

Numerische Simulation und experimentelle Verifikation von kombiniert hydrostatisch-hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern großer Abmessungen

10.VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagerungen/Gestaltung, Berechnung, Einsatz
Schweinfurt, 23./24.April 2013[0]¹

Dr.-Ing. **R. Wegmann**, Prof. Dr.-Ing. **K. Brökel**
Lehrstuhl Konstruktion/CAD, Universität Rostock
Dipl.-Ing. **S. Gold**, Prof. Dr.-Ing. **J. Weber**
Institut für Fluidtechnik, TU Dresden

Kurzfassung: Durch den Bau eines großen Lagerprüfstandes und umfangreiche Messungen im Rahmen des Projekts HYDROS, zur Entwicklung eines hydrostatisch-hydrodynamischen Hybridlagers für die Lagerung von Propellerwellen, ergab sich die Möglichkeit für ausführliche Vergleiche zwischen Experiment und mathematischer Simulation. Es werden drei ausgewählte repräsentative Versuche analysiert, die zeigen sollen, welche Genauigkeit bei der Anwendung des Gleitlagerrechnungsprogramms und Simulationswerkzeugs SIRIUS zu erwarten ist.

Stichwörter: hydrostatisch-hydrodynamisches Radialgleitlager, Hybridlager, Messergebnisse, Schmiertheorie, Propellerwellenlager, Gleitlagerprogramm SIRIUS, Wellenverlagerungsbahn, Progressiv-Mengen-Regler

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	1
1. Motivation.....	1
2. Das Programm SIRIUS	2
3. Gleitlager-Versuchsstand	2
4. Das Versuchslager	3
5. Aufbereitung der Messergebnisse	4
6. Ein stationär belastetes teilweise hydrostatisches Lager	4
7. Ein instationär belastetes hydrostatisches Lager mit Progressiv-Mengen-Reglern	7
8. Ein stationär belastetes Lager im hydrodynamischen Betrieb und Variation der Wellendrehzahl	9
9. Zusammenfassung	12
Verzeichnis der Abbildungen	12
Literatur.....	13

1. Motivation

Im Rahmen des BMWi-Projektes HYDROS [1] wurde ein hydrostatisch-hydrodynamisches Gleitlager (Hybridlager) als Alternative zu den üblichen Wälzlagerungen der Propellerwelle in Pod-Antrieben für große Schiffe entwickelt. Neben ausführlichen Berechnungen mit verschiedenen

¹ Die Online-Version des Vortrages wurde gegenüber der gedruckten Version im Tagungsband [0] um die Bilder 11a, 16 und 17 und in der HTML-Version um 2 Animationen erweitert. Außerdem wurden ein Inhaltsverzeichnis und ein Abbildungsverzeichnis hinzugefügt. Bild 6 wurde korrigiert.

Simulationsmethoden der beteiligten Projektpartner wurde auch ein aufwendiger Versuchstand gebaut, mit dem die ersten Prototypen des neuen Lagers in Originalgröße erprobt wurden. Das war notwendig, da die Funktionsweise und vor allem die Zuverlässigkeit des neuen Lagers bereits vor dem ersten Einbau in ein Schiff nachgewiesen werden musste. Die Versuche wurden nach einem umfangreichen Erprobungsplan durchgeführt und lieferten eine große Anzahl von Messergebnissen. Diese boten die Möglichkeit, die weiterentwickelten Berechnungs- und Simulationsmethoden auf ihre Übereinstimmung mit den Verhältnissen im abgebildeten Objekt zu überprüfen. Ausgewählte Beispiele sollen hier vorgestellt und analysiert werden.

2. Das Programm SIRIUS

Am Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD der Universität Rostock steht für die Berechnung und Simulation von Radialgleitlagern das Gleitlagerprogramm SIRIUS zur Verfügung. Das Programm wurde für die Entwicklung des Hybridlagers überarbeitet und weiter entwickelt [2], [3], [4], [5]. Es benutzt wahlweise die klassische Reynoldssche Differentialgleichung mit Gümbelschen Randbedingungen oder eine erweiterte Reynoldssche Gleichung [6] zur Beschreibung der Schmiermittelströmung im gesamten Schmierpalt einschließlich der Kavitationsgebiete. Speziell zur Modellierung verschiedener hydrostatischer Schmiermittel-Versorgungssysteme wurde das Programm um ein frei programmierbares Universalschmiermittel-Versorgungssystem erweitert. Anhand der verfügbaren Messergebnisse konnte das Programm auf seine Praxistauglichkeit getestet werden.

3. Gleitlager-Versuchsstand

Bild 1 zeigt den Versuchstand, der vom Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der Technischen Universität Dresden entwickelt, errichtet und betrieben wurde. Das Institut für Fluidtechnik der TU Dresden unterstützte den Bau des Versuchstands bei der Gestaltung und Auslegung der hydraulischen und elektrischen Steuerung und Messtechnik. Unter seiner Leitung wurden die Versuche durchgeführt. Der Industriepartner Blohm+Voss Industries fertigte und beschaffte die Komponenten des Versuchstands und betreute die Entwicklung und den Bau.



Bild 1: Versuchstand des Projektes HYDROS

Der Versuchstand hat folgende Hauptparameter:

Max. Belastung des Versuchslagers	2400	kN
Durchmesser der Welle im Bereich des Versuchslagers	770	mm
Max. Ölstrom zur Versorgung des Versuchslagers	60	l/min
Max. Ölversorgungsdruck	22	MPa
Installierte Pumpenleistung der Ölversorgung des Versuchslagers	22	kW

Max. Wellendrehzahl	140 U/min
Installierte Antriebsleistung des Drehantriebs	45 kW
Installierte Antriebsleistung der hydraulischen Krafterzeugung	2 x 55 kW
Wellenheizleistung	5 kW
Aufstellfläche (ohne Schaltschränke und Hydraulikaggregate)	9,0 x 3,6 m ²
Masse	45 t

4. Das Versuchslager

Bild 2 zeigt das Versuchslager der nachfolgend ausgewerteten Versuche. Das Lager hat eine wirksame Lagerbreite von 420 mm und ein Lagerspiel von ca. 0,6 mm. Über den Umfang sind in gleichmäßigen Abständen 12 schmale Schmiertaschen mit einer Länge von 210 mm und einer Breite von 20 mm mittig angeordnet. Über Adapter können die Schmiertaschen mit verschiedenen Stromregleinrichtungen ausgerüstet werden. Die Zuleitungen zu allen Taschen sind mit je einem Rückschlagventil ausgerüstet

