



Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH  
Kaiserstr. 100  
52134 Herzogenrath

Abschlussbericht:

Neuartige Lagerungstechnik des Kurbeltriebs von  
Verbrennungsmotoren zur  
Verbesserung der Effizienz und Minderung der Emissionen

gefördert unter dem AZ: 25518-24/0 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Michael Kier  
Dipl.-Ing. Stefan Wegner  
Dipl.-Ing. Ralf Bey

Herzogenrath, Juni 2011



Bezugsquelle:

Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH  
Kaiserstr. 100

D-52134 Herzogenrath

Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH  
Kaiserstr. 100  
52134 Herzogenrath

Neuartige Lagerungstechnik des Kurbeltriebs von  
Verbrennungsmotoren zur  
Verbesserung der Effizienz und Minderung der Emissionen

Abschlußbericht des Entwicklungsprojekts,  
gefördert unter dem AZ: 25518-24/0 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Michael Kier  
Dipl.-Ing. Stefan Wegner  
Dipl.-Ing. Ralf Bey

Herzogenrath, Juni 2011

10/97		<b>Projektkennblatt</b> der <b>Deutschen Bundesstiftung Umwelt</b>		<b>UMWELT STIFTUNG</b> 	
Az	<b>25518-24/0</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>425.000 EU</b>
				Nachbewilligung	--
<b>Antragstitel</b>		Neuartige Lagerungstechnik des Kurbeltriebs von Verbrennungsmotoren zur Verbesserung der Effizienz und Minderung der Emissionen			
<b>Stichworte</b>		Lagertechnik, CO2 Reduzierung, Reibungsreduktion, Hochbelastbar			
Laufzeit	<b>18 Monate</b>	Projektbeginn	<b>05.10.2007</b>	Projektende	<b>31.08.2010</b>
				Projektphase(n)	<b>1</b>
Zwischenberichte					
<b>Bewilligungsempfänger</b>		Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH Kaiserstraße 100 52134 Herzogenrath		Tel	02407/9554-46
				Fax	02407/9554-19
				Projektleitung Herr Dipl.-Ing. Michael Kier	
				Bearbeiter Herr Dipl.-Ing. Stefan Wegner Herr Dipl.-Ing. Michael Kier	
<b>Kooperationspartner</b>					
<b>Zielsetzung und Anlass des Vorhabens</b>					
<p>Gegenstand des beantragten Forschungsvorhabens ist die Untersuchung eines völlig neuartigen Konzeptes zur reibungsarmen Lagerung dynamisch hoch beanspruchter Wellen, hier am Beispiel einer Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors. Ziel im Rahmen des Vorhabens ist, die Merkmale und Grenzen des Konzeptes auszuarbeiten, insbesondere seine Eignung zur signifikanten Verringerung der Reibung. Die Lagerung der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors stellt durch die Vielfalt der auftretenden Belastungszustände und der Dynamik ein ideales Anwendungsbeispiel dar, in dem konventionelle Wälzlager ihre Grenzen finden. Die Adaptive Bearing (AB) Lagerung ist eine Kombination aus Wälz- und Gleitlager und stellt eine völlig neue Lagertechnik da, indem es den Vorteil der reibungsarmen Wälzlagertechnik mit dem Vorteil der Belastbarkeit konventioneller Gleitlager verbindet. Die Nachteile der geringen Belastbarkeit von Wälzlagern und die hohe Reibung von Gleitlagern werden mit dem AB gezielt durch die patentierte Konstruktion vermieden. Mit dem AB Lagerungskonzept ist über die Konstruktion und Auslegung beabsichtigt, die reibungsarme Wälzlagertechnik für durch hohe Lasten bisher nicht zugängliche Anwendungsbereiche nutzbar zu machen. In dem Anwendungsfall der AB Lagerung eines Kurbeltriebs soll die Reibleistung eines Verbrennungsmotors, die in Betriebspunkten niedriger Last bis zu 40% der Gesamtleistung betragen kann, deutlich verringert werden. Simulationen haben gezeigt, dass durch den Einsatz des AB in den Kurbeltrieb eines bestehenden Verbrennungsmotors der Kraftstoffverbrauch in der Kaltstartphase um bis zu 10% und im New European Driving Cycle (NEDC) um 5% reduziert werden kann. Diese Verbrauchsvorteile sind direkt mit einer Minderung der Emissionen, einschließlich CO<sub>2</sub> Emissionen, in gleicher Größe zu setzen. Ziel des Vorhabens ist es den kompletten Kurbeltrieb eines Versuchsträgers in der Bauweise des Adaptive Bearing zu lagern und damit das Potenzial der Reibungsminderung zu belegen. Das Projekt beinhaltet die Entwicklung und bedarfsgerechte Konstruktion mit begleitender Simulation, die Fertigung der Prototyp Komponenten, die Erprobung und detaillierte Untersuchung auf dem Mechanikprüfstand und die Quantifizierung des Verbrauchs- und Emissionsvorteils unter realen Betriebsbedingungen auf dem Thermodynamik Prüfstand.</p>					

Die Hauptziele des Programms sind, an einem Otto Turbomotor, der eine reine Wälzlagerung durch zu hohe Lasten nicht zulässt, die Funktion, Haltbarkeit und das Emissionsminderungspotenzial über den Verbrauch unter realen Betriebsbedingungen zu untersuchen. Besondere Aufmerksamkeit bei der Entwicklung und den Untersuchungen erfordert dabei die Funktion und das Verhalten der Wälzlagerung im Übergangsbereich zur Gleitlagerung, die Lagerfunktion bei hoher dynamischer Last und das Verhalten der Wälzkörper bei andauernder Funktion im Gleitlagerbereich.

Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • <http://www.dbu.de>

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

- Auswahl des Funktionsträgers (Opel Z20 LER – 200PS) und Anschaffung von 2 Motoren.
- Schaffung der Datenbasis:
  - Bau der Motorsteuerung, Applikation an Motor 1 auf Motorprüfstand, Grundbedatung, und Triebwerksvermessung hinsichtlich Verbrauch, Reibung, Temperaturen und Akustik.
  - Basisvermessung am Mechanikprüfstand (Motor 1): Reibung (nur Hauptlager / Vollmotor), Temperaturen und Akustik
  - Vermessung Ölpumpe Motor 1 am Mechanikprüfstand zur Ermittlung des Leistungskennfeld
  - Zerlegung und Vermessung Motor 2 zur Erstellung von CAD Modellen
- Computersimulationen / Konzepte zum adaptiven Lager: Aufbau, Struktur, Dynamik, Toleranzen
- Konzeptionierung, Berechnung, Konstruktion und Bau eines Lagerprüfstands zum Messen kleinster Drehmomente unter hohen Lasten an einzelnen Prototypenlagern
- Validierung der Funktion des Lagerprüfstands
- Entwicklung des adaptiven Lagers am Lagerprüfstand
  - Wälzkörper, Käfig, Ölabscheidung, Gleitlager, Lastverhalten, Akustik, Spiele und Toleranzen, Haltbarkeit
  - Untersuchung verschiedener Lagertypen: industrielles Wälzlager, Vollumschlossenes AB-Lager inkl. nur Wälz- und nur Gleitlager, geteiltes AB-Lager in Konfiguration für Motoreinbau
- Entwicklung des Wälzkörpers durch Tests und Messungen an Wälzkörpern nach verschiedenen Fertigungsmethoden in Zusammenarbeit mit dem Aachener Institut für Werkstoffanwendungen im Maschinenbau (IWM)
- Erarbeitung von Konzepten zur Motorintegration der adaptiven Lagerung in Interaktion mit Simulationen und Versuchsergebnissen: Block, Pleuel, Pleuel, Hauptlager
- Detailkonstruktion und Fertigung der Komponenten
- Messungen und Untersuchungen am Mechanikprüfstand: Reibung, Temperaturen, Akustik
- Messungen und Untersuchungen am Motorprüfstand: Verbrauch, Reibung, Akustik und Haltbarkeit

Zum Projektabschluss steht die Bewertung der adaptiven Lagerung hinsichtlich des Potenzials zur Minderung der Reibleistung und Emissionen. Weiterhin wird die Haltbarkeit bewertet.

### **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

- Präsentation der Technik und deren Weiterentwicklung an der Universität in Győr (Audi) Dezember 2008,2009,2010
- Fachvortrag auf der VDI Tagung für Gleit- und Wälzlagerung Juni 2009
- Ausstellung und Präsentation der Technik auf dem Wiener Motorensymposium 2009,2010
- Ausstellung und Präsentation der Technik auf dem Aachener Motorenkolloquium 2009

### **Fazit**

Die prinzipielle Funktion der Adaptiven Lagerung und das Potenzial zur Reibminderung wurde im Projekt nachgewiesen. Im Thermodynamikversuch blieb das Reibminderungspotenzial der adaptiven Lagerung durch erhöhte Axialbewegungen der Pleuelwelle noch unter dem Möglichen. Ein Käfigkonzept mit verbesserter Rollenführung und eine reibungsarme axiale Lagerung der Pleuelwelle versprechen eine deutliche Ausweitung des Reibminderungspotenzials. Das akustische Verhalten der adaptiven Lagerung war durchweg unauffällig. Die Belastbarkeit und Haltbarkeit der adaptiven Lagerung kann dem Entwicklungsstand entsprechend mit sehr gut beziffert werden.

Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • <http://www.dbu.de>

## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	4
Verzeichnis von Bildern und Tabellen	5
Verzeichnis von Begriffen und Definitionen	6
1. Zusammenfassung	7
2. Einleitung	8
3. Hauptteil	
3.1. Wälzkörperentwicklung	11
3.2. Versuchsträger und Datenbasis	17
3.3. Lagerentwicklung	23
3.4. Konstruktive Motorintegration	33
3.5. Adaptiv gelagerter Motor am Schleppprüfstand	36
3.6. Adaptiv gelagerter Motor am Thermodynamikprüfstand	41
4. Fazit	43
5. Veröffentlichungen	44

## Verzeichnis von Bildern und Tabellen

	Seite
Bild 1: Reibanteile von Motorkomponenten über Drehzahl – Betriebswarmer Motor...	8
Bild 2: Arbeitsbereiche im AB-Lager, CAD-Modell AB-Pleuellager.....	9
Bild 3: Abgleich FEM Simulationen.....	11
Bild 4: Deformationen und Spannungen Kugel - Zylinderrolle .....	12
Bild 5: Deformationen und Spannungen der Hohlrolle.....	13
Bild 6: Kraftverteilung auf Rollen im AB-Lager.....	14
Bild 7: IWM Messungen an gefertigten Hohlrollen.....	15
Bild 8: Lagerprüfstand .....	16
Bild 9: Gebauter Lagerprüfstand.....	16
Bild 10: Drehmomententwicklung aktueller Verbrennungsmotoren (Otto) .....	17
Bild 11: Erstellung von Konstruktionsmodellen.....	18
Bild 12: Basisvermessung Motor 1, Temperatursensorik an Hauptlagerstellen.....	19
Bild 13: Zylinderdruckindizierung und Turbolader Drehzahlsensor.....	19
Bild 14: gemessene Reibleistungen am Basismotor.....	20
Bild 15: Ölpumpenprüfstand .....	21
Bild 16: Basismotor auf Schleppprüfstand .....	22
Bild 17: Schleppmessungen am Basistriebwerk .....	22
Bild 18: Tabelle zur Toleranzanalyse.....	24
Bild 19: Zulässige dynamische Hertz'sche Pressung für verschiedene Stähle.....	24
Bild 20: Scheibenkäfig, Pleuelschnitt mit Scheibenkäfig.....	25
Bild 21: Testlager für Komponentenprüfstand .....	26
Bild 22: Reibungseinfluss durch Ölmenge .....	27
Bild 23: Einfluss Gleitlagerspiel auf Reibleistung (6000 N Last, +20µm Spiel) .....	27
Bild 24: Vergleichsmessung Hohlrollen zu Vollrollen.....	28
Bild 25: Definition des AB Arbeitsbereichs über Messungen des Losbrechmoments	29
Bild 26: FAG Industrielager.....	29
Bild 27: Adaptives Lager in geteilter Bauweise.....	30
Bild 28: Reibminderungspotenzial der adaptiven Lagerung bei 2700 N Last .....	31
Bild 29: Lastprofil und Komponenten des ersten Dauerlaufs .....	31
Bild 30: Messmatrix am Komponentenprüfstand .....	32
Bild 31: CAD Schnitt durch die Motorschottwand .....	33
Bild 32: Konzept zur Integration der adaptiven Lagerung in Motorblock.....	34
Bild 33: Deformationen des Lagerrings nach Verschraubung.....	34
Bild 34: Integrationskonzept der adaptiven Lagerung.....	35
Bild 35: Zusammenbau AB-Motor.....	37
Bild 36: Schleppmessungen AB-Motor zu Basismotor .....	38
Bild 37: Zusammenfassung der AB-Motor Messergebnisse vom Mechanikprüfstand	39
Bild 38: Vergleich der Motorakustik zwischen AB-Motor und Basismotor.....	40
Bild 39: AB-Motor am Thermodynamikprüfstand .....	41
Bild 40: Gemessene prozentuale Kraftstoffverbrauchsänderung des AB-Motors.....	42
Bild 41: Neues Käfigkonzept zur Verbesserung der Rollenführung.....	43

## Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

Verwendete Abkürzungen:

AB	Adaptive Bearing
$p_{mr}$	Reibmitteldruck
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck
NEDC	Neuer europäischer Fahrzyklus
FEM	Finite Elemente Methode

## Literaturverzeichnis

- [1] Schaeffler – [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com)  
Kreative Technik für Automobile
- [2] Dipl.-Ing C. Tiemann, Dipl.-Ing M. Kalenborn, Dr.-Ing K. Orlowsky, Dr.-Ing C. Steffens,  
Dr.-Ing. W. Bick  
Ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion - Wälzlagerung im Verbrennungsmotor  
MTZ 04/2007
- [3] J. Affenzeller, H. Gläser  
Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren
- [4] R. Golloch  
Downsizing bei Verbrennungsmotoren
- [5] Prof. Dr.-Ing. T. Esch  
Umweltprobleme der Kolbenmotoren

## 1. Zusammenfassung

Die Optimierung von aktuellen und zukünftigen Verbrennungsmotoren hinsichtlich Effizienz und Schadstoffreduktion ist von bedeutender Umweltrelevanz. Dabei ist die Vermeidung von Emissionsentstehung gegenüber der aufwändigen Reinigung von Abgasen, die sinnvollere Vorgehensweise. Die Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren ist hier ein sehr wirksamer Ansatzpunkt.

Um dieses Ziel zu erreichen, hat die Firma Meta GmbH das adaptive Lager konzipiert, welches das Potenzial hat, die Reibleistung im Kurbeltrieb, auch von hochbelasteten Verbrennungsmotoren, deutlich zu reduzieren.

Innerhalb des durch die deutsche Bundesumweltstiftung geförderten Vorhabens unter dem Aktenzeichen 25518-24/0, wurde das Konzept der adaptiven Lagerung zur Potenzialerörterung für einen modernen aufgeladenen Ottomotor entwickelt.

Im Fokus des Projektes stand zu Beginn die Entwicklung einer geeigneten Wälzkörpergeometrie, die in der Lage ist hohe Lasten zu tragen und dabei zusätzlich die nötige Elastizität aufweist. Über Simulationen mit Hilfe der Finite Elemente Methode und praktische Untersuchungen in Zusammenarbeit mit dem Aachener Institut für Werkstoffanwendungen im Maschinenbau (IWM) konnte die Hohlrolle als erfolgversprechende Geometrie ermittelt werden. Über einen eigens für die Entwicklung der adaptiven Lagerung entwickelten Prüfstand, konnte das Lager mit all seinen Bestandteilen, Parametern und Einflussgrößen für den Einsatz im Versuchsmotor getestet und optimiert werden.

Parallel wurden zwei Zielmotoren angeschafft. Motor eins wurde, als Zielmotor zum späteren Einbau der adaptiven Lagerung, mit der entsprechend für den Einsatz entwickelten und gebauten Motorsteuerung auf dem Motorprüfstand in Betrieb genommen im Kennfeld bedatet und ausführlich hinsichtlich Verbrauch, Reibleistung und Akustik vermessen. Anschließend wurde die Reibung des Vollmotors, der Hauptlager und das akustische Verhalten durch Schleppmessungen auf dem Mechanikprüfstand gemessen. Zur Ermittlung der konstruktiven Datenbasis wurde Motor zwei für die Erstellung von CAD-Modellen zerlegt und geometrisch aufgenommen.

Am Lagerprüfstand wurden in der Zwischenzeit vielfältige Lageruntersuchungen durchgeführt und eine Lagervariante definiert, die in den Versuchen einen Reibvorteil von bis zu 50% gegenüber der konventionellen Gleitlagerung zeigte. Diese Variante wurde konstruktiv für den Zielmotor umgesetzt und die folgenden erforderlichen Hauptkomponenten wurden gefertigt: Kurbelwelle, Hauptlager, Pleuellager, Pleuel, Lagerringe, Lagestuhl (Bedplate), Ölwanne und diverse Kleinteile.

In den folgenden Untersuchungen auf dem Mechanik- und Thermodynamikprüfstand wurde ein Reibvorteil bei niedrigen Öltemperaturen und ein Reibnachteil bei hohen Öltemperaturen festgestellt. Aus den Schleppmessungen konnte die durch die Wälzlager angeregte Axialbewegung und das daraus folgende Anlaufen der Kurbelwelle im Axiallager als Reibungsverursacher identifiziert werden. Das akustische Verhalten der adaptiven Lagerung zeigte durchweg keine Auffälligkeiten. Das sonst für Wälzlager typische metallische kreischen trat nicht auf.

Um die vielversprechenden Ergebnisse aus dieser ersten Motorapplikation weiter auszubauen, ist es sinnvoll durch Optimierung der Hauptlagergeometrie und Umgestaltung der axialen Kurbelwellenführung das Potenzial der adaptiven Lagerung zur Reduzierung der Reibleistung weiter zu erhöhen.

