der Änderung der spez. Leitfähigkeit (Halbleiter, piezoresistiver Effekt).	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Parasitärbelastungen vermeidbar + Dynamische Messung + Kosten sehr variabel	- Hebelarmprinzip für Momentmessung - Abstützkraft muss bei der Lagerbelastung berücksichtigt werden	

Fortsetzung **Tabelle 5.3**

Messgrößen und Messprinzipien		MESSWERTAUFNEHMER			VORTEILE	NACHTEILE
		Messverfahren	Prinzip	Einsatzbereich		
Lagerbelastung	Kraftaufnehmer (Dehnungsmessstreifen)	Die mechanische Verformung eines Messkörpers wird auf ein Sensorelement übertragen, das daraufhin seinen elektrischen Widerstand ändert. Die messbare Widerstandsänderung basiert auf der Geometrieänderung (Metalle) oder der Änderung der spez. Leitfähigkeit (Halbleiter, piezoresistiver Effekt).	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Parasitärbelastungen vermeidbar + Dynamische Messung	- Elektrisch leitfähiges Messobjekt - Geringer Abstand Sensor-Messobjekt - Gewisser Signalauswerteaufwand - Zwei Sensoren für Verlagerungsbahn - Vier Sensoren für Lagerverkantung	
	Induktiver Aufnehmer (Wirbelstromprinzip)	Eine von Wechselstrom gespeiste Spule erzeugt magnetische Wirbelströme in elektrisch leitenden Körpern. Diese Wirbelströme sind je nach Material und Abstand des Gegenkörpers verlustbehaftet; die Feldrückwirkung wird von einer Spule erfasst.	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Berührungslose Messung + Unbeeinflusst von nichtmetallischen Medien im Messraum + Großer Einsatztemperaturbereich	- Empfindlich bzgl. Umgebungseinflüssen - Geringer Abstand Sensor-Messobjekt - Gewisser Signalauswerteaufwand - Zwei Sensoren für Verlagerungsbahn - Vier Sensoren für Lagerverkantung	
Verlagerungsbahn, Lagerverkantung	Kapazitiver Aufnehmer (Kondensatorprinzip)	Zwei durch ein Dielektrikum getrennte Elektroden erzeugen beim Anlegen von Wechselspannung einen kapazitiven Blindwiderstand. Durch Veränderung des Abstandes der beiden Elektroden zueinander kommt es zu einer messbaren Kapazitätsänderung.	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Berührungslose Messung + Hohe Linearität + Hohe Auflösung + Großer Einsatztemperaturbereich	- Empfindlich bzgl. Lichtverhältnissen - Große Sensorabmessungen - Gewisser Signalauswerteaufwand - Zwei Sensoren für Verlagerungsbahn - Vier Sensoren für Lagerverkantung	
	Optischer Aufnehmer (Lasertriangulation)	Ein Laser erzeugt auf der Messobjektfläche einen Lichtpunkt, der von einer Abbildungsoptik erfasst wird. Eine Abstandsänderung Sensor-Messobjekt führt zu einer trigonometrisch auswertbaren Änderung des Bildes in der Abbildungsoptik.	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Berührungslose Messung + Großer Abstand Sensor-Messobjekt	- Empfindlich bzgl. Lichtverhältnissen - Große Sensorabmessungen - Gewisser Signalauswerteaufwand - Zwei Sensoren für Verlagerungsbahn - Vier Sensoren für Lagerverkantung	
Schmelztemperatur	Widerstandstemperaturfühler (Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes)	Die Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes von unterschiedlichen Materialien wird in entsprechenden Messschaltungen als Basis genutzt.	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Starkes Ausgangssignal + Hohe Linearität + Hohe Genauigkeit + Geringe Kosten	- Gewisser Signalauswerteaufwand	
	Thermoelement (Seebeck-Effekt)	Sind zwei Leiter unterschiedlichen Materials an einer Stelle miteinander verbunden, und herrscht eine Temperaturdifferenz zwischen dieser Verbindungsstelle und den freien Leiterstellen, dann entsteht an den freien Leiterstellen eine temperaturabhängige, messbare Thermospaltung (thermoelektrische Spannungsreihe).	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Großer Temperaturmessbereich + Kurze Ansprechzeit + Kleine Sensorabmessungen + Geringe Kosten	- Gewisser Signalauswerteaufwand	
Schmelzdruck	Druckaufnehmer (Dehnungsmessstreifen) <i>- beispielhaft, auch andere Ausführungen möglich</i>	Die mechanische Verformung einer Messmembran unter Druck wird über Dehnungsmessstreifen erfasst, die nach dem piezoresistiven Effekt ihren elektrischen Widerstand ändern.	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Absolut- bzw. Relativdruck + Dynamische Messung + Hohe Genauigkeit + Geringe Kosten	- Gewisse Einschränkungen bei Medien und im Einsatztemperaturbereich (Kompensationsschaltung)	

Fortsetzung **Tabelle 5.3**

Messgrößen und Messprinzipien		MESSWERTAUFNEHMER		VORTEILE	NACHTEILE
		Messverfahren	Einsatzbereich		
Schmieröl- volumenstrom	Messverfahren Verdrängungszähler (Zahnraddurchflussmesser)	Die Fluidströmung treibt bewegliche Messzahnräder an, in dessen Lücken je Umdrehung ein definiertes Teilvolumen gefördert wird. Die Drehzahl als Maß für den Volumenstrom kann mittels induktivem oder magnetischem Aufnehmer abgenommen werden.	Variable Messbereiche und Genauigkeiten	+ Hohe Medientemperatur + Hohe Genauigkeit + Großer Viskositätsbereich	- Gewisse Mindestviskosität - Hohe Strömungsverluste - Empfindlich bzgl. Verschmutzung
	- beispielhaft, auch andere Ausführungen möglich Übergangswiderstandsmessung	Die Detektierung von Mischreibungszuständen der Prüflager beruht auf der Anzeige eines Festkörperkontaktes von Welle und Lagerschale. Dies wird mittels eines Widerstandsmesskreises realisiert.		Eigenbaukonzept + Geringe Kosten + Individuelle Funktionen - Eigenentwicklungsbedarf - Testphase	Zukaufgerät + Lieferung, Inbetriebnahme, Service durch Zulieferer - Hohe Kosten
Schmieröl- konditionierung	Schmierölversorgungsanlage	Die Versorgung des Tribologieprüfstandes mit Schmieröl unter konditionierten Parametern Druck und Temperatur sowie die Erfassung der Schmierölparameter Druck, Temperatur und Volumenstrom erfolgt mittels einer hydraulischen Versorgungsanlage.		Eigenbaukonzept + Geringe Kosten + Individuelle Funktionen - Eigenentwicklungsbedarf - Testphase	Zukaufgerät + Lieferung, Inbetriebnahme, Service durch Zulieferer - Hohe Kosten

Tabelle 5.4 Beispielhafte Auswahl von Messwertaufnehmern

		MESSWERTAUFNEMER						BESONDERHEITEN
		Messverfahren	Hersteller / Lieferant / Bezeichnung	Messbereich / Genauigkeit / Grenzfrequenz	Ausgangssignal	Abmaße (ca.)	Kosten (ca. je Stk.)	
Lagerdrehzahl	Induktiver Aufnehmer (Induktionsprinzip)	FLOWVISION - MSZ214	z.B. 20000 U/min (bei 60 Marken am Geberrad) 20 kHz	0 bis 40 V	D: 14 mm L: 60 mm	150,- €	- Sensorabstand ca. 4 mm vom Geberrad (z.B. Zahnrad)	
	Magnetischer Aufnehmer (Hall-Effekt)	RHEINTACHO - HallID-HD1-M12	z.B. 20000 U/min (bei 60 Marken am Geberrad) 20 kHz	0 bis +/- 2 V	D: 12 mm L: 80 mm	150,- €	- Sensorabstand ca. 4 mm vom Geberrad (z.B. Zahnrad)	
	Optischer Aufnehmer (Lichtimpulszählung)	AHLBORN - FUA9192	8 bis 30000 U/min +/- 0,05 %	0 bis +/- 3 V	D: 12 mm L: 65 mm	150,- €	- Leuchtdiode mit Rotlicht - Sensorabstand 20 bis 200 mm von den Reflexmarken - Auch Handmessgeräte möglich (ATP, ca. 200,- €)	
Reibungsmoment	Drehmomentmessflansch (Dehnungsmessstreifen)	ALTHEN - F315	5 Nm +/- 0,1 %	Empfindlichkeit 1 mV/V	D: 65 mm (d: 12 mm) L: 30 mm	1516,- €	- Ausführung Drehmomentmessflansch - Kalibrierung bei Parasitärbelastungen - Auch Modell HBM-T20WN möglich (ca. 3350,- €) - Auch Modell AMOS-ATM6090 möglich (ca. 1400,- €)	
	Drehmomentmesswelle (Lichtmengenmessung)	KTR - Dataflex 22/20	20 Nm +/- 0,5 % 16 kHz	0 bis +/- 10 V 4 bis 20 mA	D: 100 mm (d: 22 mm) L: 90 mm	1000,- €	- Dynamische Messung - Geringe Kosten	
	Drehmomentmesswelle (Transformatorische Kopplung)	MAGTROL - TMB	5, 10 oder 20 Nm +/- 0,15 % 5 kHz	0 bis +/- 10 V	D: 100 mm (d: 10 mm) L: 90 mm	2850,- €	- Hohe Genauigkeit - Hohe Kosten	
	Kraftaufnehmer (Dehnungsmessstreifen)	HBM - U1A	10, 20 oder 50 N +/- 0,1 %	Empfindlichkeit 2 mV/V	D: 50 mm L: 50 mm	1550,- €	- Hebelprinzip, Abstützkraft - Zug- und Druckkräfte - Auch Modell AMOS-ALM160 möglich (ca. 700,- €)	

Fortsetzung **Tabelle 5.4**

		MESSWERTAUFNEMER						BESONDERHEITEN
		Messverfahren	Hersteller / Lieferant / Bezeichnung	Messbereich / Genauigkeit / Grenzfrequenz	Ausgangssignal	Abmaße (ca.)	Kosten (ca. je Stk.)	
Lagerbelastung	Kraftaufnehmer (Dehnungsmessstreifen)	HBM - U3	50 oder 100 kN +/- 0,2 %	Empfindlichkeit 2 mV/V	D: 95 mm L: 70 mm	1600,- €	- Zug- und Druckkräfte - Integrierte Querkraftkompensation - Auch Modell AMOS-ALM900 möglich (ca. 1600,- €)	
	Induktiver Aufnehmer (Wirbelstromprinzip)	WAYCON - T05	0,5 mm +/- 0,25 % 35 kHz	0 bis 10 V 0 bis 20 mA	D: 5 mm L: 22 mm	Sensor: 450,- € Elektronik (2-Kanal): 1200,- €	- Unbeeinflusst von nichtmet. Medien im Messraum - Geringer Abstand Sensor-Messobjekt - 2 x 2 Sensoren unter 90 ° - Zusatzelektronik (200 mm x 115 mm x 50 mm) - Auch Modell AMOS-IWA möglich (ca. 600,- € / 1000,- €)	
Verlagerungsbahn, Lagerverkantung	Kapazitiver Aufnehmer (Kondensatorprinzip)	MICRO-EPSILON - CapaNCDT 6350	0,5 mm +/- 0,3 % 50 kHz	0 bis 10 V	D: 8 mm L: 12 mm	Sensor und Elektronik: k. A.	- Geringer Abstand Sensor-Messobjekt - 2 x 2 Sensoren unter 90 ° - Zusatzelektronik (175 mm x 110 mm x 45 mm)	
	Optischer Aufnehmer (Lasertriangulation)	WAYCON - LAM 0,5	0,5 mm +/- 0,2 % 54 kHz	0 bis 10 V 4 bis 20 mA	L: 50 mm B: 50 mm H: 21 mm	Sensor inkl. Elektronik: (1-Kanal): 2150,- €	- Sensorabstand ca. 25 mm vom Messobjekt - 2 x 2 Sensoren unter 90 ° - Zusatzelektronik (100 mm x 75 mm x 30 mm)	
Schmieröltemperatur	Widerstandstemperaturfühler (Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes)	JUMO - Pt-100	-50 bis +600 °C ca. +/- 1 °C (bei 150 °C) Toleranzklasse B	100 Ω bei 0 °C, Zwei-, Drei- oder Vierleiterschaltung	z.B.: D: 3 mm L: 20 mm (variabel)	150,- €	- Große Auswahlpalette an Sensorbauarten und Sensorabmessungen - Auch Handmessgeräte möglich (ATP, ca. 150,- €)	
	Thermoelement (Seebeck-Effekt)	OMEGA - Typ K (NiCr-Ni)	bis 480 °C ca. +/- 1 °C	Auswerteinheit mit Referenztemperatur	z.B.: D: 2 x 0,5 mm L: 1 m (variabel)	10,- €	- Ausführung Drahtthermoelement - Große Auswahlpalette an Sensorbauarten und Sensorabmessungen	
Schmieröl-zufuhrdruck	Druckaufnehmer (Dehnungsmessstreifen)	RCI - PR-9214KXFHT	6 bar +/- 0,5 %	0 bis 10 V 0 bis 20 mA 4 bis 20 mA	D: 25 mm L: 150 mm	200,- €	- Relativdruck - Dünnfilmmtechnik - Medientemperatur bis 200 °C - Ölgeeignet	

Fortsetzung **Tabelle 5.4**

		MESSWERTAUFNEHMER					BESONDERHEITEN
		Messverfahren	Hersteller / Lieferant / Bezeichnung	Messbereich / Genauigkeit / Grenzfrequenz	Ausgangssignal	Abmaße (ca.)	
Schmierölstrom	Verdrängungszähler (Zahnrad durchflussmesser)	HYDROTECHNIK - Zahnrad GFM	0,05 bis 5 l/min +/- 0,5 %	0 bis 30 V	D: 95 mm L: 125 mm	300,- €	- Medientemperatur bis 120 °C (höhere Temperaturen abzuklären) - Ölgeeignet für Viskosität 4 bis 5000 mm ² /s - Druckabfall ca. 0,8 bar bei 2 l/min - Messeinrichtung mit weiteren Aufnehmern kombinierbar
Mischreibungsdetektiert	Übergangswiderstandsmessung			Die Detektierung von Mischreibungszuständen der Prüflager beruht auf der Anzeige eines Festkörperkontaktes von Welle und Lagerschale. Dies wird mittels eines Widerstandsmesskreises realisiert.	Eigenbaukonzept + Geringe Kosten + Individuelle Funktionen - Eigenentwicklungsbedarf - Testphase		Zukaufgerät + Lieferung, Inbetriebnahme, Service durch Zulieferer - Hohe Kosten
Schmieröl-konditionierung	Schmierölversorgungsanlage			Die Versorgung des Tribologieprüfstandes mit Schmieröl unter konditionierten Parametern Druck und Temperatur sowie die Erfassung der Schmierölparameter Druck, Temperatur und Volumenstrom erfolgt mittels einer hydraulischen Versorgungsanlage.	Eigenbaukonzept + Geringe Kosten + Individuelle Funktionen - Eigenentwicklungsbedarf - Testphase		Zukaufgerät + Lieferung, Inbetriebnahme, Service durch Zulieferer - Hohe Kosten

In **Tabelle 5.5** ist eine zusammenfassende Aufstellung der Messgrößen und der vorausgewählten Sensorik angeführt. Eine endgültige Komponentenauswahl sollte aber nur unter Einbeziehung der Kompetenzen von Herstellern bzw. Lieferanten erfolgen. Generell besteht natürlich die Möglichkeit, komplette Messwertaufnehmer durch Sonderlösungen zu ersetzen. Dies muss im konkreten Fall aber gesondert untersucht werden und wird in diesem Rahmen nicht näher verfolgt (z.B. Kraftaufnehmer wird ersetzt durch direkte Applikation von Dehnungsmessstreifen).

Tabelle 5.5 Zusammenfassende Aufstellung von Messgrößen und Sensorik

Messgrößen und Sensorik		
MESSGRÖSSE	MESSBEREICH	SENSORIK
Lagerdrehzahl	500 bis 6000 U/min	Drehzahlaufnehmer (z.B. optisch) bzw. in Antriebseinheit integriert
Reibungsmoment	0 bis 5 Nm	Drehmomentmessflansch (DMS)
Lagerbelastung	0 bis 50 kN	Kraftaufnehmer (DMS)
Verlagerungsbahn	0 bis 0,1 mm Lagerspiel	Wegaufnehmer (Induktiv-Wirbelstrom)
Lagerverkantung	0 bis 0,1 ° Wellenneigung	Wegaufnehmer (Induktiv-Wirbelstrom)
Schmieröltemperatur	40 bis 150 °C	Drahtthermoelemente bzw. in Schmierölkonditionierung integriert
Schmierölaufuhrdruck	0 bis 4 bar	Druckaufnehmer (DMS) bzw. in Schmierölkonditionierung integriert
Schmierölvolumenstrom	0 bis 2 l/min	Zahnradurchflussmesser bzw. in Schmierölkonditionierung integriert
Mischreibungsdetektierung	ca. 0 bis 10 mV	Messung der Tribospannung

5.3 Messdatenerfassung

Vorangegangene Überlegungen zeigen die Erarbeitung einer beispielhaften Auswahl von Messwertaufnehmern, die prinzipiell dazu geeignet sind, die gestellten Messaufgaben zu erfüllen. Die so erhaltenen Messsignale können nun über die Messdatenerfassung erfasst, aufbereitet und visualisiert werden.

Die wesentlichen Schritte der Messdatenerfassung sind:

- Messwertaufnahme
- Signalkonditionierung
- Analog/Digital-Wandlung
- Datenspeicherung
- Datenverarbeitung und Visualisierung

Die eingesetzten Messwertaufnehmer liefern unterschiedliche Signale, die für eine weitere Verwendbarkeit aufbereitet werden müssen. Diese Aufbereitung geschieht im Rahmen der Signalkonditionierung, bei der die Sensorsignale für die nachfolgende Auswertung konditioniert werden (Verstärkung, Filterung, Sensorspeisung etc.). Herstellerseitig vorgesehene Zusatzelektronik wird beispielsweise bei der Verlagerungsbahn- bzw. Lagerverkantungsmessung zur Signalvorkonditionierung und Synchronisation eingesetzt (z.B. induktive Wegaufnehmer mit 2-Kanal-Elektronik). Kraftaufnehmer und Temperatursensoren verlangen spezielle Module zur Signalauswertung (Wheatstone-Brückenergänzung, Thermoelementmodul). Anschließend werden die Sensorsignale analoger Natur durch den Analog/Digital-Wandler in digitale Form gebracht und zur weiteren Verfügung gespeichert.

Unabhängig von der Datenspeicherung ist im Sinne einer optimalen Versuchsdurchführung eine geeignete Datenverarbeitung und Visualisierung erforderlich. Erfolgt diese mit entsprechender Anwendersoftware am PC, können bei Bedarf auch Regelungsaufgaben übernommen werden (Vorgabe von Lagerdrehzahl etc.). Die Messdatenerfassung ist in unterschiedlichster Form realisierbar, beispielsweise als Kombination aus Einzelmodulen, als Kombimodul oder in Form von PC-Steckkarten.

Auswahlkriterien für die Messdatenerfassung sind:

- Ausstattung der Geräte mit den erforderlichen Eingangskanälen (z.B. Strom- und Spannungsbereiche)
- Abtastrate etwa 5 bis 10 mal höher als die maximale Signalfrequenz
- Auflösung mit erforderlicher Anzahl an Quantisierungsstufen (z.B. 20 oder 24 bit)
- Signalkonditionierung mit erforderlichen Optionen (Verstärkung, Filterung, Sensorspeisung, Wheatstone-Brückenergänzung, Thermoelementmodul etc.)

Hersteller bzw. Lieferanten der Messwertaufnehmer sind in den vorangegangenen Auflistungen ersichtlich. Als Ansprechpartner für die Komponentenauswahl der Messdatenerfassung sei beispielsweise National Instruments (Anwendersoftware LABVIEW) empfohlen.

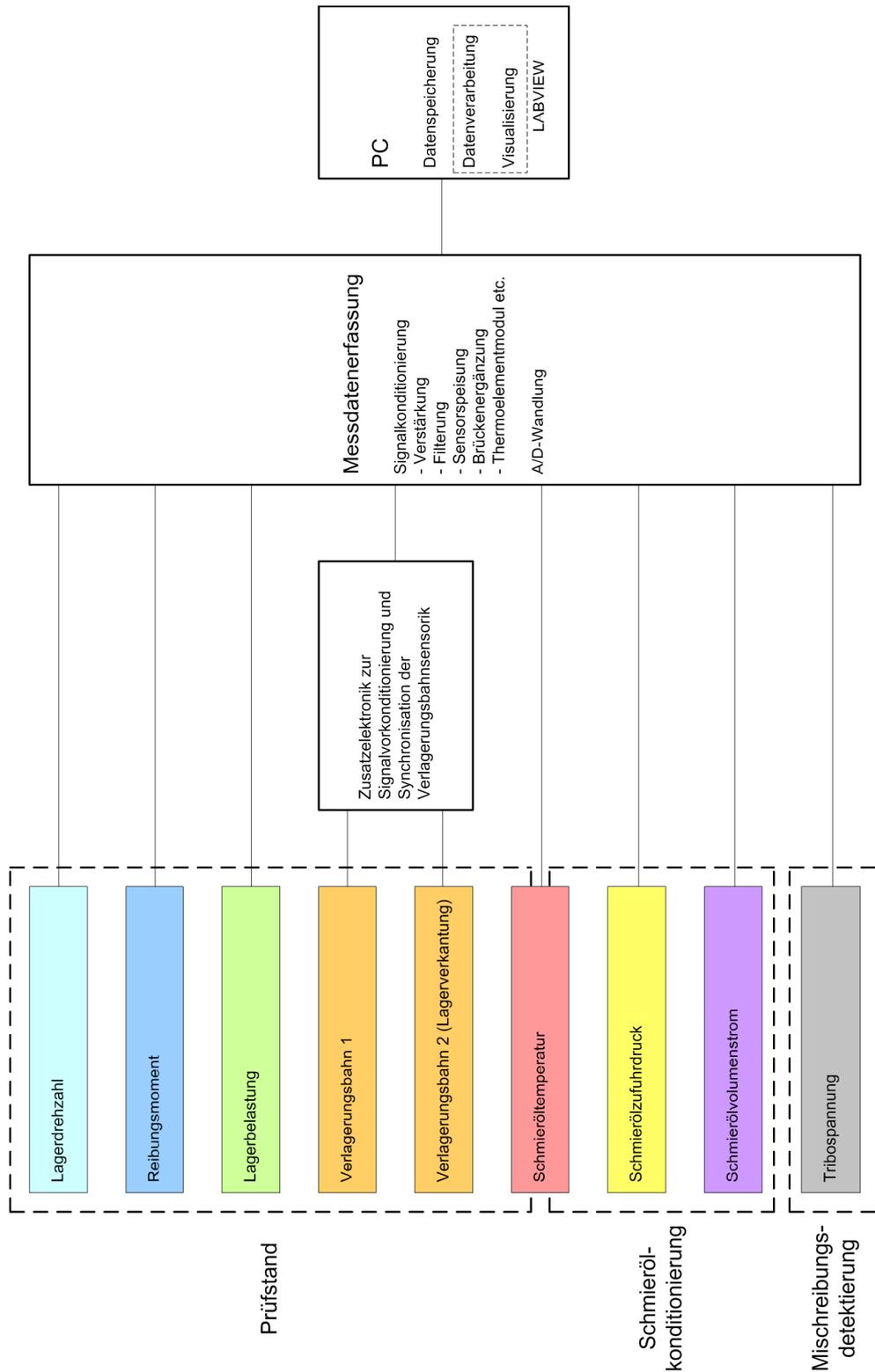


Bild 5.1 Gesamte Messdatenerfassung

Abschließend zeigt **Bild 5.1** die gesamte Messdatenerfassung von der Messwertaufnahme am Prüfstand bis hin zur Visualisierung am PC. Welche Bereiche letztendlich umgesetzt werden, liegt im Ermessen des Auftraggebers PRISMA Engineering.

6 Sonderkomponenten

6.1 Schmierölkonditionierung

Die Schmierölkonditionierung wird benötigt, um das Prüflager mit Schmieröl unter konditionierten Parametern Druck und Temperatur zu versorgen. Der Schmierstoffdurchsatz stellt sich daraufhin automatisch entsprechend dem Strömungswiderstand ein. Laut Lastenheft soll auch eine Druckschmierung ermöglicht werden, was wiederum auch den reibungsbehafteten Anfahrvorgang erleichtern würde, da das Prüflager bereits im Stillstand hydrostatisch von der Prüfwelle abgehoben werden könnte.