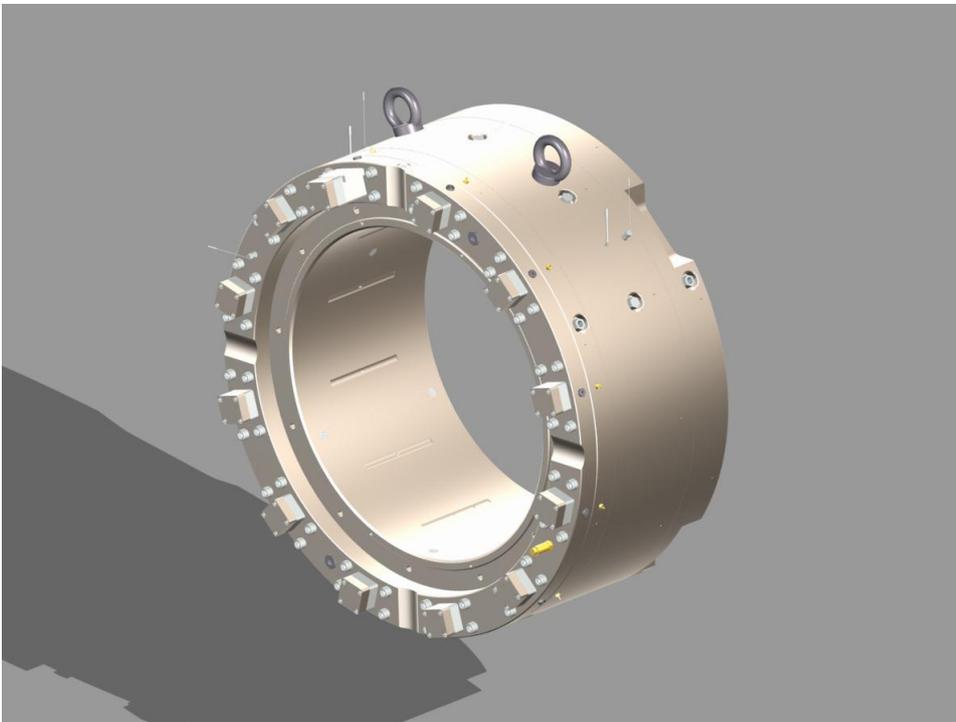


Bild 2: Hydrostatisch und hydrodynamisch wirkendes Versuchslager

In dem großen Lager konnte problemlos die umfangreiche Messtechnik untergebracht werden. Es wurden die Drücke in jeder Schmiertasche gemessen. Außerdem wurden der Versorgungsdruck in der Ringleitung und die beiden Drücke im Ablaufraum zwischen Lagerschale und Wellendichtung gemessen. Gemäß Bild 3 waren 8 Wegsensoren zur Messung der Spalthöhe h_{01} bis h_{08} angeordnet. Aus baulichen Gründen mussten sie gegenüber der Vertikalen und der Horizontalen um 30° versetzt angeordnet werden. Weiterhin wurden die Temperaturen in 3 Schmiertaschen, an 3 Stellen in der Lagerschale, an 2 Stellen unter der Wellenoberfläche im Bereich des Schmierspalts, im Schmiermittelzulauf und an einer Seite des Lagers im Ablauf gemessen. Es wurde der Gesamtölstrom durch das Lager in der Zulaufleitung und ein Teilstrom durch eine Schmiertasche, die Lagerbelastung und die Wellendrehzahl gemessen.

Die Messungen konnten in Zeitabständen von minimal 0,01 s erfasst werden. Diese Daten sowie weitere interne Daten zur Überwachung des Versuchstandes wurden vom Messcomputer erfasst und konnten zur Weiterverwendung als Textdateien ausgegeben werden.

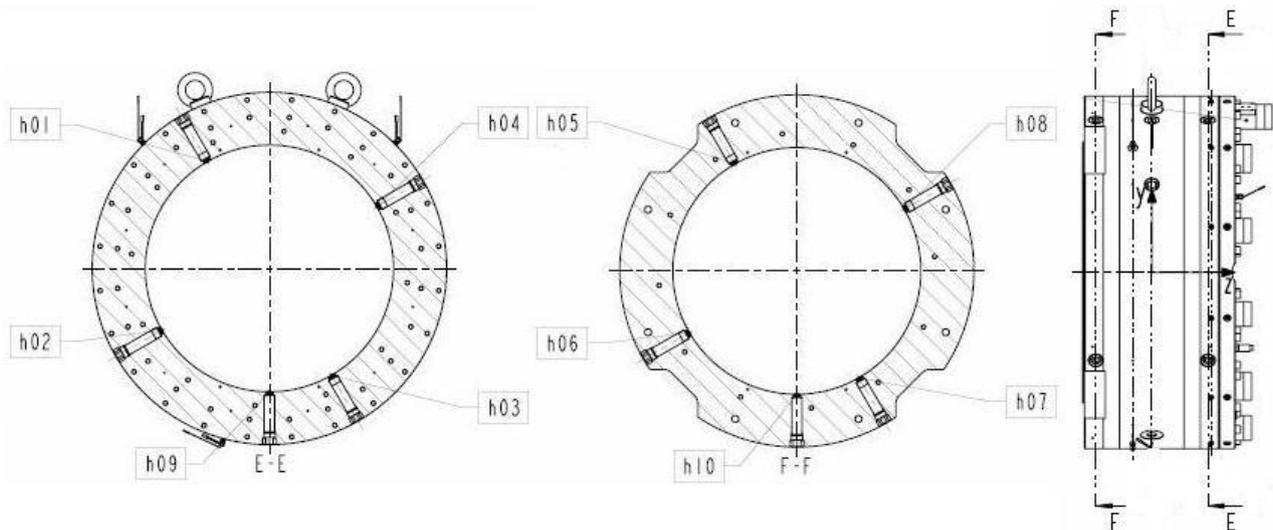


Bild 3: Anordnung der Wegsensoren im Versuchslager zur Messung der Schmierpalthöhen h01 bis h08

5. Aufbereitung der Messergebnisse

Einige Messwerte konnten nicht direkt als Eingabewerte für die Nachrechnung oder als Vergleichswerte für die berechneten Ergebnisse verwendet werden. Das betrifft insbesondere die Werte der Spalthöhenmessung. Die jeweils 8 gemessenen Werte für die Schmierpalthöhe konnten umgerechnet werden in ein mittleres Lagerspiel s , die Werte für die Exzentrizität e und den Verlagerungswinkel γ , die Verkantung k_{ant} und die Lage der Verkantungsebene, gegeben durch den Winkel α_{kant} , eine als Ellipse interpretierte radiale Unrundheit u_{nLa} und eine konische Formabweichung ko_{La} der Lagerschale. Da die ermittelten Formabweichungen nicht anteilig der Welle und der Lagerschale zugeordnet werden konnten, wurden sie vollständig der Lagerschale, dem elastischeren Bauteil, zugeordnet. Die in dieser Weise umgerechneten Werte werden nachfolgend als Messwerte bezeichnet, im Gegensatz zu den aus der Simulation mit SIRIUS berechneten Werten, auch wenn sie streng genommen schon keine direkten Messwerte mehr sind.