## 2. Einleitung

In den letzten Jahren hat Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) für die Automobilindustrie als klimaschädliches Abgas eine hohe Bedeutung bekommen. Zukünftige Abgas Gesetzgebungen und die direkte Kopplung von Verbrauch an CO<sub>2</sub> Emissionen erfordern die Umsetzung von verbrauchsreduzierenden Maßnahmen massiver als je zuvor. Betrachtet man die Aufteilung der abgegebenen Motorleistung im verbrauchsrelevanten Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEDC), wird deutlich, dass die Motorreibung im zeitlich dominierenden Stadtverkehr einen Anteil von etwa 35% hat. Ein theoretisch reibungsfreier Motor würde dementsprechend, bei konstantem inneren Wirkungsgrad, im Stadtverkehr 35% weniger Kraftstoff verbrauchen und 35% weniger CO<sub>2</sub> emittieren. Dieser Aspekt verdeutlicht, dass die Reduzierung der Reibleistung von Verbrennungsmotoren eine wirkungsvolle Maßnahme zur Minderung von Emissionen und Schonung der Ressourcen darstellt.

Die Reibleistung eines Verbrennungsmotors hängt im wesentlichen von der Drehzahl ab und lässt sich den Komponenten Ventiltrieb, Kolbengruppe, Wasserpumpe, Ölpumpe und Kurbeltrieb zuordnen (Bild 1).

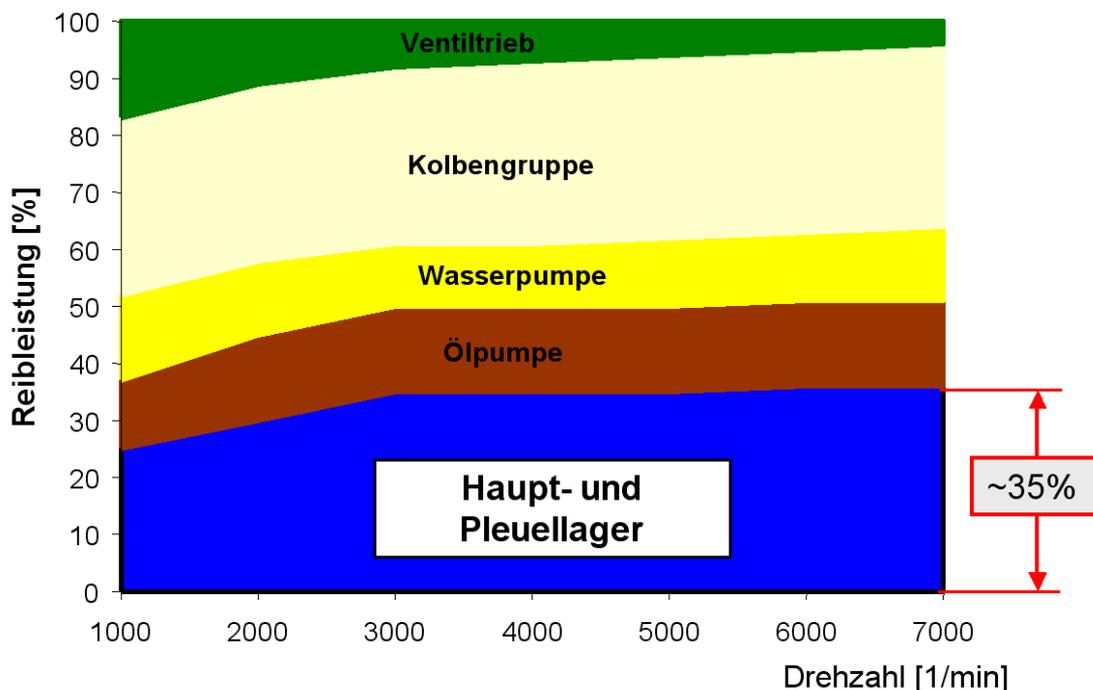


Bild 1: Reibanteile von Motorkomponenten über Drehzahl – Betriebswarmer Motor

In einigen Bereichen hat sich die Wälzlagerung als wirkungsvolle Maßnahme zur Reduzierung der Reibleistung bereits etabliert. So gehören wälzgelagerte Rollenschlepphebel im Ventiltrieb bereits seit Jahren zum Stand der Technik.

Weiterhin haben wälzgelagerte Nocken- und Ausgleichswellen ihr Reibminderungspotenzial von etwa 50% bewiesen [1] und eine serientaugliche Reife erlangt. Für den Anwendungsfall Kurbeltrieb, der neben der Kolbengruppe mit 35% Anteil an der Gesamtreibleistung den Hauptverursacher von Reibung darstellt, gab es bisher nur zögerliche Vorstöße. So haben wälzgelagerte Kurbeltriebe zwar bereits ihr Potenzial zur Reibminderung unter Beweis gestellt [2], sind bisher jedoch in nur relativ schwach belasteten Saugmotoren mit unter 100 Nm pro Liter Hubraum zum Einsatz gekommen.

Durch Downsizing weisen moderne Motoren bei hoher Aufladung kleinere Hubräume und hohe Zylinderdrücke auf. Hierdurch kommen spezifische Drehmomente von über 170 Nm pro Liter Hubraum zustande. Es kommt in den Haupt- und Pleuellagern zu Belastungsspitzen die von Wälzlagern im vorhandenen Bauraum nicht mehr getragen werden können.

Um das viel versprechende Potenzial der reibungsarmen Lagerung von Kurbeltrieben dennoch zu erschließen, ist es notwendig, neue Ansätze zu verfolgen und neue Techniken zu entwickeln.

Die von der Firma Meta konzipierte Technik der adaptiven Lagerung (AB) stellt einen solchen neuen Ansatz dar, die reibungsarme Wälzlagerung dauerhaft auch in hochbelastete Motoren zu integrieren.

Hydrodynamische Gleitlager weisen bei geringem Bauraumbedarf eine hohe Tragfähigkeit auf und sind bei ausreichender Gleitgeschwindigkeit unempfindlich gegen stoßartige Belastungen. Aufgrund dessen kommen sie in allen modernen Verbrennungsmotoren im PKW-Bereich zum Einsatz. Sie haben jedoch den Nachteil einer hohen Reibleistung, die mit Last und Drehzahl deutlich ansteigt.

Ein Gleitlager besitzt bei zentrischem Lauf der Welle eine sehr niedrige Steifigkeit, die erst zu großen Exzentrizitäten der Welle, und damit zu sehr kleinen Schmierfilmen hin, deutlich zunimmt. Dies führt dazu, dass die Welle im Gleitlager schon bei geringen Belastungen große Exzentrizitäten mit kleinen Schmierfilmen aufweist und damit ein ansteigendes Reibniveau erzeugt.

Wälzlager wiederum haben annähernd eine lineare Steifigkeit und ein sehr geringes Reibniveau. Steigt die Belastung an, vergrößert sich die Flächenpressung in den Kontaktflächen zwischen den Wälzkörpern und der Lauffläche. Wird dabei der materialspezifische Grenzwert überschritten, kommt es zu plastischen Deformationen und Lagerschäden. In einem wälzgelagerten Verbrennungsmotor tritt dieser kritische Betriebspunkt auf, wenn die Gaskraft die Lagerstellen belastet.

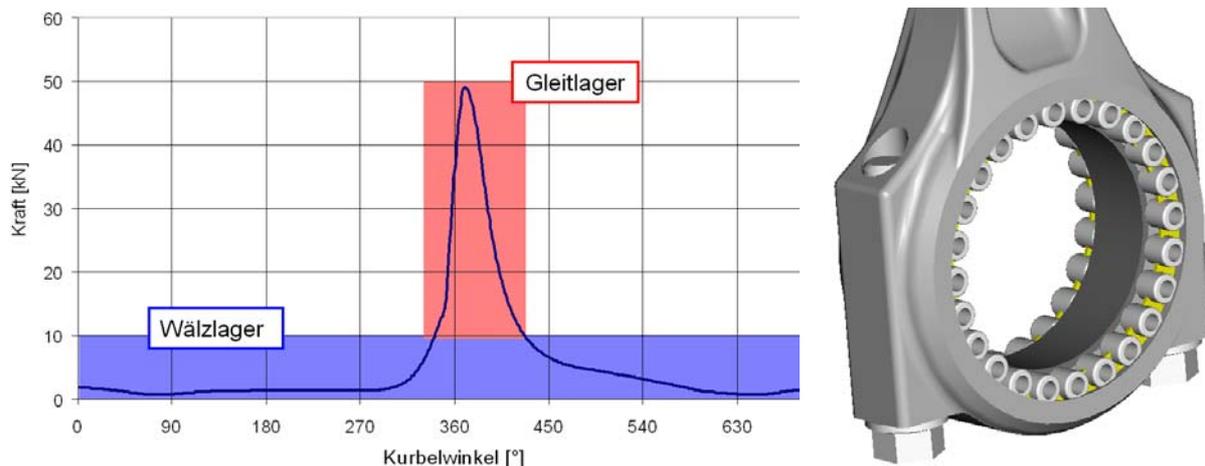


Bild 2: Arbeitsbereiche im AB-Lager, CAD-Modell AB-Pleuellager

Um das Wälzlager vor diesem kritischen Belastungszustand zu schützen, hat die Firma Meta GmbH das adaptive Lager konzipiert. Das adaptive Lager besteht aus einer Kombination von Wälz- und Gleitlagerung und macht sich deren unterschiedliche Steifigkeitsverläufe zu nutze (Bild 2). Ist die Belastung des adaptiven Lagers gering,

wird die Welle durch die Wälzlagerung zentrisch im Gleitlager geführt. So bleiben die Schmierpalte im Gleitlager groß und das Reibniveau niedrig. Mit ansteigender Last beginnen die Wälzkörper sich zu deformieren und der Schmierpalt im Gleitlager verkleinert sich, bis letztendlich das Gleitlager Tragfunktion übernimmt. In diesem Betriebszustand muss sich das Wälzlager immer noch im elastischen Deformationsbereich befinden und die Steifigkeit vom Gleitlager ist so groß, dass sich die weitere Deformationen für die Wälzkörper maximal in einem Bereich von 2  $\mu\text{m}$  bewegt.

Ziel des Vorhabens ist es den kompletten Kurbeltrieb eines Versuchsträgers in der Bauweise des Adaptive Bearing zu lagern und damit das Potenzial der Reibungsminderung zu untersuchen. Schwerpunkt war dabei zunächst die Entwicklung und Untersuchung der Lagerkomponenten mit Ermittlung der entsprechenden Einflussgrößen, insbesondere betreffend der Wälzkörper. Weiterhin beinhaltet das Projekt die bedarfsgerechte Konstruktion mit begleitender Simulation, die Fertigung der Komponenten, die Untersuchung auf dem Mechanikprüfstand und die Quantifizierung des Verbrauchs- und Emissionsvorteils unter realen Betriebsbedingungen auf dem Thermodynamikprüfstand.

Folgende Schritte zum Erreichen der Ziele wurden durchgeführt:

- Kozeptionierung, Entwicklung, Bau und Funktionsüberprüfung eines Prüfstands zur Entwicklung der Lagertechnik
- Simulation des Verhaltens der Wälz- und Gleitlagerkomponenten sowie des Pleuels und der Kurbelwelle in unterschiedlichen Belastungszuständen zur Auslegung und Konstruktion der Komponenten.
- Auswahl des Versuchsträgers und Erfassung der Datenbasis: CAD, Reibung (Mechanikprüfstand), Verbrauch und Reibleistung (Motorprüfstand mit Meta Motorsteuerung)
- Entwicklung des adaptiven Lagers mit Untersuchung und Entwicklung der Einflussgrößen
- Konstruktion des adaptiven Lagers für Kurbelwelle und Pleuel unter Berücksichtigung der Implementierung erforderlicher Messtechnik und Auswahl der geeigneten Werkstoffe und Härteverfahren.
- Die Fertigung umfasst zwei komplette Sätze Komponenten (AB für Haupt- und Pleuellager, Hauptlagerbügel, Kurbelwelle, Pleuel) zuzüglich Ersatzteile und Bearbeitung der Kurbelgehäuse.
- Systemvorbereitung, Applizierung der Messtechnik für Tests und Messungen auf dem Mechanikprüfstand
- Tests und Messungen auf dem Mechanik- und Thermodynamikprüfstand unter realen Randbedingungen wie hohe Drehzahlen und hohe Lasten.
- Abschließende Systembewertung nach Emissionsminderungspotenzial, Haltbarkeit, akustischem Verhalten und Umsetzbarkeit.

### 3. Hauptteil

#### 3.1 Wälzkörperentwicklung:

In der Entwicklung der adaptiven Lagerung kommt dem Wälzkörper eine besondere Bedeutung zu. Der Wälzkörper muss zwei wichtige gegenläufige Anforderungen erfüllen. Auf der einen Seite muss er eine hohe Tragfähigkeit aufweisen, um einen möglichst großen Betriebsbereich wälzgelagert zu fahren und damit möglichst viel Reibung einzusparen, andererseits muss der Wälzkörper ausreichend elastisch sein um sich bei Spitzenlasten soweit elastisch deformieren zu können, dass das Gleitlager die Tragfunktion übernimmt. Aufgrund der Komplexität die dem Wälzkörper als Schlüsselkomponente zufällt, wurden intensive theoretische Analysen und praktische Versuche durchgeführt.

In konventionellen Wälzlagern werden in der Regel Kugeln, Zylinderrollen oder Tonnen eingesetzt. Kugeln haben den Vorteil, dass sie wenig Reibung haben, hohe Drehzahlen bewältigen können und relativ elastisch sind. Über die punktuelle Kontaktfläche zwischen den Laufpartnern entstehen allerdings bei geringen Kräften schon hohe Flächenpressungen und dadurch bedingt recht niedrige Tragfähigkeiten. Zylinderrollen wiederum weisen durch den Linienkontakt zwischen den Laufpartnern eine hohe Tragfähigkeit auf, sind jedoch nur gering elastisch deformierbar. Tonnen sind in ihren Eigenschaften der Zylinderrolle ähnlich, haben aber zusätzlich die Eigenschaft der Unempfindlichkeit gegenüber einem Verkippen des Lagers. In der Fertigung sind die Tonnenlager durch die Anforderung der passgenauen Radien sehr aufwändig und scheiden somit für die Anwendung der adaptiven Lagerung vorerst aus.

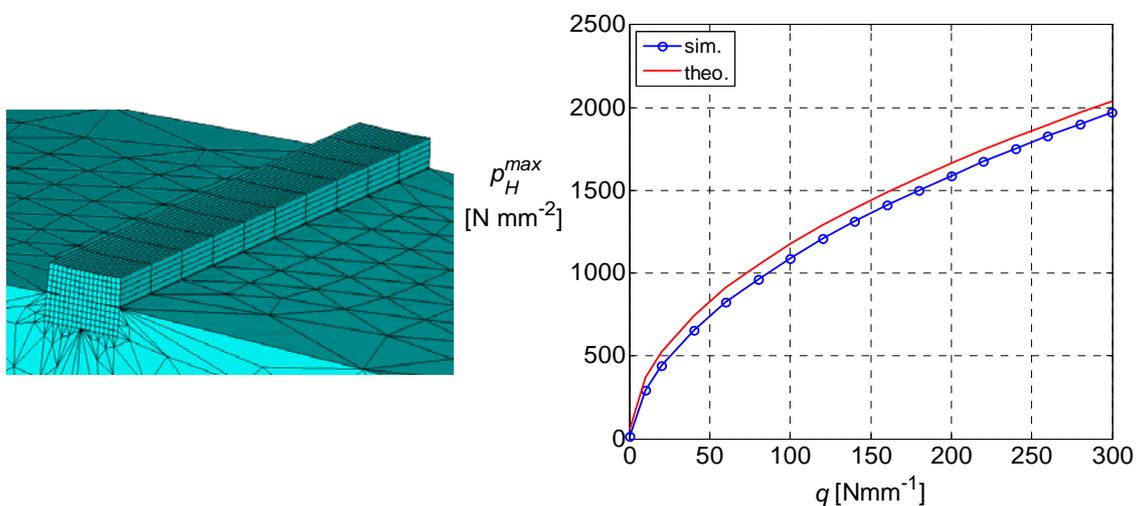


Bild 3: Abgleich FEM Simulationen

Für Kugeln und Rollen aus Vollmaterial sind geschlossene Lösungen zur Ermittlung der Flächenpressungen und Deformationen nach Hertz existent. Um jedoch die exakte Geometrie von Sonderformen, und damit auch die Lastverteilung berücksichtigen zu können, ist die Simulation mit der Finite Elemente Methode erforderlich. Erste Referenzsimulationen mit Vollrollen zeigten dabei erhebliche Abweichungen zu den theoretischen Lösungen nach Herz. Erst nach mehreren Optimierungsschritten konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen FEM Simulationen und der theoretischen Lösung erreicht werden (Bild 3).

Auf dieser Basis konnten nun weiterführende Simulationen bezüglich der Wälzkörperentwicklung durchgeführt werden.

Als Randbedingung wurde für die adaptive Lagerung ein Gleitlagerspiel im üblichen Bereich von 0,8 bis 1,2 Promille festgelegt. Hieraus ergibt sich bei einem Lagerdurchmesser von 50mm ein Lagerspiel, und damit Arbeitsbereich, von radial 20µm bis 30µm. In diesem Arbeitsbereich zwischen 20 und 30µm zuzüglich eines Sicherheitsbereiches muss sich demnach der Wälzkörper elastisch deformieren können, damit kein mechanisches Versagen auftritt.

Die Kugel als einfachster und preiswertester Wälzkörper wurde zunächst angestrebt, da er sich durch ein gutes Deformationsverhalten auszeichnet. Es stellte sich jedoch über die Simulationen heraus, dass bereits an der Untergrenze der erforderlichen Deformationen Hertz'sche Pressungen über dem dynamisch dauerhaftesten Bereich von 1500 N/mm<sup>2</sup> entstehen und die dabei möglich zu übertragenden Kräfte durch die punktuelle Kontaktfläche über das Wälzlager recht gering sind (Bild 4).