Die Funktionen der Schmierölkonditionierung sind:

- Versorgung des Reibungsprüfstandes mit (sauberem) Schmieröl
- Konditionierung (messtechnische Erfassung und Regelung) der Schmierstoffparameter Druck und Temperatur
- Messtechnische Erfassung des Schmierstoffdurchsatzes
- Möglichkeit der Einbindung in die Messdatenerfassung
- Möglichkeit der Erweiterung der Anlage um eine Zusatzversorgung des Prüfstandes mit Drucköl (z.B. für hydrostatisches Lager)

Eine Angebotseinholung bei Kristl, Seibt & Co GmbH ergab Anschaffungskosten in der Höhe von etwa 25.000,- € Angesichts dieses hohen Betrages wurden prinzipielle Überlegungen angestellt, eine derartige Anlage aus Einzelkomponenten zu realisieren. Sie sollte nur die minimalen Funktionen bieten und könnte möglicherweise eine Kosteneinsparung einbringen. Allerdings würde sich auch das Risiko einer langwierigen Entwicklungsphase ergeben.

Die Eckdaten einer Anlage zur Schmierölkonditionierung nach **Bild 6.1** sind:

- Versorgung des Prüfstandes mit sauberem Schmieröl (z.B. Filter 200 µm und 5 µm)
- Umwälzung des Schmieröles mit einer Pumpenleistung von etwa 100 W
- Heizung und Kühlung des Schmieröles mit einer Leistung von maximal 2500 W
- Vorsehen einer Möglichkeit zur einfachen Druck- und Temperaturregelung

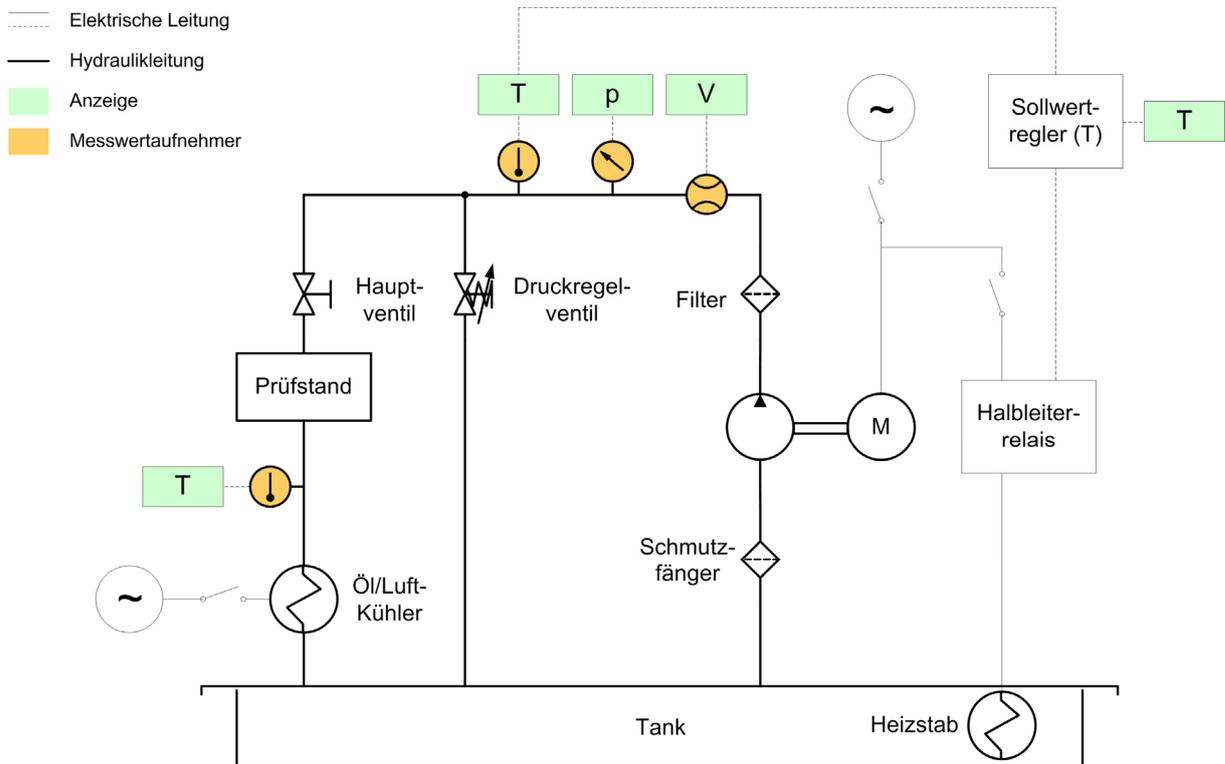


Bild 6.1 Anlage zur Schmierölkonditionierung

Funktion

Der Hydraulikkreislauf wird von einem Motor/Pumpe-Verband kontinuierlich mit gefiltertem Schmieröl versorgt. Über ein Hauptventil kann der Zustrom zum Prüfstand aktiviert bzw. deaktiviert werden, der Schmierölzufuhrdruck wird über ein manuell zu betätigendes Druckregelventil eingestellt. Die Förderung des Schmieröles erfolgt durch den unregelmäßigen Motor/Pumpe-Verband andauernd, das Druckregelventil öffnet bei Erreichen des eingestellten Druckes eine Bypassleitung und fördert einen Teil der gesamten Fördermenge zum Tank zurück. Der Schmierstoffdurchsatz stellt sich daraufhin lastabhängig ein.

Die Heizung des Schmieröles erfolgt mittels eines im Tank angeordneten Heizstabes. Dieser kann zur Vermeidung einer lokalen Überhitzung nur dann zugeschaltet werden, wenn das Schmieröl umgewälzt wird. Die Heizung wird über einen Sollwertregler, der die Schmieröltemperatur am Zustrom zum Prüfstand erfasst, je nach Bedarf aktiviert. Zur Rückkühlung des Schmieröles ist ein Öl/Luft-Kühler vorgesehen, der die vom Schmieröl abgeführte Reibungswärme mittels eines Gebläses an die Umgebung abgibt. Kompaktgeräte dieser Art sind in unterschiedlichsten Ausführungen, beispielsweise auch mit einem Maximaltemperaturregler, erhältlich. Dieser würde das Kühlergebläse erst bei Erreichen einer vorgegebenen Temperatur zuschalten, wodurch eine ausreichende Minimalregelung gegeben wäre.

6.2 Mischreibungsdetektierung

Um ein eindeutiges Vorliegen des Flüssigkeitsreibungszustandes sicherzustellen, wurde optional die Implementierung einer Mischreibungsdetektierung in den Reibungsprüfstand vorgesehen. Schmieröle zählen überwiegend zu den elektrischen Nichtleitern, deshalb bietet sich hierfür ein Messprinzip an, das auf dem ohmschen Widerstand des Schmierölfilmes zwischen Welle und Lagerschale basiert [3].

Die Funktionen der Mischreibungsdetektierung sind:

- Anzeige eines Festkörperkontaktes von Welle und Lagerschale
- Keine wesentliche Beeinträchtigung der übrigen Messtechnik

Im Rahmen diesbezüglicher Recherchen konnte nur die Technische Universität Magdeburg als potentieller Anbieter gefunden werden. Eine Angebotseinholung ergab Anschaffungskosten in der Höhe von etwa 15.000,- €. Angesichts dieses hohen Betrages wurden prinzipielle Überlegungen angestellt, eine derartige Anlage aus Einzelkomponenten zu realisieren. Sie sollte nur die minimalen Funktionen bieten und könnte möglicherweise eine Kosteneinsparung einbringen. Allerdings würde sich auch das Risiko einer langwierigen Entwicklungsphase ergeben.

In Anlehnung an bereits ausgeführte Systeme zeigt die beispielhafte Anlage zur Mischreibungsdetektierung nach **Bild 6.2** ein Gleichspannungssystem.

Funktion

Das Messsystem funktioniert nach dem Prinzip des elektrischen Spannungsteilers. Über einen Vorwiderstand wird eine Gleichspannung an die Lagerschale angelegt, die Welle ist über einen Schleifringübertrager mit dem Massepotential verbunden. Bei Trennung von Welle und Lagerschale durch das Schmieröl wird am Voltmeter eine dem Übergangswiderstand proportionale Spannung gemessen. Kommt es zur metallischen Berührung, bricht die Messspannung am Lager zusammen und am Voltmeter wird keine Spannung mehr erfasst.

Als Auswertesignal der Mischreibungsdetektierung erhält man die sog. Tribospannung, die im Sinne einer Hi/Low-Logik einen Festkörperkontakt von Welle und Lagerschale anzeigt:

- Kein Kontakt - Übergangswiderstand sehr hoch - Tribospannung messbar
- Kontakt - Übergangswiderstand sehr niedrig - Tribospannung nicht messbar

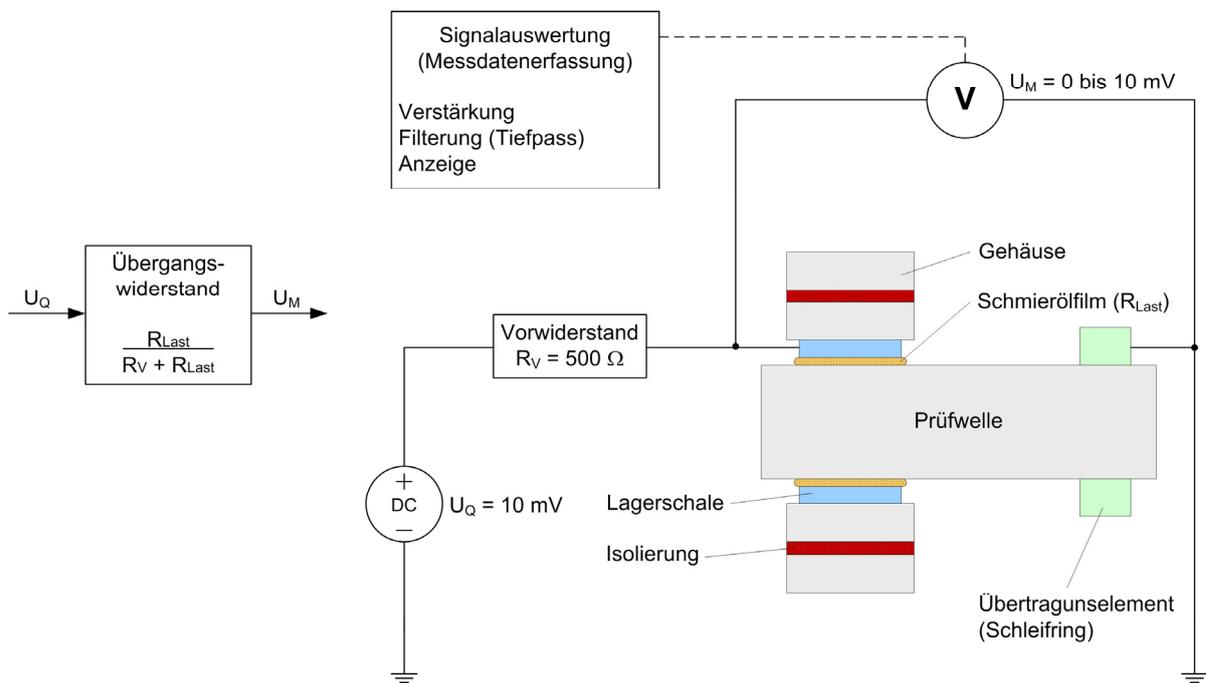


Bild 6.2 Anlage zur Mischreibungsdetektierung

Die geringe Quellenspannung und der Vorwiderstand begrenzen den Stromfluss durch den Messkreis, damit das elektrische und magnetische Feld möglichst klein gehalten wird. Dies führt zu geringen Messfehlern bei den sehr kleinen Schmierespalten und einer Minimierung der Einflüsse auf die übrige Messtechnik. Die Größen der Quellenspannung und des Vorwiderstandes richten sich nach dem maximal zulässigen Stromfluss bzw. den Leitungsverlusten im Messkreis. Für eine verlustarme Auswertung ist allerdings darauf zu achten, dass die Messleitungen möglichst kurz gehalten werden.

Um die Reibleistungsmessung an den Gleitlagern nicht zu beeinträchtigen, muss darauf geachtet werden, dass sich der Schleifringübertrager nicht im Messpfad des Reibungsmomentes befindet, bzw. in seinen Reibungsverlusten vernachlässigbar klein ist. Realisierbar wäre dies beispielsweise durch Schleifringübertrager mit Goldkontakten, die in ihrer Ausführung sehr klein und reibungsarm gehalten werden können.

Nach Diskussion wurde entschieden, dass im Rahmen dieser Arbeit von einer Implementierung einer Mischreibungsdetektierung abgesehen wird, da dies eine intensive Zusammenarbeit mit potentiellen Anbietern erfordern würde.

7 Mechanische Konzepte

7.1 Konzeptvarianten

Nach den grundlegenden Vorarbeiten können nun Konzeptvarianten erstellt werden, die prinzipielle Möglichkeiten aufzeigen sollen, wie die Prüfstandsmechanik aufgebaut werden könnte. Sie dienen als Diskussionsbasis und Entscheidungshilfe für eine abschließende Konzeptauswahl.

Als wesentliche Teilfunktionen der Prüfstandsmechanik ergeben sich:

- Einstellung von Betriebspunkten des Prüflagers
- Zwängungsfreie Lastaufbringung
- Reibungsfreie Lasteinleitung
- Prüflageraufnahme und -positionierung
- Integration der erforderlichen Messtechnik

Die Kriterien Lastaufbringung und Lasteinleitung stellen die wesentlichsten Einflussfaktoren auf den konstruktiven Charakter eines Konzeptes dar. Sie geben der Konstruktion ihre Gestalt und bestimmen auch deren wichtigste Funktionen und Eigenschaften. In der Konzeptphase muss deshalb besonders auf diese Kriterien eingegangen werden.

Möglichkeiten zur Lastaufbringung sind:

- **Gewindetrieb:** Statische Lastaufbringung durch elastische Formänderung. Zum Erreichen einer passenden Einstellgenauigkeit ist eine Übersetzung erforderlich (Federn, Getriebe etc.).
- **Gewicht:** Statische Lastaufbringung durch ruhende Massen. Zur Reduktion der eingesetzten Massen ist eine Übersetzung erforderlich (Hebelanordnung, hydraulische Übersetzungseinrichtung etc.).
- **Hydraulik/Pneumatik:** Statische oder dynamische Lastaufbringung durch Fluidkompression. Ausführung mit einem, zwei oder drei Belastungszylindern, viele Möglichkeiten zur Automatisierung.

- **Massenträgheit:** Dynamische Lastaufbringung durch bewegte Massen. Zur Vermeidung von Schwingungen ist ein Massenkraftausgleich erforderlich, für drehzahlunabhängige Belastung ist eine Entkopplung der Aktuatorik von der Prüfwelle erforderlich.
- **Exzenter/Nocken:** Dynamische Lastaufbringung durch elastische Formänderung. Für drehzahlunabhängige Belastung ist eine Entkopplung der Aktuatorik von der Prüfwelle erforderlich.

In **Tabelle 7.1** sind fünf Konzeptvarianten aufgezeigt, deren Hauptmerkmal die Art und Weise der Lasteinleitung darstellt. Sie sind nach der in **Tabelle 5.2** gezeigten Eignung der Methoden der Reibleistungsmessung auf eine mechanische Messung des Reibungsmomentes an der Welle oder Lagerschale beschränkt. Die einzelnen Konzepte können je nach ihrem Charakter mit unterschiedlichen Möglichkeiten der Lastaufbringung versehen werden. Je nach Ausführung dieser Aktuatorik bestehen unterschiedliche Möglichkeiten zur Automatisierung.

Tabelle 7.1 Konzeptvarianten

Prüfstandsmechanik			
KONZEPT	REIBLEISTUNGSMESSUNG	LASTAUFBRINGUNG	LASTEINLEITUNG
1	Mechanisch an der Welle	> Gewindetrieb > Gewicht > Hydraulik/Pneumatik > Massenträgheit > Exzenter/Nocken	Verspannung in Drei-Lager-Anordnung
2	Mechanisch an der Welle	> Massenträgheit	Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung
3	Mechanisch an der Lagerschale	> Gewindetrieb > Gewicht > Hydraulik/Pneumatik	Schneidenparallelogramm
4	Mechanisch an der Lagerschale	> Gewindetrieb	Verspannung im Prüfkopf
5	Mechanisch an der Lagerschale	> Gewindetrieb > Gewicht > Hydraulik/Pneumatik > Massenträgheit > Exzenter/Nocken	Hydrostatisches Lager (Optional Wälzlager)

7.1.1 Konzept 1 - Verspannung in Drei-Lager-Anordnung

In **Bild 7.1** ist eine Prinzipskizze von Konzept 1 - Verspannung in Drei-Lager-Anordnung ersichtlich. Sie zeigt die Prüfstandsmechanik mit den wesentlichen Komponenten sowie die symbolhaften Möglichkeiten der Lastaufbringung.

Funktion

Eine Antriebseinheit bringt die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwelle, welche die drei Prüflager aufnimmt. Prinzipiell wäre auch eine Ausführung mit nur einem Prüflager denkbar, dies würde aber den nicht empfehlenswerten (reibungsbefahenen) Einsatz von zwei Stützlagern erfordern. Die Lastaufbringung kann auf unterschiedlichste Weise erfolgen, da die Drei-Lager-Anordnung keine speziellen Einschränkungen mit sich bringt. Auch eine hochgradige Automatisierung wäre bei Bedarf möglich.

Die Lasteinleitung erfolgt über eine der drei Lagerstellen, ein Reibungseinfluss auf die Messung könnte konstruktiv ausgeschlossen werden. Gemessen wird das Summenreibungsmoment aller drei Prüflager an der Prüfwelle, das Messergebnis müsste auf ein Einzellager rückgerechnet werden. Die Prüflagermontage würde sich aufgrund der Anordnung eher aufwändig gestalten. Der Konstruktionsaufwand, das Packaging der Konstruktion und die Kosten würden je nach Ausführung in einem weiten Bereich variieren.

Eigenschaften

Vorteile:

- Vielfältige Möglichkeiten der Lastaufbringung
- Statische und dynamische Belastung
- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung

Nachteile:

- Messung des Summenreibungsmomentes
- Aufwändige Prüflagermontage
- Kostenrahmen schwer schätzbar

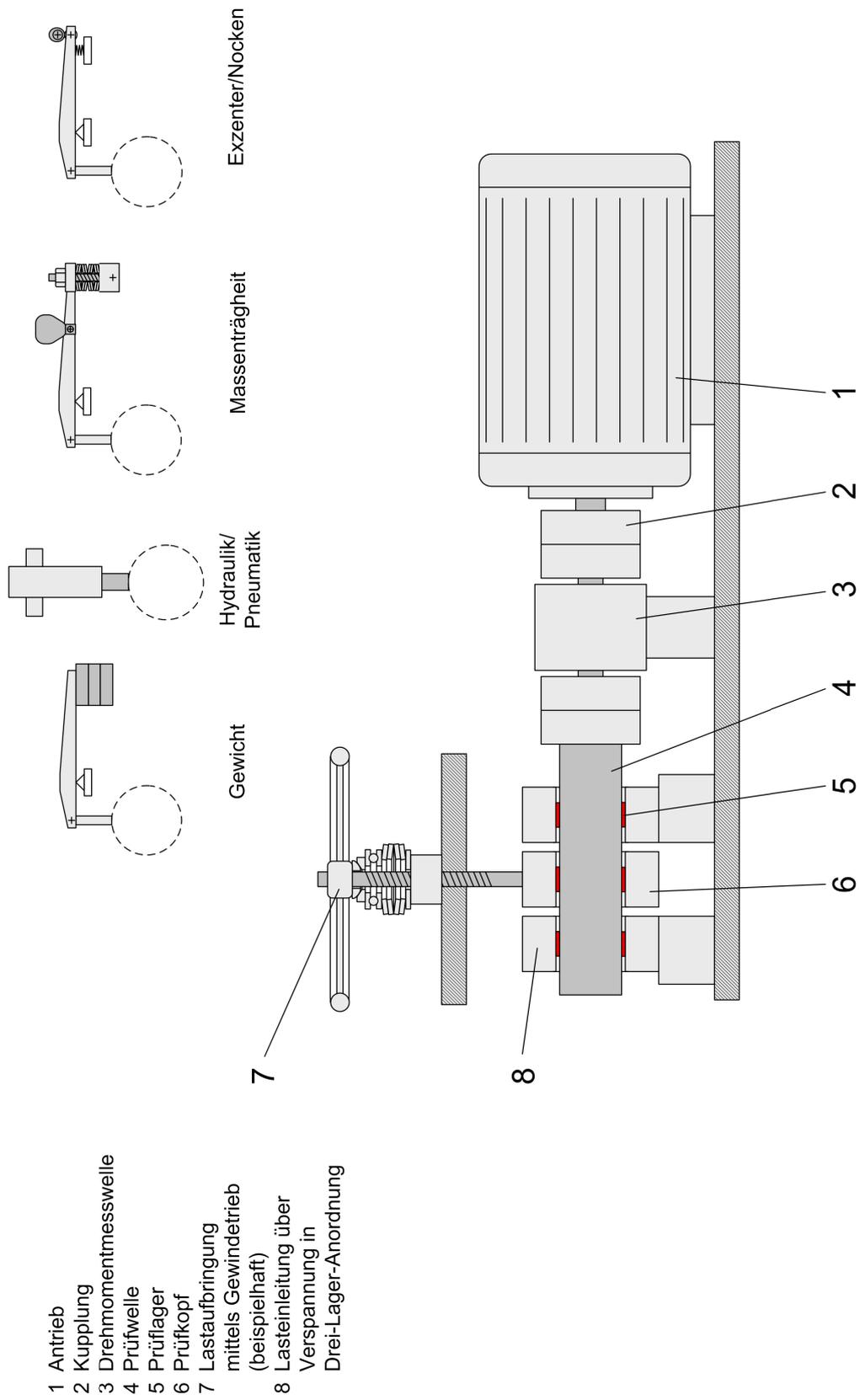


Bild 7.1 Konzept Verspannung in Drei-Lager-Anordnung

7.1.2 Konzept 2 - Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung

In **Bild 7.2** ist eine Prinzipskizze von Konzept 2 - Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung ersichtlich. Sie zeigt die Prüfstandsmechanik mit den wesentlichen Komponenten sowie die symbolhaften Möglichkeiten der Lastaufbringung.

Funktion

Eine Antriebseinheit bringt die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwelle, welche die zwei Prüflager aufnimmt. Dieses Prinzip erfordert einen Betrieb mit einer integrierten Lastaufbringung, beispielsweise durch rotierende Massen auf der Prüfwelle, da ein Lasteinleitungslager fehlt. Dadurch ist die Belastung an die Drehzahl gebunden, für eine drehzahlunabhängige Belastung wäre eine Entkopplung der Aktuatorik von der Prüfwelle erforderlich. An die Prüfwelle gekoppelte Ausgleichswellen sorgen für den Massenkraftausgleich.

Die Lasteinleitung erfolgt direkt über die Prüfwelle, wodurch ein Reibungseinfluss auf die Messung nahezu ausgeschlossen ist. Gemessen wird das Summenreibungsmoment aller zwei Prüflager an der Prüfwelle, das Messergebnis müsste auf ein Einzellager rückgerechnet werden. Die Prüflagermontage würde sich aufgrund der Anordnung eher aufwändig gestalten. Der Konstruktionsaufwand, das Packaging der Konstruktion und die Kosten sind eher als ungünstig anzusehen.