Ein wichtiger Parameter zur Berechnung der Schmiermittelströmung ist die dynamische Viskosität. Diese kann im Versuch nicht direkt gemessen werden. Sie ist außerdem stark von der Temperatur abhängig. Die Messung der Schmiermitteltemperatur direkt im Schmierspalt ist ebenfalls schwierig. Deshalb wurden die Temperaturen an den oben angegebenen Stellen gemessen und versucht, daraus auf eine mittlere Öltemperatur und damit auf eine mittlere Schmiermittelviskosität zu schließen. Für die Versuche wurden die Lagerschale, die Welle und das Öl vorgewärmt. Ein thermodynamischer Gleichgewichtszustand konnte in der Regel während der Messungen nicht eingestellt werden. Für die Nachrechnung wurde als mittlere Schmiermitteltemperatur zunächst die Öl Ablauftemperatur angenommen und daraus die angenommene mittlere Viskosität im Schmiermittel berechnet. Dass diese dann oft noch von der tatsächlichen abwich, zeigte sich an den Differenzen zwischen gemessenem und berechnetem Ölstrom durch das Lager und konnte damit korrigiert werden. Der Ölstrom durch das Lager erwies sich damit als ein hilfreicher Indikator für die mittlere Schmiermittelviskosität im Lager.

6. Ein stationär belastetes teilweise hydrostatisches Lager

Nachfolgend soll an drei ausgewählten Beispielen der Vergleich der Messergebnisse und deren Nachrechnung mit dem Programm SIRIUS dargestellt werden. Das erste Beispiel ist ein teilweise

hydrostatisch arbeitendes Lager, in dem die hydrostatische Schmiermittelversorgung nur auf einem Teil des Umfangs angeordnet ist. Die Lagerbelastung ist über die Zeit konstant.

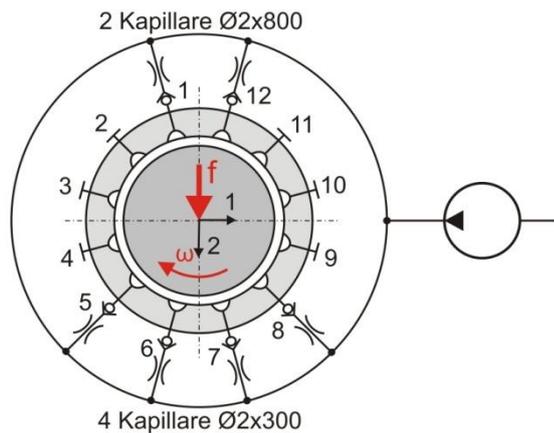


Bild 4: Prinzipskizze eines teilweise hydrostatisch arbeitenden Lagers

Bild 4 zeigt eine Prinzipskizze der Schmiermittelversorgung eines teilweise hydrostatischen Lagers. Die Schmieraschen 5, 6, 7 und 8, die im Bereich der Hauptbelastung des Lagers liegen, werden über 4 Kapillaren mit Schmiermittel versorgt. Die Kapillare haben einen Innendurchmesser von 2 mm und eine Länge von 300 mm. Vorsorglich wurden außerdem an den Schmieraschen 1 und 12 noch 2 Kapillaren mit einer Länge von jeweils 800 mm angebracht. Alle Kapillaren sind über eine Ringleitung mit der Hochdruckpumpe verbunden. Die restlichen 6 Schmieraschen sind abgesperrt. In ihnen kann aber der Schmiermitteldruck gemessen werden.

Die Betriebsbedingungen des Lagers werden durch folgende eingestellte bzw. gemessene Werte beschrieben:

Lagerbelastung	f	1342	kN
Wellendrehzahl	n	140	U/min
Ölstrom der Schmiermittel-Versorgungspumpe	q_{Pu}	53	l/min
Schmiermittelzulaufdruck in der Ringleitung	p_{Pu}	19,7	MPa

Aus den 8 gemessenen Werten für die Spalthöhen wurden folgende Parameter ermittelt:

Mittleres Lagerspiel	s	0,574	mm
Exzentrizität der Welle in Lagermitte	e	0,184	mm
Verlagerungswinkel	γ	-22,5	grad
Verkantung der Wellenachse in der Lagerschale	k_{ant}	0,141	mm
Winkel der Verkantungsebene	x_{Kant}	-161	grad
Unrundheit der Lagerschale (elliptisch angenommen)	un_{La}	0,030	mm
Konische Formabweichung der Lagerschale	ko_{La}	0,008	mm

Weitere Daten:

Dynamische Viskosität (angenommen)	η	59	mPa·s
------------------------------------	--------	----	-------

Bei den Versuchen zeigte sich, dass durch die Elastizität des Versuchsstandes und das Spiel in den als Wälzlager ausgeführten Stützlagern bei Variation der Lagerbelastung stets auch die Verkantung merklich verändert wird, so dass diese in die Messung und die Berechnung einbezogen werden musste. Die Lage der Welle im Lager und damit die Beurteilung der Größe und der Lage der minimalen Schmier-spalthöhe lässt sich deshalb am besten in der perspektivischen Darstellung der Wellenachse im Lagerspielraum darstellen (Bild 5).

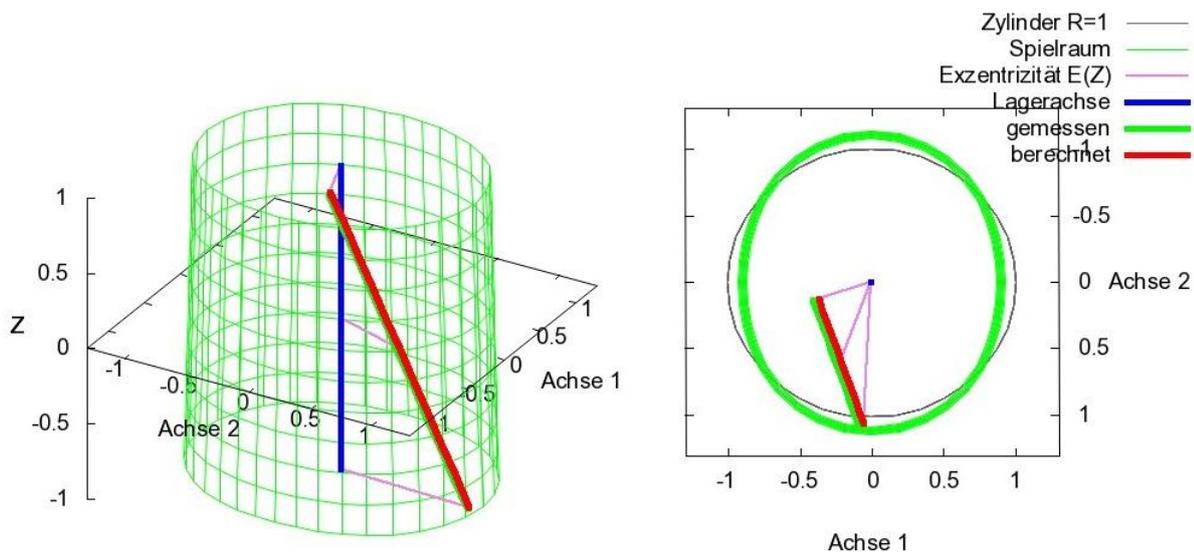


Bild 5: Lage der Wellenachse im dimensionslosen Spielraum des Lagers; links in perspektivischer Darstellung; rechts in der Draufsicht

Die "gemessene" Lage der Wellenachse (grün) und die berechnete Lage der Wellenachse (rot) stimmen sehr gut überein. Die gemessenen Formabweichungen des Lagers von der ideal zylindrischen Form wurden in der Darstellung des Spielraums (grün) ebenfalls berücksichtigt. Zum Vergleich ist die Form eines idealen Zylinders in der Draufsicht (rechts) als dünne graue Linie dargestellt. Die lokale Exzentrizität der Welle an dem einen Lagerrand ist hier bereits größer als das halbe Lagerspiel. Die minimale Schmierstathöhe wurde mit 0,026 mm berechnet.