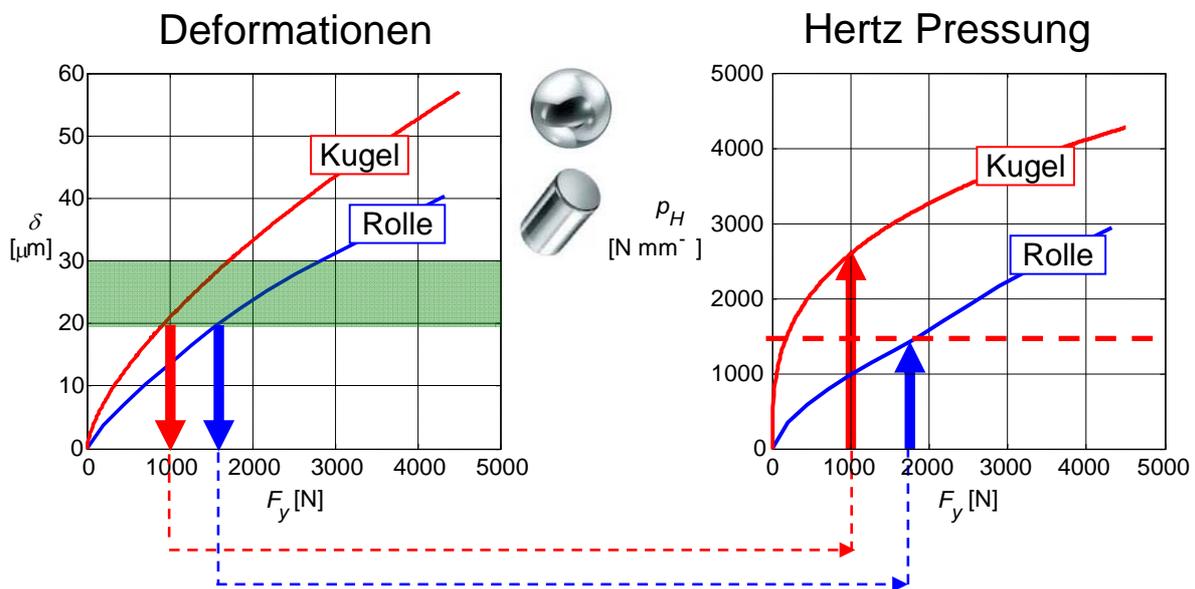


Bild 4: Deformationen und Spannungen Kugel - Zylinderrolle

Eine deutlich bessere Tragfähigkeit weist die Zylinderrolle durch ihre rechteckige Kontaktfläche auf. In dem Bereich der erforderlichen Deformationen von größer 20µm entstehen jedoch auch bei der Zylinderrolle in der Kontaktfläche Spannungen, die an der Grenze des dynamisch erträglichen Bereichs der Materialien liegen. Zur Nutzung der Zylinderrolle ist also eine zusätzliche Elastizität erforderlich. Hier wurde die Idee der Hohlrolle eingebracht. Auf diesem Weg wird die Elastizität des Wälzkörpers über den Innendurchmesser steuerbar. Der reduzierten Tragfähigkeit der Zylinderrolle fällt dabei eine untergeordnete Rolle zu, da sie immer noch wesentlich über der Kugel liegt. Bild 5 zeigt für eine Hohlrolle in der Dimension 6 x 6mm das Deformations- und Spannungsverhalten. Geht man nun von einer dynamischen Grenzflächenpressung von 1500 N/mm<sup>2</sup> für Wälzlagerstahl aus, ergibt sich eine mögliche zu übertragende Kraft je Wälzkörper.

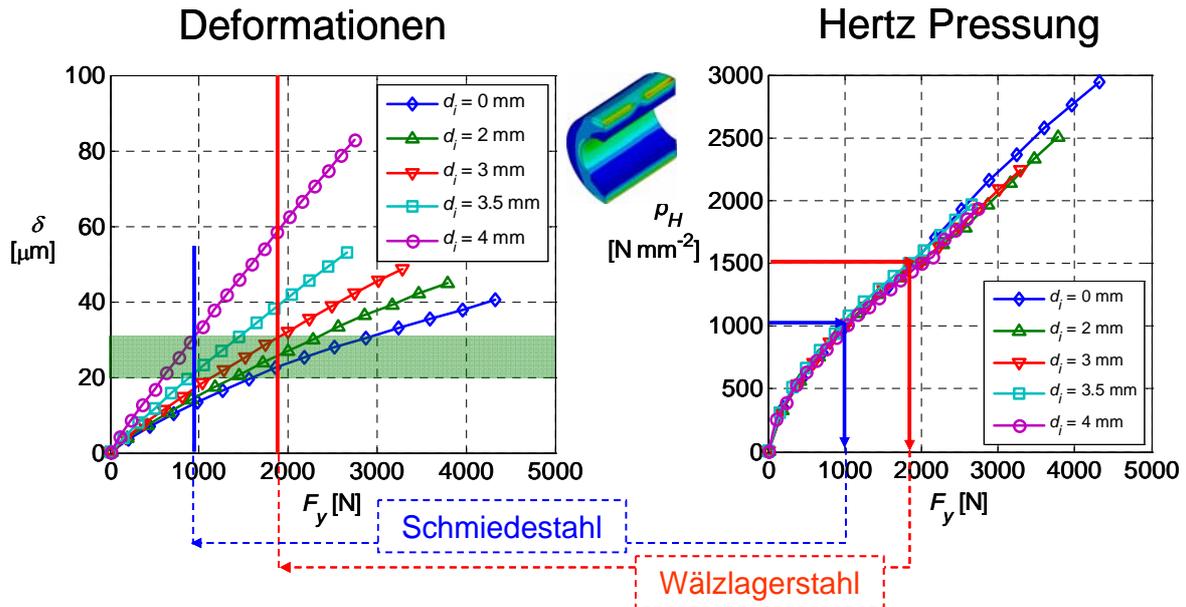


Bild 5: Deformationen und Spannungen der Hohlrolle

Da in dem betrachteten Bereich die Hertz'schen Pressungen nahezu unabhängig vom Innendurchmesser der Rolle sind ist dieser Wert nur von der zulässigen Flächenpressung abhängig. Wird die zulässig zu übertragende Kraft in das linke Deformationsdiagramm eingezeichnet (rote Linie), erkennt man, dass sich über den Innendurchmesser der passende Deformationsbereich einstellen lässt. In diesem Fall liegt der Innendurchmesser von 3mm über dem geforderten Bereich von 30 $\mu$ m. Um eine Deformationsreserve über Systemtoleranzen abzufangen, wurde für eine 6x6mm Rolle ein Innendurchmesser von 3,5mm definiert. Weiterhin ist erkennbar, dass sich für einen gegebenen Deformationsbereich die Hertz'sche Pressung über den Innendurchmesser der Rollen einstellen lässt und somit auch Werkstoffe mit geringerer Festigkeit als Wälzlagerstähle verwendet werden können.

Um die aus der Tragfähigkeit einer einzelnen Rolle resultierende Tragfähigkeit eines gesamten Pleuellagers abzuleiten, ist es erforderlich das Tragbild bzw. die Kraftverteilung auf die Rollen, innerhalb des Lagers zu ermitteln. Hierzu wurde eine Berechnung mit Hilfe der Finiten Elemente Methode an einem vorläufigen Pleuel durchgeführt, die bei einer Deformation von 25 $\mu$ m in der Lagermitte eine zu übertragende Kraft von etwa 10.000N ergab (Bild 6). Dieses Simulationsergebnis entsprach sehr gut dem angestrebten Übertragungsbereich zwischen 10kN und 15kN, wodurch hiermit eine erste Auslegung definiert werden konnte.

Im folgenden Schritt ging es um die Beschaffung der Wälzkörper, da diese auf dem Markt nicht als Serienbauteile verfügbar sind. Eine Recherche über in Frage kommende Hersteller führte zu der Firma Eich aus Hattingen als Produzent für Sonderlager in kleinen Stückzahlen. Die Firma Eich erklärte sich nach Erläuterung der Sachlage dazu bereit, 400 Stück Wälzkörper aus Vollmaterial inklusive der nötigen Härte- und Wärmebehandlungsverfahren herzustellen. Da dieser Herstellungsvorgang in Anbetracht der vorläufigen Stückzahlen für einen kostendeckenden Preis nicht in vertretbarer Höhe durchzuführen ist, waren hier trotz des sehr entgegenkommenden Verhaltens der Firma Eich sehr lange Lieferzeiten von mehreren Wochen in Kauf zu nehmen.

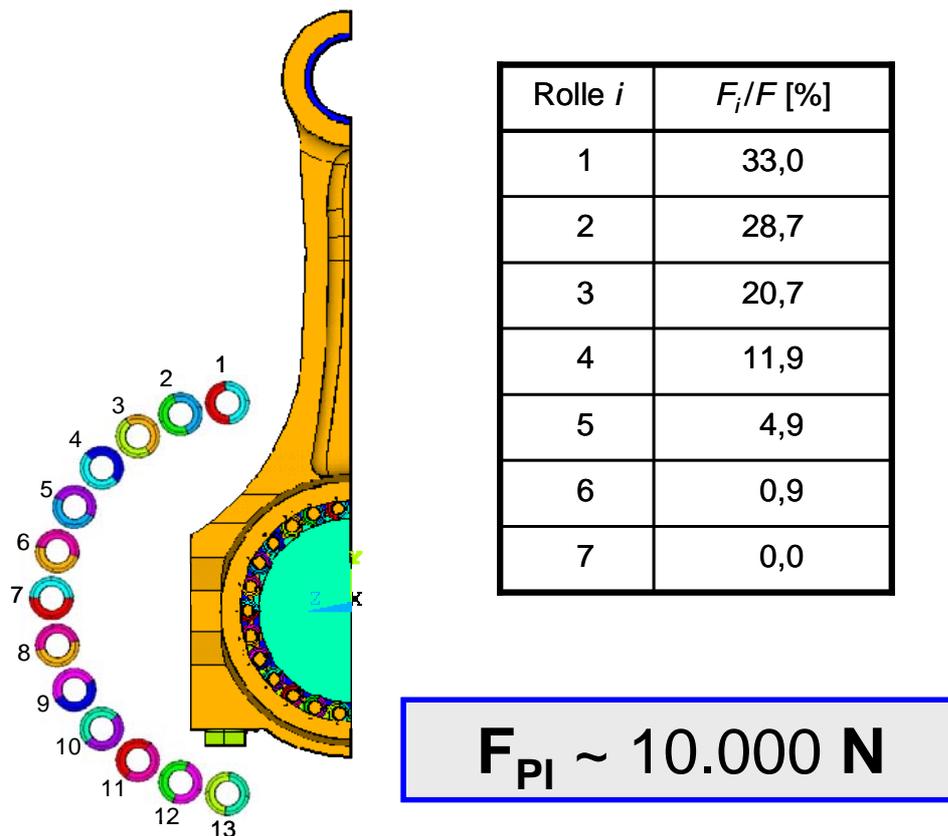


Bild 6: Kraftverteilung auf Rollen im AB-Lager

Über die Wälzkörperherstellung der Firma Eich hinaus, wurde als alternative Methode das recht kostenintensive Hohlerodieren von gekauften Serienwälzkörpern der Firma INA durchgeführt. Ein Hohlbohren der Wälzkörper ist aufgrund der sehr hohen Härte nicht möglich. Das Erodierverfahren hat den Vorteil, dass der Wälzkörper von seinen Außenabmessungen und Geometrien sehr exakt ist. Wälzkörper einer Charge bewegen sich im Außendurchmesser in einem Genauigkeitsbereich kleiner einem Mikrometer, was für die Toleranzkette eine ideale Voraussetzung darstellt. Weiterhin weist die Innenbohrung durch das Erodieren eine sehr gute Oberflächenqualität auf. Dies ist wichtig, um durch innen auftretende Zugspannungen keine Rissbildung zu provozieren.

Nach der Herstellung der Wälzkörper durch beide Verfahren, zeigte eine Vermessung bereits eine nicht durchgehende zentrische Lage der Innenbohrung bei den aus Vollmaterial gefertigten Wälzkörpern. Weiterhin entsprach die wichtige Abrundung der Wälzkörperkanten zur Lauffläche hin durch schärfere Kanten nicht der gewünschten Form. Um das Belastungsverhalten in praktischen Versuchen zu ermitteln und somit auch mit den Simulationen abgleichen zu können, entstand eine Zusammenarbeit mit dem Aachener Institut für Werkstoffanwendungen im Maschinenbau (IWM). Dort bestand die Möglichkeit einzelne Rollen zwischen Stahlplatten, die in ihrer Beschaffenheit exakt den späteren Laufpartnern entsprach, einzuspannen und die Reaktionskraft über dem Deformationsweg bis hin zum Bruch der Rolle zu messen. Bild 7 zeigt die Messung von jeweils drei der auf die verschiedene Art gefertigten Wälzkörper im Vergleich zu dem durch FEM Simulationen ermittelten Deformationsverhalten.

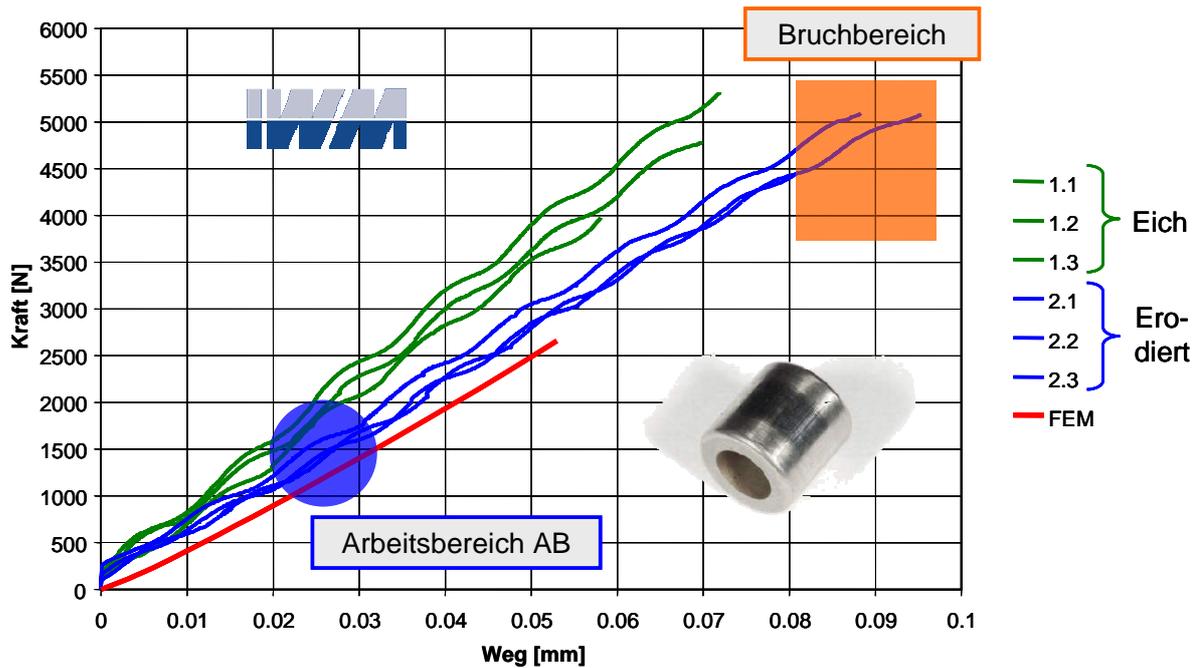


Bild 7: IWM Messungen an gefertigten Hohlrollen

Die erodierten Wälzkörper zeigten in den Messungen eine höhere Elastizität und ein geringeres Streuband hinsichtlich der Bruchkraft, die sich um 90µm und damit deutlich außerhalb des geplanten Arbeitsbereiches von 30µm bewegte. Über diese Ergebnisse wurde das Erodieren der Wälzkörper als zielführendes Fertigungsverfahren ausgewählt. Weiterhin konnte eine gute Übereinstimmung mit den Simulationen (FEM) gezeigt werden.

Zur Untersuchung verschiedener Geometrien der adaptiven Lagerung und Ermittlung der Einflussgrößen wäre der Weg, die Versuche am Zielmotor durchzuführen sehr aufwändig und teuer geworden. Aufgrund dessen wurde beschlossen, eine Prüfeinrichtung zu konzipieren, die das Untersuchen einzelner Lager hinsichtlich ihres Reibverhaltens zulässt. Die Herausforderung liegt hierbei in den sehr unterschiedlichen Größenordnungen zwischen Lagerlasten von größer 20.000N bei gleichzeitiger Messung von Reibmomenten kleiner 1Nm. Eine indirekte Messung über die Antriebsleistung eines treibenden Elektromotors erfordert ein herausrechnen der peripheren Lagerstellen, die ebenfalls eine nicht konstant Reibleistung haben und damit unbekannt sind. Für eine genaue Messung ist es erforderlich, das Reibmoment direkt an dem Lager zu messen. Hierzu wurde ein Lagerprüfstand entsprechend Bild 8 entwickelt. Die Lagerlast wird bei diesem speziellen Lagerprüfstand über Gewichte mit einem Hebelverhältnis von etwa 10:1 auf das Testlager aufgebracht. Über dieses Verfahren ist die Lagerlast, im Gegensatz zu z.B. hydraulischen Verfahren, sehr konstant. Die Federbleche fluchten direkt durch die Lagermitte und können so die Kraft drehmomentfrei auf die Messvorrichtung übertragen. Reibung im Testlager wird direkt auf das Lagergehäuse übertragen und kann nur über die mit einer Kraftmesseinrichtung versehenen Drehmomentstütze abgefangen werden. Multipliziert man diese Kraft mit dem Abstand zwischen der Kraftmesseinrichtung und der Lagermitte, erhält man direkt das Reibmoment.