Eigenschaften

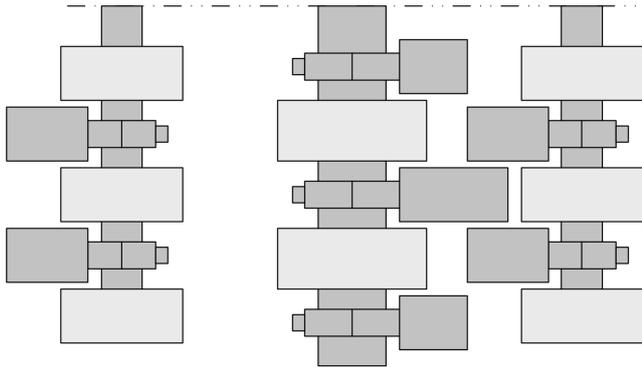
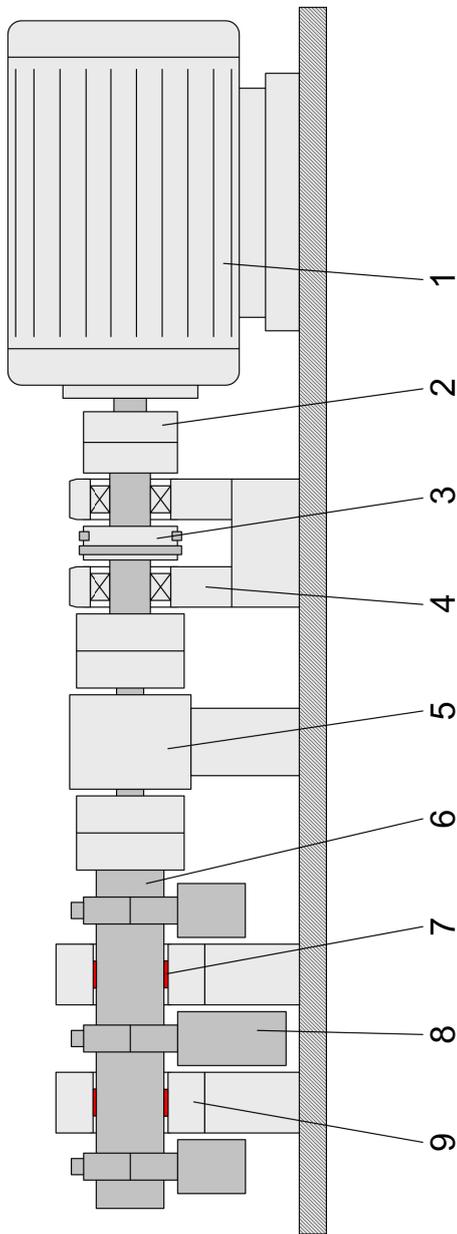
Vorteile:

- Dynamische Belastung (umlaufende Fliehkraft = stationäres Gleitlager)
- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung

Nachteile:

- Eingeschränkte Möglichkeiten der Lastaufbringung
- Messung des Summenreibungsmomentes
- Aufwändige Prüflagermontage
- Aufwändige Konstruktion
- Erwartung hoher Kosten

- 1 Antrieb
- 2 Kupplung
- 3 Zahnriemgetriebe
- 4 Stützlager
- 5 Drehmomentmesswelle
- 6 Prüfwelle
- 7 Prüflager
- 8 Lastaufbringung mittels Belastungsmassen
- 9 Prüfkopf, Lasteinleitung über Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung
- 10 Ausgleichsmassen
- 11 Ausgleichswelle



Prüfwelle nachgedreht:

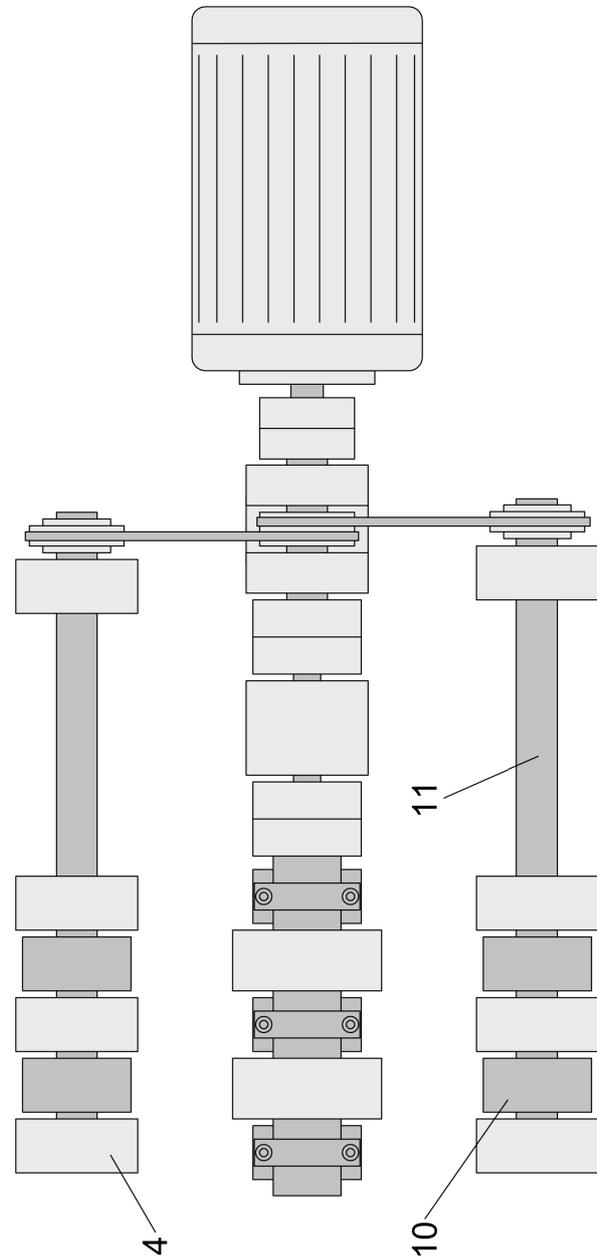


Bild 7.2 Konzept Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung

7.1.3 Konzept 3 - Schneidenparallelogramm

In **Bild 7.3** ist eine Prinzipskizze von Konzept 3 - Schneidenparallelogramm ersichtlich. Sie zeigt die Prüfstandsmechanik mit den wesentlichen Komponenten sowie die symbolhaften Möglichkeiten der Lastaufbringung.

Funktion

Eine Antriebseinheit bringt die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwelle, welche das Prüflager aufnimmt. Diese Ausführung erfordert den Einsatz von Stützlager, die aber außerhalb des Messpfades für das Reibungsmoment angeordnet sind. Die Anordnung der Stützlager kann entlang der Prüfwelle variiert werden, die Prüfwelle kann auch auskragen. Die Lastaufbringung ist konstruktionsbedingt nur eingeschränkt möglich, vorzugsweise ist das Prüflager statisch zu belasten. Auch eine Automatisierung kann nur eingeschränkt vorgenommen werden.

Die Lasteinleitung erfolgt über eine mechanische Wippe, dem Schneidenparallelogramm, wodurch ein Reibungseinfluss auf die Messung nahezu ausgeschlossen ist. Gemessen wird das Einzelreibungsmoment des Prüflagers an der Lagerschale, der Rückrechnungsfehler auf ein Einzellager ist somit ausgeschlossen. Die Prüflagermontage würde sich bei auskragender Anordnung der Prüfwelle eher einfach gestalten. Das Packaging der Konstruktion ist eher als ungünstig anzusehen, da sich keine kompakte Umsetzung verwirklichen lässt.

Eigenschaften

Vorteile:

- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung
- Messung des Einzelreibungsmomentes
- Einfache Prüflagermontage

Nachteile:

- Eingeschränkte Möglichkeiten der Lastaufbringung
- Vorzugsweise statische Belastung
- Sperriger Prüfstands Aufbau

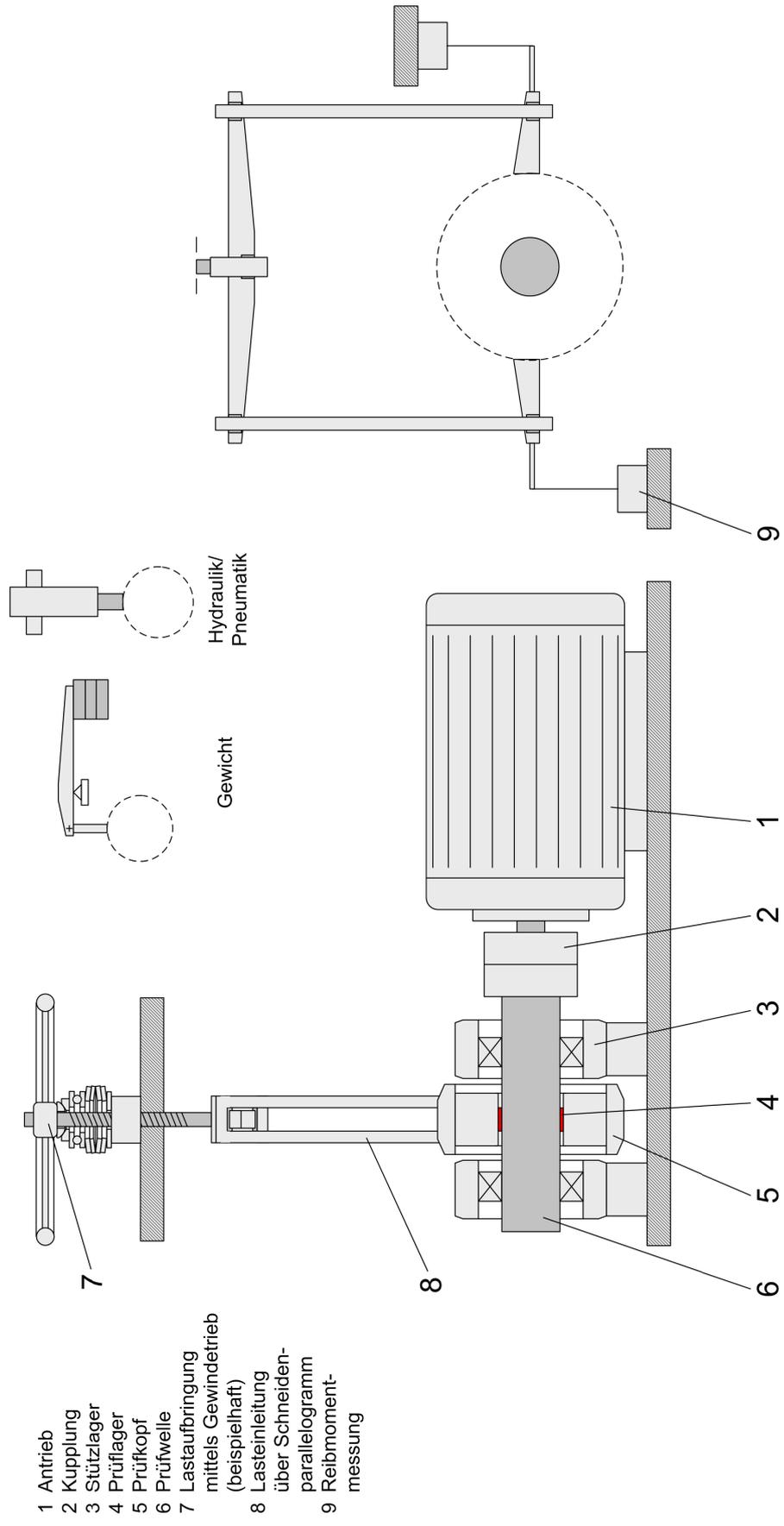


Bild 7.3 Konzept Schneidenparallelogramm

7.1.4 Konzept 4 - Verspannung im Prüfkopf

In **Bild 7.4** ist eine Prinzipskizze von Konzept 4 - Verspannung im Prüfkopf ersichtlich. Sie zeigt die Prüfstandsmechanik mit den wesentlichen Komponenten sowie die symbolhaften Möglichkeiten der Lastaufbringung.

Funktion

Eine Antriebseinheit bringt die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwelle, welche die drei Prüflager aufnimmt. Diese Ausführung stellt ein Prinzip mit einer integrierten Lastaufbringung dar, die über eine Verspannung der Prüfwelle im Prüfkopf selbst geschieht. Die Lastaufbringung ist konstruktionsbedingt nur eingeschränkt möglich, die Prüflager sind statisch zu belasten. Auch eine Automatisierung kann durch den beengten Bauraum nur eingeschränkt vorgenommen werden.

Die Lasteinleitung erfolgt direkt über die Prüfwelle, wodurch ein Reibungseinfluss auf die Messung nahezu ausgeschlossen ist. Gemessen wird das Summenreibungsmoment aller drei Prüflager an der Lagerschale, das Messergebnis müsste auf ein Einzellager rückgerechnet werden. Die Prüflagermontage würde sich aufgrund der Anordnung eher aufwändig gestalten. Der Konstruktionsaufwand und das Packaging der Konstruktion sind eher als günstig anzusehen. Eine kompakte Umsetzung lässt sich durch das Entfallen einer aufwändigen Lastaufbringungsmechanik verwirklichen.

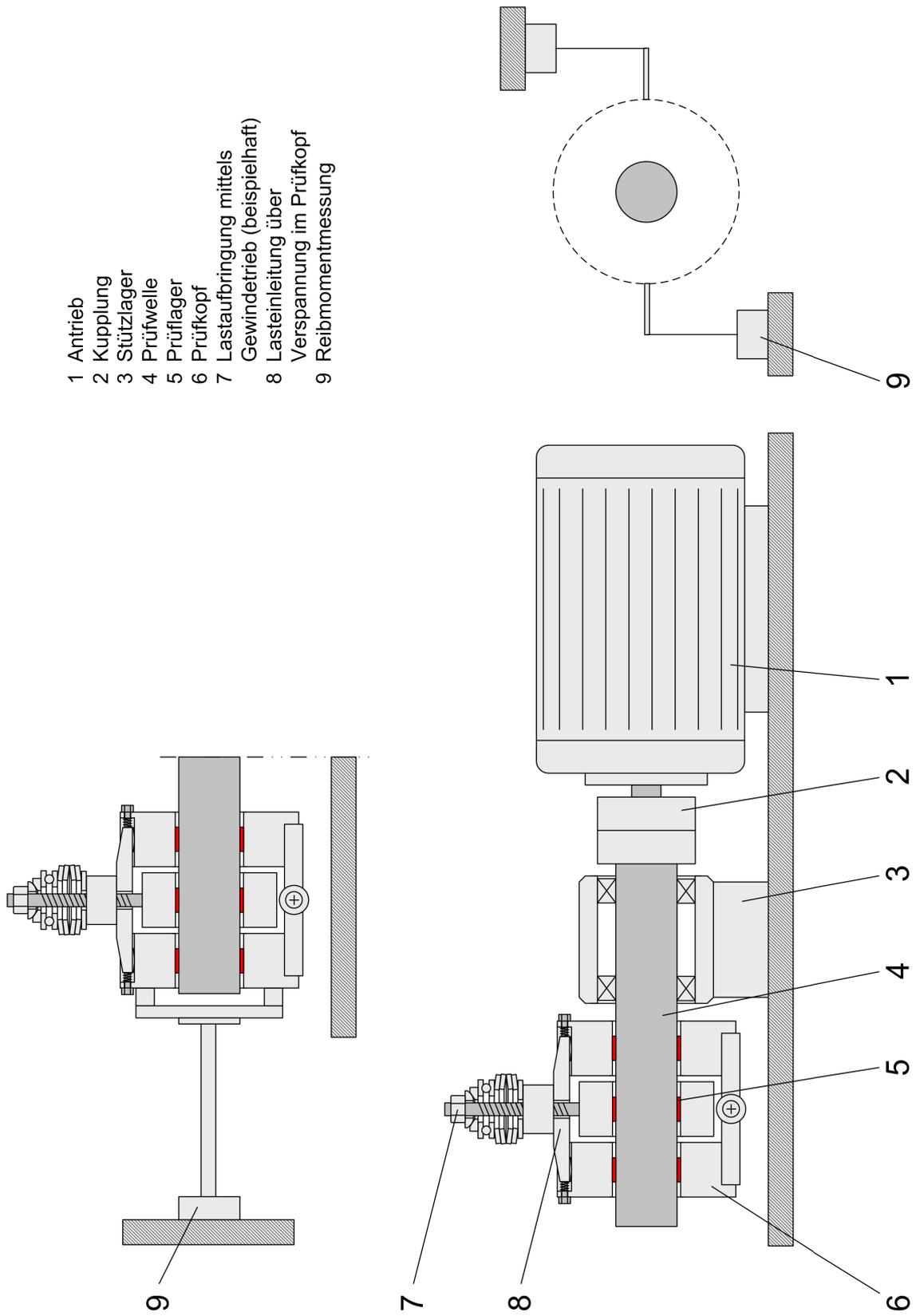
Eigenschaften

Vorteile:

- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung
- Kompakter Prüfstands Aufbau
- Reduzierter Konstruktionsaufwand

Nachteile:

- Eingeschränkte Möglichkeiten der Lastaufbringung
- Nur statische Belastung
- Messung des Summenreibungsmomentes
- Aufwändige Prüflagermontage



- 1 Antrieb
- 2 Kupplung
- 3 Stützlager
- 4 Prüfzelle
- 5 Prüflager
- 6 Prüfkopf
- 7 Lastaufbringung mittels Gewindtrieb (beispielhaft)
- 8 Lasteinleitung über Verspannung im Prüfkopf
- 9 Reibmomentmessung

Bild 7.4 Konzept Verspannung im Prüfkopf

7.1.5 Konzept 5 - Hydrostatisches Lager

In **Bild 7.5** ist eine Prinzipskizze von Konzept 5 - Hydrostatisches Lager ersichtlich. Sie zeigt die Prüfstandsmechanik mit den wesentlichen Komponenten sowie die symbolhaften Möglichkeiten der Lastaufbringung.

Funktion

Eine Antriebseinheit bringt die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwelle, welche das Prüflager aufnimmt. Diese Ausführung erfordert den Einsatz von Stützlager, die aber außerhalb des Messpfades für das Reibungsmoment angeordnet sind. Die Anordnung der Stützlager kann entlang der Prüfwelle variiert werden, die Prüfwelle kann auch auskragen. Die Lastaufbringung kann auf unterschiedlichste Weise erfolgen, auch eine hochgradige Automatisierung wäre bei Bedarf möglich.

Die Lasteinleitung erfolgt über ein hydrostatisches Lager, wodurch ein Reibungseinfluss auf die Messung nahezu ausgeschlossen ist bzw. herauskalibriert werden kann. Gemessen wird das Einzelreibungsmoment des Prüflagers an der Lagerschale, der Rückrechnungsfehler auf ein Einzellager ist somit ausgeschlossen. Die Prüflagermontage würde sich bei auskragender Anordnung der Prüfwelle eher einfach gestalten. Das Packaging der Konstruktion und die Kosten würden je nach Ausführung in einem weiten Bereich variieren.

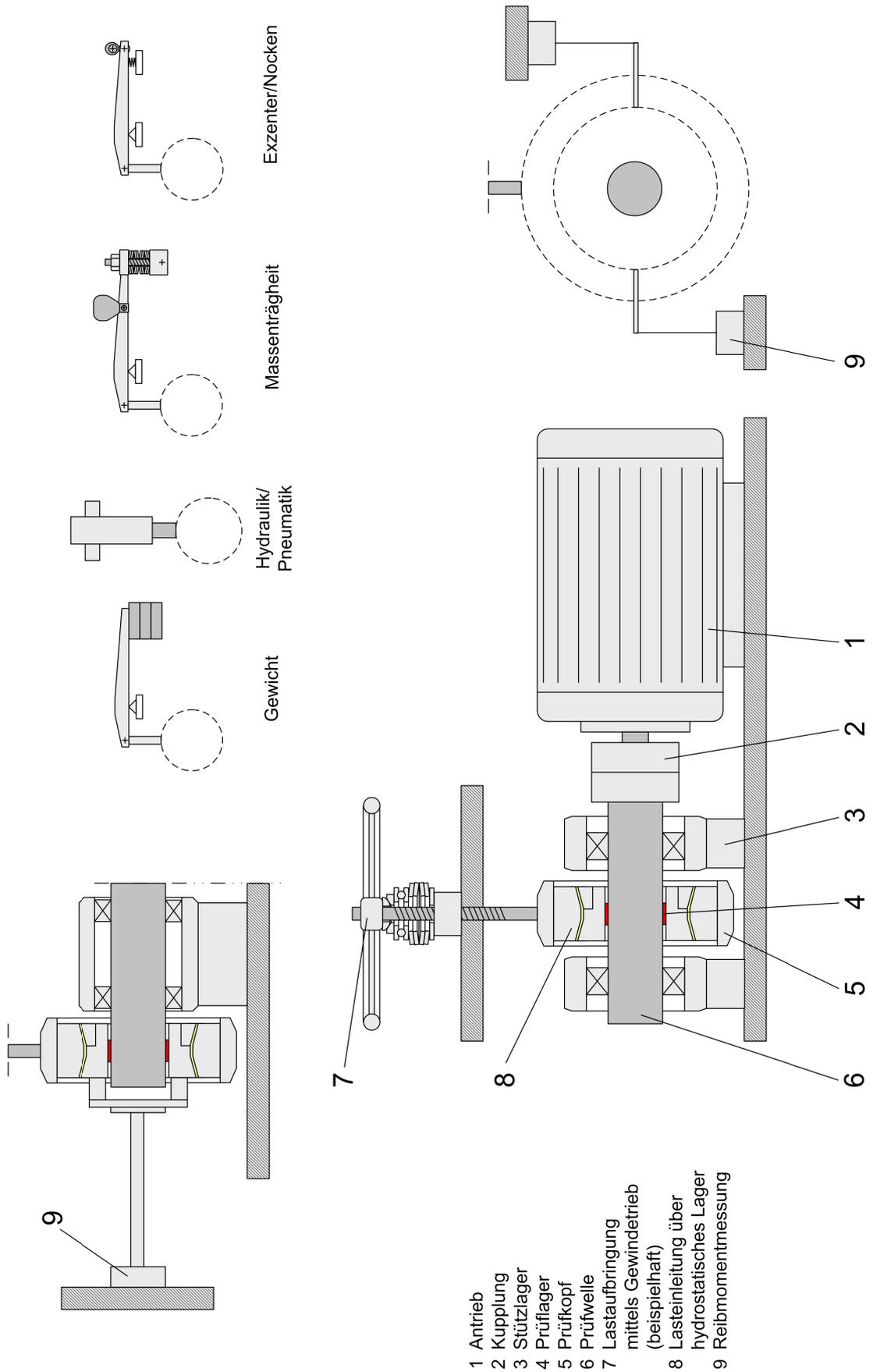
Eigenschaften

Vorteile:

- Vielfältige Möglichkeiten der Lastaufbringung
- Statische und dynamische Belastung
- Nahezu reibungsfreie Lasteinleitung
- Messung des Einzelreibungsmomentes
- Einfache Prüflagermontage

Nachteile:

- Komplexes System hydrostatisches Lager
- Hydrauliksystem erforderlich
- Kostenrahmen schwer schätzbar



- 1 Antrieb
- 2 Kupplung
- 3 Stützlager
- 4 Prüflager
- 5 Prüfkopf
- 6 Prüfzelle
- 7 Lastaufbringung
mittels Gewindetrieb
(beispielhaft)
- 8 Lasteinleitung über
hydrostatisches Lager
- 9 Reibmomentmessung

Bild 7.5 Konzept Hydrostatisches Lager

7.2 Konzeptauswahl

Nach der vorangegangenen Erarbeitung von prinzipiellen Konzeptvarianten der Prüfstandsmechanik findet sich nun in **Tabelle 7.2** ein zusammenfassender Vergleich. Aufgelistet sind die wesentlichen Merkmale der einzelnen Konzepte sowie deren wichtigste Vor- und Nachteile.

Tabelle 7.2 Vergleich der Konzeptvarianten

Prüfstandsmechanik			
KONZEPT	REIBLEISTUNGSMESSUNG	EIGENSCHAFTEN	VOR-/NACHTEILE
1	Mechanisch an der Welle Verspannung in Drei-Lager-Anordnung	Stat. und dyn. Belastung	+ Vielfältige Möglichkeiten der Lastaufbringung - Messung des Summenreibungsmomentes
2	Mechanisch an der Welle Verspannung in Zwei-Lager-Anordnung	Dyn. Belastung (Fliehkraft)	- Eingeschränkte Möglichkeiten der Lastaufbringung - Messung des Summenreibungsmomentes
3	Mechanisch an der Lagerschale Schneidenparallelogramm	Stat. Belastung	- Eingeschränkte Möglichkeiten der Lastaufbringung + Messung des Einzelreibungsmomentes - Sperriger Prüfstandsaufbau
4	Mechanisch an der Lagerschale Verspannung im Prüfkopf	Stat. Belastung	- Eingeschränkte Möglichkeiten der Lastaufbringung - Messung des Summenreibungsmomentes + Kompakter Prüfstandsaufbau
5	Mechanisch an der Lagerschale Hydrostatisches Lager (Optional Wälzlager)	Stat. und dyn. Belastung	+ Vielfältige Möglichkeiten der Lastaufbringung + Messung des Einzelreibungsmomentes - Hydrauliksystem erforderlich (- Reibungsbehaftete Lasteinleitung bei Wälzlager)

In abschließender Diskussion wurde entschieden, dass für eine konstruktive Ausführung das Konzept 5 - Hydrostatisches Lager am geeignetsten erscheint. Diese Entscheidung begründet sich trotz des erforderlichen hydraulischen Zusatzsystems auf:

- Vielfältige Möglichkeiten der Lastaufbringung, auch als Erweiterungsoption bei einfacher Ausführung.
- Explizite Untersuchungsmöglichkeit eines einzelnen Prüflagers durch Messung des Einzelreibungsmomentes.
- Bewährter Einsatz von hydrostatischen Lagern bei Reibungsprüfständen für hydrodynamische Gleitlager.

8 Konstruktion

8.1 Randbedingungen

Konstruktive Umsetzung

Die konstruktive Umsetzung des Auswahlkonzeptes erfolgte mit dem Softwarepaket CATIA V5. Dabei ist die Prüfstandsmechanik als dreidimensionale Zusammenstellungskonstruktion mit allen Einzelteilen ausgeführt. Zukaufkomponenten sind als "Blackbox" implementiert, Detailzeichnungen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht abgeleitet. Alle Einzelteile sind in einer Stückliste, Zukaufkomponenten zusätzlich durch Herstellerunterlagen dokumentiert. Die Konstruktion ist in Form von nativen CATIA V5-Dateien und im neutralen Format STEP zur weiteren Verfügung abgelegt. Als Schnittstellen sind die Übergänge der Prüfstandsmechanik zu den Sonderkomponenten Messtechnik (Messdatenerfassung) und Schmierölkonditionierung definiert, die in der Konstruktion nicht enthalten sind.