Der Vergleich der gemessenen und der berechneten Drücke in den Schmiertaschen (Bild 6) zeigt auch eine gute Übereinstimmung. Die berechneten Werte sind allerdings etwas kleiner als die gemessenen.

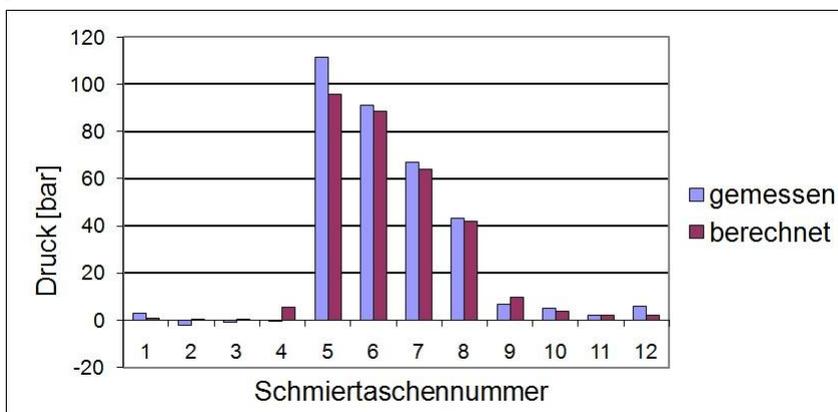


Bild 6: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen²

Ergänzend wird dazu noch die berechnete Druckverteilung im Schmierstath gezeigt (Bild 7). Hier ist gut die Überlagerung von hydrostatischer und hydrodynamischer Druckentwicklung zu erkennen. Ein Vergleich zwischen Messung und Berechnung ist hier nicht möglich, da im Schmierstath selbst keine Druckmessungen erfolgten. Gestützt durch die gute Übereinstimmung der Drücke in den Schmiertaschen und die Lage der Welle im Spielraum kann dieser Berechnung vertraut werden.

² In Tagungsband [0] wurden irrtümlicher Weise die Datenreihen vertauscht. Das wurde hier korrigiert.

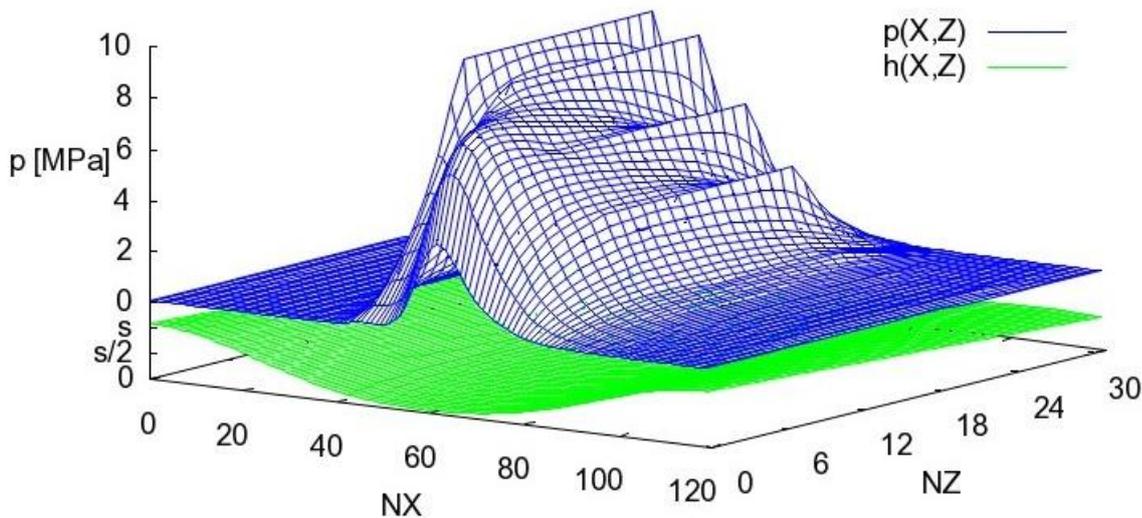


Bild 7: Druckverteilung $p(X,Z)$ und Spalthöhe $h(X,Z)$ über die abgewickelte Schmierspaltfläche

7. Ein instationär belastetes hydrostatisches Lager mit Progressiv-Mengen-Reglern

Im nächsten Beispiel sind alle 12 Schmieraschen des Versuchslagers mit der hydrostatischen Ölversorgung verbunden (Bild 8, links). Als Stromregleinrichtungen sind Progressiv-Mengen-Regler (PM-Regler) [7] angeordnet. Der prinzipielle Aufbau eines PM-Reglers ist in Bild 8, Bildmitte, dargestellt. Diese können aufgrund ihrer Druck-Strom-Kennlinie (Bild 8, rechts) den erforderlichen Ölstrom für den hydrostatischen Betrieb erheblich reduzieren.

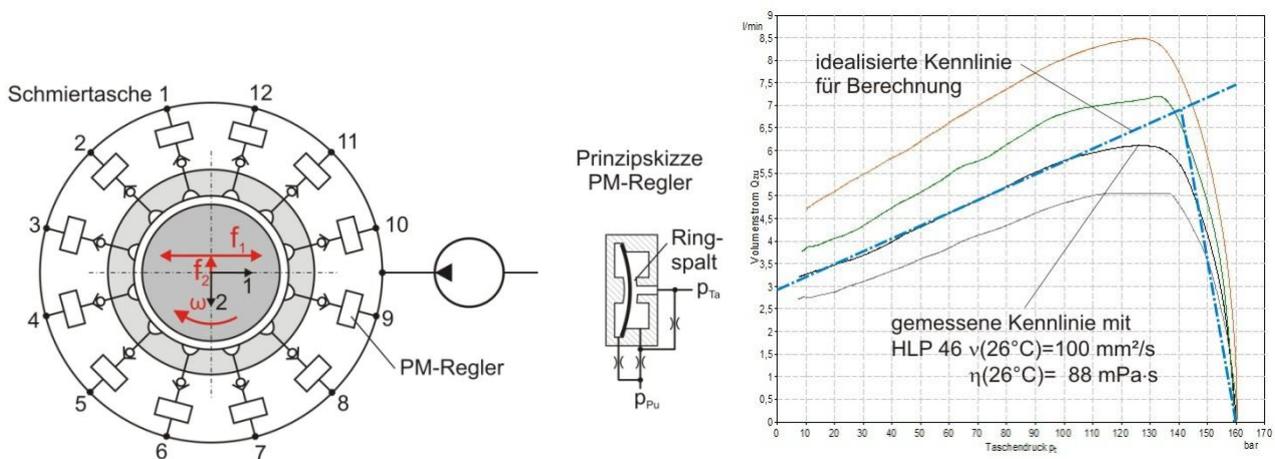


Bild 8: Anordnung der PM-Regler (links); PM-Regler (Mitte); Reglerkennlinie (rechts)

Das Lager ist durch eine horizontal sinusförmig schwingende Kraft f_1 und eine konstante vertikale Kraft f_2 belastet.