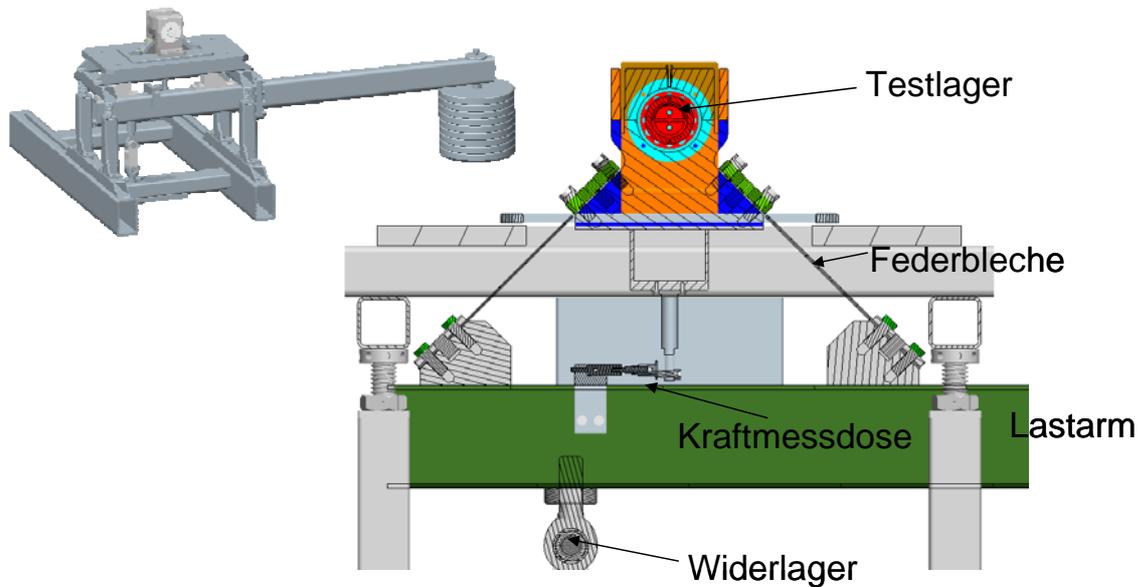


Bild 8: Lagerprüfstand

Vor der Umsetzung, der durch ihre Genauigkeitsanforderungen aufwendig zu fertigende Versuchseinrichtung, wurden intensive rechnerische Untersuchungen zum Einfluss von Fertigungsungenauigkeiten durchgeführt. Da keine unendliche Genauigkeit in der Fertigung zu erzielen ist, dürfen die möglichen Fertigungstoleranzen keinen nennenswerten Einfluss auf die Varianz der späteren Messergebnisse aufweisen. Ergebnis der Berechnungen waren lediglich geringfügig mögliche Messfehler, so dass beschlossen wurde die Prüfeinrichtung herzustellen (Bild 9).

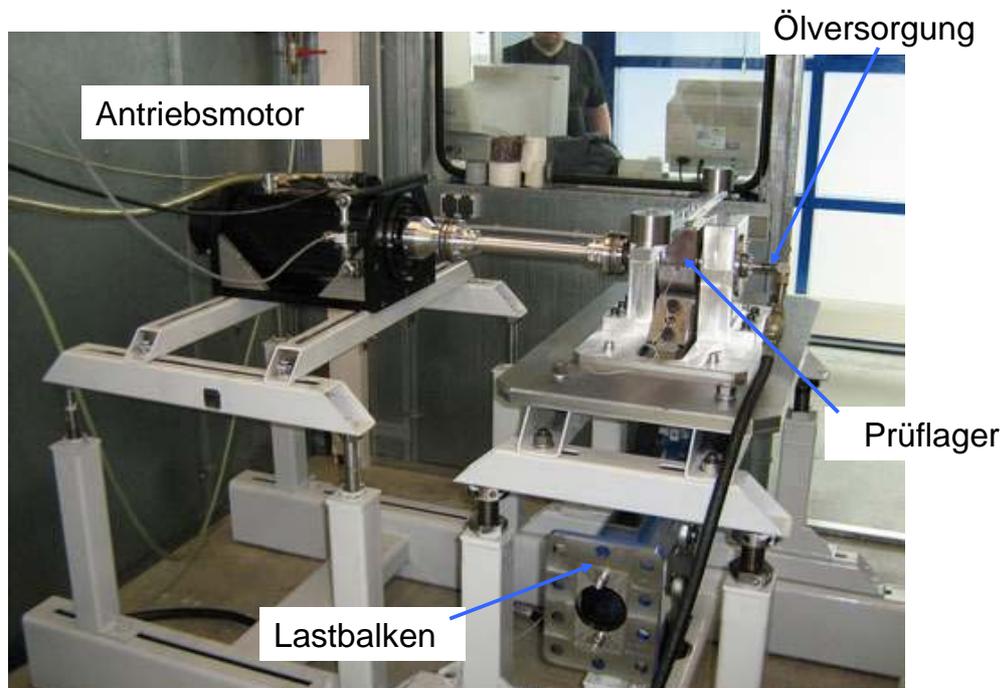


Bild 9: Gebauter Lagerprüfstand

Bei dem Prüfstands Aufbau wurde das Testlager extern mit Öl versorgt. Das Testlager konnte mit Öldrücken von 0bar bis 10bar und Öltemperaturen von 20°C bis 100°C betrieben werden. Damit das Öl bis zum Erreichen des Testlagers bei hohen Temperaturen nicht auskühlt, kann der gesamte relevante Bereich mit elektrischen Heizwiderständen auf die erforderliche Betriebstemperatur von bis zu 100°C gebracht werden.

### 3.2 Versuchsträger und Datenbasis

Parallel zu den im vorherigen Kapitel beschriebenen Wälzkörperentwicklungen, wurde ein Versuchsträger ausgewählt und die Datenbasis erfasst.

Zur eindeutigen Abgrenzung von bisher testweise ausgeführten wälzgelagerten PKW Motoren wurde ein Otto Turbo Motor ausgewählt. Es handelt sich dabei um ein 2.0l Opel Motor mit den Kennbuchstaben Z20 LER in der Leistungsvariante von 147kW (200PS). Bild 10 zeigt die Einordnung des ausgewählten Triebwerks in das drehmomentspezifisch obere Feld aktueller Ottomotoren.

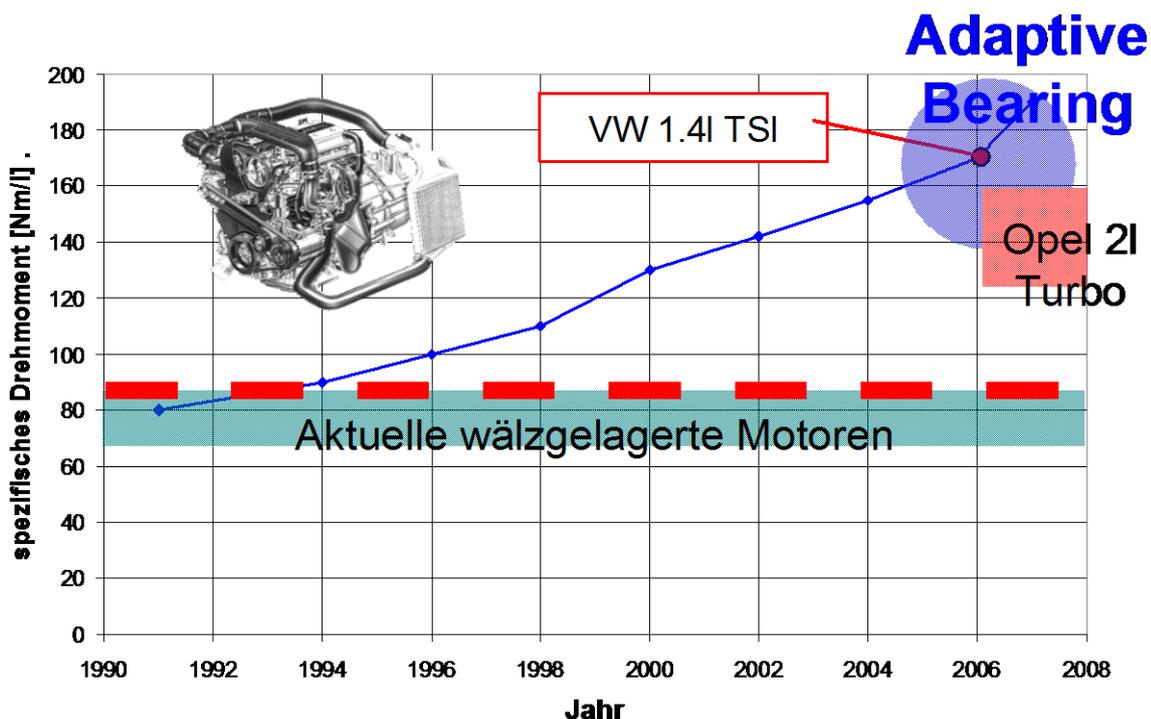
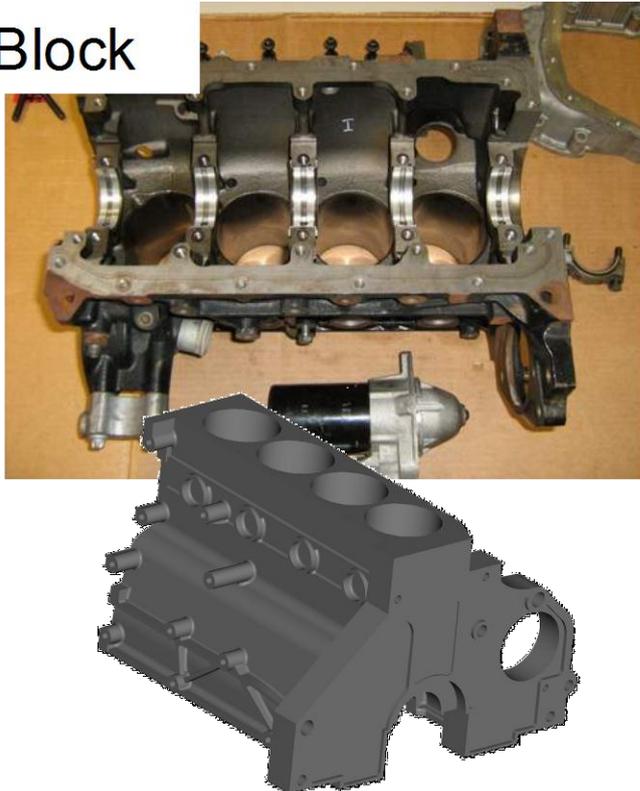


Bild 10: Drehmomententwicklung aktueller Verbrennungsmotoren (Otto)

Aktuell wird der Motor in den Modellen Opel Astra und Zafira in den OPC Varianten und im Speedster eingesetzt. Das Zylinderkurbelgehäuse besteht aus Grauguss und ist somit durch einen stahlähnlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten Toleranz unempfindlich gegenüber Temperaturschwankungen. Dies ist ein Vorteil betreffend der toleranzsensitiven Lagertechnik und entspricht zusätzlich dem auf dem Markt zu beobachtenden Trend für kleine hochbelastete Motoren.

Das ausgewählte Aggregat wurde in zweifacher Ausführung angeschafft. Motor eins wurde als Zielmotor zur späteren Integration der adaptiven Lagerung einer ausführlichen Basisvermessung unterzogen. Motor zwei wurde komplett zerlegt um relevante Bauteile geometrisch vermessen zu können und Konstruktionsmodelle zu erstellen. Bild 11 zeigt exemplarisch die Originale und die Konstruktionsmodelle vom Zylinderkurbelgehäuse und der Kurbelwelle.

Block



Kurbelwelle

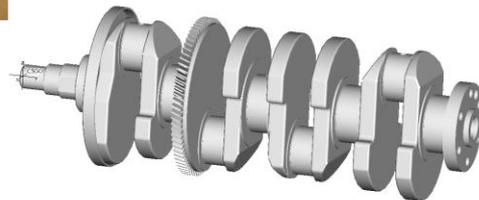
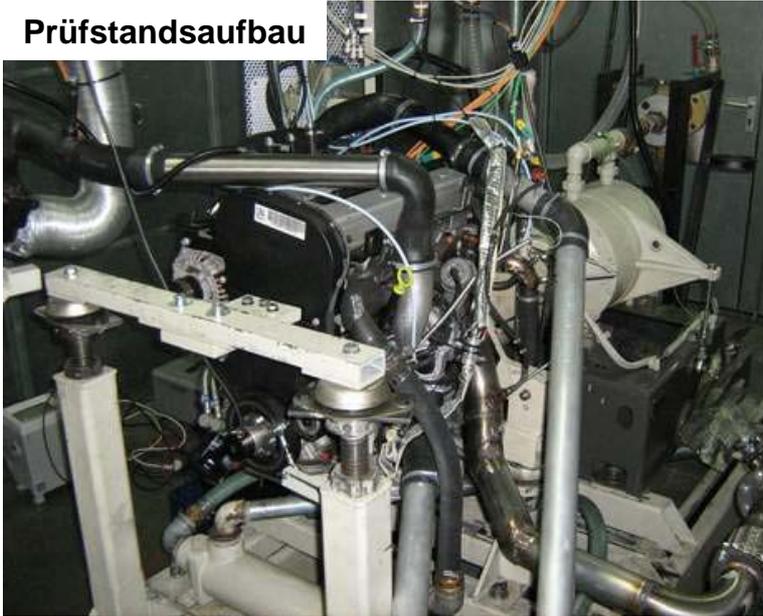


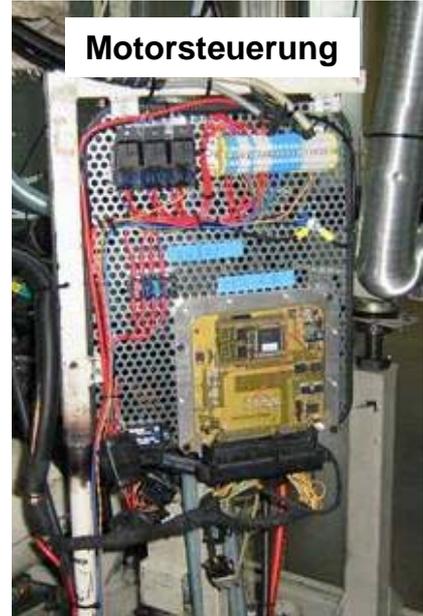
Bild 11: Erstellung von Konstruktionsmodellen

Zur Durchführung der Basisvermessung von Motor 1 war zunächst die Entwicklung und der Bau einer geeigneten Motorsteuerung erforderlich. Ein Seriensteuergerät kann durch unbekannte Regelalgorithmen und fehlende Fahrzeugsensorik für z.B. die Wegfahrsperrung, nicht benutzt werden. Für den Betrieb des Motors müssen die Kennfelder im Steuergerät mit den entsprechenden Parametern bedatet werden. Hierfür ist die Applikation entsprechender Messtechnik zur Überwachung der Motorparameter während der Bedatung erforderlich. Dazu zählt neben grundlegender Sensorik für Öl- und Wasserkonditionen und Messung der Lagertemperaturen (Bild 12) die Erfassung der Turboladerdrehzahl, um ein überdrehen der Turbine zu vermeiden und, als wichtigster Parameter, die Aufzeichnung der Zylinderdruckverläufe. Den Zylinderdruckverläufen kommt eine weitere wichtige Bedeutung zu, da über die Differenz aus motorinterner Arbeit und gemessener abgegebener Arbeit die Motorreibung ( $p_{mr} = p_{mi} - p_{me}$ ) ermittelt wird. Bild 13 zeigt die in die Zündkerze integrierten Messquarze zur Erfassung der Zylinderdrücke und den Sensor zur Erfassung der Turboladerdrehzahl.

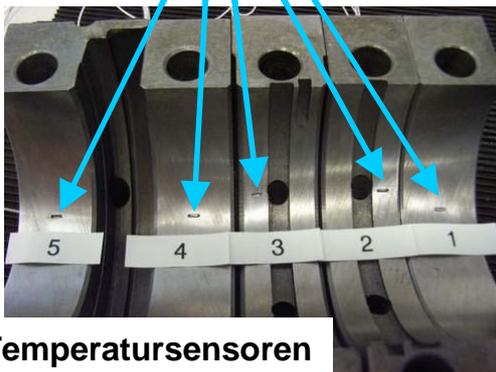
**Prüfstands Aufbau**



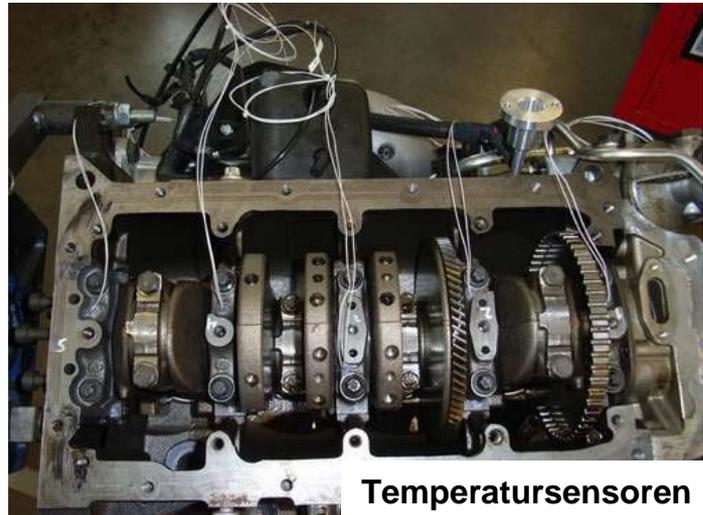
**Motorsteuerung**



**Sensor**



**Temperatursensoren**



**Temperatursensoren**

Bild 12: Basisvermessung Motor 1, Temperatursensorik an Hauptlagerstellen

**Kerzenquarze**



**Turbosensor**

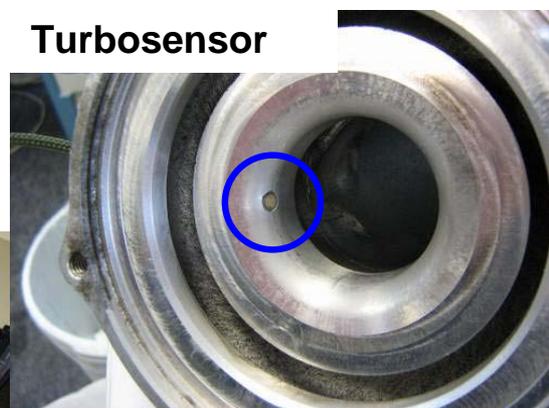


Bild 13: Zylinderdruckindizierung und Turbolader Drehzahlsensor

Die Referenzpunkte zur Erfassung der Reibleistung und des Kraftstoffverbrauchs des Basistriebwerks wurden gleichmäßig im Kennfeld verteilt bei verschiedenen Medientemperaturen mehrfach gemessen:

- Leerlauf
- 1000 min<sup>-1</sup>, 2bar
- 2000 min<sup>-1</sup>, 1bar, 2bar, 8bar, 15bar
- 3000 min<sup>-1</sup>, 1bar, 2bar, 8bar
- 4000 min<sup>-1</sup>, 2bar, 8bar, 15bar
- 5000 min<sup>-1</sup>, 2bar, 8bar

Der Schwerpunkt bei der Auswahl der Referenzpunkte wurde im Hinblick auf den NEDC auf niedrige Motordrehzahlen und niedrige bis mittlere Lasten gelegt. Bild 14 zeigt die gemessenen Reibleistungen in den Referenzpunkten.