Die Konstruktion soll als Basis zur weiteren Bearbeitung und Umsetzung seitens des Auftraggebers PRISMA Engineering dienen.

Dimensionierung

Die Prüfstandsmechanik wurde funktional konstruiert und alle kritischen Bereiche sind betriebssicher dimensioniert [4] [12] [15].

Die Auslegeparameter ergeben sich aus dem Lastenheft nach **Tabelle 4.1**. Als Berechnungsgrundlage sind statische Belastungsbedingungen angenommen, die zulässige Beanspruchung der eingesetzten Werkstoffe ist, falls nicht anders angegeben, durch die Streckgrenze bei einer Sicherheit von mindestens 10 % definiert. Zukaufkomponenten sind nach Herstellerspezifikationen bemessen.

Als Ausnahme für diese Festlegung ist das eingesetzte hydrostatische Lager anzusehen. Die Komponente ist im Rahmen dieser Arbeit nur prinzipiell entworfen, eine genaue Auslegung soll bei Umsetzung mit den Kompetenzen von Herstellern bzw. Lieferanten erfolgen.

8.2 Gesamtkonstruktion

8.2.1 Betriebszustände und Steuerung

Wie bereits im Rahmen der Parameterfestlegung für das Lastenheft in Kapitel 4.1 festgestellt wurde, gibt es im Wesentlichen folgende Betriebszustände für den Prüfstand:

- Anfahrvorgang im Grenz- und Mischreibungsbereich
- Prüfungsbetrieb im Flüssigkeitsreibungsbereich
- Notsituation des "Fressens" der Lagerschale an der Welle

Der Anfahrvorgang im Grenz- und Mischreibungsbereich kann durch die im Rahmen der Schmierölkonditionierung in Kapitel 6.1 erwähnte Druckschmierung entschärft werden, mit der das Prüflager bereits im Stillstand hydrostatisch von der Prüfwellen abgehoben werden könnte. Die Messtechnik zur Reibungsmomentmessung wurde diesbezüglich ebenfalls für ein hohes Maximalmoment ausgelegt. Einem "Fressen" der Lagerschale an der Welle wird konstruktiv durch eine zusätzliche Sicherung für die Messtechnik Rechnung getragen, die im kritischen Bereich entsprechend dimensioniert ist.

Wie bereits im Rahmen der Konzeptvarianten in Kapitel 7.1 festgestellt wurde, gibt es im Wesentlichen folgende Teilfunktionen der Prüfstandsmechanik:

- Einstellung von Betriebspunkten des Prüflagers
- Zwängungsfreie Lastaufbringung
- Reibungsfreie Lasteinleitung
- Prüflageraufnahme und -positionierung
- Integration der erforderlichen Messtechnik

Die Einstellung der Betriebspunkte erfolgt über die Steuergrößen Lagerdrehzahl, Lagerbelastung und Lagerverkantung, die durch die einzelnen mechanischen Baugruppen vorgegeben werden. Die Schmierstoffparameter Schmieröltemperatur und Schmierstoffzufuhrdruck sind über die Schmierölkonditionierung voreinzustellen. Die erwähnten Steuergrößen können teilweise je nach Ausführung von Messdatenerfassung und Aktuatorik auch elektronisch geregelt werden. Alle weiteren Funktionen sind durch die nachfolgend beschriebene Prüfstandsmechanik konstruktiv zu erfüllen.

8.2.2 Baugruppen

In **Bild 8.1** und **Bild 8.2** ist die gesamte Zusammenbaukonstruktion des Reibungsprüfstandes zu sehen. Sie besteht aus den Baugruppen Antriebsgruppe (1), Lasteinleitungs- und Messgruppe (2), Lastaufbringungsgruppe (3) und Gestellgruppe (4).

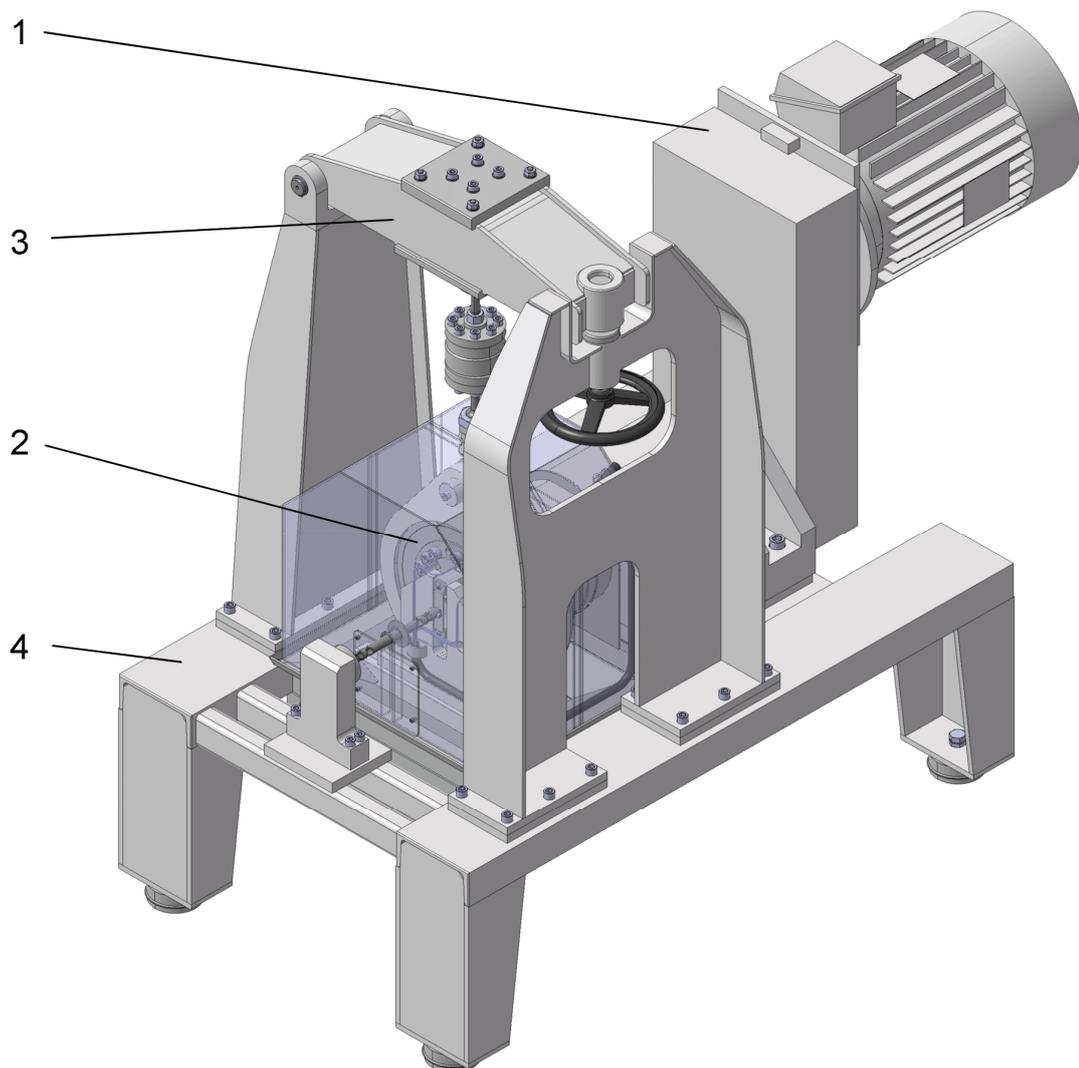


Bild 8.1 Gesamtkonstruktion

Hauptabmessungen

Länge: ca. 1600 mm

Breite: ca. 800 mm

Höhe: ca. 1400 mm

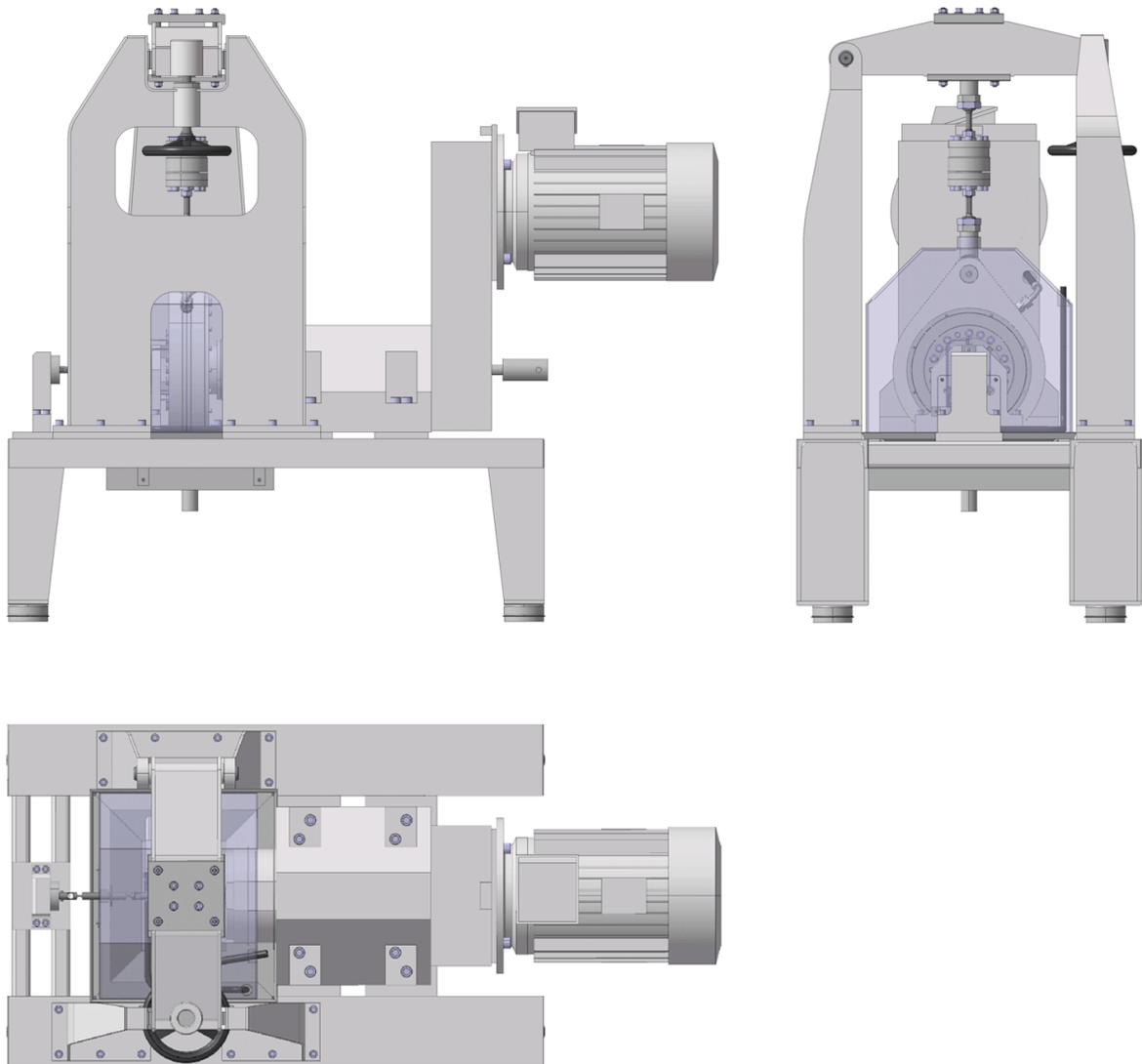


Bild 8.2 Gesamtkonstruktion - Grundriss, Aufriss, Seitenriss

8.2.3 Grundlegende Funktion

Die grundlegende Funktion des Prüfstandes ist in **Bild 8.3** und **Bild 8.4** ersichtlich. Von einer Antriebseinheit (1) werden die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwelle (2) aufgebracht. Diese wird mittels universellem Steilkegelspannsystem (3) von der Antriebseinheit aufgenommen. Über eine Dreheinführung (4) und eine axiale Leitung wird das Prüflager (5) wellenseitig mit Schmierstoff versorgt.

Das Prüflager wird von einer Prüflageraufnahme (6) aufgenommen, die torsionssteif und biegeweich mit der Messeinrichtung für das Reibungsmoment (7) verbunden ist. In der Prüflageraufnahme ist weiters auch die Messtechnik für die Verlagerungsbahn bzw. Lagerverkanthung sowie die Lagertemperatur bzw. Schmieröltemperatur (8) angebracht.

Zur reibungsfreien Lasteinleitung ist die Prüflageraufnahme vom Prüfkopf (9) selbst durch ein hydrostatisches Lager (10) getrennt, das über eine eigene Druckölleitung (11) mit Schmierstoff versorgt wird. Das Lager ist in Form eines Doppelkegels aufgebaut, um dem ganzen System Stabilität zu verleihen.

Der Prüfkopf wird über Zugstangen (12) und verstellbare Bolzen (13) mit der Lastaufbringungseinheit gelenkig verbunden, im Lastpfad ist ein Kraftaufnehmer (14) angeordnet. Durch die verstellbaren Bolzenverbindungen kann die Prüflagerachse zur Prüfwellenachse positioniert werden. Bei außermittiger Lasteinleitung auf den Prüfkopf ist ein Prüfungsbetrieb mit Lagerverkantung möglich.

Zur allgemeinen Positionierung bei der Montage ist die ganze Zugstangen- und Prüfkopfeinheit über die Zugstange in Vertikalrichtung und über verschiebbare Aufhängeplatten (15) in der Horizontalebene verstellbar.

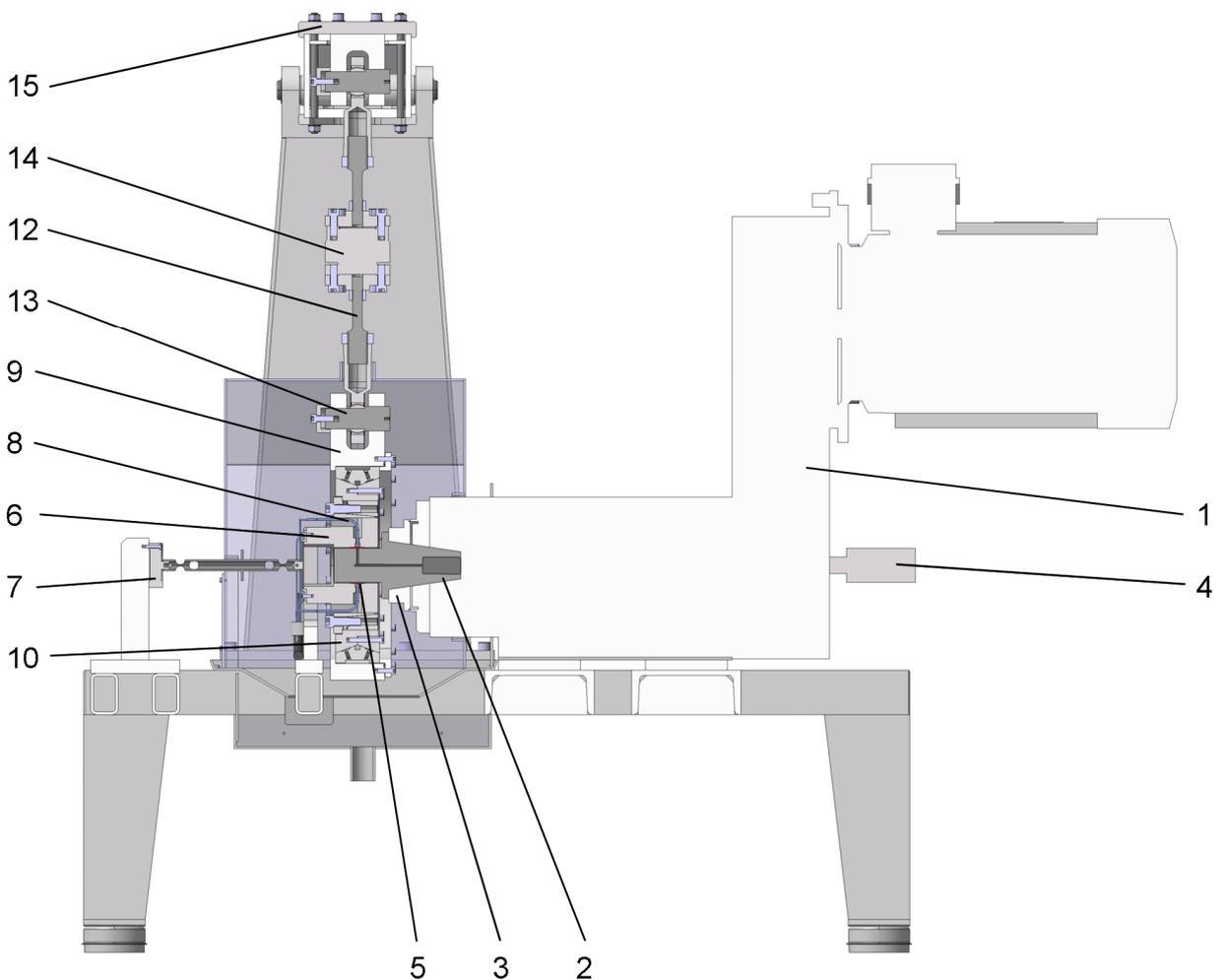


Bild 8.3 Gesamtkonstruktion - Längsschnitt Prüfkopfmitte

Die Last wird durch einen Gewindetrieb mit Tellerfederpaket (16) aufgebracht und über einen Hebel (17) auf die Zugstange übertragen. Der Hebel ist einseitig schwenkbar gelagert (18) und vertikal geführt.

Die ganze Anordnung ist auf einem Gestell (19) montiert, das für eine schwingungsdämpfende Aufstellung der Maschine verantwortlich ist. Die Umgebung wird durch eine Schutzhaube (20) vor spritzendem Schmierstoff geschützt, über diese Schutzhaube und Auffangbleche (21) wird der Schmierstoff in ein zentrales Sammelbecken (22) geleitet.

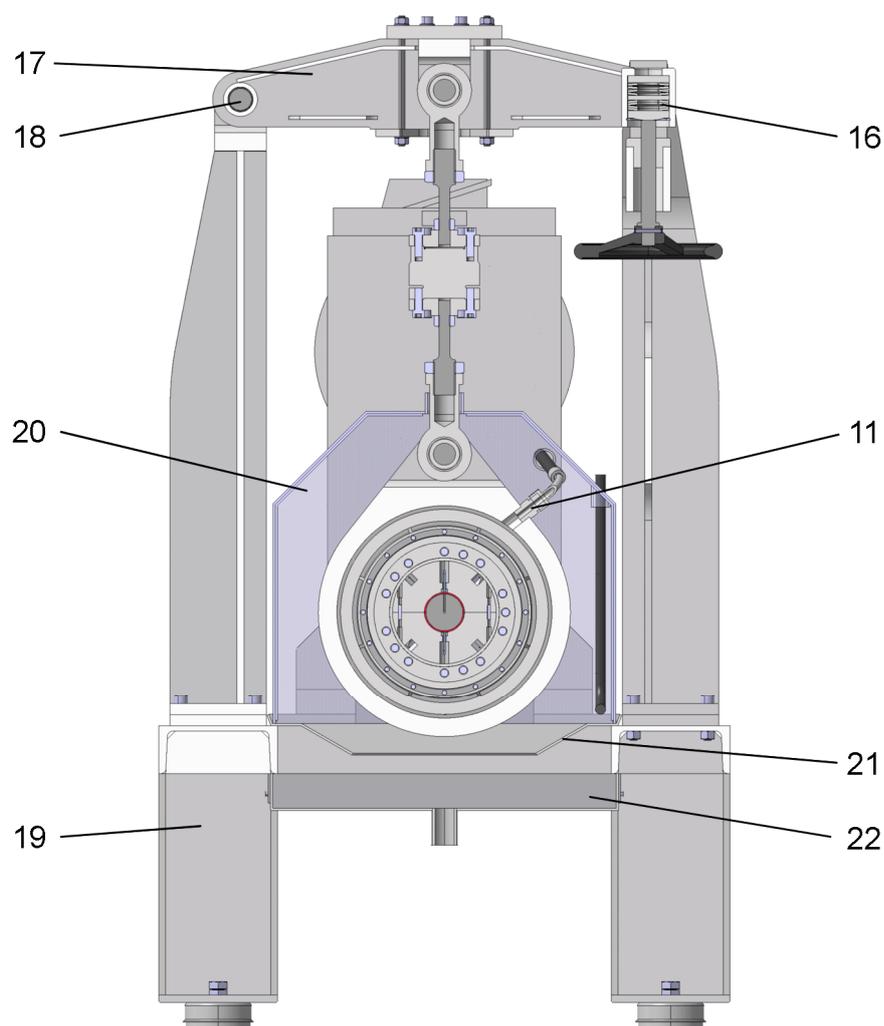


Bild 8.4 Gesamtkonstruktion - Querschnitt Prüfkopfmitte

Mit dieser Anordnung ist es möglich, die gestellte Messaufgabe zu erfüllen. Im Prüfungsbetrieb kommt es zu einer Relativbewegung zwischen der drehenden Prüfzelle und dem stehenden Prüflager, das Reibungsmoment des Prüflagers wird an einem Drehmomentmessflansch abgestützt. Durch die zwangungsfreie Aufhängung des Prüfkopfes und die reibungs-

freie Lasteinleitung über das hydrostatische Lager ist die Messung des Reibungsmomentes weitgehend unbeeinflusst und die Reibleistung kann nach **(8.1)** ermittelt werden.

$$P_R = M_R \cdot \omega \quad (8.1)$$

P_R	in W	Reibleistung
M_R	in Nm	Reibungsmoment
ω	in 1/s	Lagerdrehzahl

In folgenden Kapiteln werden die einzelnen Baugruppen nach **Bild 8.1** näher beschrieben.

8.3 Antriebsgruppe

8.3.1 Funktion

Von der Antriebseinheit werden die für den Betrieb notwendigen Leistungsparameter Drehmoment und Drehzahl auf die Prüfwellen aufgebracht. Für diese Aufgabe wurde eine aus dem Bereich des Werkzeugmaschinenbaus stammende Spindereinheit ausgewählt, da sich dadurch folgende Vorteile ergeben:

- Hohe Präzision durch steife Struktur und spezielle Spindellagerung
- Schnelle und exakte Prüfwellenaufnahme durch universelles Steilkegelspannsystem
- Möglichkeit der Schmierstoffzufuhr über die axiale Leitung für die eigentliche Kühlmittelzufuhr
- Rundlaufgenauigkeit des Steilkegelspannsystems etwa 5 μm
- Hohe Wiederholgenauigkeit

In **Bild 8.5** und **Bild 8.6** ist die für die Konstruktion ausgewählte Spindereinheit von Hagen & Goebel Werkzeugmaschinen GmbH abgebildet. Sie besteht aus den Komponenten Antriebsmotor (1), Zahnriemengetriebe (2), Spindelbock (3) und Spannsystem (4). Die Anordnung der Komponenten kann herstellerseitig variiert werden. Beispielsweise kann das Zahnriemengetriebe verdreht werden, die Spindereinheit ist dann in liegender Form aufgebaut. Auch kann das Spannsystem mit einem moderneren Hohlschaftkegel ausgeführt werden. Sehr vorteilhaft erweist sich die Möglichkeit, die Schmierstoffzufuhr für das Prüflager über die eigentliche Kühlmittelzufuhr mit frei wählbarer Dreheinführung vornehmen zu können. Der

Die Montage der Prüfwellen erfolgt nach dem Prinzip des Steilkegelspannsystems durch axiale Spannung über eine Anzugstange. Diese ist hohl ausgeführt und kann als Leitung für die Schmierstoffzufuhr genutzt werden. In **Bild 8.7** ist das System einer vergleichbaren Spindelinheit zu sehen. Man erkennt die rückseitig angeordnete Dreheinführung und den Sechskant für die Spannung der Anzugstange.



Bild 8.7 Antriebsgruppe - Anzugstange und Dreheinführung

8.3.2 Dimensionierung

Die Dimensionierung erfolgte nach Herstellerspezifikationen. Mit den Auslegeparametern für Lagerdrehzahl und Reibungsmoment ergibt sich nach **(8.1)** eine maximale Reibleistung von 3000 W. Hauptkriterium für die Auswahl der Spindelinheit war im Wesentlichen die maximale Lagerbelastung, die von der Einheit als Querkraft aufgenommen werden muss.