Die Betriebsbedingungen des Lagers werden durch folgende, eingestellte bzw. gemessene Werte beschrieben:

Lagerbelastung	f_1	-500 bis +300	kN
	f_2	-100	kN
Wellendrehzahl	n	140	U/min
Ölstrom der Schmiermittel-Versorgungspumpe	q_{Pu}	28	l/min
Schmiermittelzulaufdruck in der Ringleitung	p_{Pu}	16	MPa

Aus den 8 gemessenen Werten für die Spalthöhen wurden folgende zeitlich konstant angenommene Parameter ermittelt:

Mittleres Lagerspiel	s	0,546	mm
Unrundheit der Lagerschale (elliptisch angenommen)	un_{La}	0,026	mm
Konische Formabweichung der Lagerschale	ko_{La}	0,007	mm

Die Werte für die Exzentrizität $e(t)$, $\gamma(t)$ und die Verkantung $kant(t)$, $x_{kant}(t)$ wurden für jeden Zeitpunkt einzeln ermittelt (siehe Bild 9 und Bild 10).

Weitere Daten:

Dynamische Viskosität (angenommen)	η	76	mPa·s
------------------------------------	--------	----	-------

Bild 9 zeigt den Verlauf der Lagerbelastung f über die Zeit und die daraus resultierenden gemessenen (grün) und die mit SIRIUS berechneten Exzentrizitäten (rot). Die gemessenen und die berechneten Exzentrizitäten stimmen recht gut überein.

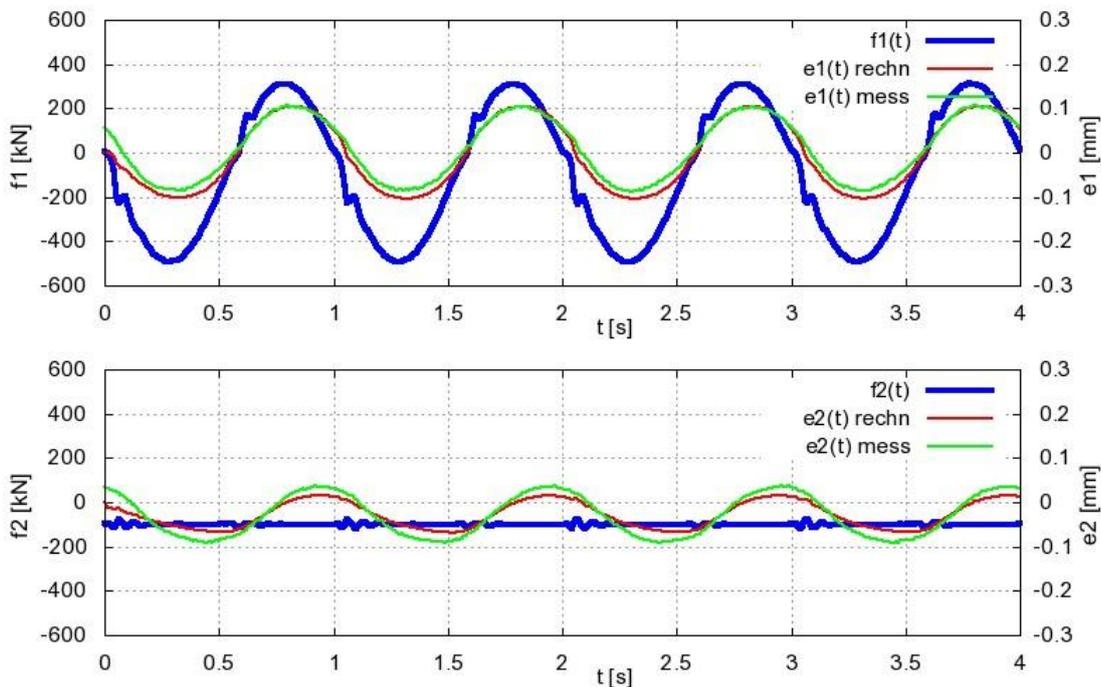


Bild 9: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit

Die dargestellten Exzentrizitäten sind angegeben für die Lagermitte. Da auch hier die Wellenverkantung eine erhebliche Rolle spielt, sagen diese Werte wenig über die sich ergebende minimale Spalthöhe aus. Hier ist wieder die Darstellung im Spielraum aufschlussreicher.

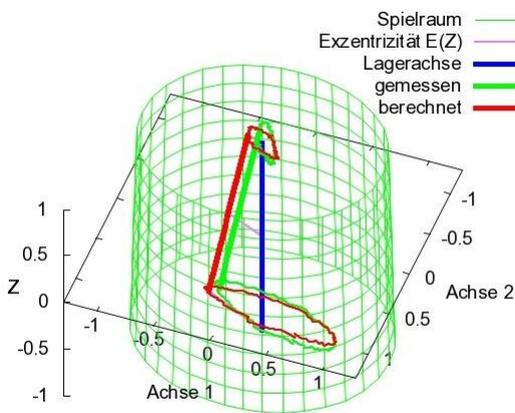


Bild 10: Verlagerungsbahnen der Wellenachse im dimensionslosen Verlagerungsraum

Bild 10 zeigt die Lage der Wellenachse im Spielraum an der Stelle, an der die horizontale Lastkomponente f_1 ihr Minimum von -500 kN erreicht. Die gemessene Lage der Achse ist grün dargestellt und die berechnete rot. An den Enden der dargestellten Achsen sind außerdem die lokalen Verlagerungsbahnen an den Lagerrändern dargestellt. Auch hier herrscht eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung.

Für einen ausgewählten Zeitpunkt wird nun auch noch ein Vergleich zwischen den gemessenen und den berechneten Drücken in den Schmiertaschen gezeigt. Bild 11 zeigt den Vergleich für den Zeitpunkt mit $f_1 = -500$ kN.

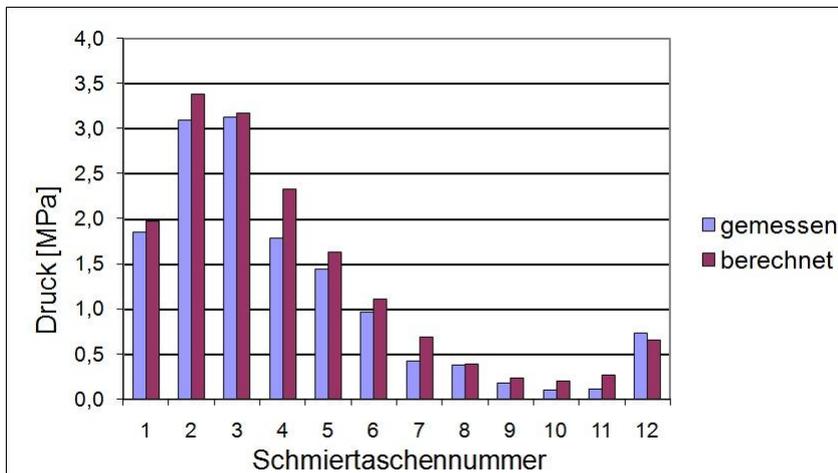


Bild 11: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen zum Zeitpunkt mit $f_1 = -500$ kN

Ergänzend wird dazu noch die berechnete Druckverteilung im Schmierspalt gezeigt (Bild 11a).