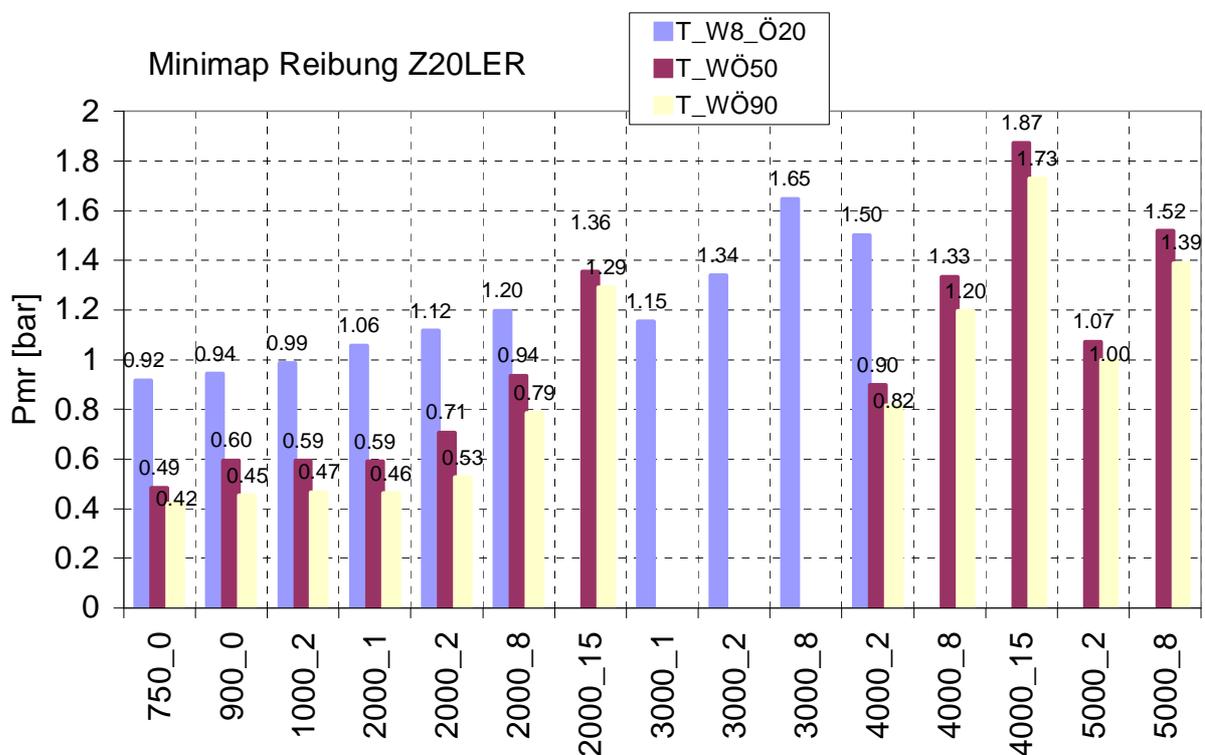


Bild 14: gemessene Reibleistungen am Basismotor

Im Anschluss wurde das Basistriebwerk für Schleppmessungen auf dem Mechanikprüfstand vorbereitet. Hier ist der Vorteil, dass Komponenten wie Zylinderkopf, Öl- und Wasserpumpe entfernt werden können und so ein genaues Messen der für das Projekt relevanten Komponenten erfolgen kann. Dabei kann sowohl das gesamte Triebwerk, bestehend aus Kurbelwelle, Pleuel und Kolben, als auch die Kurbelwelle alleine gemessen werden. Da der spätere Betrieb der adaptiven Lagerung auf dem Thermodynamikprüfstand unabhängig von der motoreigenen Ölpumpe mit einer externen Ölversorgung erfolgen soll, ist es erforderlich für die Vergleichbarkeit die Antriebsleistung der Ölpumpe in den Referenzpunkten zu ermitteln. Hierfür wurde die ausgebaute Ölpumpe ausführlich auf einem separaten Pumpenprüfstand vermessen (Bild 15).

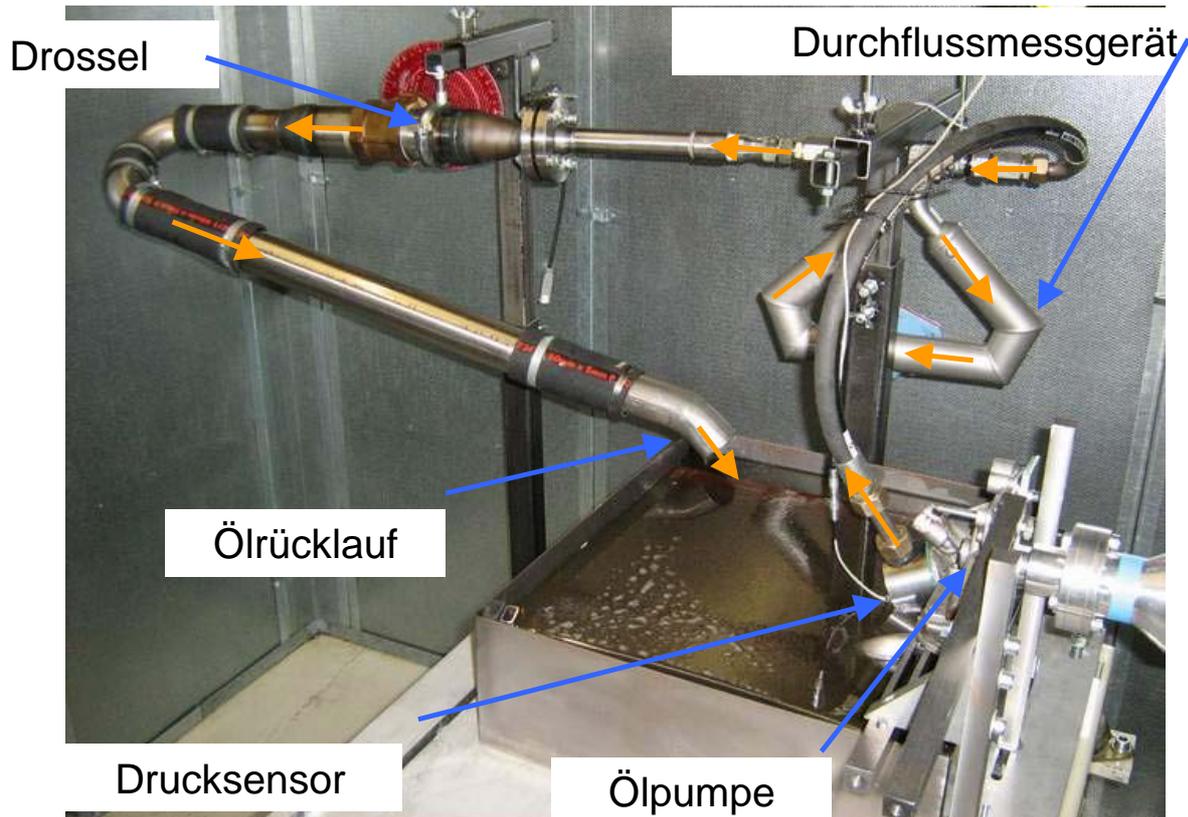


Bild 15: Ölpumpenprüfstand

Das Grundtriebwerk in der Basiskonfiguration mit Gleitlagern wurde auf dem Mechanikprüfstand nach der „Strip-Methode“ über das Drehzahlband bei verschiedenen Öltemperaturen in zwei Stufen vermessen. Zunächst im Verbund Kurbelwelle und Kolben und im Anschluss nur Kurbelwelle mit Meistergewichten. Die Meistergewichte entsprechen in ihren Masseigenschaften dem Auswuchtgrad der Kurbelwelle und sind als Gegengewicht erforderlich um keine hohen Lagerkräfte zu erzeugen. Des Weiteren muss im Aufbau ohne Zylinderkopf eine Brille auf den Block aufgeschraubt werden, um die Laufpartner Kolben und Zylinderbuchse in den vergleichbaren Verzugszustand zu bringen. Bild 16 zeigt das auf dem Schleppprüfstand installierte Basistriebwerk mit externer Ölversorgung. Im Folgenden Bild 17 sind exemplarisch einige Messungen zum Schleppmoment, den Lagertemperaturen und dem Öldurchfluss aufgetragen.

Wälzgelagerte Motoren weisen in der Regel durch den Anlagewechsel zwischen Welle und Wälzkörper akustische Auffälligkeiten in unakzeptabler Stärke auf. Aufgrund dessen wurden sowohl auf dem Schleppprüfstand als auch auf dem Motorprüfstand Akustikmessungen in Zusammenarbeit mit der Firma Head Acoustics durchgeführt. Diese Messungen mit Kunstkopf und Einzelmikrofonen dienen zum späteren Vergleich mit dem adaptiv gelagerten Triebwerk.

Mit diesen Arbeitspunkten wurde die Aufnahme der Datenbasis abgeschlossen.

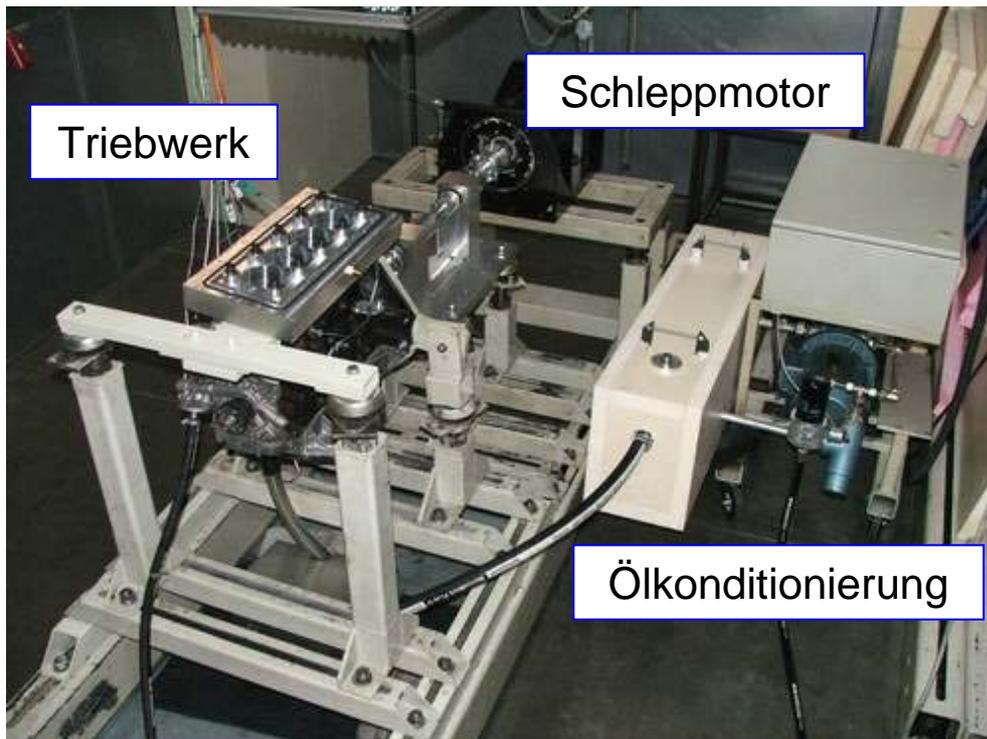


Bild 16: Basismotor auf Schleppprüfstand

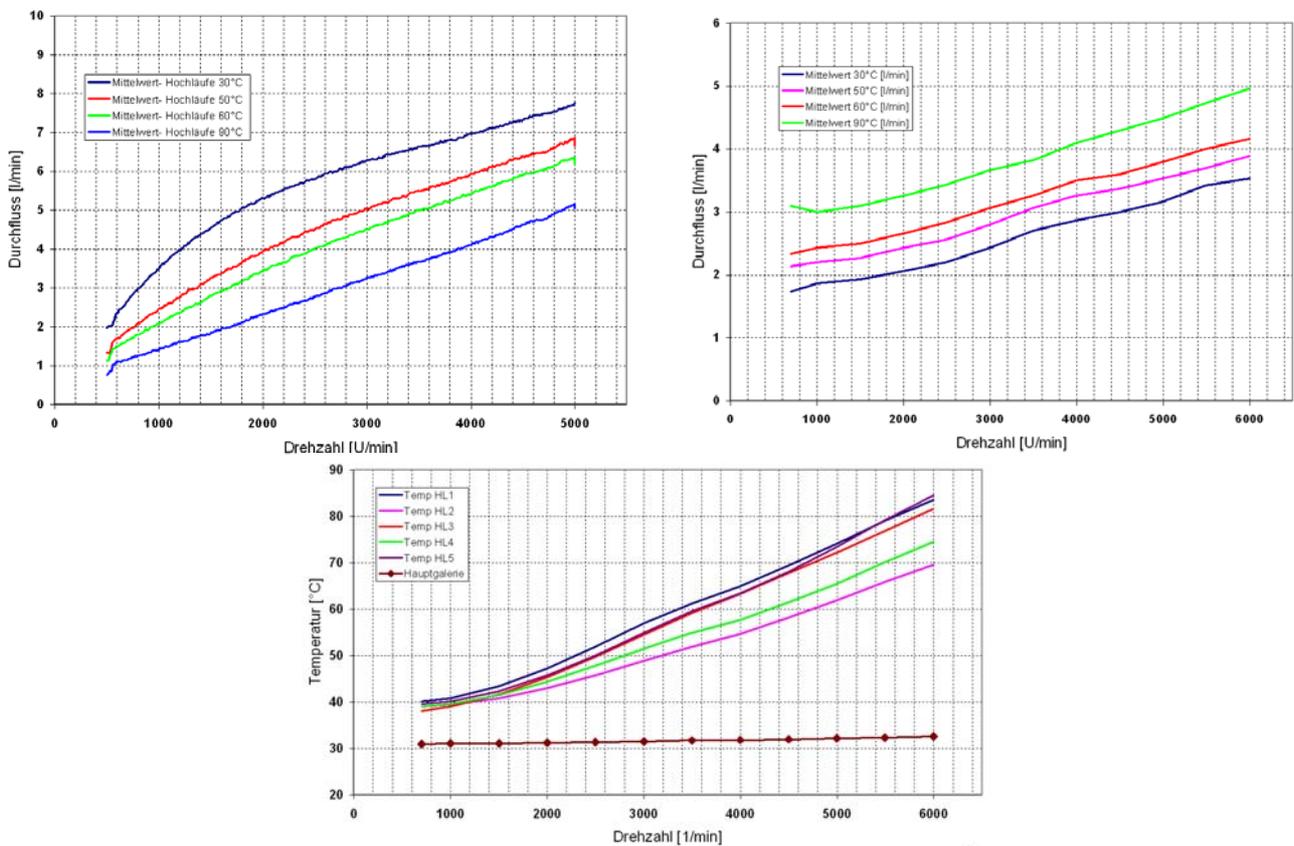


Bild 17: Schleppmessungen am Basistriebwerk

## 3.3 Lagerentwicklung

Zur zielführenden Entwicklung der adaptiven Lagerung musste der Einfluss einer Vielzahl von Parametern in praktischen Versuchen ermittelt werden:

- Toleranzen, Werkstoffe, Wälzkörper, Gleitlager, Käfige, Ölabscheidung

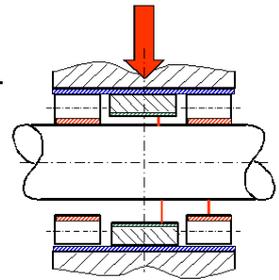
Die verwendeten Werkstoffe müssen die entsprechende Bearbeitbarkeit im Rohzustand aufweisen und müssen sich bei ausreichender Festigkeit in der Oberfläche härten lassen. Dabei sollte das Temperaturniveau im Härteprozess möglichst gering sein, damit die Verzüge nicht zu groß werden. Für den Wälzkörper wurde die prinzipielle Ausführung als Hohlrolle bereits definiert, die praktische Tauglichkeit musste jedoch noch bewiesen werden. Dabei ist die noch zu untersuchende Toleranzsituation aller beteiligten Komponenten für den Arbeitsbereich des Wälzkörpers relevant. Der zum reibungsarmen Lauf erforderliche Wälzkörperkäfig sollte für eine hohe Belastbarkeit eine möglichst große Packungsdichte der Wälzkörper erlauben und gleichzeitig eine gute Führung gewährleisten. Bezüglich des Gleitlagers musste eine für die Konstruktion geeignete Lagerschale gefunden werden, die den Belastungsanforderungen gerecht wird. Zwischen dem Wälz- und Gleitlager existieren weiterhin deutliche Unterschiede in den Anforderungen zur Schmierung mit Öl. Während das Gleitlager einen stetigen Öldurchlauf zur Trennung der Gleitpartner und zur Abfuhr der Reibungsenergie benötigt, ist für das Wälzlager nur eine minimale Ölmenge erforderlich. Ein übermäßiger Öldurchsatz lässt einen Anstieg der Reibleistung durch „Panschverluste“ vermuten. Diesen Einfluss gilt es ebenfalls zu untersuchen.