Spezifikationen

Hersteller:	Hagen & Goebel Werkzeugmaschinen GmbH
Typenbezeichnung:	Spindelinheit BF5 breit
Antriebsmotor:	Drehstrom-Normmotor
Motornennleistung:	18,5 kW
Spindeldrehzahl:	6000 U/min
	Drehzahlstellung über Frequenzumrichter
Spindelnahe:	Steilkegel SK 50 nach DIN 69871 A
	Optionale Aufnahme HSK 100, Komet ABS 80
	Manuelle Spannung über axiale Anzugstange
Lagerung:	Spindellager vorne, Rillenkugellager hinten
Dreheinführung:	Deublin GmbH

8.4 Lasteinleitungs- und Messgruppe

8.4.1 Funktion

In **Bild 8.8** ist die Vorder- und Rückansicht der Lasteinleitungs- und Messgruppe zu sehen. Sie stellt den konstruktiven Aufbau von der Einleitung der Lagerbelastung auf das drehende Prüflager bis hin zur Messung des dadurch entstehenden Reibungsmomentes dar. Dabei spielen die zwängungsfreie Lastaufbringung und reibungsfreie Lasteinleitung eine wesentliche Rolle, um den hydrodynamischen Betriebszustand des Prüflagers und das Messergebnis nicht zu verfälschen. Auch ist für die Prüflageraufnahme und -positionierung sowie Integration der entsprechenden Messtechnik im zur Verfügung stehenden Bauraum zu sorgen.

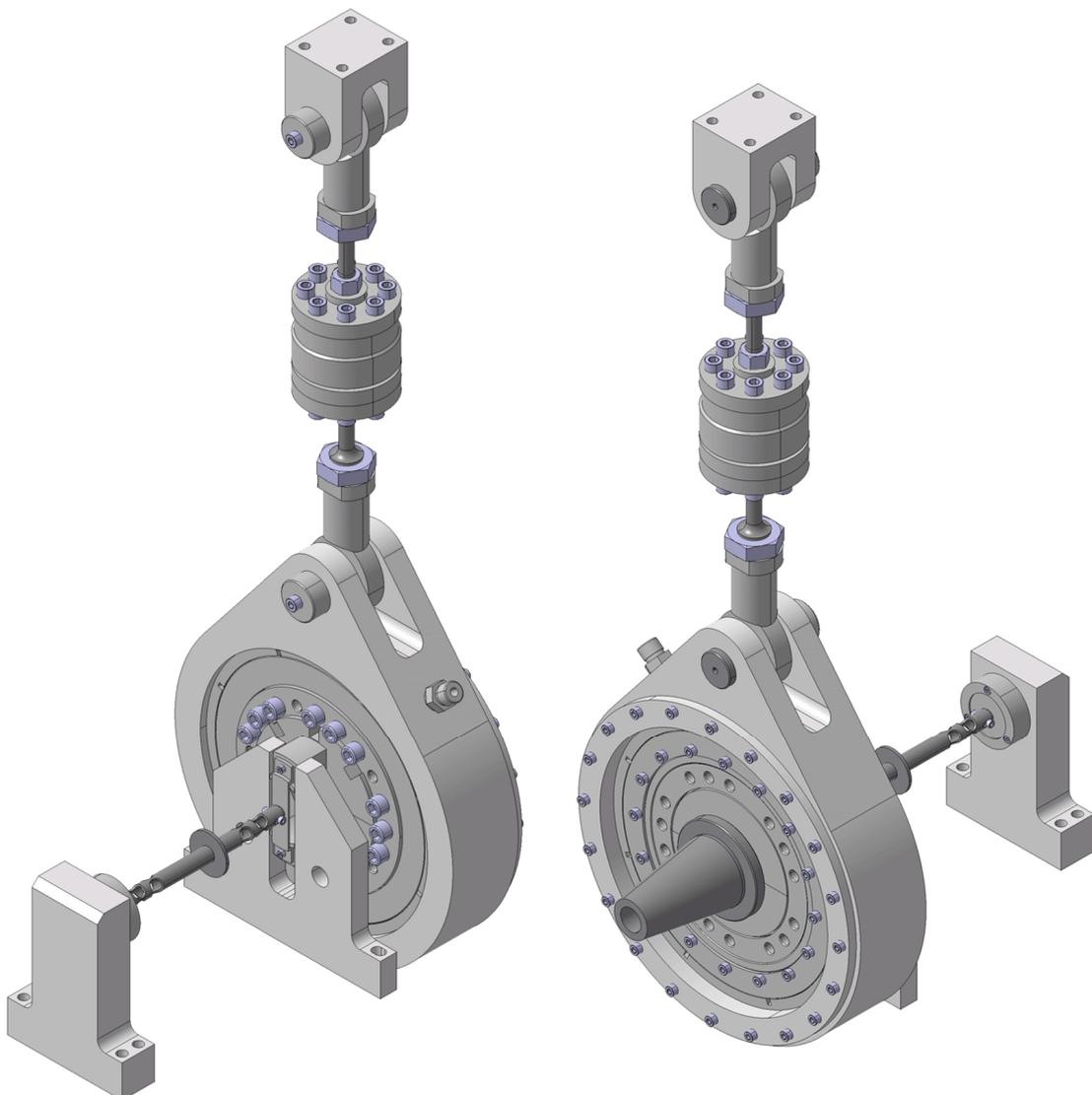


Bild 8.8 Lasteinleitungs- und Messgruppe

Die grundlegende Funktion der Baugruppe ist in **Bild 8.9** ersichtlich. Das auf der Prüfwelle (1) sitzende Prüflager (2) wird von einer Prüflageraufnahme (3) aufgenommen, die über einen Torsionsstab (4) mit einem Drehmomentmessflansch (5) verbunden ist. Dieser ist über eine Konsole (6) stabil am Gestell angebracht.

Um das Reibungsmoment möglichst frei von parasitären Belastungen zu messen, muss die Verbindung zum Drehmomentmessflansch biegeweich ausgeführt sein. Dies wird durch Ausnehmungen im Torsionsstab und einer biegeweichen Montageklemme (7) zwischen Torsionsstab und Prüflageraufnahme erreicht. Optional besteht die Idee, das Drehmoment durch einen kostengünstigen Kunststoffschlauch zu übertragen, was bei den zu erwartenden geringen Drehmomenten durchaus möglich erscheint.

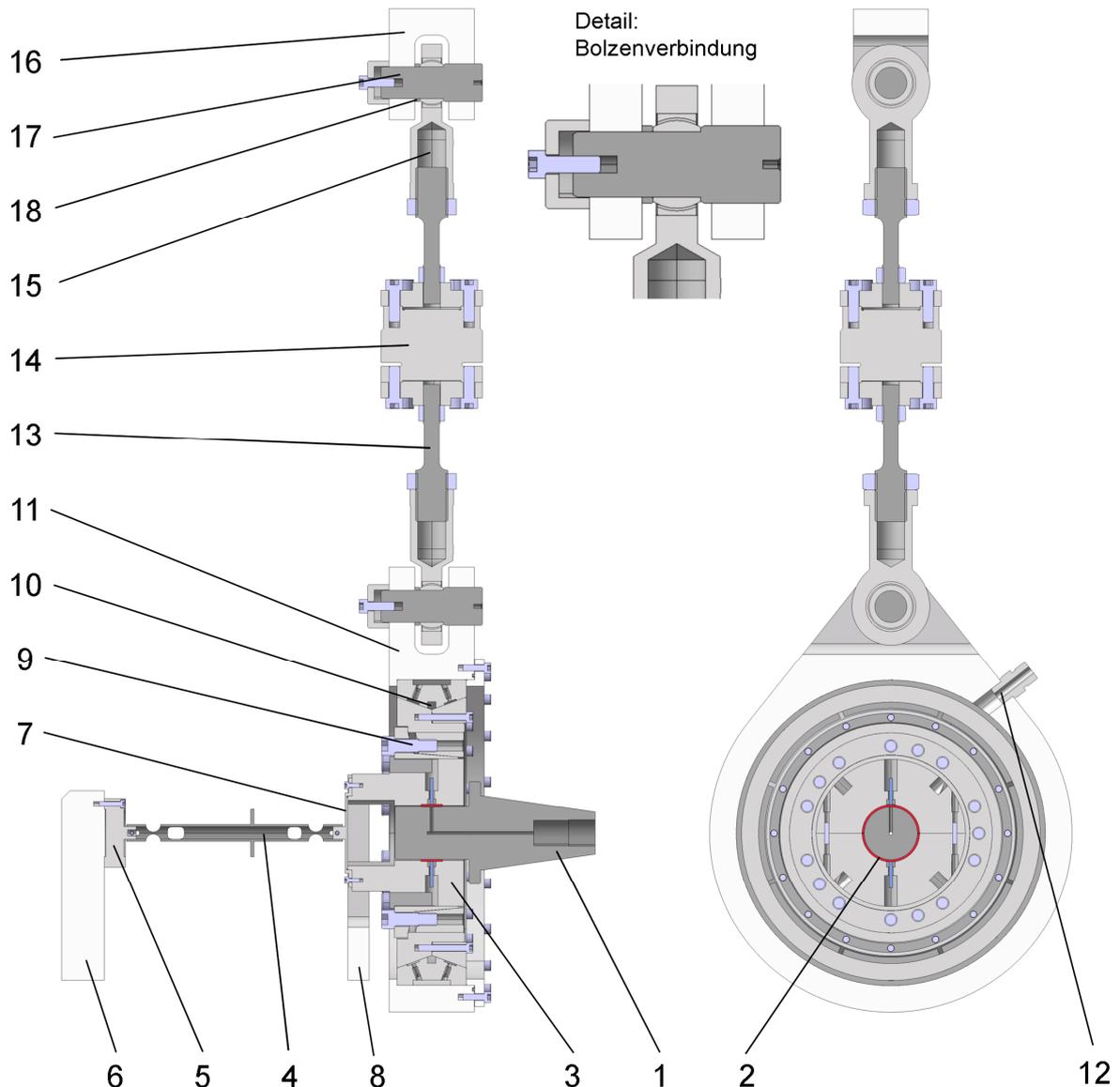


Bild 8.9 Lasteinleitungs- und Messgruppe - Längs- und Querschnitt Prüfkopfmitte

Ein Anschlag (8) schützt die Messtechnik vor Überlastung, indem er die Verdrehung der Prüflageraufnahme begrenzt. Er ist stabil am Gestell angebracht und so ausgeführt, dass die Kabelstränge der in der Prüflageraufnahme integrierten Messtechnik frei nach außen geführt werden können. Die Prüflageraufnahme ist über einen Spannsatz (9) mit dem hydrostatischen Lager (10) verbunden, was die Montage erheblich erleichtert.

Das hydrostatische Lager wird vom Prüfkopf (11) aufgenommen, alle Komponenten sind so ausgeführt, dass die axiale Positionierung des Prüflagers genau definiert und wiederholbar ist. Die Druckölleitung (12) für das hydrostatische Lager wird an einer ebenen Fläche am Prüfkopf angebracht. Der Prüfkopf wird über Zugstangen (13), einen Kraftaufnehmer (14) und Gelenkköpfe (15) mit der Konsole (16) zur Verschraubung an die Lastaufbringungseinheit verbunden. Die Gelenkköpfe sorgen für eine gelenkige Lagerung der ganzen Baugruppe.

Durch die außermittige Lasteinleitung über verstellbare Bolzenverbindungen (17) kann die Prüflagerachse zur Prüfwellenachse positioniert und gegebenenfalls ein Prüfungsbetrieb mit Lagerverkantung eingestellt werden. Die Verstellung erfolgt über auswechselbare Distanzscheiben (18), der Bolzen ist axial starr verspannt.

Hydrostatisches Lager

In **Bild 8.10** ist der gesamte Prüfkopf vergrößert abgebildet. Man sieht die bereits bekannten Komponenten Prüfwellenachse (1), Prüflager (2), Spannsatz (3), Prüflageraufnahme (4), Montageklemme (5), Torsionsstab (6) und Drehmomentmessflansch (7). Diese Komponenten stellen den Messpfad des Prüfstandes für das Reibungsmoment dar.

Das hydrostatische Lager besteht einerseits aus einem zu Montagezwecken geteilten Innenring (8) (9), andererseits aus einem einteiligen Außenring (10). Die Innenringe können miteinander verschraubt werden und sitzen zentriert am Spannsatz, der Außenring sitzt zentriert im Prüfkopf (11). Die axiale Positionierung von Innenring und Außenring ist gleichermaßen genau definiert. Alle Spaltflächen, die den Druckraum begrenzen und nicht im Strömungspfad des Schmierstoffes liegen, sind abdichtend ausgeführt.

Um einen Druckausgleich zwischen den Drucköltaschen bei Belastung zu verhindern, muss der Schmierstoff über Drosseln (12) zugeführt werden. Diese Drosseln sind durch Gewindestifte mit axialer Bohrung realisiert, so kann der Drosseldurchmesser einfach variiert werden. Eine andere, weitaus kostenintensivere Methode bestünde in einem eigenen Versorgungskreis für jede Drucköltasche.

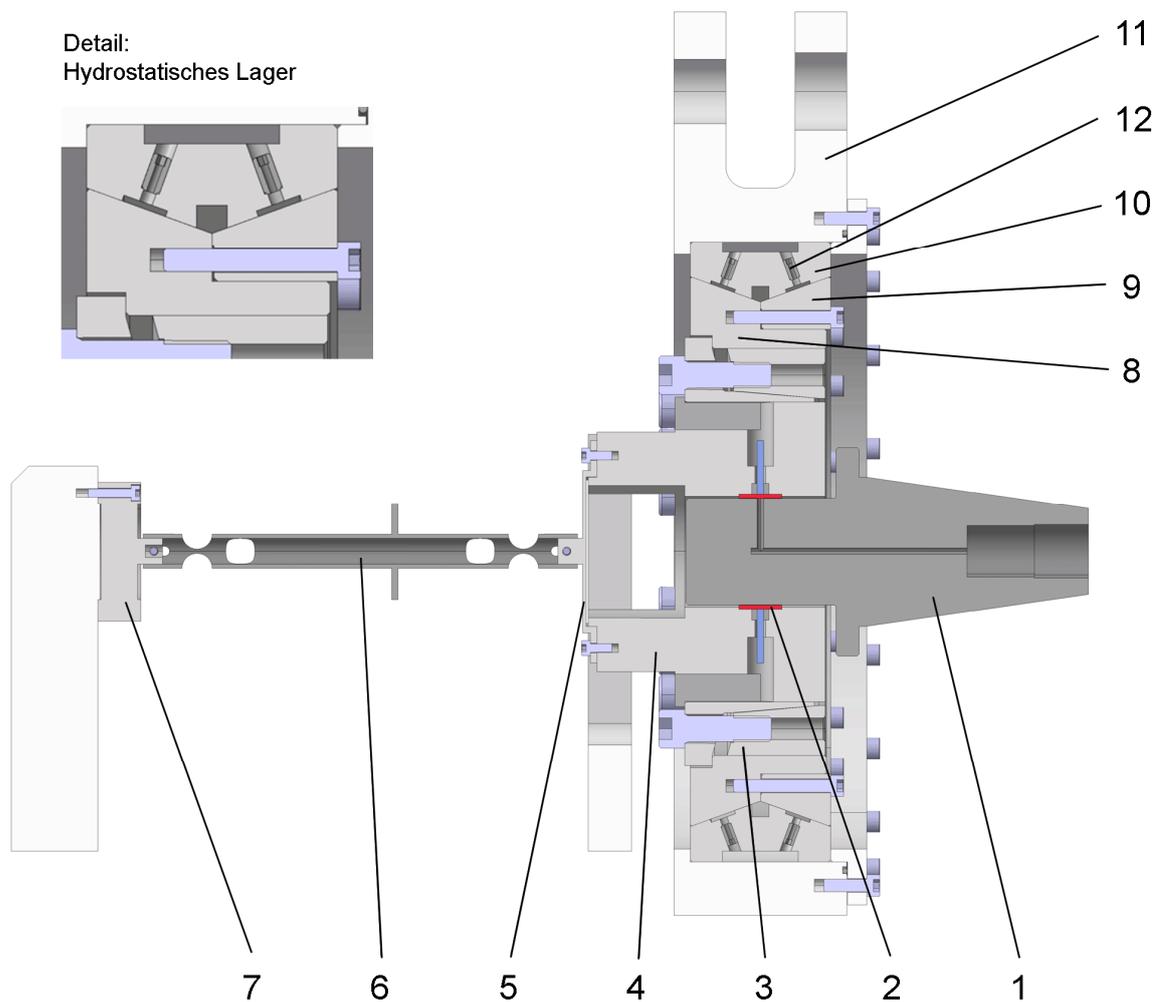


Bild 8.10 Lasteinleitungs- und Messgruppe - Prüfkopf

Das hydrostatische Lager im demontierten Zustand ist in **Bild 8.11** zu sehen. Man erkennt die beiden Innenringe (1) (2) und den Außenring (3), der dem Schmierpalt des Lagers die Form eines Doppelkegels gibt. Diese Idee wurde in Anlehnung an bereits ausgeführte Systeme übernommen, um dem Lager axiale und rotatorische Stabilität zu verleihen.

Grundsätzliche Stabilität wird durch eine verteilte Anordnung mehrerer Druckköltschen (4) am Umfang erreicht. Die Schmierstoffzufuhr zu den einzelnen Druckköltschen und Schmierstoffabfuhr aus dem Lagerinnenraum erfolgt am Außenring. Es sind dafür eine umlaufende Verteilernut (5), eine umlaufende Sammelnut (6) und radiale Abströmnuten (7) vorgesehen.

Die kegelige Form des Lagers bietet auch eine einfache Möglichkeit, das Lagerspiel einzustellen. Durch Abstimmung der Breite der beiden Innenringe oder das Einbringen optionaler Distanzringe zwischen den beiden Innenringen würden die Winkel der Konusflächen konstant bleiben, sich die Schmierpalthöhe aber entsprechend verändern.

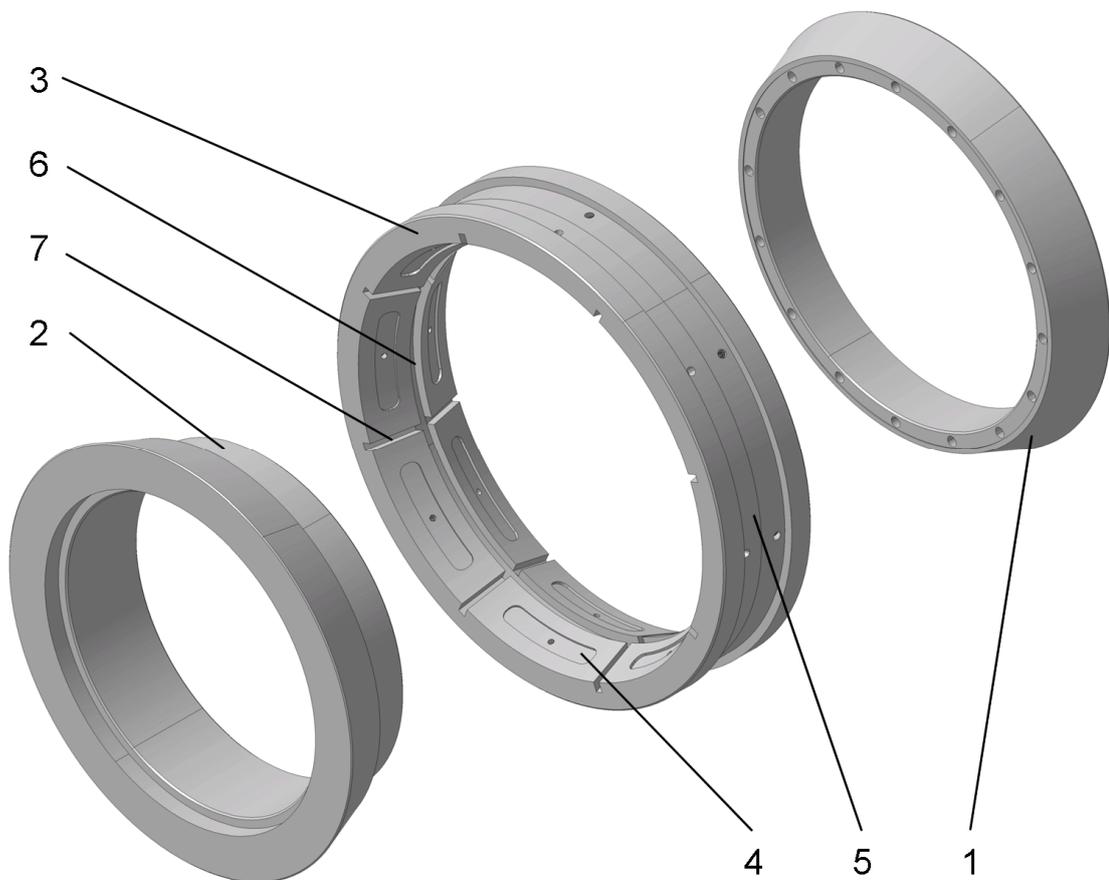


Bild 8.11 Lasteinleitungs- und Messgruppe - Hydrostatisches Lager

Prüflageraufnahme

In **Bild 8.12** ist die Prüflageraufnahme vergrößert abgebildet. Gezeigt sind zwei Iso-Ansichten, wobei eine Hälfte der Prüflageraufnahme einmal transparent dargestellt ist. Weiters finden sich zwei Längsschnitte, die um 45° zueinander verdreht sind.

Die Prüflageraufnahme hat die Aufgabe, das Prüflager aufzunehmen und zu positionieren und das im Prüfungsbetrieb entstehende Reibungsmoment weiterzuleiten. Ebenfalls stellt die Integration der erforderlichen Messtechnik eine wesentliche Anforderung dar.

Die Konstruktion besteht aus zwei baugleich ausgeführten Hälften (1), die über eine Verstiftung (2) und Verschraubung (3) miteinander verbunden sind. In den Hälften finden sich Ausnehmungen für das Anbringen des Prüflagers (4) (beispielsweise Halbschalen). Weiters sind Einarbeitungen vorgesehen, die zur Montage der Messwertnehmer für die Verlagerungsbahn bzw. Lagerverkantung (5) sowie die Lagertemperatur bzw. Schmieröltemperatur (6) dienen.

Im konkreten Fall handelt es sich um nach dem Wirbelstromprinzip arbeitende, induktive Wegaufnehmer und Thermoelemente. Die Wegaufnehmer messen die Verlagerung der Prüfwelle (7) an beiden Seiten des Prüflagers, woraus in weiterer Folge die Lagerverkantung bestimmt werden kann. Bei der Integration der Sensorik in die Konstruktion wurden alle herstellerseitigen Einbauhinweise beachtet (eisenfreier Raum etc.). Die Thermoelemente sind am Lagerrücken angebracht und beispielsweise mit Silikon verklebt. Anordnung und Anzahl der Messwertaufnehmer können natürlich jederzeit variiert werden. Die Kabelstränge der Messtechnik werden über Kanäle frei nach außen geführt. Diese sollten nach der Montage der Messtechnik gegen den spritzenden Schmierstoff abgedichtet werden.

Die Prüflageraufnahme ist ebenfalls mit zwei Mitnehmerblöcken (8) versehen, die in die Öffnung des zuvor beschriebenen Anschlages eingreifen, wodurch die Verdrehung der Prüflageraufnahme begrenzt wird. Dies stellt den Schutz der Messtechnik vor Überlastung durch ein "Fressen" der Lagerschale an der Welle dar.