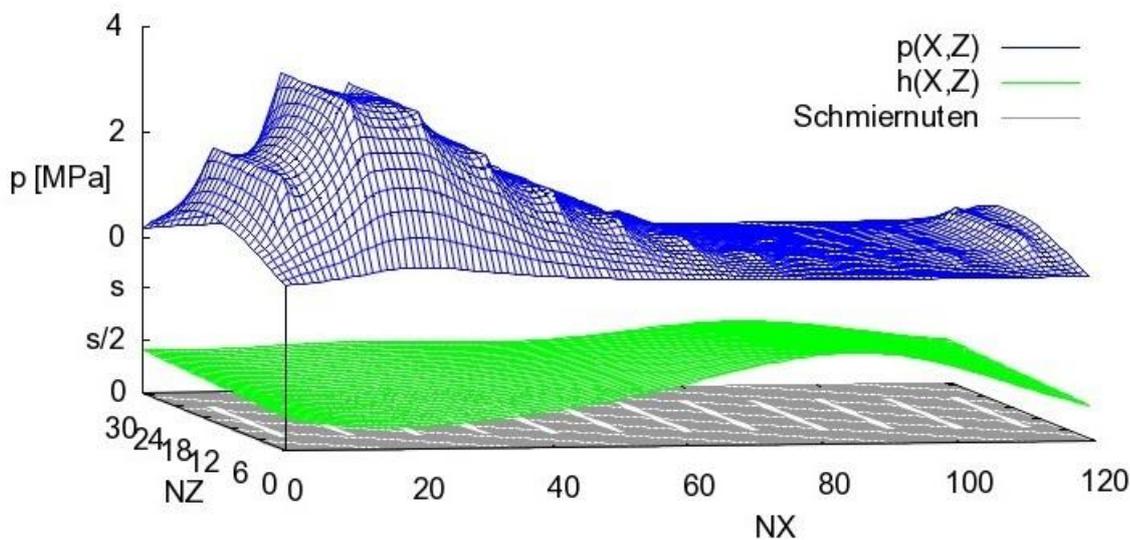


Bild 11a: Berechnete Druckverteilung im Schmierspalt zum Zeitpunkt mit $f_1 = -500$ kN

In der HTML-Version kann hier auch eine Animation über einen Lastzyklus angesehen werden.

8. Ein stationär belastetes Lager im hydrodynamischen Betrieb und Variation der Wellendrehzahl

Als letztes Beispiel werden die Ergebnisse aus Messung und Nachrechnung des Versuchslagers im hydrodynamischen Betrieb gezeigt. Alle 12 Schmiertaschen sind an eine Niederdruck-Schmiermittelversorgung angeschlossen (Bild 12). Vor den Taschen angeordnete Rückschlagventile verhindern, dass das Schmiermittel zurücklaufen kann. Dadurch kann sich trotz der vielen Schmiertaschen ein großflächiger Druckberg aufbauen.

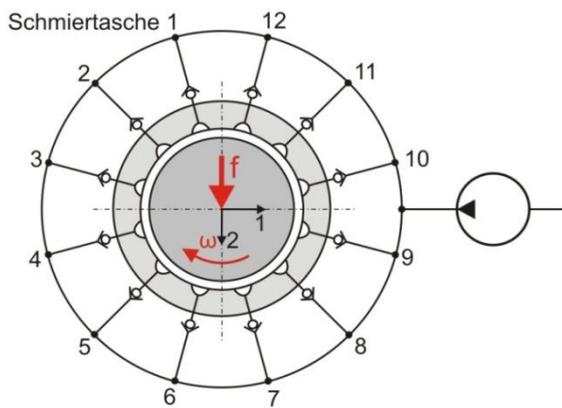


Bild 12: Versuchslager im hydrodynamischen Betrieb

Die Lagerbelastung ist konstant. Die Drehzahl variiert über die Zeit. Die Drehzahländerung erfolgt so langsam, dass die einzelnen Betriebszustände als quasi stationär betrachtet werden können.

Die Betriebsbedingungen des Lagers werden durch folgende eingestellte bzw. gemessene Werte beschrieben:

Lagerbelastung	f	800	kN
Wellendrehzahl	n	50 bis 140	U/min
Ölstrom der Schmiermittel-Versorgungspumpe	q_{Pu}	29,5	l/min
Schmiermittelzulaufdruck in der Ringleitung	p_{Pu}	0,89	MPa

Aus den 8 gemessenen Werten für die Spalthöhen wurden folgende zeitlich konstant angenommenen Parameter ermittelt:

Mittleres Lagerspiel	s	0,500	mm
Verkantung der Wellenachse in der Lagerschale	kant	0,034	mm
Winkel der Verkantungsebene	χ_{Kant}	53	grad
Unrundheit der Lagerschale (elliptisch angenommen)	un_{La}	0,030	mm
Konische Formabweichung der Lagerschale	ko_{La}	0,002	mm

Die Werte für die Exzentrizität $e(t)$, $\gamma(t)$ wurden für jeden Zeitpunkt einzeln ermittelt (siehe Bild 13).

Weitere Daten:

Dynamische Viskosität (angenommen)	η	70	mPa·s
------------------------------------	--------	----	-------

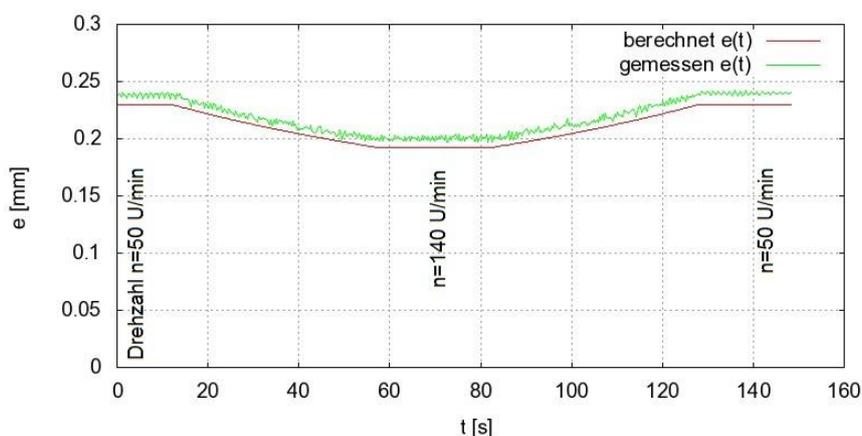


Bild 13: Verlauf der gemessenen und der berechneten Exzentrizität über die Zeit

Bei konstanter Lagerbelastung wurde beginnend bei einer Drehzahl von 50 U/min die Drehzahl langsam erhöht bis auf 140 U/min und anschließend wieder auf 50 U/min reduziert. Bild 13 zeigt dazu den Verlauf der gemessenen (grün) und der berechneten Exzentrizität (rot) über die Zeit.