Durch die Vielzahl der zu untersuchenden Einflussparametern wird deutlich, dass eine zielführende Entwicklung mit vertretbarem Aufwand nur an einem Komponentenprüfstand erfolgen kann. Hierzu wurde der bereits im vorherigen Kapitel (Bild 9) beschriebene Komponentenprüfstand zur Untersuchung einzelner Lager konzipiert, berechnet, entwickelt und getestet. An dieser Stelle soll aufgrund der Fülle an Voruntersuchungen nicht weiter auf den Entwicklungsprozess bis zur Realisierung des Lagerprüfstands eingegangen werden.

Im Folgenden werden die Entwicklungsschritte zur Evaluierung der Einflussgrößen am adaptiven Lager erörtert.

Das Potenzial der adaptiven Lagerung zur Reduzierung der Reibleistung begründet sich in dem überwiegenden Tragen der Welle durch Wälzkörper. Hierfür ist die Gewährleistung eines Arbeitsbereiches erforderlich der einerseits einen möglichst großen Tragbereich der Rollen gewährleistet und andererseits nur so groß ist, dass die Rollen durch übermäßige Deformationen keine plastische Deformation erfahren. Durch die endliche Genauigkeit der Fertigungsverfahren summieren sich im Zusammenspiel der Komponenten Fertigungs-, Form- und Lagetoleranzen auf, so dass eine Analyse und Betrachtung unumgänglich ist. Hierzu wurde eine Tabelle im Excel Format erstellt, die auf einer vereinfachten Benutzeroberfläche unter Berücksichtigung der konstruktiven Randbedingungen und dem Zusammenspiel der einzelnen Toleranzen, den komplex zusammengesetzten effektiven Arbeitsbereich der Lager wiedergibt (Bild 18). Bei der Analyse hat sich herausgestellt, dass sich ein zielführender Arbeitsbereich durch gängige Fertigungsverfahren und Toleranzen darstellen lässt.

Nennmaß:	Toleranzen:			
<b>Kurbelwelle:</b> Ø 49,000 mm	oberes Abmaß:	-0,030 mm	-30 µm	Ø 48,970 mm
	unteres Abmaß:	-0,035 mm	-35 µm	Ø 48,965 mm
<b>Rolle:</b> Ø 6,000 mm	oberes Abmaß:	0,001 mm	1 µm	Ø 6,001 mm
	unteres Abmaß:	0,000 mm	0 µm	Ø 6,000 mm
<b>Rollenlaufbahn Pleuel/KG:</b> Ø 61,000 mm	oberes Abmaß:	-0,020 mm	-20 µm	Ø 60,980 mm
	unteres Abmaß:	-0,025 mm	-25 µm	Ø 60,975 mm
<b>Durchmesser Gleitlager:</b> Ø 49,000 mm	oberes Abmaß:	0,030 mm	30 µm	Ø 49,030 mm
	unteres Abmaß:	0,025 mm	25 µm	Ø 49,025 mm
<b>Koaxialität Pleuel/KG &lt;-&gt; Gleitlager</b>		0,005 mm	5 µm	



<b>Rollenspiel SMK_1</b>	größtes Rollenspiel:	15,00 µm	= Maximales Spiel zwischen Welle und Rolle
	kleinstes Rollenspiel:	3,00 µm	= Minimales Spiel
<b>Gleitlagerspiel SGL_1</b>	größtes GL-Spiel:	31,00 µm	= Maximales Spiel
	kleinstes GL-Spiel:	20,00 µm	= Minimales Spiel
<b>Gleitlagerspiel SGL_2</b>	größtes GL-Spiel:	42,5 µm	= Maximales Spiel
	kleinstes GL-Spiel:	26,5 µm	= Minimales Spiel zwischen Gleitlager und Welle

Maximale Einfederung der Wälzkörper: 31 µm  
 Minimale Einfederung der Wälzkörper: 20 µm

Bild 18: Tabelle zur Toleranzanalyse

Im Bereich der Werkstoffe liegt die Anforderung darin einen zähen Stahl mit guten Eigenschaften zum Härten zu finden. Die Belastbarkeit der Wälzkörper, und damit der Arbeitsbereich der Rollen, wird unter anderem über die zulässige Hertz'sche Pressung in der Kontaktstelle definiert (Bild 19). Die Wälzkörper selbst bestehen aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 und ist mit 1500N/mm<sup>2</sup> dynamisch hoch belastbar.

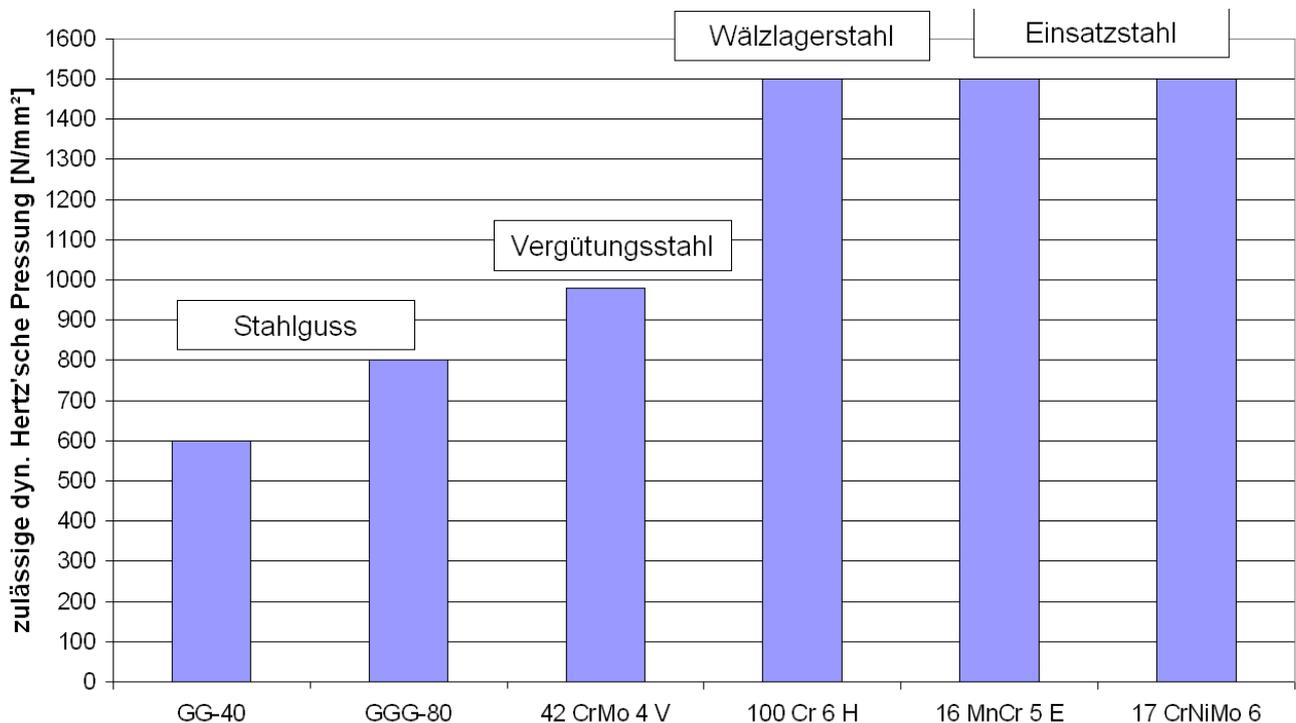


Bild 19: Zulässige dynamische Hertz'sche Pressung für verschiedene Stähle

Für die weiteren beteiligten Komponenten wie Pleuelwelle bzw. Lagerzapfen, Pleuel und Lagerringe wurden entsprechend der Verfügbarkeit in den Rohmaßen die Werkstoffe 100Cr6 und 17CrNiMo6 ausgewählt. Für den späteren Serieneinsatz sind nach Erörterung der Potenziale auch Werkstoffe geringerer Belastbarkeit denkbar.

Zur Definition des Rollenkäfigs wurde zunächst eine intensive Recherche zu existenten Konzepten durchgeführt, die neben einer Vielzahl an Varianten, den Scheibenkäfig hervorbrachte. Der Scheibenkäfig weist den Vorteil einer kompakten Bauweise auf, die eine große Packungsdichte der Rollen und damit eine hohe Belastungsfähigkeit realisiert. Zudem ist die Fertigung durch Laserschneiden sehr kostengünstig realisierbar. Ein Nachteil ist die mäßige Rollenführung durch die geringe Kontaktfläche zwischen Käfig und Rolle. Dieser Nachteil wurde aufgrund der zunächst kritischer bewerteten Tragfähigkeit in Kauf genommen. Zudem wurden die Käfighälften untereinander Verbunden, so dass die Fliehkräfte aus der Drehung vom Käfig selbst getragen werden und keine reibungserzeugende Abstützung am Gehäuse erfolgt. Bild 20 zeigt den aus Federbronze geschnittenen Scheibenkäfig mit den Verbindungsstellen und die CAD-Darstellung des eingebauten Scheibenkäfigs im Pleuel. Zusätzlich ist die Option der Ölabbfuhr durch die Nut des Scheibenkäfigs erkennbar.

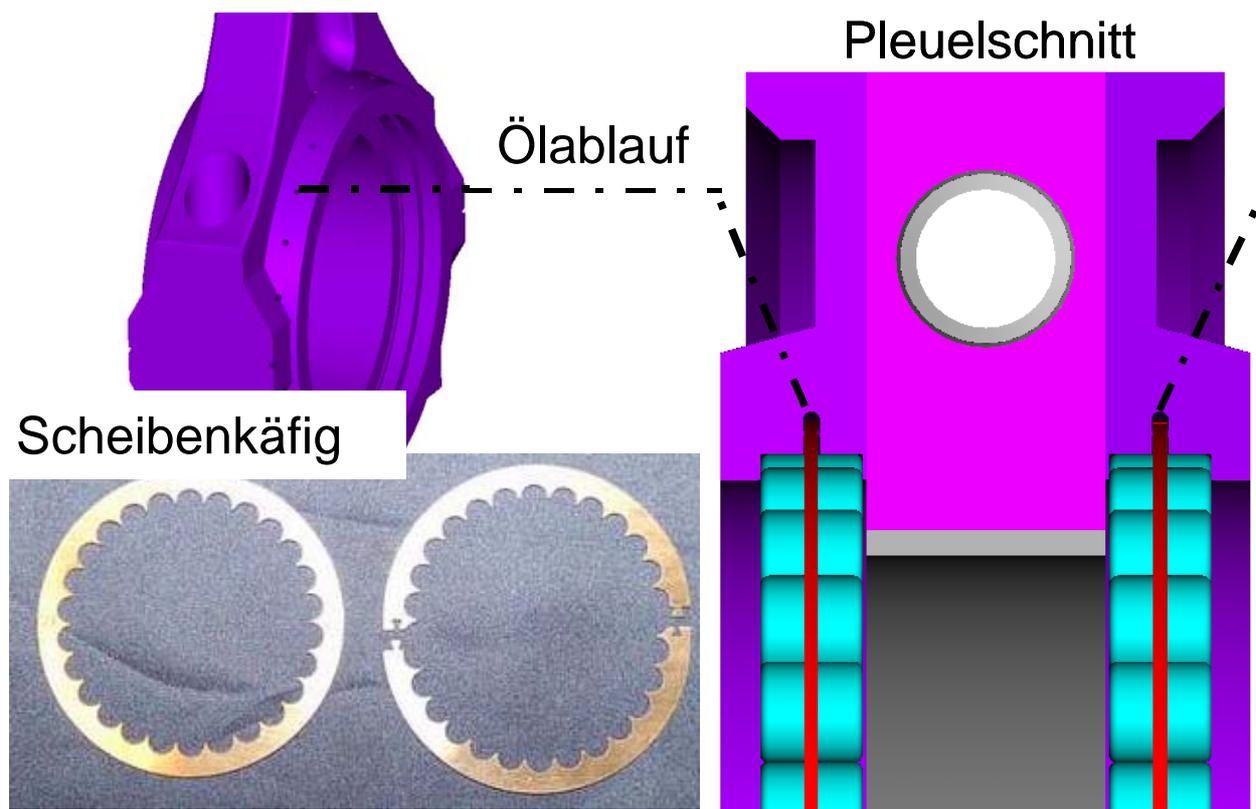


Bild 20: Scheibenkäfig, Pleuelschnitt mit Scheibenkäfig

Die Notwendigkeit der Ölabbfuhr sollte vor der Erarbeitung weiterer Konzepte zunächst im praktischen Versuch am Komponentenprüfstand untersucht werden.

Die Anforderungen an das Testlager zum Untersuchen und Entwickeln der Lagertechnik bestand im Wesentlichen aus einer großen Flexibilität zur Variation der Einflussparameter und einer einfachen und präzisen Fertigungsmöglichkeit. Das adaptive Lager zum Einbau in den Verbrennungsmotor soll in jedem Fall in geteilter Form ausgeführt werden, um bei der Kurbelwelle und dem Pleuel auf konventionelle Bauformen zurückgreifen zu können. Für den ersten Entwicklungsprozess wurde jedoch ein ungeteiltes Lager mit einem Gleitlagereinsatz aus Bronze und angeschraubten Seitenteilen gewählt, um zur Variation des Gleitlagerspiels nicht auf Zukaufteile angewiesen zu sein (Bild 21).

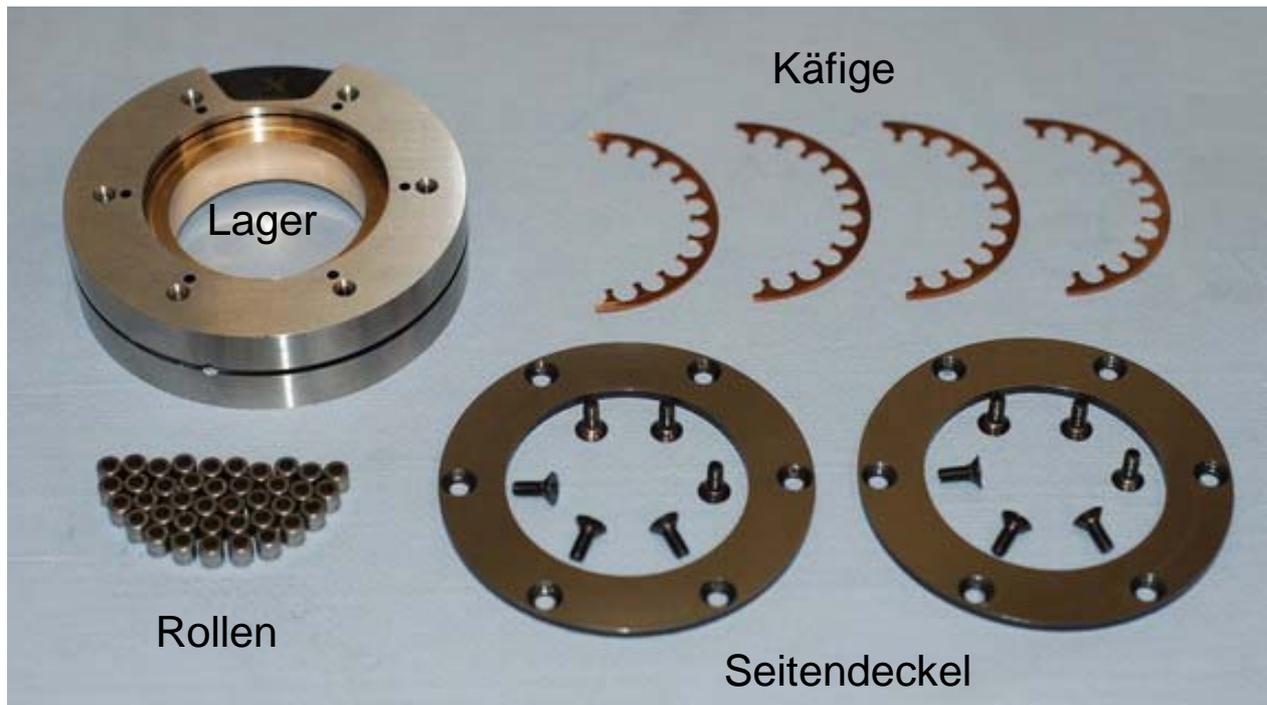


Bild 21: Testlager für Komponentenprüfstand

Das Testlager kann auf dem Komponentenprüfstand in den Varianten nur Gleitlager nur Rollenlager oder komplett adaptives Lager betrieben werden. Für die Messungen wurden Drehzahlhochläufe von  $500 \text{ min}^{-1}$  bis  $3000 \text{ min}^{-1}$  unter Aufzeichnung des Schleppmoments durchgeführt.

Während der Lagerentwicklung sind eine sehr große Menge an Messungen und Ergebnissen entstanden, die eine vollständige Wiedergabe innerhalb dieses Berichtes nicht erlauben. Aufgrund dessen werden im Folgenden nur die wesentlichen Ergebnisse mit exemplarischen Diagrammen dargestellt.

Zur Untersuchung des Einflusses der Ölmenge auf die Reibleistung wurde das Lager zerlegt, völlig von Öl gesäubert und in dieser Konfiguration nur mit Rollen aufgebaut. Unter einer Last von 2700 N wurde das Lager anschließend bei 2000 1/min ohne Versorgung mit Öl betrieben, wobei ein sehr niedriges Reibniveau gemessen werden konnte. Als nächstes wurde während des Laufs die Ölversorgung mit einer extrem geringen Menge zugeschaltet, wobei ein direkter, sprunghafter Anstieg des Reibniveaus gemessen wurde (Bild 22). Eine weitere, auch deutliche Erhöhung der Ölmenge, führte zu keiner nennenswerten Erhöhung der Reibleistung.