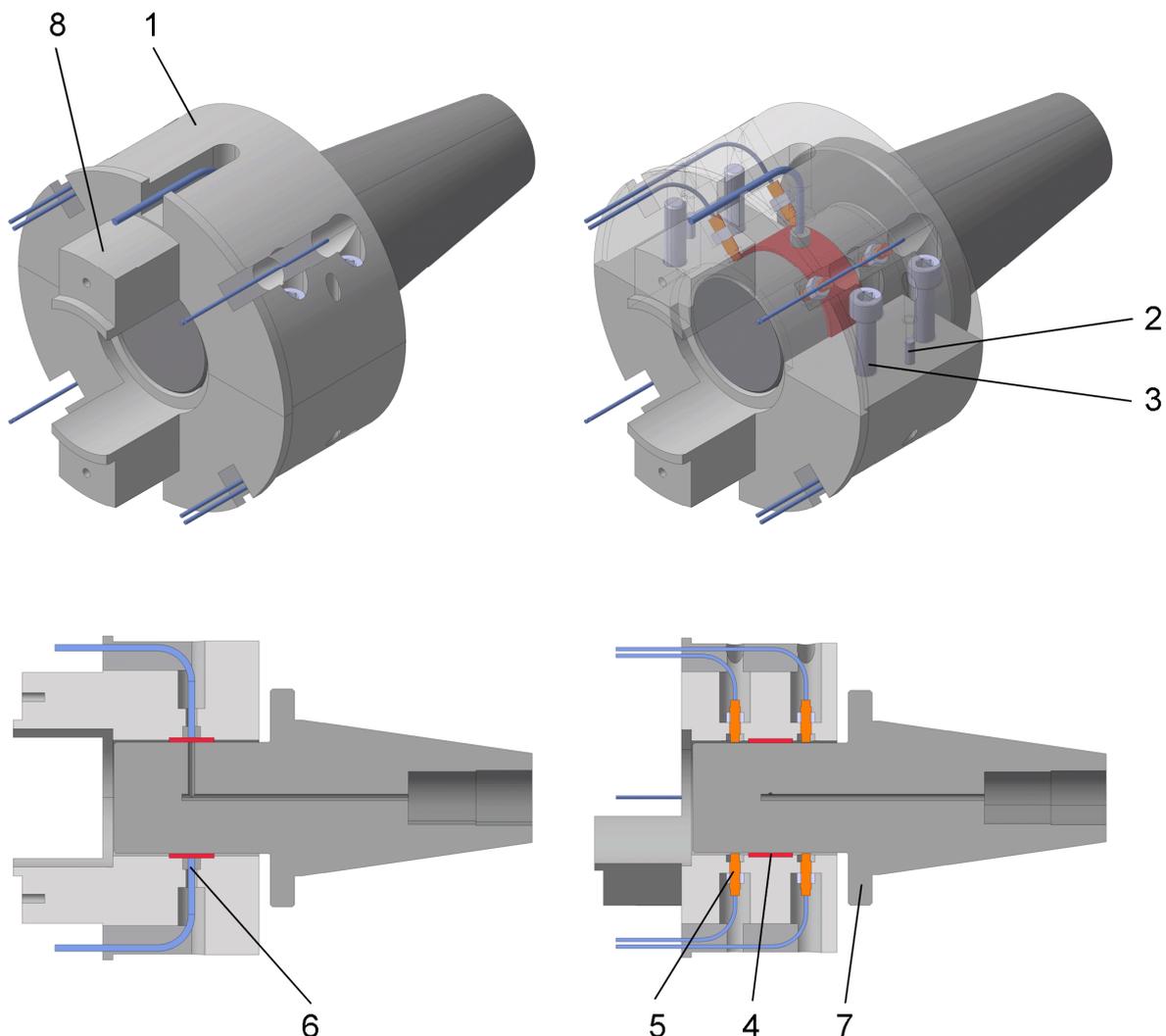


Bild 8.12 Lasteinleitungs- und Messgruppe - Prüflageraufnahme

Eine Variation der Prüflagergeometrie ist auf die Weise möglich, dass Prüfwelle und Prüflageraufnahme geometrisch verändert werden. Da die Schnittstellen Steilkegelspannsystem und Spannsatz unverändert bleiben, hält sich der Aufwand in Grenzen. So können Prüflager unterschiedlicher Abmessungen mit nahezu derselben Prüfstandsmechanik geprüft werden.

Die Prüfwelle ist je nach der endgültigen Auswahl der Antriebseinheit beispielsweise als Steilkegel SK 50 nach DIN 69871 A ausgeführt. Die vorgesehene wellenseitige Schmierstoffzufuhr würde dem Betriebszustand des Pleuellagers eines Verbrennungsmotors entsprechen. Sollte eine gehäusesseitige Schmierstoffzufuhr in Betracht gezogen werden, muss im Prinzip wiederum nur die Prüflageraufnahme konstruktiv verändert werden.

8.4.2 Dimensionierung

Verschraubung an die Lastaufbringungseinheit

Die Verschraubung an die Lastaufbringungseinheit nach **Bild 8.9** (16) wird über vier Zylinderschrauben M 10 x 35 der Festigkeitsklasse 8.8 durchgeführt. Die Dimensionierung nach **(8.2)** erfolgt als nicht vorgespannte Schraubenverbindung unter statischer Belastung ([15], s. 249). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Zugspannung.

$$\sigma_Z = \frac{F}{A_S \cdot n} \leq \sigma_{Zzul} \quad (8.2)$$

F	50000 N	Zugbelastung der Verschraubung
A _S	58 mm ²	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes ([15], Tabelle 8-1)
n	4	Anzahl der Schrauben
σ _Z	216 N/mm ²	Maximale Zugspannung im Schraubengewinde
σ _{Zzul}	384 N/mm ²	Zulässige Zugspannung (60 % der Streckgrenze bei Werkstoff 8.8)

Die Schraubenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Zugspannung ausreichend dimensioniert.

Bolzenverbindung

Beide verstellbaren Bolzenverbindungen nach **Bild 8.9** (17) sind in ihren charakteristischen Abmessungen identisch ausgeführt. Die Bolzenverbindung ist zum einfachen Wechseln der Distanzscheiben mit Spiel versehen, der Bolzen zeigt an beiden Seiten der Einspannung unterschiedliche Durchmesserhältnisse. Die Dimensionierung nach **(8.3)**, **(8.4)**, **(8.5)**,

(8.6), (8.7) und (8.8) erfolgt entsprechend dem ungünstigsten Fall als Bolzen mit Spielpassung in Stange und Gabel unter statischer Belastung ([15], s. 275). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Biegespannung, Schubspannung, Flächenpressung im Stangen- und Gabelbereich und Normalspannung in der Gabelwange.

$$M_B = \frac{F \cdot (t_S + 2 \cdot t_G)}{8} \quad (8.3)$$

F	50000 N	Zugbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
t_S	32 mm	Stangenbreite
t_G	24 mm	Gabelbreite (eine Seite)
M_B	500000 Nmm	Biegemoment am Bolzen

$$\sigma_B = \frac{K_A \cdot M_B}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{Bzul} \quad (8.4)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
M_B	500000 Nmm	Biegemoment am Bolzen
d	30 mm	Bolzendurchmesser
σ_B	185 N/mm ²	Maximale Biegespannung im Bolzen
σ_{Bzul}	215 N/mm ²	Zulässige Biegespannung (30 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Biegespannung ausreichend dimensioniert.

$$\tau = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F}{A_B} \leq \tau_{zul} \quad (8.5)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	50000 N	Zugbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
A_B	707 mm ²	Bolzenquerschnittsfläche (bei Durchmesser 30 mm)
τ	47 N/mm ²	Maximale Schubspannung im Bolzen
τ_{zul}	144 N/mm ²	Zulässige Schubspannung (20 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Schubspannung ausreichend dimensioniert.

$$p = \frac{K_A \cdot F}{A_{Sproj}} \leq p_{zul} \quad (8.6)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	50000 N	Zugbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
A_{Sproj}	660 mm ²	Gepresste Fläche (bei Durchmesser 30 mm und Breite 22 mm)
p	76 N/mm ²	Maximale Flächenpressung im Stangenbereich
p_{zul}	251 N/mm ²	Zulässige Flächenpressung (35 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung im Stangenbereich ausreichend dimensioniert.

$$p = \frac{K_A \cdot F}{2 \cdot A_{Gproj}} \leq p_{zul} \quad (8.7)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	50000 N	Zugbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
A_{Gproj}	720 mm ²	Gepresste Fläche (bei Durchmesser 30 mm und Breite 24 mm)
p	35 N/mm ²	Maximale Flächenpressung im Gabelbereich
p_{zul}	178 N/mm ²	Zulässige Flächenpressung (35 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff S355J0; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung im Gabelbereich ausreichend dimensioniert.

$$\sigma = \frac{K_A \cdot F}{4 \cdot c \cdot t_G} + \frac{6 \cdot K_A \cdot F \cdot (d + c)}{16 \cdot c^2 \cdot t_G} \leq \sigma_{zul} \quad (8.8)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	50000 N	Zugbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
c	17 mm	Gabeldicke (eine Seite)
t_G	24 mm	Gabelbreite (eine Seite)
d	36 mm	Bolzendurchmesser
σ	174 N/mm ²	Maximale Normalspannung in der Gabelwange
σ_{zul}	178 N/mm ²	Zulässige Normalspannung (50 % der Streckgrenze bei Werkstoff S355J0; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Normalspannung in der Gabelwange ausreichend dimensioniert.

Zugstange

Die Zugstangen nach **Bild 8.9** (13) sind in ihren charakteristischen Abmessungen identisch ausgeführt. Die Dimensionierung nach **(8.9)** erfolgt im gefährdeten Querschnitt unter statischer Belastung ([15], s. 62). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Zugspannung.

$$\sigma_Z = \frac{F}{A_Z} \leq \sigma_{Zzul} \quad (8.9)$$

F	50000 N	Zugbelastung der Zugstange
A _Z	154 mm ²	Zugstangenquerschnittsfläche (bei Durchmesser 14 mm)
σ _Z	325 N/mm ²	Maximale Zugspannung in der Zugstange
σ _{Zzul}	330 N/mm ²	Zulässige Zugspannung (60 % der Streckgrenze bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Zugstange ist hinsichtlich der zulässigen Zugspannung ausreichend dimensioniert.

Torsionsstab

Der Torsionsstab nach **Bild 8.9** (4) ist als Hohlwelle mit Ausnehmungen ausgeführt, weshalb die Übertragungsfähigkeit des Reibungsmomentes nachgeprüft werden soll. Die Dimensionierung nach **(8.10)** erfolgt im gefährdeten Querschnitt unter statischer Belastung ([15], s. 62). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Schubspannung.

$$\tau = \frac{M_T}{d \cdot A_S} \leq \tau_{zul} \quad (8.10)$$

M _T	5000 Nmm	Torsionsmoment am Torsionsstab
d	14 mm	Mittlerer Hohlwellendurchmesser des Torsionsstabes
A _S	4 mm ²	Gescherte Fläche im Ausnehmungsbereich (bei Breite 2 mm und Höhe 2 mm)
τ	90 N/mm ²	Maximale Schubspannung im Torsionsstab
τ _{zul}	105 N/mm ²	Zulässige Schubspannung (50 % der Streckgrenze bei Werkstoff AlMg5; [15], Bild 3-30, Tabelle 1-3)

Der Torsionsstab ist hinsichtlich der zulässigen Schubspannung ausreichend dimensioniert.

Hydrostatisches Lager

Das hydrostatische Lager nach **Bild 8.10** (8) (9) (10) ist konstruktiv nach allen wesentlichen Richtlinien ausgeführt ([12], s. 394). Nachgeprüft werden soll die prinzipielle Ausführbarkeit des Lagers über dessen Tragfähigkeit. Die Dimensionierung nach **(8.11)** erfolgt für den vereinfachten und ungünstigen Fall von nur zwei eben tragenden Drucköltaschen unter statischer Belastung ([12], s. 324). Untersucht wird der zur Aufbringung der maximalen Lagerbelastung erforderliche Schmierstoffdruck in der Drucköltasche.

$$p_T = \frac{2 \cdot F}{d \cdot (b + l) \cdot (\varphi_1 + \varphi_2) \cdot n} \quad (8.11)$$

F	50000 N	Radialbelastung des hydrostatischen Lagers
d	246 mm	Mittlerer Lagerdurchmesser
b	12 mm	Breite der Drucköltasche
l	9 mm	Breite des Schmierpaltes der Lagerfläche(eine Seite)
φ_1	15 °	Halber Ausdehnungswinkel der Drucköltasche
φ_2	22 °	Halber Ausdehnungswinkel der Lagerfläche
n	2	Anzahl der Drucköltaschen
p_T	15 MPa	Schmierstoffdruck in der Drucköltasche

Der zur Aufbringung der maximalen Lagerbelastung erforderliche Schmierstoffdruck in der Drucköltasche liegt bei etwa 15 MPa, also 150 bar, was einen praxisüblichen Wert darstellt. Zu beachten ist, dass der Schmierstoffzufuhrdruck der Versorgungsanlage aufgrund der eingesetzten Drosseln höher sein wird. Eine genaue Auslegung des hydrostatischen Lagers muss mit den Kompetenzen von Herstellern bzw. Lieferanten erfolgen.

Anschlag

Der Anschlag nach **Bild 8.9** (8) dient zum Schutz der Messtechnik vor Überlastung durch "Fressen" der Lagerschale an der Welle, indem er die Verdrehung der Prüflageraufnahme über Mitnehmerblöcke nach **Bild 8.12** (8) begrenzt. Die Dimensionierung nach **(8.12)** und **(8.13)** erfolgt an der gefährdeten Stelle der Mitnehmerblöcke entsprechend einem auskragenden Träger unter statischer Belastung ([15], s. 62). Einflüsse wie eine stoßartige Belastung und das Abbremsen der beteiligten rotierenden Massen werden mangels vorliegender Herstellerdaten durch einen Sicherheitsfaktor von $S = 20$ berücksichtigt.

Als Berechnungsgrundlage dient das maximal übertragbare Drehmoment des Antriebsmotors, dargestellt durch sein sog. Kippmoment. Die Übersetzung des Zahnriemengetriebes ist in den angeführten Werten für Spindeldrehzahl und Spindelmoment bereits enthalten. Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Biegespannung.

Bauart Antriebsmotor:	Drehstrom-Normmotor
Betriebsparameter:	50 Hz, 400 V, 2-polig
Motornennleistung:	18,5 kW
Spindeldrehzahl:	6000 U/min
Spindelmoment:	29,5 Nm

$$M_A = M_S \cdot K \cdot S \quad (8.12)$$

M_S	29500 Nmm	Spindelmoment (bzw. Drehmoment an der Prüfwelle)
K	2,5	Kipp- zu Nennmoment des Drehstrom-Normmotors ([15], s. 415)
S	20	Sicherheitsfaktor für stoßartige Belastung und Abbremsen der beteiligten rotierenden Massen
M_A	1475000 Nmm	Stoßartiges Anschlagmoment

$$\sigma_B = \frac{M_A \cdot \frac{l_1}{l_2}}{W_B} \leq \sigma_{Bzul} \quad (8.13)$$

M_A	1475000 Nmm	Stoßartiges Anschlagmoment
l_1/l_2	0,33	Hebelarmverhältnis zur Berechnung des Biegemomentes an einem Mitnehmerblock der Prüflageraufnahme
W_B	3750 mm ³	Widerstandsmoment des gefährdeten Querschnittes (bei Breite 25 mm und Höhe 30 mm)
σ_B	130 N/mm ²	Maximale Biegespannung in einem Mitnehmerblock
σ_{Bzul}	249 N/mm ²	Zulässige Biegespannung (70 % der Streckgrenze bei Werkstoff S355J0; [15], Bild 3-30, Tabelle 1-1)

Der Anschlag ist hinsichtlich der zulässigen Biegespannung ausreichend dimensioniert.

Die Dimensionierung der Zukaufkomponenten erfolgte nach Herstellerspezifikationen.

8.5 Lastaufbringungsgruppe

8.5.1 Funktion

In **Bild 8.13** und **Bild 8.14** ist die gesamte Lastaufbringungsgruppe zu sehen, die grundlegende Funktion der Baugruppe ist in **Bild 8.15** und **Bild 8.16** ersichtlich. Sie stellt den konstruktiven Aufbau zur Aufbringung und Einstellung der Lagerbelastung dar.

Die Last wird durch einen Gewindetrieb, bestehend aus Handrad (1), Spindel (2) und eingepresster Spindelmutter (3) aufgebracht. Die Spindel kann im montierten Zustand vollständig aus dem gesamten Aufbau herausgeschraubt werden. Um eine genauere Einstellung der Lagerbelastung zu ermöglichen, ist dem Gewindetrieb ein zweistufiges Tellerfederpaket nachgeschaltet. In **Bild 8.17** ist die Federkennlinie der vorgeschlagenen Bestückung gezeigt, aufgrund der Hebelübersetzung muss nur die Hälfte der maximalen Lagerbelastung über den Gewindetrieb aufgebracht werden.

Die erste Stufe (4) des Federpaketes ermöglicht eine Feineinstellung der Lagerbelastung im unteren Bereich. Sie ist durch Serienschaltung mehrerer Tellerfedern realisiert und wird beim Erreichen einer bestimmten Last vollständig zusammengedrückt. Die zweite Stufe (5) des Federpaketes dient zur weiteren Erhöhung der Lagerbelastung bis hin zum Maximalwert. Sie ist durch Parallelschaltung und Serienschaltung mehrerer Tellerfedern realisiert und wird beim Erreichen der Maximalbelastung fast vollständig zusammengedrückt. Beide Federpakete sind durch eine Trennscheibe (6) voneinander getrennt, sie soll für ein sattes Aufliegen der einzelnen Federstufen sorgen.

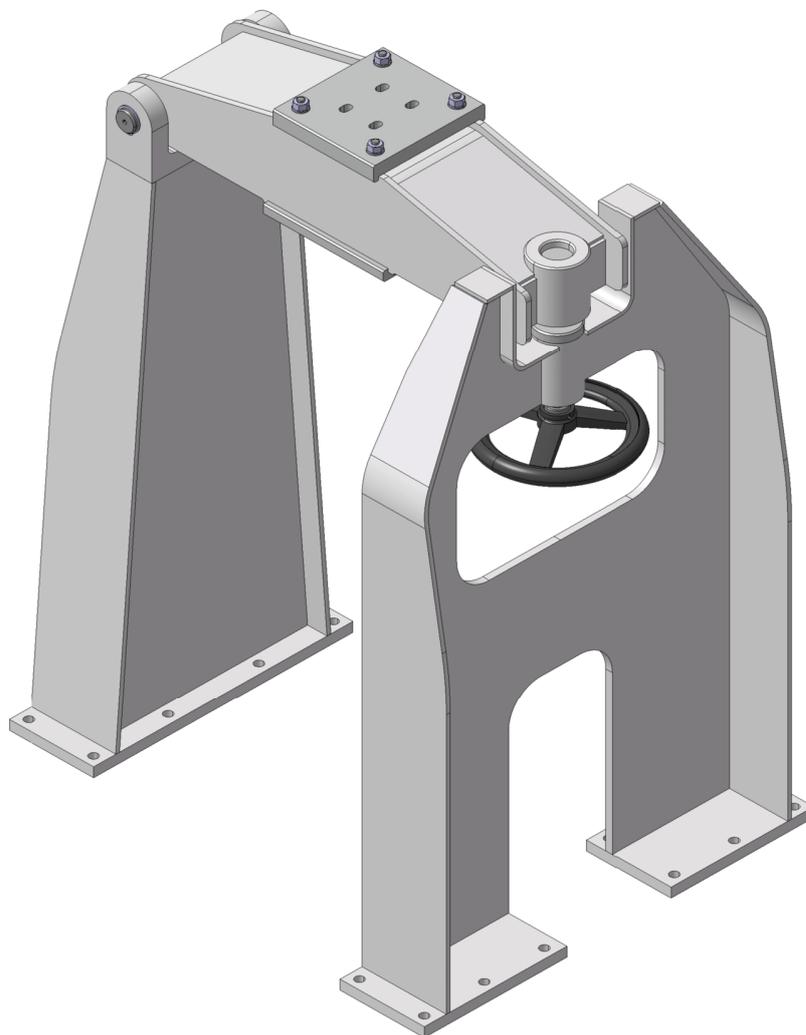


Bild 8.13 Lastaufbringungsgruppe

Das Tellerfederpaket ist in einem Federhalter (7) untergebracht, die Federkennlinie kann durch Variation von Anordnung und Anzahl der Einzelfedern einfach variiert werden. Der Kontakt zwischen Spindel und Tellerfederpaket erfolgt zentral, wodurch eine gleichmäßige Kraftüberleitung erreicht wird. Die beteiligten Komponenten sind gehärtet, um den Kontakt-pressungen gerecht zu werden.

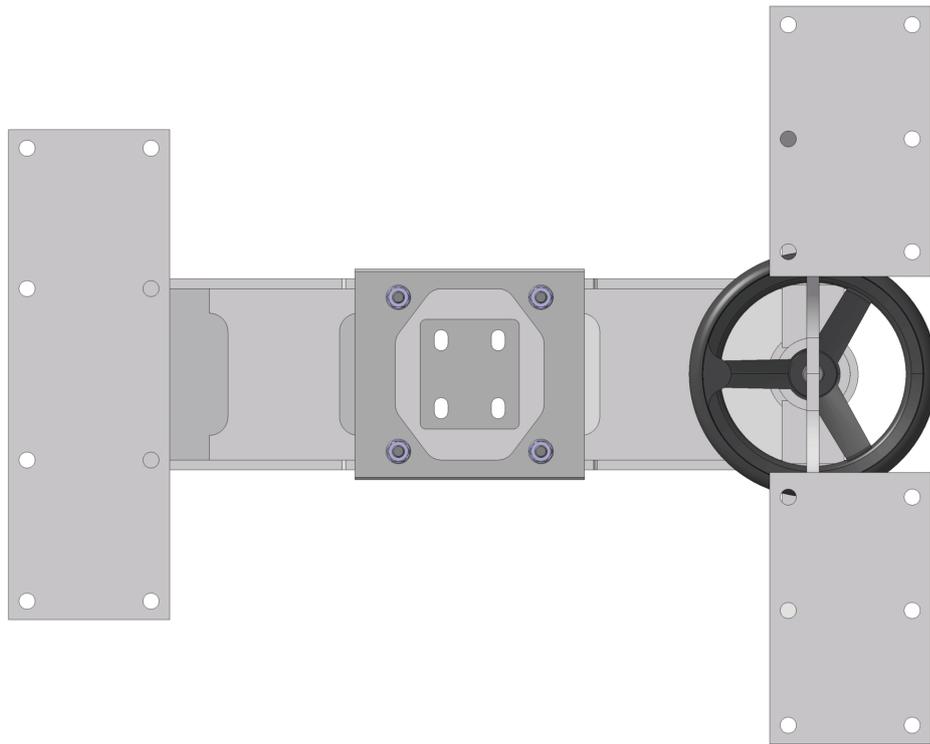


Bild 8.14 Lastaufbringungsgruppe - Ansicht von unten

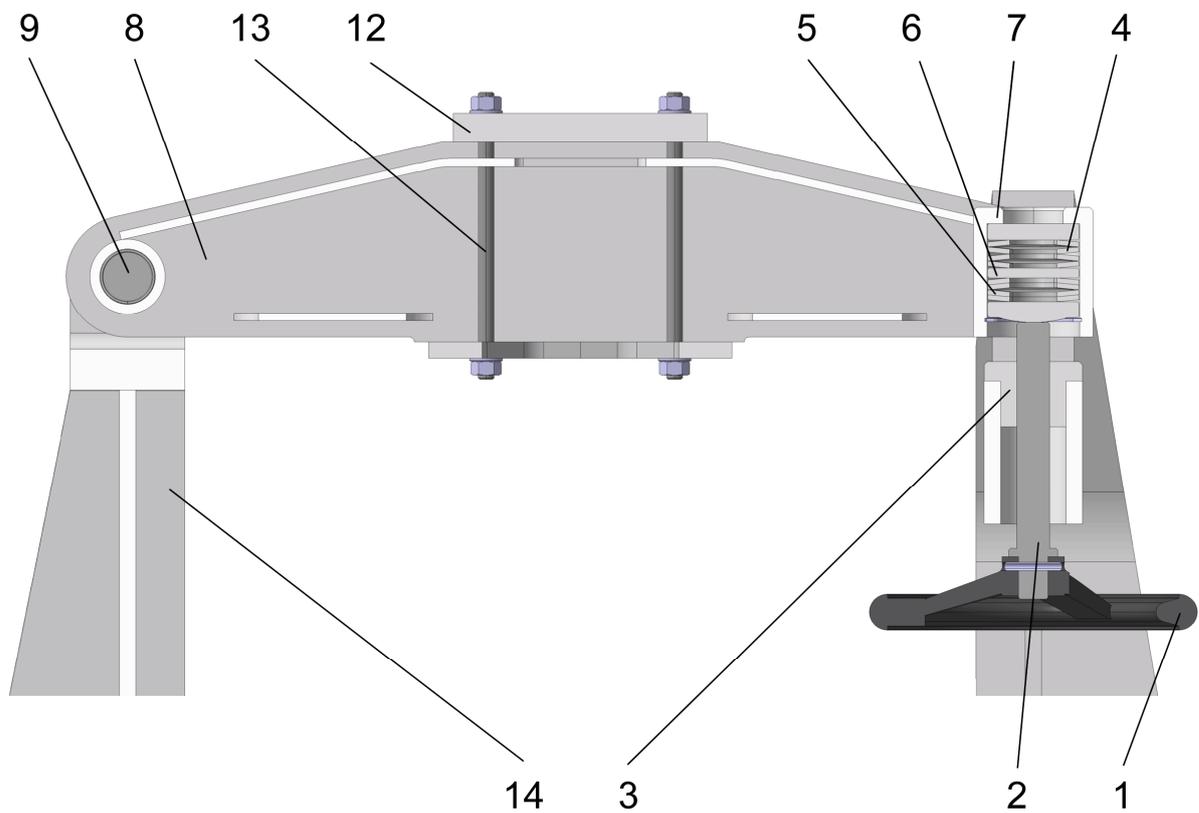


Bild 8.15 Lastaufbringungsgruppe - Querschnitt Prüfkopfmittle

Die Last wird von einem als Kastenträger ausgeführten Hebel (8) weiter auf die Lasteinleitungs- und Messgruppe übertragen. Der Hebel ist auf der einen Seite durch eine Bolzenverbindung (9) mit Bundbuchsen (10) schwenkbar gelagert und auf der anderen Seite durch Gleitplatten (11) vertikal geführt. Die ganze Zugstangen- und Prüfkopfseinheit ist über verschiebbare Aufhängeplatten (12) in der Horizontalebene verstellbar. Diese Aufhängeplatten sind über Gewindestangen (13) mit dem Hebel verspannt. Der Hebel sitzt auf einem Rahmen (14), der an seiner Unterseite stabil mit dem Gestell verschraubt ist.