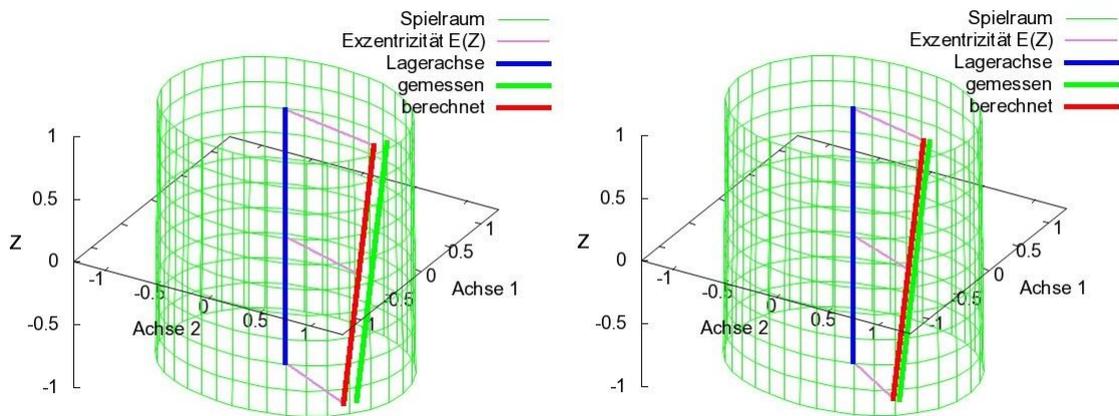


Bild 14: Verlagerung der Wellenachse im Verlagerungsraum; links bei 50 U/min; rechts bei 140 U/min

Bild 14 zeigt nun für die Drehzahl 50 U/min (links) und 140 U/min (rechts) die Verlagerung der Welle im Spielraum. Bei der Last von 800 kN und der Drehzahl von 50 U/min berührt die Welle fast die Mantelfläche des Spielraums. Es ist deshalb hier mit dem Beginn der Mischreibung am Lagerrand zu rechnen.

Zum Schluss wird nun noch der Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen bei 50 U/min (links) und bei 140 U/min (rechts) gezeigt (Bild 15). Das Profil der Drücke über die Taschen stimmt gut überein. Der berechnete Spitzendruck liegt hier aber speziell bei der kleineren Drehzahl erheblich über dem gemessenen Druck. Für die kleinere Drehzahl wäre eine denkbare Erklärung, dass die Mischreibung begonnen hat und sich die Welle bereits teilweise durch Festkörperkontakt auf der Lagerschale abstützt. Insgesamt erklärt das aber nicht die berechneten höheren Drücke, da auch bei 140 U/min und in den anderen Beispielen die berechneten Drücke meist etwas höher liegen.

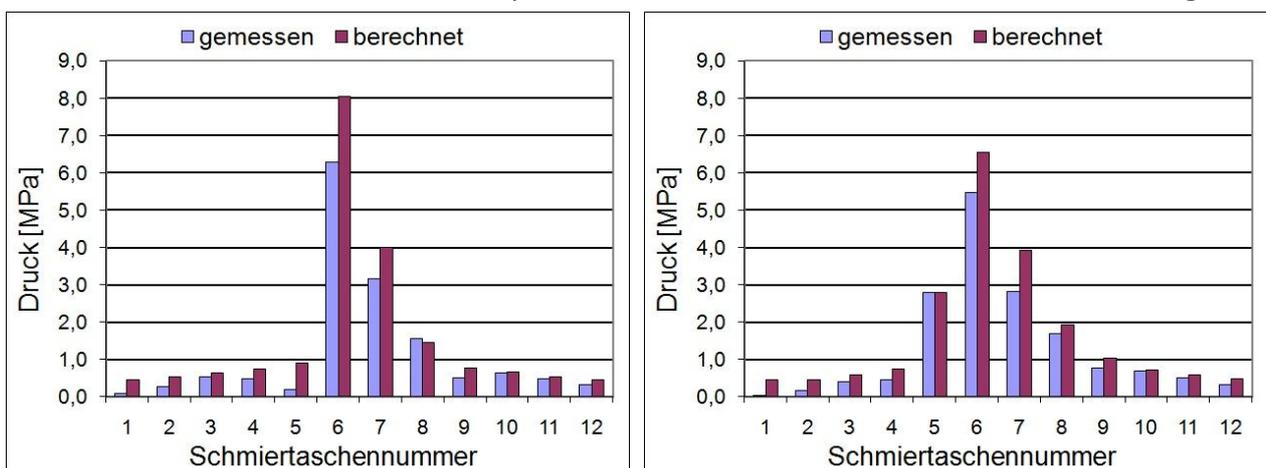


Bild 15: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen; links bei 50 U/min; rechts bei 140 U/min

Ergänzend werden dazu noch die berechneten Druckverteilungen im Schmierspalt für die Drehzahlen 50 U/min (Bild 16) und 140 U/min (Bild 17) gezeigt.

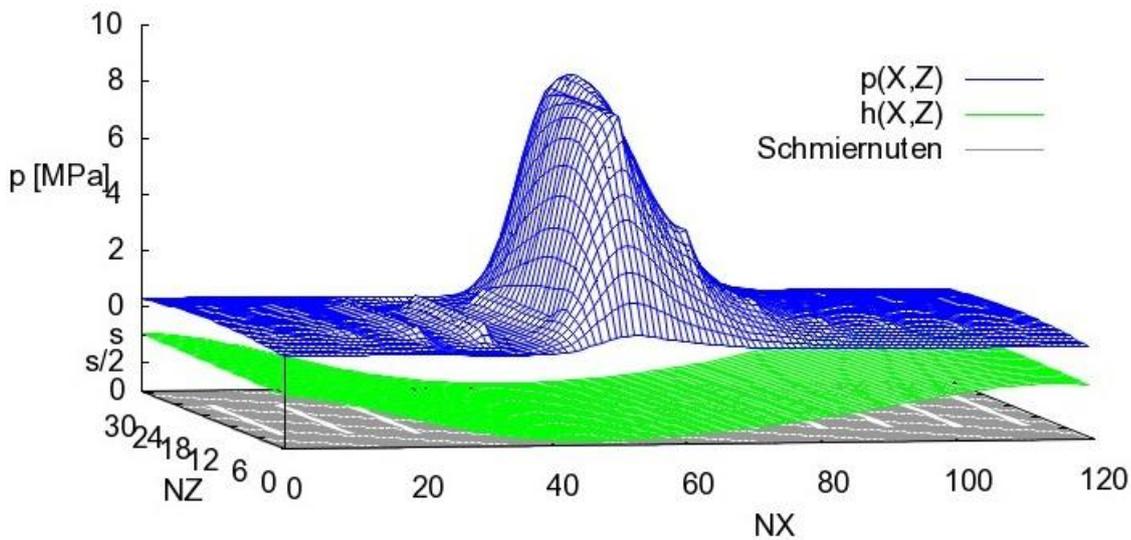


Bild 16: Berechnete Druckverteilung im Schmierspalt bei der Drehzahl 50 U/min und der Lagerbelastung $f=800$ kN