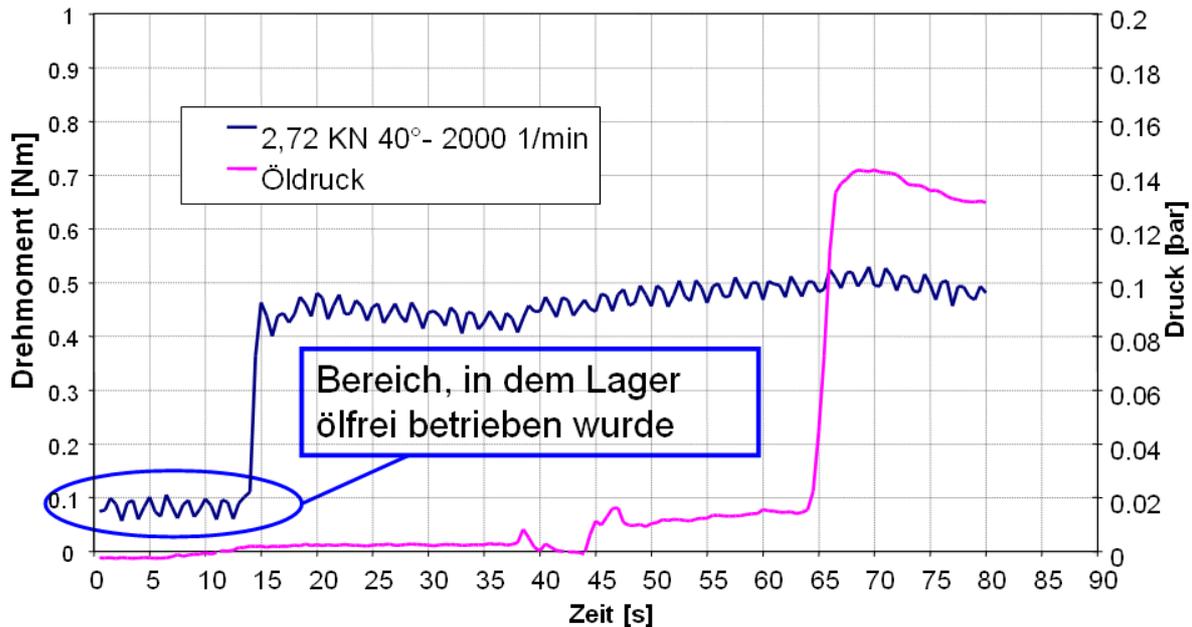


Bild 22: Reibungseinfluss durch Ölmenge

Da ein Rollenlager nicht ohne Schmiermittel betrieben werden kann und der Einfluss der Ölmenge hier offenbar von untergeordneter Bedeutung ist, wurde für die weitere Konstruktion auf Maßnahmen zur Ölabbfuhr verzichtet.

Der Einfluss des Gleitlagerspiels wurde durch Ausspindeln des Gleitlagers auf das entsprechende Maß realisiert. Bild 23 zeigt eine Reibmomentmessung mit 6 kN Last mit einem um 20 µm gegenüber dem Ausgangszustand vergrößertem Gleitlagerspiel.

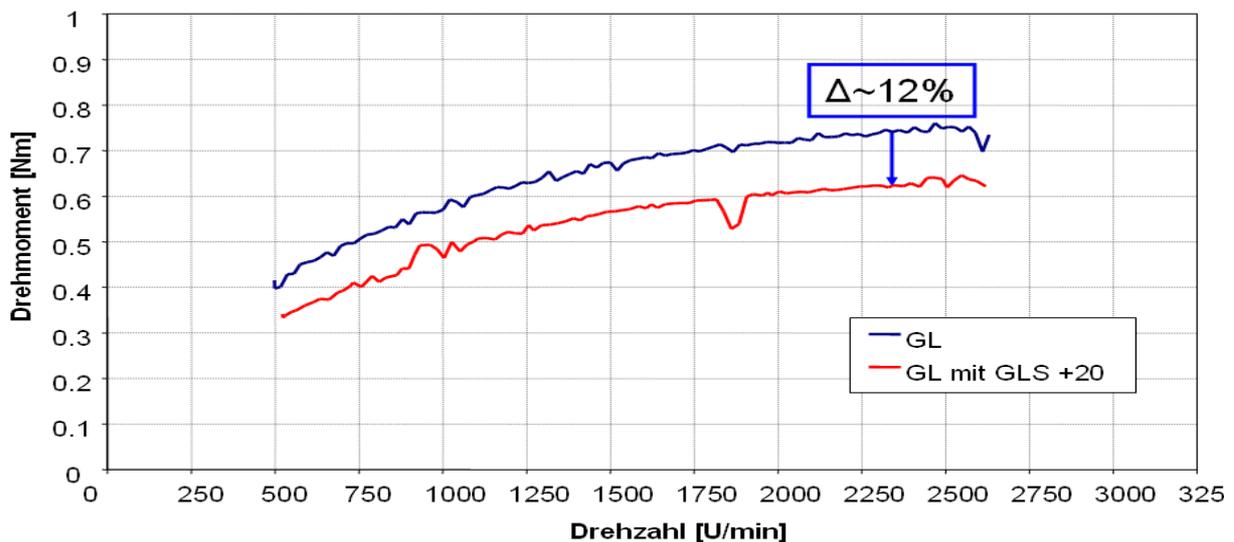


Bild 23: Einfluss Gleitlagerspiel auf Reibleistung (6000 N Last, +20µm Spiel)

Das Gleitlagerspiel beeinflusst neben der Reibleistung auch die Tragfähigkeit und damit Belastbarkeit des Lagers. Damit das Gleitlager im adaptiven Lager den auftretenden Belastungen standhalten kann, darf das Gleitlagerspiel gegenüber dem Ausgangszustand nicht verändert werden.

Zusätzlich zum Gleitlagerspiel wurde das axiale Spiel der Rollen untersucht. Hierbei konnte durch eine Variation des Spiels in üblichen Bereichen kein Unterschied in der Reibleistung ermittelt werden. Bei relativ großen axialen Spielen von größer 0.15mm war jedoch ein unruhiger Lauf des Lagers mit starker Axialbewegung zu beobachten. So wurde das Zielbereich für das axiale Rollenspiel zwischen 0.05mm und 0.1mm festgelegt.

Bezüglich der ausgeführten Wälzkörper als Hohlrollen war insbesondere der Vergleich in der Reibleistung zu Vollrollen und das Deformationsverhalten unter Last von Interesse. Der Vergleich von Hohlrollen zu Vollrollen wurde bei verschiedenen Lasten, Temperaturen und Drehzahlen geführt. Dabei wurde ein minimal höheres Reibniveau der Hohlrollen verzeichnet, welches auf die erhöhte Deformation der Rollen durch die höhere Elastizität zurückzuführen ist. Bild 24 zeigt exemplarisch eine Vergleichsmessung zwischen einem adaptiven Lager mit Vollrollen und Hohlrollen bei 90°C Öltemperatur unter verschiedenen Lasten. Dabei liegen die Reibniveaus in einem sehr engen Streuband, ohne einen nennenswerten Unterschied zwischen Hohlrollen und Vollrollen erkennen zu können.

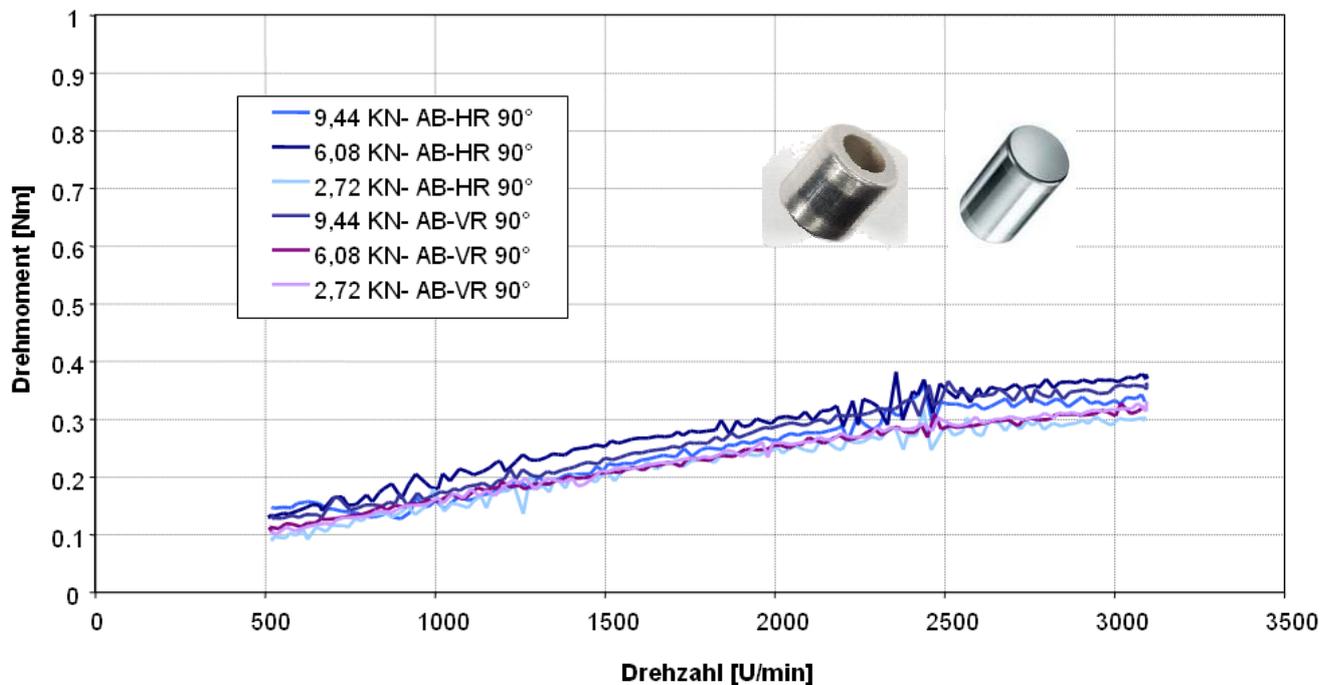


Bild 24: Vergleichsmessung Hohlrollen zu Vollrollen

Zur Ermittlung der Tragfähigkeit und des tatsächlichen Arbeitsbereiches der Hohlrollen in Abhängigkeit zum Innendurchmessers wurden Hohlrollen mit den Innendurchmessern  $d_i = 3.0\text{mm}$ ,  $3.5\text{mm}$ ,  $4.0\text{mm}$  in der Stückzahl für ein komplettes Lager hergestellt. Anschließend wurde das adaptive Lager mit je einer Sorte Hohlrollen auf dem Lagerprüfstand aufgebaut. Über das mit einem Drehmomentschlüssel ermittelte Losbrechmoment der Lagerkonfiguration bei steigender Last lässt sich mit dieser Methode der Arbeitsbereich des Rollenlagers bis zum Eingriff des Gleitlagers bestimmen. Solange das Rollenlager die Tragfunktion hat, ist das Losbrechmoment auf sehr niedrigem Niveau. Erst wenn das Gleitlager mit zum tragen kommt, steigt das Reibniveau rapide an. Bild 25 zeigt den größer werdenden Arbeitsbereich mit steiferen Rollen bzw. kleiner werdendem Rollen Innendurchmesser.

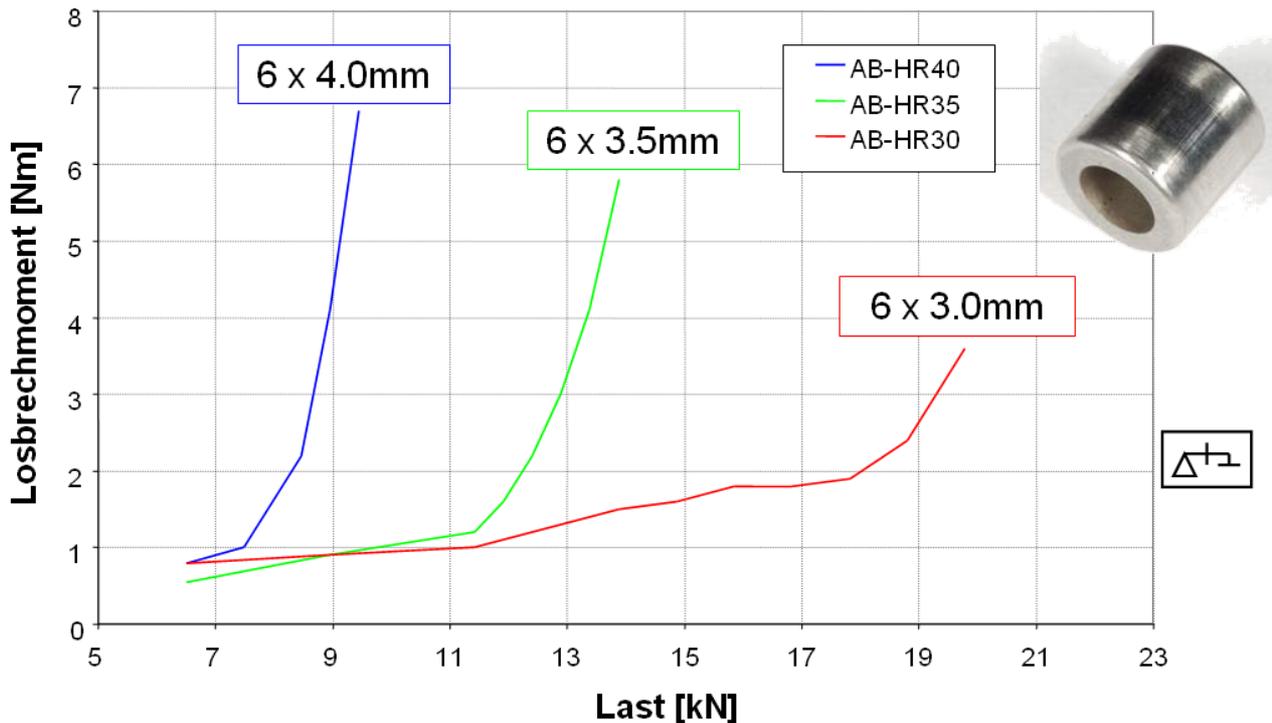


Bild 25: Definition des AB Arbeitsbereichs über Messungen des Losbrechmoments

Mit dem Rolleninnendurchmesser von 3.5mm konnte der prognostizierte und angestrebte Arbeitsbereich für die Rollen von etwas über 10.000 N gut wiedergegeben werden.

Während der Messungen an den Testlagern konnte ein deutlicher Unterschied in der Laufruhe der Lagerkonfigurationen ausgemacht werden. Das Gleitlager lief, vor allem in axialer Richtung, deutlich ruhiger als das Rollenlager. Da nicht klar war, ob dies ein normaler Effekt von Rollenlagern ist oder an der speziellen Bauform des adaptiven Lagers liegt, wurde ein Serien Industrielager herausgesucht, angeschafft und für den Betrieb auf dem Lagerprüfstand vorbereitet. Auch bei diesem Lager konnte im Betrieb unter verschiedenen Lasten, Drehzahlen und Temperaturen eine gegenüber dem

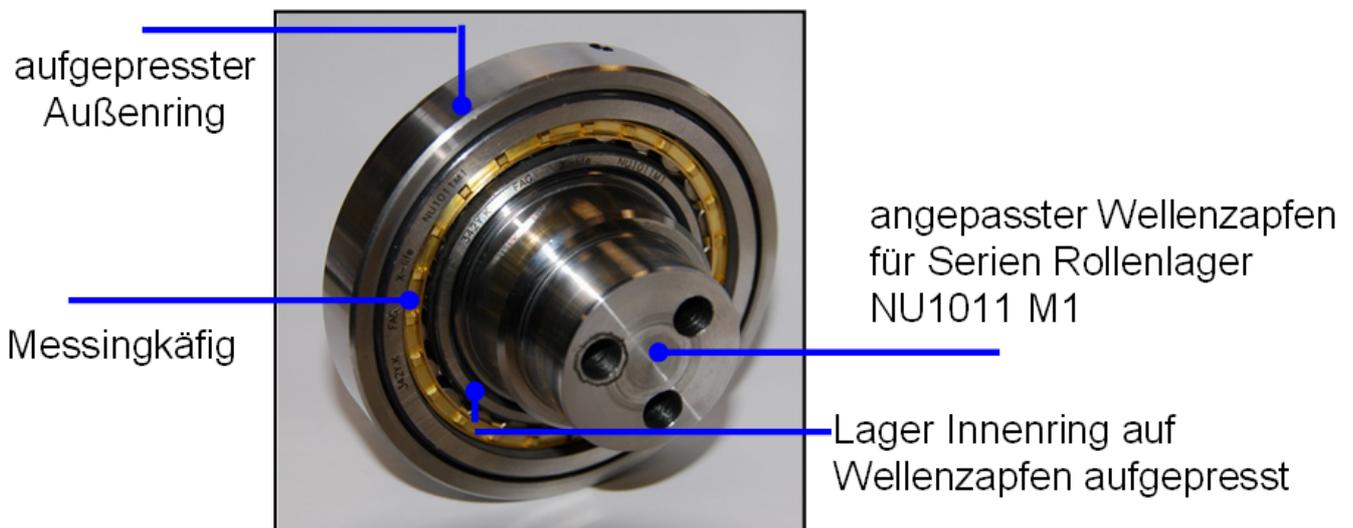


Bild 26: FAG Industrielager

Gleitlager erhöhte Axialbewegung festgestellt werden. Diese war geringer als beim adaptiven Lager, aber immer noch deutlich zu verzeichnen. Zum direkten Vergleich des Reibniveaus war dieses Lager nicht geeignet, da die Geometrien deutlich voneinander abweichen.

Unter der Berücksichtigung der gewonnenen Erfahrungen aus der Lagerentwicklung wurde als nächstes ein adaptives Lager in geteilter Form mit Serien Gleitlagerschalen als Zielkonfiguration zum späteren Einbau in den Verbrennungsmotor konstruiert. (Bild 27)



Bild 27: Adaptives Lager in geteilter Bauweise

Hierbei konnten auch erste Erfahrungen hinsichtlich des Herstellungsprozesses und bezüglich der Wärmebehandlungsverfahren gesammelt werden. So wurde unter anderem festgestellt, dass die Nut für den Scheibenkäfig erst nach dem Härten eingebracht werden kann, da die zwangsläufigen Verzüge einen sauberen Käfiglauf in der Nut verhindern.