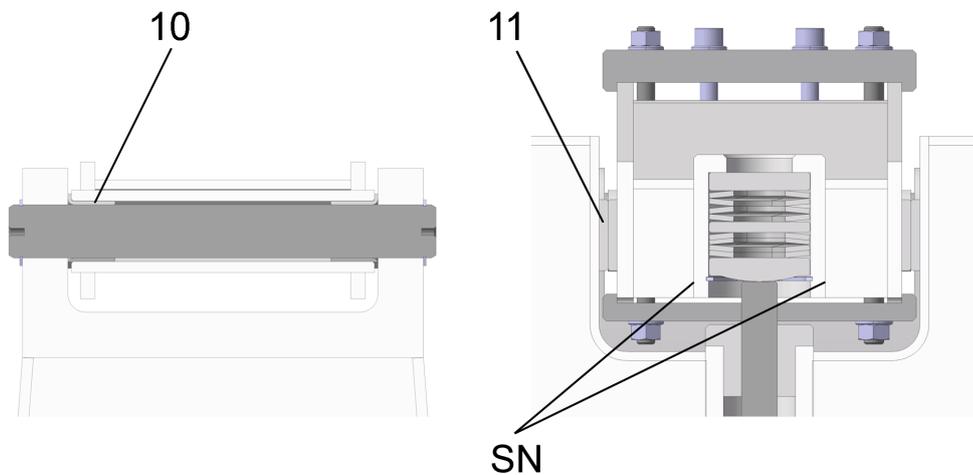


Bild 8.16 Lastaufbringungsgruppe - Längsschnitte Bolzenmitte und Spindelmitte

Federkennlinie Tellerfederpaket

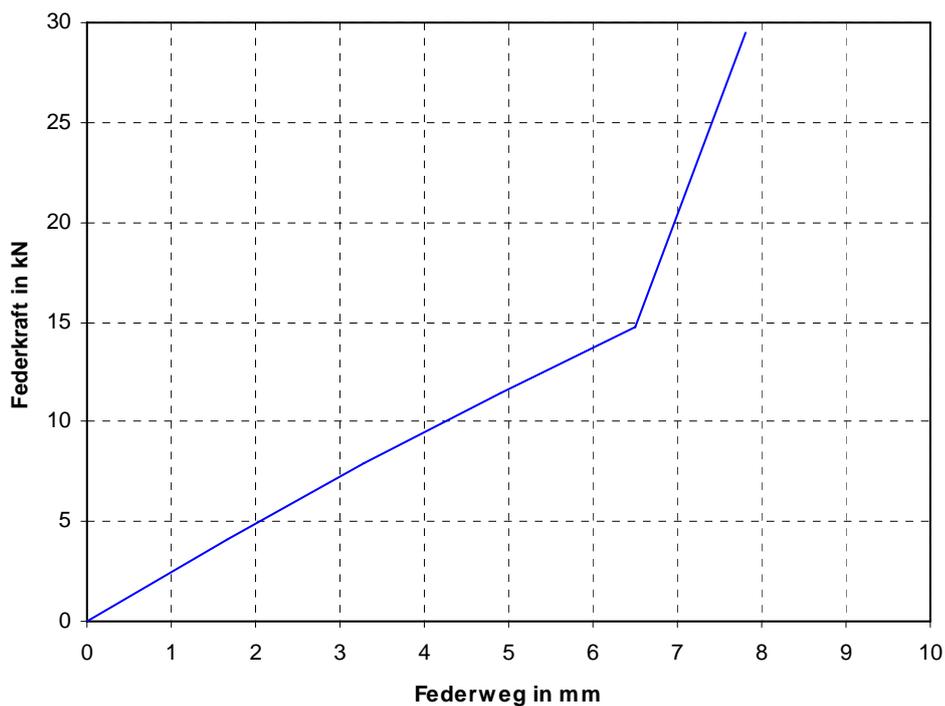


Bild 8.17 Lastaufbringungsgruppe - Federkennlinie Tellerfederpaket

8.5.2 Dimensionierung

Gewindetrieb

Die Spindel des Gewindetriebes nach **Bild 8.15** (2) (3) ist zum Erreichen einer hohen Einstellungsgenauigkeit der Lagerbelastung mit einem metrischen Gewinde M 20 versehen. Die Dimensionierung nach **(8.14)**, **(8.15)**, **(8.16)** und **(8.17)** erfolgt als selbsthemmende Bewegungsschraube unter statischer Belastung ([15], s. 260). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Druckspannung, Schubspannung und Flächenpressung in der Spindel Mutter, Knickgefahr kann aufgrund der kurzen Spindellänge ausgeschlossen werden.

$$\sigma_D = \frac{F}{A_K} \leq \sigma_{Dzul} \quad (8.14)$$

F	25000 N	Druckbelastung des Gewindetriebes
A _K	225,2 mm ²	Kernquerschnitt des Spindelgewindes ([15], Tabelle 8-1)
σ _D	111 N/mm ²	Maximale Druckspannung im Spindelgewinde
σ _{Dzul}	358 N/mm ²	Zulässige Druckspannung (65 % der Streckgrenze bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Der Gewindetrieb ist hinsichtlich der zulässigen Druckspannung ausreichend dimensioniert.

$$M_T = F \cdot \frac{d_F}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho) \quad (8.15)$$

F	25000 N	Druckbelastung des Gewindetriebes
d _F	18,38 mm	Flankendurchmesser des Spindelgewindes ([15], Tabelle 8-1)
φ	2,48 °	Steigungswinkel des Spindelgewindes ([15], Tabelle 8-1)
ρ	6 °	Reibungswinkel des Spindelgewindes ([15], s. 262)
M _T	34255 Nmm	Torsionsmoment am Spindelgewinde

$$\tau = \frac{M_T}{W_T} \leq \tau_{zul} \quad (8.16)$$

M _T	34255 Nmm	Torsionsmoment am Spindelgewinde
W _T	953 mm ³	Widerstandsmoment des gefährdeten Querschnittes (bei Kerndurchmesser des Spindelgewindes 16,93 mm; [15], Tabelle 8-1)
τ	36 N/mm ²	Maximale Schubspannung im Spindelgewinde
τ _{zul}	220 N/mm ²	Zulässige Schubspannung (40 % der Streckgrenze bei Werkstoff C60; [15], Bild 3-30, Tabelle 1-1)

Der Gewindetrieb ist hinsichtlich der zulässigen Schubspannung ausreichend dimensioniert.

$$p = \frac{F \cdot P}{l \cdot d_F \cdot \pi \cdot H} \leq p_{zul} \quad (8.17)$$

F	25000 N	Druckbelastung des Gewindetriebes
P	2,5 mm	Steigung des Spindelgewindes ([15], Tabelle 8-1)
l	40 mm	Spindelmutterhöhe
d _F	18,38 mm	Flankendurchmesser des Spindelgewindes ([15], Tabelle 8-1)
H	1,353 mm	Flankenüberdeckung des Spindelgewindes ([15], Tabelle 8-1)
p	20 N/mm ²	Maximale Flächenpressung in der Spindelmutter
p _{zul}	30 N/mm ²	Zulässige Flächenpressung (bei Bronzelegung; [15], Tabelle 8-18)

Der Gewindetrieb ist hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung in der Spindelmutter ausreichend dimensioniert.

Tellerfederpaket

Das Tellerfederpaket nach **Bild 8.15** (4) (5) zeigt die Federkennlinie nach **Bild 8.17**. Die Einzelfedern sind nach Herstellerspezifikationen ausgewählt, die maximal aufzubringende Belastung wird durch Parallelschaltung mehrerer Tellerfedern, ein erhöhter Federweg durch Serienschaltung mehrerer Tellerfedern erreicht. Ein vollständiges Zusammendrücken der Tellerfedern ist laut Hersteller bei statischer Belastung ohne weiteres erlaubt.

Hebel

Der Hebel nach **Bild 8.15** (8) ist als Kastenträger ausgeführt. Die Dimensionierung nach **(8.18)** erfolgt im gefährdeten Querschnitt nach einem Träger unter mittiger, statischer Belastung ([15], s. 62). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Biegespannung, wobei aus zusätzlichen Sicherheitsgründen nur die beiden Stege betrachtet werden.

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} \leq \sigma_{Bzul} \quad (8.18)$$

M _B	6875000 Nmm	Biegemoment am Hebel
W _B	40344 mm ³	Widerstandsmoment des gefährdeten Querschnittes (bei zwei Stegen mit Breite 8 mm und Höhe 123 mm)
σ _B	171 N/mm ²	Maximale Biegespannung im Hebel
σ _{Bzul}	249 N/mm ²	Zulässige Biegespannung (70 % der Streckgrenze bei Werkstoff S355J0; [15], Bild 3-30, Tabelle 1-1)

Der Hebel ist hinsichtlich der zulässigen Biegespannung ausreichend dimensioniert.

Aufhängeplatte

Die Aufhängeplatte nach **Bild 8.15** (12) ist als Vollplatte ausgeführt. Die Dimensionierung nach **(8.19)** erfolgt im gefährdeten Querschnitt nach einem Träger unter mittlerer, statischer Belastung ([15], s. 62). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Biegespannung.

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} \leq \sigma_{Bzul} \quad (8.19)$$

M_B	1850000 Nmm	Biegemoment an der Aufhängeplatte
W_B	8370 mm ³	Widerstandsmoment des gefährdeten Querschnittes (bei Breite 155 mm und Höhe 18 mm)
σ_B	221 N/mm ²	Maximale Biegespannung in der Aufhängeplatte
σ_{Bzul}	249 N/mm ²	Zulässige Biegespannung (70 % der Streckgrenze bei Werkstoff S355J0; [15], Bild 3-30, Tabelle 1-1)

Die Aufhängeplatte ist hinsichtlich der zulässigen Biegespannung ausreichend dimensioniert.

Bolzenverbindung

Die Bolzenverbindung nach **Bild 8.15** (9) ist schwenkbar ausgeführt. Die Dimensionierung nach **(8.20)**, **(8.21)** und **(8.22)** erfolgt ähnlich dem ungünstigsten Fall als Bolzen mit Spielpassung in Stange und Gabel unter statischer Belastung ([15], s. 275). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Biegespannung, Schubspannung und Flächenpressung im Stangenbereich. Eine nennenswerte Beanspruchung des Gabelbereiches kann aufgrund des aufliegenden Hebels ausgeschlossen werden.

$$\sigma_B = \frac{K_A \cdot F \cdot l}{2 \cdot 0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{Bzul} \quad (8.20)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	25000 N	Ersatzbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
l	38,5 mm	Effektiver Hebelarm für das Biegemoment am Bolzen
d	30 mm	Bolzendurchmesser
σ_B	178 N/mm ²	Maximale Biegespannung im Bolzen
σ_{Bzul}	215 N/mm ²	Zulässige Biegespannung (30 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Biegespannung ausreichend dimensioniert.

$$\tau = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F}{A_B} \leq \tau_{zul} \quad (8.21)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	25000 N	Ersatzbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
A_B	707 mm ²	Bolzenquerschnittsfläche (bei Durchmesser 30 mm)
τ	24 N/mm ²	Maximale Schubspannung im Bolzen
τ_{zul}	144 N/mm ²	Zulässige Schubspannung (20 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Schubspannung ausreichend dimensioniert.

$$p = \frac{K_A \cdot F}{2 \cdot A_{Sproj}} \leq p_{zul} \quad (8.22)$$

K_A	1	Anwendungsfaktor ([15], Tabelle 3-5)
F	25000 N	Ersatzbelastung der Bolzenverbindung (Stangenkraft)
A_{Sproj}	660 mm ²	Gepresste Fläche (bei Durchmesser 30 mm und Breite 22 mm)
p	19 N/mm ²	Maximale Flächenpressung im Stangenbereich
p_{zul}	251 N/mm ²	Zulässige Flächenpressung (35 % der Zugfestigkeit bei Werkstoff C60; [15], Tabelle 1-1)

Die Bolzenverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung im Stangenbereich ausreichend dimensioniert.

Schweißnahtverbindungen

In der gesamten Baugruppe sind konstruktiv bedingt nahezu keine tragenden Schweißnahtverbindungen angebracht. Nach **Bild 8.16** (SN) ist die kritische, tragende Schweißnahtverbindung an der Anbindung des Federhalters zu finden. Diese, als doppelte HY-Naht auszuführende Schweißnaht wird repräsentativ nachgewiesen. Die Dimensionierung nach **(8.23)**, **(8.24)** und **(8.25)** erfolgt über die tragenden Stegnähte unter statischer Belastung ([15], s. 146). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Grenzschnittnahtspannung.

$$\sigma_w = \frac{M_B}{W_w} \quad (8.23)$$

M_B	418750 Nmm	Biegemoment an der Schweißnahtverbindung
W_W	3249 mm ³	Widerstandsmoment des gefährdeten Schweißnahtquerschnittes
σ_W	129 N/mm ²	Maximale Normalspannung in der Schweißnahtverbindung

$$\tau_w = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)} \quad (8.24)$$

F	25000 N	Querkraftbelastung der Schweißnahtverbindung
a	3 mm	Schweißnahtdicke einer Einzelnaht
l	57 mm	Effektive Schweißnahtlänge einer Einzelnaht
τ_w	37 N/mm ²	Maximale Schubspannung in der Schweißnahtverbindung

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_w^2 + 3 \cdot \tau_w^2} \leq \sigma_{wzul} \quad (8.25)$$

σ_w	129 N/mm ²	Maximale Normalspannung in der Schweißnahtverbindung
τ_w	37 N/mm ²	Maximale Schubspannung in der Schweißnahtverbindung
σ_v	144 N/mm ²	Maximale Vergleichsspannung in der Schweißnahtverbindung
σ_{wzul}	262 N/mm ²	Zulässige Grenzsweißnahtspannung (bei Werkstoff S355J0; [15], Tabelle 6-6)

Die Schweißnahtverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Grenzsweißnahtspannung ausreichend dimensioniert.

Die Dimensionierung der Zukaufkomponenten erfolgte nach Herstellerspezifikationen.

8.6 Gestellgruppe

8.6.1 Funktion

In **Bild 8.18** ist die gesamte Gestellgruppe zu sehen, die grundlegende Funktion der Baugruppe ist in **Bild 8.19** und **Bild 8.20** ersichtlich. Sie stellt den konstruktiven Aufbau der Gestellstruktur dar und sorgt weiters für ein Sammeln des umgewälzten Schmierstoffes.

Die grundlegende Struktur des Gestelles besteht hauptsächlich aus verschweißten Profilstahlkomponenten (1) (2), die Bodenaufgabe erfolgt über schwingungsdämpfende Maschinenfüße (3). Alle übrigen Baugruppen des Prüfstandes sind über Niveauplatten (4), die zur Herstellung einer gemeinsamen Montageebene dienen, mit dem Gestell verschraubt.

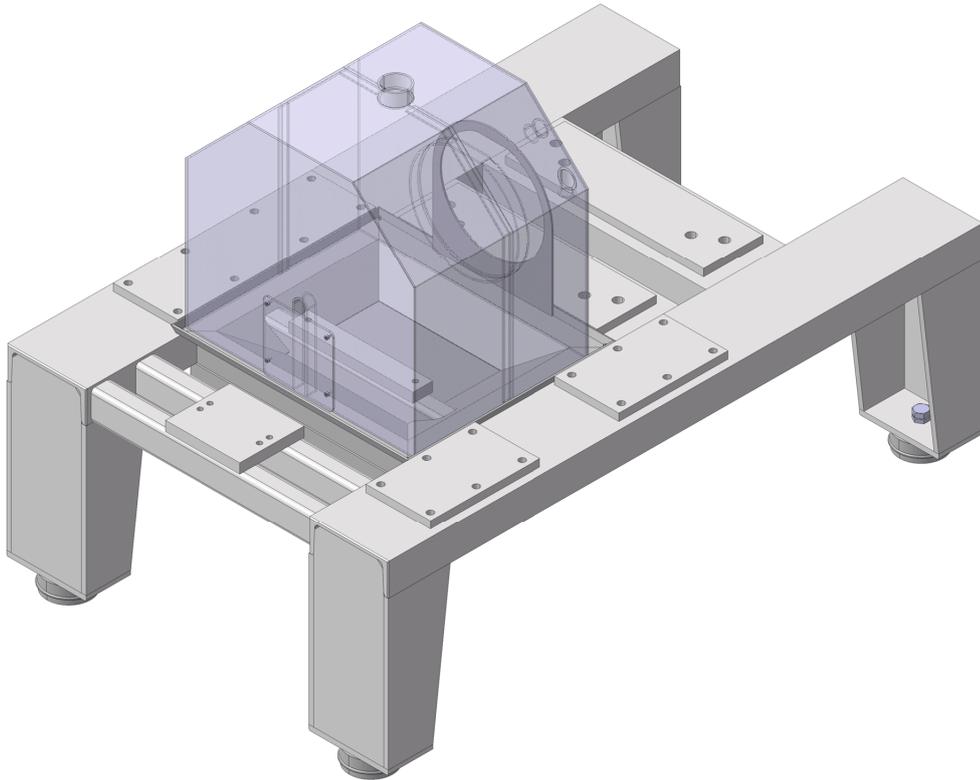


Bild 8.18 Gestellgruppe

Die Umgebung des Prüflagers wird durch eine mehrteilige Schutzhaube aus Plexiglas vor spritzendem Schmierstoff geschützt. Der Vorderteil der Schutzhaube (5) kann zur Prüflagermontage vom Gestell entfernt werden, der rückwärtige Teil (6) ist in der vorgeschlagenen Ausführung verschiebbar im Prüfstands Aufbau angeordnet. Bei Bedarf kann natürlich auch dieser Teil so ausgeführt werden, dass er vom Gestell entfernt werden kann.

Alle Öffnungsbereiche der Schutzhaube sind mit zylinderförmigen Auslaufstücken (7) versehen, die in diesem Bereich ein Austreten von Schmierstoff verhindern sollen. Die Öffnungsbereiche können nachträglich beispielsweise mit Silikon abgedichtet werden. Weiters sind alle aus dem Inneren der Schutzhaube geführten Teile, wie Sensorkabel oder Schmierölschläuche wenigstens leicht vertikal nach oben geneigt, was einen zusätzlichen Schutz gegen austretenden Schmierstoff bietet. Der zu Montagezwecken notwendige Öffnungsschlitz (8) am Vorderteil der Schutzhaube ist durch eine verschraubbare Abdeckplatte (9) verschlossen.

Die Schutzhaube sitzt in einer Anordnung aus umlaufenden Auffangblechen (10), die den Schmierstoff etwa unter dem Prüfkopf in ein zentrales Sammelbecken (11) leitet. Von dort soll der Schmierstoff zur Schmierölkonditionierung rückgeführt werden. Das Sammelbecken ist über Laschen (12) am Gestell befestigt.

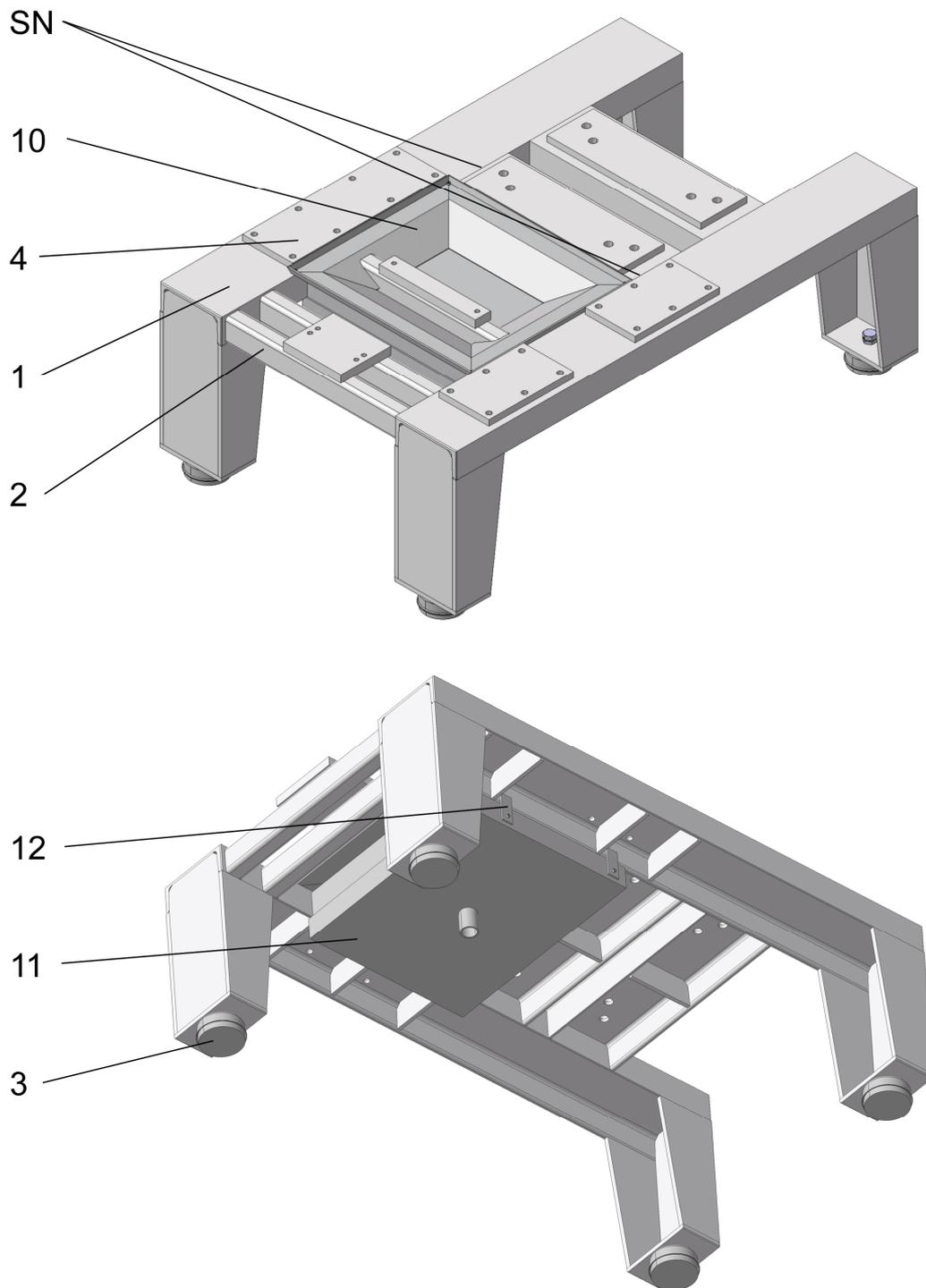


Bild 8.19 Gestellgruppe - Gestellstruktur

Der Reibungsprüfstand ist so aufgebaut, dass ein ergonomisches Arbeiten an der Prüfstandsmechanik möglich wird. Es bietet sich auch unter dem Gestell Platz, um dort beispielsweise die Schmierölkonditionierung zu positionieren. Durch die gemeinsame Montageebene der eigentlichen Prüfstandsmechanik wäre es prinzipiell auch einfach möglich, diese auf eine bereits vorhandene Gestellstruktur aufzubauen.