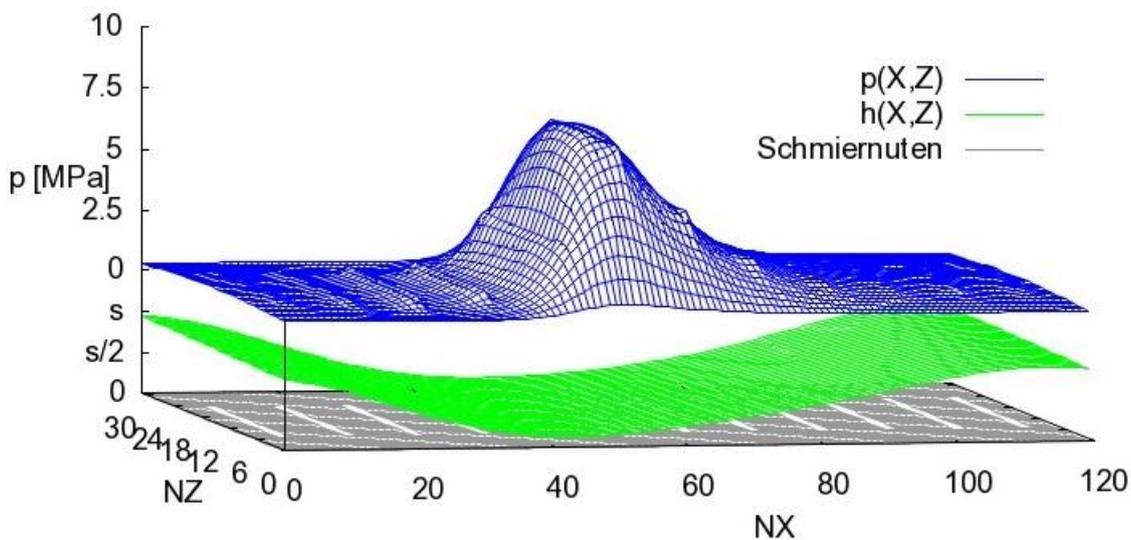


Bild 17: Berechnete Druckverteilung im Schmierspalt bei der Drehzahl 140 U/min und der Lagerbelastung $f=800$ kN

9. Zusammenfassung

Nach den vorgestellten und vielen weiteren Versuchen wurde das Versuchslager, der erste Prototyp des entwickelten Hybridlagers, ausgebaut und die Lagerschale auf Verschleiß untersucht. Es wurde kein messbarer Verschleiß festgestellt.

Die guten Übereinstimmungen von Messungen und Berechnungen mit SIRIUS bestätigen die Eignung des Programms in der Praxis als Auslegungswerkzeug für hydrostatische und für hydrodynamische Radialgleitlager einschließlich der Hybridlager.

Verzeichnis der Abbildungen

Bild 1:	Versuchsstand des Projektes HYDROS	2
Bild 2:	Hydrostatisch und hydrodynamisch wirkendes Versuchslager	3
Bild 3:	Anordnung der Wegsensoren im Versuchslager zur Messung der Schmierspalthöhen h01 bis h08	4
Bild 4:	Prinzipiskizze eines teilweise hydrostatisch arbeitenden Lagers.....	5

Bild 5:	Lage der Wellenachse im dimensionslosen Spielraum des Lagers; links in perspektivischer Darstellung; rechts in der Draufsicht	6
Bild 6:	Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen	6
Bild 7:	Druckverteilung $p(X,Z)$ und Spalthöhe $h(X,Z)$ über die abgewinkelte Schmierspaltfläche .	7
Bild 8:	Anordnung der PM-Regler (links); PM-Regler (Mitte); Reglerkennlinie (rechts).....	7
Bild 9:	Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit	8
Bild 10:	Verlagerungsbahnen der Wellenachse im dimensionslosen Verlagerungsraum	8
Bild 11:	Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen zum Zeitpunkt mit $f_1=-500$ kN.....	9
Bild 11a:	Berechnete Druckverteilung im Schmierspalt zum Zeitpunkt mit $f_1=-500$ kN.....	9
Bild 12:	Versuchslager im hydrodynamischen Betrieb.....	10
Bild 13:	Verlauf der gemessenen und der berechneten Exzentrizität über die Zeit	10
Bild 14:	Verlagerung der Wellenachse im Verlagerungsraum; links bei 50 U/min; rechts bei 140 U/min.....	11
Bild 15:	Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen; links bei 50 U/min; rechts bei 140 U/min	11
Bild 16:	Berechnete Druckverteilung im Schmierspalt bei der Drehzahl 50 U/min und der Lagerbelastung $f_1=800$ kN	12
Bild 17:	Berechnete Druckverteilung im Schmierspalt bei der Drehzahl 140 U/min und der Lagerbelastung $f_1=800$ kN	12

Literatur

- [0] Wegmann, R.; Brökel, K.; Gold, S.; Weber, J.: Numerische Simulation und experimentelle Verifikation von kombiniert hydrostatisch-hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern großer Abmessungen. 10. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Bericht 2202, Schweinfurt 2013.
- [1] Brökel, K.; Weber, J.; Hufenbach, W.; von Bergen, E.-P.: Hydrostatisch-hydrodynamisches Gleitlagerkonzept für die Propellerlagerung in Pod-Antrieben großer Schiffe. VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen" 24./25.Mai 2011 Schweinfurt.
- [2] Wegmann, R.; Brökel, K.: Aktuelle Probleme der numerischen Simulation des hydrodynamischen und hydrostatischen Verhaltens von Spaltströmungen. 6. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Aachen 2008. Tagungsband S.291-303.
http://www.rolandwegmann.de/aachen_kt2008/
- [3] Gold, S.; Weber, J.; Wegmann, R.; Brökel, K.: Auslegungs- und Simulationsstrategien für hydrostatisch-hydrodynamische Hybridlager im Schwerlastbereich. VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen" 24./25.Mai 2011 Schweinfurt.
- [4] Gold, S.; Weber, J.; Wegmann, R.; Brökel, K.: New Hydrostatic/Hydrodynamic Plain Bearing Concept For Heavy Duty Applications. 12. Scandinavian International Conference on Fluid Power, 18.-20.Mai 2011, Tampere, Finnland.
- [5] Wegmann, R.; Kreja, S.-U.; Brökel, K.: Modernes Verfahren zur Simulation stationärer und instationärer Belastungen beim hydrostatischen und hydrodynamischen Betrieb von Radialgleitlagern unter Berücksichtigung von Ölzufuhr und Wellenbiegung. VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagerungen, Wiesloch 2009, VDI-Berichte 2069, S.161-169.
<http://www.rolandwegmann.de/vdi-lager2009/>

- [6] **Wegman, R:** Erweiterung der hydrodynamischen Schmiertheorie durch Einbeziehung des Unterdruckgebietes in die Berechnung instationär belasteter Gleitlager. Universität Rostock Diss. 1978. http://www.rolandwegmann.de/dissertation_rw/
- [7] PM-Regler und Strahlpumpe mit Führungsanwendungen. Technische Informationen. HYPROSTATIK Schönfeld GmbH. Göppingen 2007.

Gefördert durch das



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