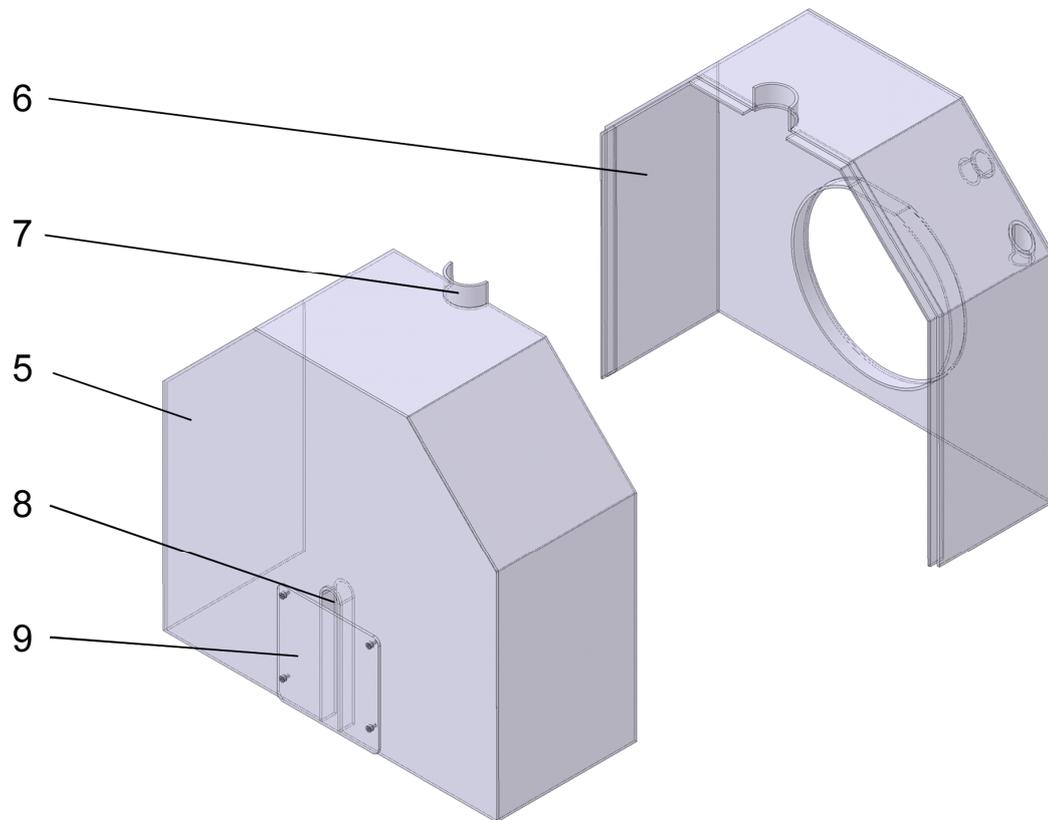


Bild 8.20 Gestellgruppe - Schutzhaube

8.6.2 Dimensionierung

Schweißnahtverbindungen

In der gesamten Baugruppe sind konstruktiv bedingt nur wenige tragende Schweißnahtverbindungen angebracht. Nach **Bild 8.19** (SN) ist die kritische, tragende Schweißnahtverbindung an der Anbindung der Querprofile für die Aufnahme der Antriebseinheit zu finden. Diese, als durchgeschweißte HV-Naht auszuführende Schweißnaht wird repräsentativ nachgewiesen. Die Dimensionierung nach **(8.26)**, **(8.27)** und **(8.28)** erfolgt über die tragenden Stegnähte unter statischer Belastung ([15], s. 146). Untersucht wird die Einhaltung der zulässigen Grenzschweißnahtspannung.

$$\sigma_w = \frac{M_B}{W_w} \quad (8.26)$$

M_B	1250000 Nmm	Biegemoment an der Schweißnahtverbindung
W_w	10083 mm ³	Widerstandsmoment des gefährdeten Schweißnahtquerschnittes
σ_w	124 N/mm ²	Maximale Normalspannung in der Schweißnahtverbindung

$$\tau_w = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)} \quad (8.27)$$

F	100000 N	Querkraftbelastung der Schweißnahtverbindung
a	10 mm	Schweißnahtdicke einer Einzelnaht
l	55 mm	Effektive Schweißnahtlänge einer Einzelnaht
τ_w	45 N/mm ²	Maximale Schubspannung in der Schweißnahtverbindung

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_w^2 + 3 \cdot \tau_w^2} \leq \sigma_{wzul} \quad (8.28)$$

σ_w	124 N/mm ²	Maximale Normalspannung in der Schweißnahtverbindung
τ_w	45 N/mm ²	Maximale Schubspannung in der Schweißnahtverbindung
σ_v	147 N/mm ²	Maximale Vergleichsspannung in der Schweißnahtverbindung
σ_{wzul}	262 N/mm ²	Zulässige Grenzschweißnahtspannung (bei Werkstoff S355J0; [15], Tabelle 6-6)

Die Schweißnahtverbindung ist hinsichtlich der zulässigen Grenzschweißnahtspannung ausreichend dimensioniert.

Die Dimensionierung der Zukaufkomponenten erfolgte nach Herstellerspezifikationen.

8.7 Prüflagermontage

Ein wesentlicher Punkt, der im Rahmen der Konstruktion zu beachten war, ist die Möglichkeit einer einfachen und zuverlässigen Prüflagermontage in der Prüfstandsmechanik.

In **Bild 8.21** sind Teile des Prüfkopfes und der Messeinrichtung in einer Explosionszeichnung zu sehen, sie soll die Vorgehensweise bei der Prüflagermontage verdeutlichen. Zu Beginn wird das Prüflager mit Hilfe der Prüflageraufnahme (1) auf die Prüfwelle montiert. Dabei ist bereits die Messtechnik sachgemäß in die Prüflageraufnahme zu implementieren. Nachdem dieser Verband fertig montiert ist, wird er über den Spannsatz (2) im Prüfkopf und über die Prüfwelle in der Antriebseinheit fixiert. Nun ist die Anordnung nur noch mit der Messeinrichtung zu verbinden. Durch die Montageklemme (3) und den Torsionsstab (4) ist es möglich, dies mit einem gewissen Spielraum vorzunehmen, um die Messeinrichtung möglichst frei von parasitären Belastungen zu halten. Abschließend wird der Anschlag (5) entsprechend in der Anordnung angebracht, und danach werden die Kabel der Sensorik ordentlich im Prüfraum verlegt. Nach dem Anbringen der Schutzhaube gegen den spritzenden Schmierstoff ist die Prüflagermontage beendet und es kann mit dem Prüfungsbetrieb begonnen werden.

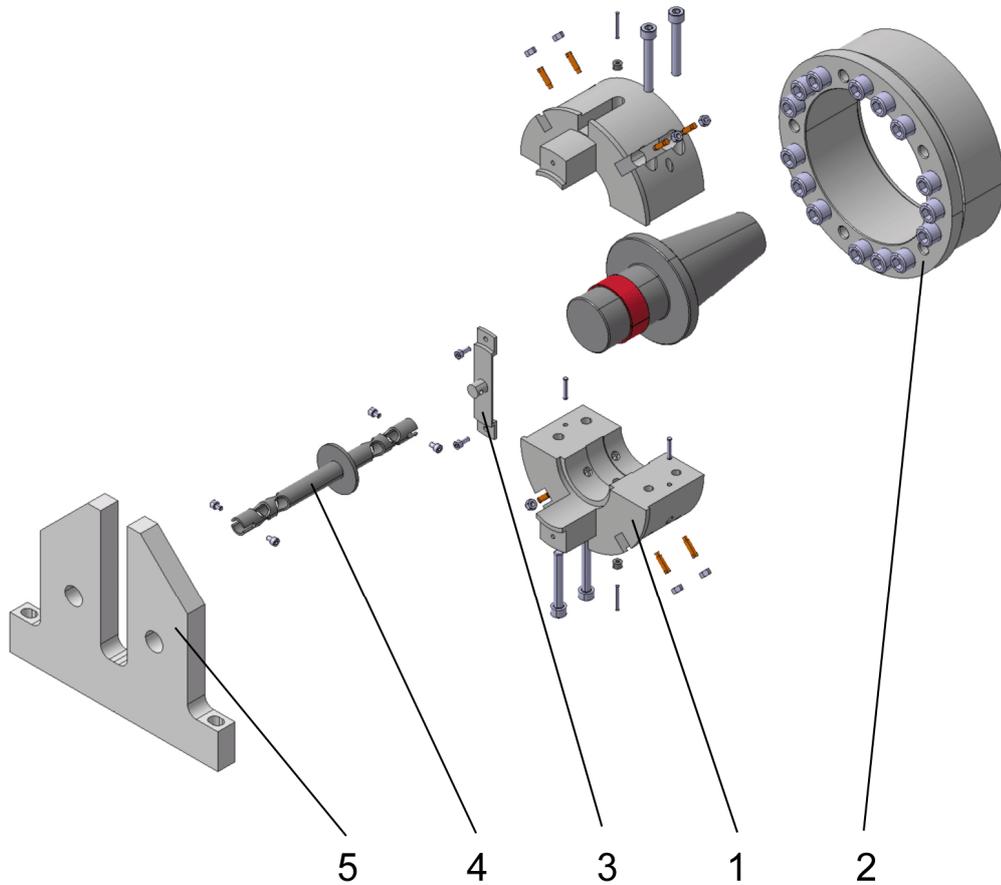


Bild 8.21 Prüflagermontage - Vorgehensweise

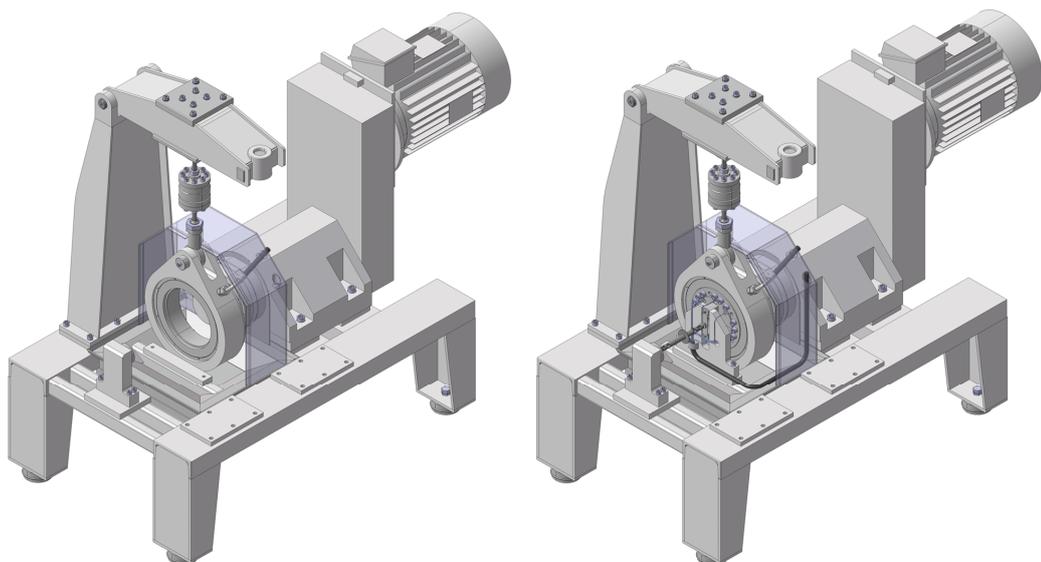


Bild 8.22 Prüflagermontage - Vor und nach der Montage

In **Bild 8.22** wird eine Gegenüberstellung des Prüfstandes vor und nach der Prüflagermontage gezeigt, zur Übersicht ist ein Teil des Rahmens aus der Abbildung entfernt.

8.8 Stückliste

In **Tabelle 8.1** ist die Stückliste aller Einzelteile und Zukaufkomponenten des Reibungsprüfstandes angeführt.

Tabelle 8.1 Stückliste

Stückliste				
Nr.	Bezeichnung	Anzahl	Werkstoff	Bemerkung
1	Anschlag	1	S355J0	
2	Antriebseinheit	1		HAGEN & GOEBEL, Spindereinheit BF5 breit, SK 50
3	Auffabgblech Blech 1	2	S235JR	
4	Auffabgblech Blech 2	1	S235JR	
5	Auffabgblech Blech 3	1	S235JR	
6	Auffabgblech Blech 4	2	S235JR	
7	Auffabgblech Deckblech	1	S235JR	
8	Aufhängeplatte 1	1	S355J0	
9	Aufhängeplatte 2	1	S355J0	
10	Bundbuchse	2		INA, PAF30260P14, statisch 250 Mpa
11	Dichtkegelnippel	1		HST, DKOS 0890, 800 bar
12	Dreheinführung	1		DEUBLIN
13	Drehmomentmessflansch	1		ALTHEN F315
14	Einschraubverschraubung	1		HST, GE12SM, 600 bar
15	Gelenkkopf	2		INA, GIR30
16	Gestell Formrohr	3	S235JR	60 x 40 x 4
17	Gestell Langträger 1	1	S355J0	UNP 160
18	Gestell Langträger 2	1	S355J0	UNP 160
19	Gestell Querträger	2	S355J0	UNP 160
20	Gestell Rippe	9	S355J0	
21	Gewindestange	4	S355J0	M10
22	Gewindestift DIN 913 - M5 x 10	16		Verwendung als Drossel
23	Handrad	1		NORELEM, 06273, 200 x 18
24	Hebel Bolzen	1	C60	
25	Hebel Federhalter	1	S355J0	gehärtet
26	Hebel Gleitplatte	4	S355J0	
27	Hebel Gurt 1	1	S355J0	
28	Hebel Gurt 2	2	S355J0	
29	Hebel Konsole	1	S355J0	
30	Hebel Rippe	2	S355J0	
31	Hebel Rohr	1	S355J0	
32	Hebel Steg	2	S355J0	
33	Hydraulikschlauch	1		HST, 2SNDN08, stahlverstärkt, 350 bar, 125 °C
34	Hydrolager Außenring	1	C60	
35	Hydrolager Innenring 1	1	C60	
36	Hydrolager Innenring 2	1	C60	
37	Kabelschelle	1		KABELSCHMIDT, 440015
38	Kraftaufnehmer	1		HBM, U3
39	Kraftaufnehmer Aufnehmerplatte	2	S355J0	
40	Maschinenfuss	4		TEA, MFS1695
41	Maschinenfuss Platte 1	4	S355J0	
42	Maschinenfuss Platte 2	4	S355J0	
43	Maschinenfuss Platte 3	8	S355J0	

Fortsetzung **Tabelle 8.1**

Stückliste				
Nr.	Bezeichnung	Anzahl	Werkstoff	Bemerkung
44	Messkonsole	1	S235JR	
45	Montageklemme	1	S235JR	
46	Niveauplatte 1	2	S355J0	
47	Niveauplatte 2	1	S355J0	
48	Niveauplatte 3	2	S355J0	
49	Niveauplatte 4	1	S355J0	
50	Niveauplatte 5	1	S355J0	
51	O-Ringdichtung	1	NBR90	ZRUELAST, 296 x 2,5
52	Prüfkopfgehäuse	1	S355J0	
53	Prüfkopfgehäuse Deckel	1	S355J0	
54	Prüflager	1		MAHLE, HL 19826, beispielhaft
55	Prüflageraufnahme	2	S355J0	
56	Prüwelle	1	C60	beispielhaft
57	Rahmen Gurt 1	2	S355J0	
58	Rahmen Gurt 2	1	S355J0	
59	Rahmen Gurt 3	1	S355J0	
60	Rahmen Gurt 4	2	S355J0	
61	Rahmen Gurt 5	2	S355J0	
62	Rahmen Platte 1	2	S355J0	
63	Rahmen Platte 2	1	S355J0	
64	Rahmen Spindelmutterauflage	1	S355J0	
65	Rahmen Steg 1	1	S355J0	
66	Rahmen Steg 2	1	S355J0	
67	Sammelbecken	1	S235JR	
68	Sammelbecken Deckblech	1	S235JR	
69	Sammelbecken Lasche	4	S235JR	
70	Sammelbecken Rohr	1	S235JR	
71	Scheibe ISO 7089 - 10 x 20	12		
72	Schutzhaube Platte 1	1	PMMA	Plexiglas
73	Schutzhaube Platte 10	1	PMMA	Plexiglas
74	Schutzhaube Platte 11	1	PMMA	Plexiglas
75	Schutzhaube Platte 2	2	PMMA	Plexiglas
76	Schutzhaube Platte 3	1	PMMA	Plexiglas
77	Schutzhaube Platte 4	1	PMMA	Plexiglas
78	Schutzhaube Platte 5	2	PMMA	Plexiglas
79	Schutzhaube Platte 6	1	PMMA	Plexiglas
80	Schutzhaube Platte 7	1	PMMA	Plexiglas
81	Schutzhaube Platte 8	1	PMMA	Plexiglas
82	Schutzhaube Platte 9	1	PMMA	Plexiglas
83	Sechskantmutter ISO 4032 - M10	8		
84	Sechskantmutter ISO 4032 - M12	20		
85	Sechskantmutter ISO 4032 - M16	10		
86	Sechskantmutter ISO 4035 - M16	4		
87	Sechskantmutter ISO 4035 - M30	2		
88	Sechskantmutter ISO 8673 - M5 x 0,5	8		
89	Sechskantschraube ISO 4017 - M16 x 45	4		
90	Sicherungsring DIN 471 - 30 x 1,5	2		
91	Sicherungsring DIN 472 - 56 x 2	1		
92	Spannsatz	1		RINGFEDER, RFN 7013.1
93	Spannstift ISO 8752 - 5 x 35	1		
94	Spindel	1	C60	gehärtet
95	Spindelmutter	1	CuSn	

Fortsetzung **Tabelle 8.1**

Stückliste				
Nr.	Bezeichnung	Anzahl	Werkstoff	Bemerkung
96	Stützscheibe 1	1	C60	gehärtet
97	Stützscheibe 2	1	C60	gehärtet
98	Tellerfeder	8		SCHNORR, 015100 A, 56 x 28,5 x 3, h = 4,3 s = 1,3
99	Thermoelement	2		OMEGA, Drahtthermoelement, Typ K
100	Torsionsstab	1	AlMg5	
101	Trennscheibe	1	C60	gehärtet
102	Wegaufnehmer	8		WAYCON, T05, induktiv
103	Zugkonsole Bolzen	2	C60	
104	Zugkonsole Distanzring	2	S235JR	Unterschiedliche Ausführungen für Lagerverkantung
105	Zugkonsole Gabelplatte	1	S355J0	
106	Zugkonsole Stellhülse	2	S235JR	
107	Zugstange	2	C60	
108	Zylinderschraube ISO 4762 - M10 x 30	16		
109	Zylinderschraube ISO 4762 - M10 x 35	4		
110	Zylinderschraube ISO 4762 - M10 x 55	6		
111	Zylinderschraube ISO 4762 - M12 x 50	20		
112	Zylinderschraube ISO 4762 - M16 x 110	8		
113	Zylinderschraube ISO 4762 - M16 x 30	4		
114	Zylinderschraube ISO 4762 - M4 x 10	7		
115	Zylinderschraube ISO 4762 - M4 x 20	3		
116	Zylinderschraube ISO 4762 - M4 x 6	12		
117	Zylinderschraube ISO 4762 - M6 x 20	20		
118	Zylinderschraube ISO 4762 - M6 x 45	16		
119	Zylinderschraube ISO 4762 - M8 x 25	2		
120	Zylinderschraube ISO 4762 - M8 x 55	4		
121	Zylinderstift ISO 8734 - 4 x 20 A	2		

9 Fertigung und Kosten

Die Prüfstandsmechanik stellt eine Konstruktion aus Blechschweißteilen und Frästeilen dar, Gussteile wurden aus Rücksicht auf den erhöhten Kostenaufwand nicht verwendet. Sofern möglich, sind genormte Profilstahlkomponenten oder im Zuschnitt einfach herzustellende Blechteile vorgesehen. Als Werkstoffe kommen hauptsächlich die unlegierten Baustähle S235JR und S355J0 und an kritischen Stellen Vergütungsstahl C60 zum Einsatz. Die Konstruktion ist in ihrem modulhaften Aufbau jederzeit einfach veränderbar oder erweiterbar.

Es wurde bewusst auf eine einfache Ausführung der Konstruktion geachtet, trotzdem wird die gestellte Messaufgabe hinreichend erfüllt. In **Tabelle 9.1** ist zum Abschluss der Arbeiten eine Kostenabschätzung des gesamten Reibungsprüfstandes in der vorgesehenen Ausführung zu sehen. Dies soll aber lediglich als grober Anhaltswert dienen, vor allem auch aufgrund der nicht endgültig ausgewählten Zukaufkomponenten.

Tabelle 9.1 Kostenabschätzung

Kostenabschätzung		
POSITION		KOSTEN
Messtechnik (ohne Mischreibungsdetektierung)	Messwertaufnehmer Messdatenerfassung Zubehör	10000 bis 15000 ,- €
Schmierölkonditionierung (inkl. Versorgung hydrost. Lager)	Hydraulische Gesamtanlagenlage Zubehör	7500 bis 25000 ,- €
Antriebsgruppe	Spindereinheit Zubehör	10000 bis 15000 ,- €
Lasteinleitungs- und Messgruppe	Mechanische Bauteile Zubehör	12500 bis 20000 ,- €
Lastaufbringungsgruppe	Mechanische Bauteile Zubehör	7500 bis 10000 ,- €
Gestellgruppe	Mechanische Bauteile Zubehör	7500 bis 10000 ,- €
Summe		55000 bis 95000 ,- €

10 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollte ein Konzept für einen Reibungsprüfstand entwickelt werden, mit dem die Reibleistung hydrodynamischer Radialgleitlager ermittelt werden kann. Ziel war eine strukturierte Erarbeitung von tribologischen Grundlagen, Stand der Technik, Lastenheft, Messtechnik, Sonderkomponenten, mehreren Konzeptvarianten und die Konstruktion eines geeigneten Auswahlkonzeptes.

Die Vorarbeiten haben gezeigt, dass in der Praxis zur Reibleistungsmessung unterschiedlichste Arten von Prüfständen zum Einsatz kommen. Vor allem für Messungen an instationären Gleitlagern gestaltet sich der Prüfstandsaufbau sehr umfangreich und kostenintensiv. Auch erfordert das von vielen Einflüssen abhängige Betriebsverhalten von Gleitlagern den Einsatz aufwändiger Messtechnik. Eine weitere Notwendigkeit liegt in den aufwändigen Peripherieanlagen zum Betrieb eines derartigen Prüfstandes. Beispielsweise stellt der Bereich Schmierölkonditionierung einen wesentlichen Kostenfaktor dar, eine an sich sinnvolle Mischreibungsdetektierung wurde eben aus Kostengründen in der vorliegenden Ausführung nicht implementiert. Dennoch konnten mehrere grundlegende Konzeptvarianten für die Prüfstandsmechanik erarbeitet werden, die nach unterschiedlichen Prinzipien funktionieren und individuelle Vor- und Nachteile aufweisen.

Es wurde ein Auswahlkonzept konstruktiv umgesetzt, mit dem die Reibleistung von stationären, paralleltragenden sowie verkanteten hydrodynamischen Radialgleitlagern ermittelt werden kann. Die Konstruktion zeichnet sich durch die Verwendung funktionaler Einheiten aus, wie eine im Werkzeugmaschinenbau gebräuchliche Spindeleinheit und ein hydrostatisches Lager zur reibungsfreien Lasteinleitung. Vorteilhaft erweist sich auch der modulare Aufbau des Systems, der eine Erweiterung der Funktionalität sowie eine Automatisierung möglich macht.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept eines Reibungsprüfstandes für hydrodynamische Radialgleitlager soll als Basis zur Umsetzung seitens des Auftraggebers PRISMA Engineering dienen.

11 Literatur

- [1] AFFENZELLER, JOSEF; GLÄSER, HEINZ: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Die Verbrennungskraftmaschine. Neue Folge Bd. 8. Wien; New York : Springer, 1996
- [2] BALY, HATEM: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Hannover, Techn. Univ., Fak. f. Maschinenbau, Diss., 2005
- [3] KNOLL, GUNTER: *Betriebsverhalten von Sinter-Metallgleitlagern unter Mischreibungsbedingungen*. Forschungsbericht. Kassel: Universität Kassel, ZVEI/AiF-Forschungsvorhaben Nr. 11559 N
- [4] KÜNNE, BERND: *Köhler/Rögnitz - Maschinenteile 2*. 10. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2008
- [5] LERCH, REINHARD: *Elektrische Messtechnik - Analoge, digitale und computergestützte Verfahren*. 4. Aufl. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 2007
- [6] MAHLE GMBH (Hrsg.): *Zylinderkomponenten - Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe*. 1. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2009
- [7] MÄURER, MICHAEL: *Tribologische Untersuchungen an Radialgleitlagern aus Kunststoffen*. Chemnitz, Techn. Univ., Fak. f. Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Diss., 2003
- [8] OERTEL, HERBERT; BÖHLE, MARTIN; DOHRMANN, ULRICH: *Strömungsmechanik - Grundlagen, Grundgleichungen, Lösungsmethoden, Softwarebeispiele*. 5. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2009
- [9] PATZWALD, REINER: *Magnetische Flüssigkeiten als Schmierstoff in hydrodynamischen Gleitlagern*. Berlin, Techn. Univ., Fak. f. Verkehrs- und Maschinensysteme, Diss., 2001
- [10] PRISMA ENGINEERING GMBH: *Parameterstudie zur Kurbelwellenreibleistung*. Firmenschrift (bmwm_4zo_rei). Graz, 2005
- [11] SIGLOCH, HERBERT: *Technische Fluidmechanik*. 6. Aufl. Berlin; Heidelberg : Springer, 2008

- [12] STEINHILPER, WALDEMAR; RÖPER, RUDOLF: *Maschinen und Konstruktionselemente 3 - Elastische Elemente, Federn, Achsen und Wellen, Dichtungstechnik, Reibung, Schmierung, Lagerungen*. 2. Aufl. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 1996
- [13] TECHNISCHE UNIVERSITÄT CLAUSTHAL: *Gleitlagerprüfstand*. Online in Internet: URL: <http://www.itr.tu-clausthal.de/fileadmin/weitere/Skripte/Auslaufversuch07.pdf> [Stand 03.12.2009]
- [14] VOGELPOHL, GEORG: *Betriebssichere Gleitlager - Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. 2. Aufl. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 1967
- [15] WITTEL, HERBERT; MUHS, DIETER; JANNASCH, DIETER; VOSSIEK, JOACHIM: *Ro-loff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*. 19. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2009
- [16] WPM WERKSTOFFPRÜFSYSTEME LEIPZIG GMBH: *Gleitlagerprüfstand*. Online in Internet: URL: <http://www.wpm-leipzig.de/cms/index.php?id=31> [Stand 03.12.2009]