Dieses adaptive Lager wurde nun in der Zielkonfiguration auf den Lagerprüfstand installiert und unter verschiedensten Betriebsbedingungen getestet und vermessen. Bild 28 zeigt eine vergleichende Reibmomentmessung bei 2.700N Last zwischen dem Gleitlager des Basismotors, dem adaptiven Lager und einer reinen Rollenlagerung. Die reine Rollenlagerung wird dabei über ein Entfernen der Gleitlagerschalen realisiert. Es ist eine deutliche Reduktion des Reibmomentes der adaptiven Lagerung gegenüber dem Gleitlager von etwa 53% erkennbar. Wie zu erwarten liegt die reine Wälzlagerung vom Reibniveau noch mal etwas unter dem adaptiven Lager, da hier kein Reibungserzeugendes Gleitlager vorhanden ist. Weiterhin ist erkennbar, dass zu niedrigen Öltemperaturen hin das Reibminderungspotenzial etwas abfällt. Dies hat offensichtlich mit einem steigenden Reibniveau im Ölfilm zwischen Gleitlager und Wellenzapfen zu tun.

Insgesamt war dies ein sehr gutes Zwischenergebnis und die Bestätigung des Potenzials der adaptiven Lagerung zur Reduzierung der Reibleistung.

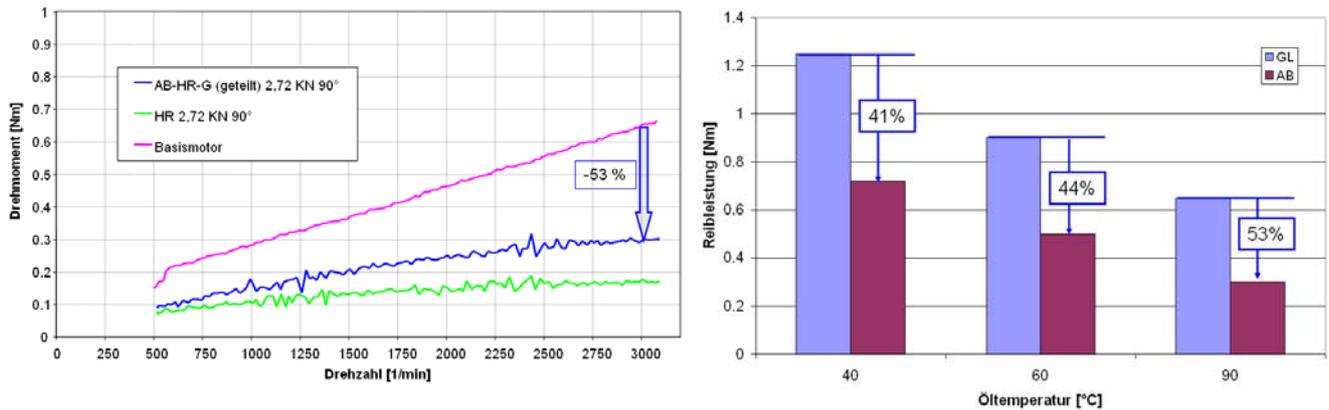


Bild 28: Reibminderungspotenzial der adaptiven Lagerung bei 2700 N Last

Um einen ersten Eindruck bezüglich der Haltbarkeit der adaptiven Lagerung zu bekommen, wurde am Lagerprüfstand ein Dauerlauf in einem Testzyklus gefahren. Dabei wurde unter einer stationären Last nahe dem Übergangsbereich zwischen Wälz- und Gleitlager (9.440N) 2000 mal ein Drehzahlprofil zwischen 500 1/min und 5000 1/min durchfahren. In dieser Laufzeit von etwa 45 Stunden wurde kein Ausfall und keine Auffälligkeit verzeichnet (Bild 29). Dieses positive Ergebnis führte zu der Entscheidung, die getestete Lagerkonfiguration für den Einbau in den Verbrennungsmotor zu verwenden.

$T_{Lager}: 90^{\circ}C$

$T_{ÖL}: 90^{\circ}C$

Last: 9,44KN

Drehzahl: 500-5000 1/min

Zyklen: 2000 Hochläufe (~45h)

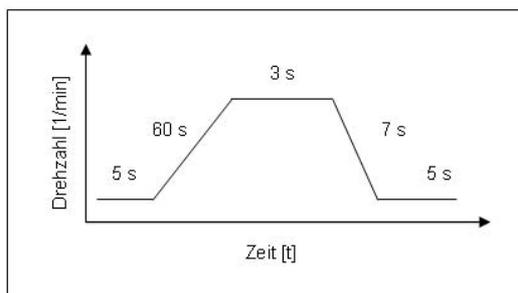


Bild 29: Lastprofil und Komponenten des ersten Dauerlaufs

Die Entwicklung der adaptiven Lagerung am Komponentenprüfstand wurde für die zielführende Entwicklung der adaptiven Lagerung als extrem wichtig angesehen und dementsprechend intensiv betrieben. Dabei waren für die Vielzahl an Varianten unter den verschiedensten Einflüssen jeweils Mehrfachmessungen erforderlich um statistisch Messfehler ausschließen zu können. Hierdurch, und durch zwischenzeitliche Fertigungsprozesse, haben die Untersuchungen deutlich mehr Zeit in Anspruch genommen als zu Beginn des Projektes geplant.

Abschließend zum Kapitel der Lagerentwicklung zeigt Bild 30 noch mal eine Übersicht der im wesentlichen durchgeführten Messungen am Komponentenprüfstand.

	ungeteiltes Lager			geteiltes Lager		
	GL	RL	AB	GL	RL	AB
Temperatur 40°C, 60°C, 90°C	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Last: 0N - 15kN	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Wälzkörper	✗	✓	✓	✗	✗	✗
Käfig	✗	✓	✓	✗	✓	✓
Axialspiel	✗	✓	✓	✗	✗	✗
Ölmenge	✓	✓	✓	✗	✗	✗

Bild 30: Messmatrix am Komponentenprüfstand

### 3.4 Konstruktive Motorintegration

Wird ein Verbrennungsmotor neu konstruiert kann die Umgebung innerhalb sinnvoller Grenzen den Bedürfnissen entsprechend angepasst werden. In dem Projekt der adaptiven Lagerung muss jedoch auf einen bestehenden Motor zurückgegriffen werden, der für diese Anwendung nicht konzipiert wurde. Aufgrund dessen gestaltet sich die Integration der adaptiven Lagerung in das Zieltriebwerk deutlich schwieriger als wenn dies von Beginn der Konstruktion an berücksichtigt wird. Da die Rollen der adaptiven Lagerung nicht direkt auf dem Gusswerkstoff des Motorblocks laufen können, ist es erforderlich Lagerringe mit dem entsprechenden Werkstoff in den Motorblock einzulegen. Hierfür ist ein entsprechender Hinterbau erforderlich der eine Integration und Abstützung der Lagerringe erlaubt. Bild 31 zeigt einen Schnitt durch die Motorschottwand und veranschaulicht die Schwierigkeit bei der Integration der Lagerringe. Dort ist über der Hauptlagergasse ein Ventilationsdurchbruch zu erkennen, der ein verlustarmes verschieben der Luft zwischen den Zylindern bei der

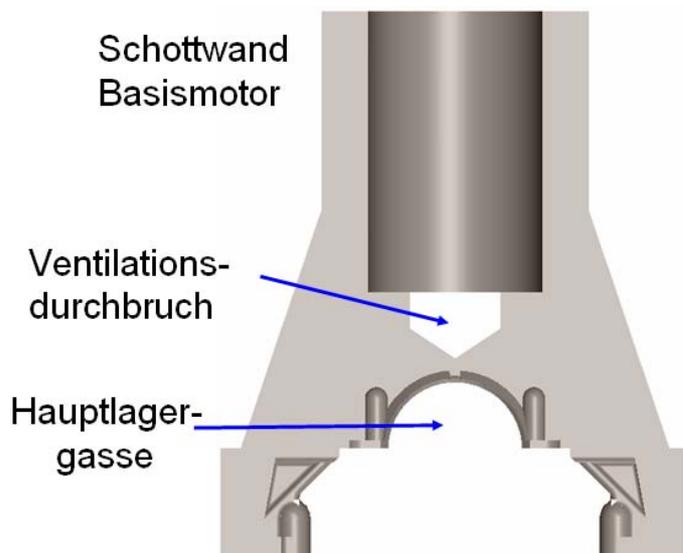
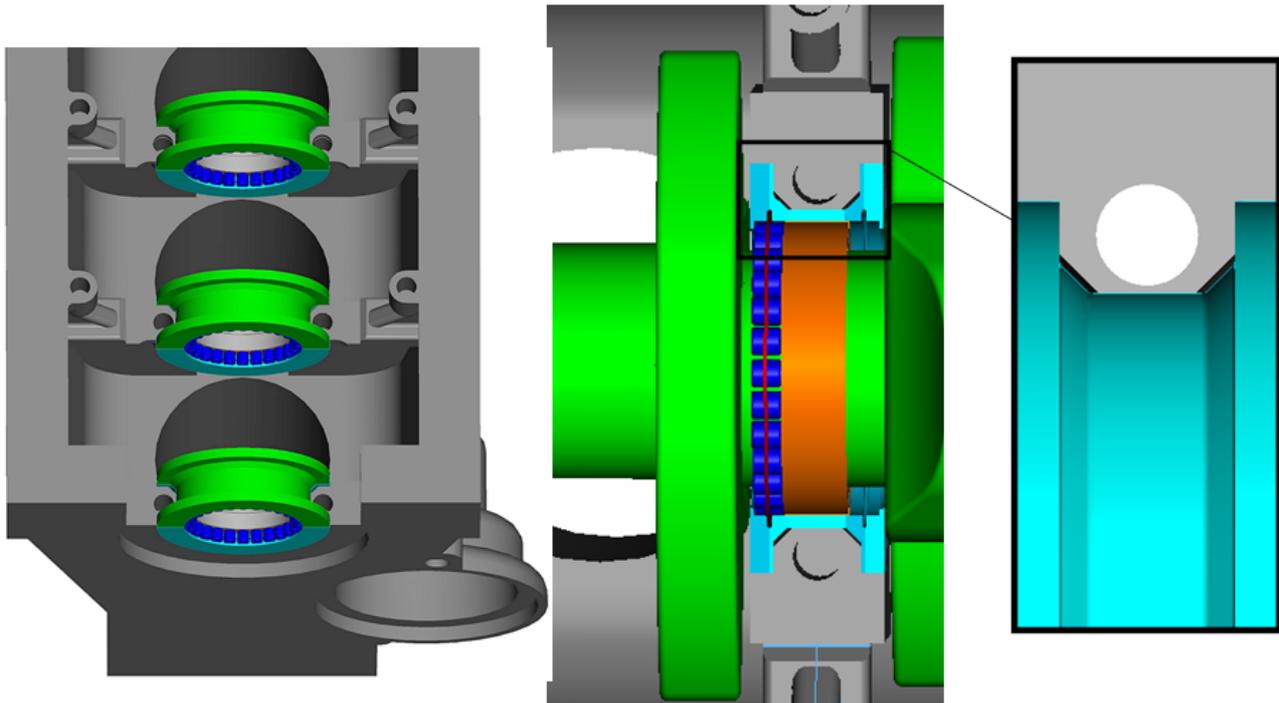


Bild 31: CAD Schnitt durch die Motorschottwand

Auf- und Abwärtsbewegung der Kolben ermöglicht. Weiterhin ist der Verschraubungsabstand der Hauptlagerbügel entsprechend den Randbedingungen einer Gleitlagerung ausgeführt, wodurch kein Platz mehr für das breitere Rollenlager verbleibt. Ein Versatz der Hauptlagerverschraubungen war hier nicht möglich, da in den Verschraubungsbereich extra Material gegossen wurde, welches an anderer Stelle nicht vorhanden ist. Bedingt durch diese Randbedingungen gestaltete sich die Integration der Lagerringe in den vorhandenen Motorblock sehr schwierig.

Trotz der Umstände wurde ein Konzept erarbeitet welches die Integration der adaptiven Lagerung in den vorhandenen Motorblock erlaubt. Bild 32 zeigt das Konzept, bei dem sich die Lagerringe um die Hauptlagerverschraubung schmiegen, wobei sich rechts- und linksseitig des mittig angeordneten Gleitlagers je ein Rollenlager befindet. Diese Anordnung ermöglicht theoretisch die Integration der adaptiven Lagerung ohne größere Änderungen am Kurbelgehäuse, jedoch erfordert die geringe Wandstärke der Lagerringe und die damit einhergehende geringe Steifigkeit der Laufflächen eine ausführliche Berechnung des Deformationsverhaltens und der Bauteilspannungen unter Last.



**Symmetrisches Lager – 2x Rollen, 1x Gleitlager**

Bild 32: Konzept zur Integration der adaptiven Lagerung in Motorblock

Zur Berechnung der Deformationen wurde ein Finite Elemente Modell erstellt und mit den entsprechenden Belastungen aus der Verschraubung und den Lagerlasten beaufschlagt. Bild 33 zeigt das sich bereits unter der Last der Verschraubung Deformationen in den Laufflächen einstellen, die für einen einwandfreien Lauf der Wälzkörper nicht zu vertreten sind.

## Deformationen

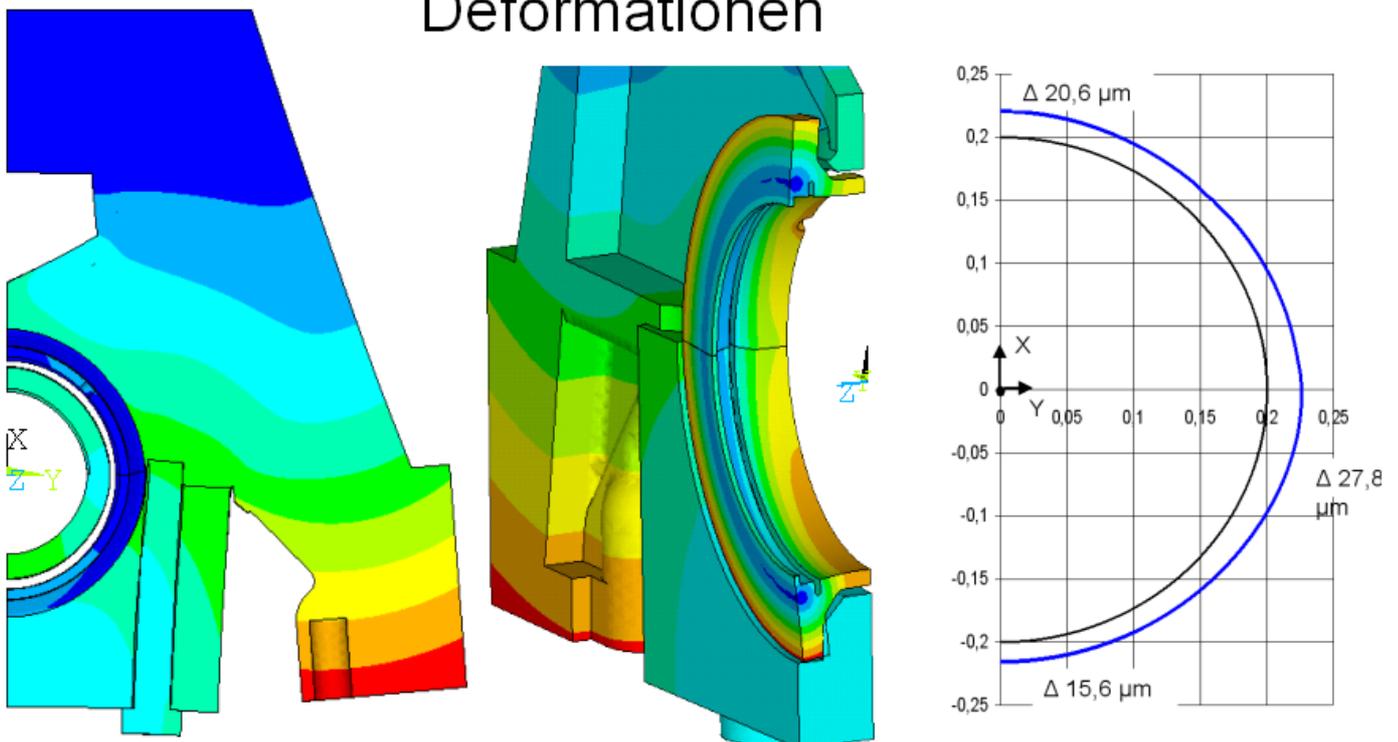


Bild 33: Deformationen des Lagerrings nach Verschraubung

Aufgrund der unzureichenden Randbedingungen war ein alternatives Konzept gefragt. Um keine weiteren Kompromisse einzugehen und den idealen Bauraum für die Integration der adaptiven Lagerung zu schaffen, wurde das Konzept eines Bedplates verfolgt, bei dem die gesamte vorhandene Lagergasse mechanisch ausgeräumt wird und statt dessen ein Lagerrahmen (Bedplate) integriert wird. Für die Pleuellagerung und Hauptlager konnten auf diese Weise unterschiedlich aufgebaute adaptive Lager umgesetzt werden. Während für die jeweils einzeln gelagerten Pleuel ein symmetrischer Aufbau mit je einem Rollenlager rechts und links vom Gleitlager zur Vermeidung von Kippmomenten erforderlich ist, kann die Pleuellagerung (Hauptlager) durch ihre Mehrfachlagerung auch asymmetrisch mit einem einzelnen Rollenlager ausgestattet werden. Hierdurch ergibt sich ein günstigeres Durchmesser zu Längen Verhältnis für die in den Dimensionen 6mm x 12mm. Bild 34 zeigt das CAD-Modell des Integrationskonzeptes der adaptiven Lagerung.

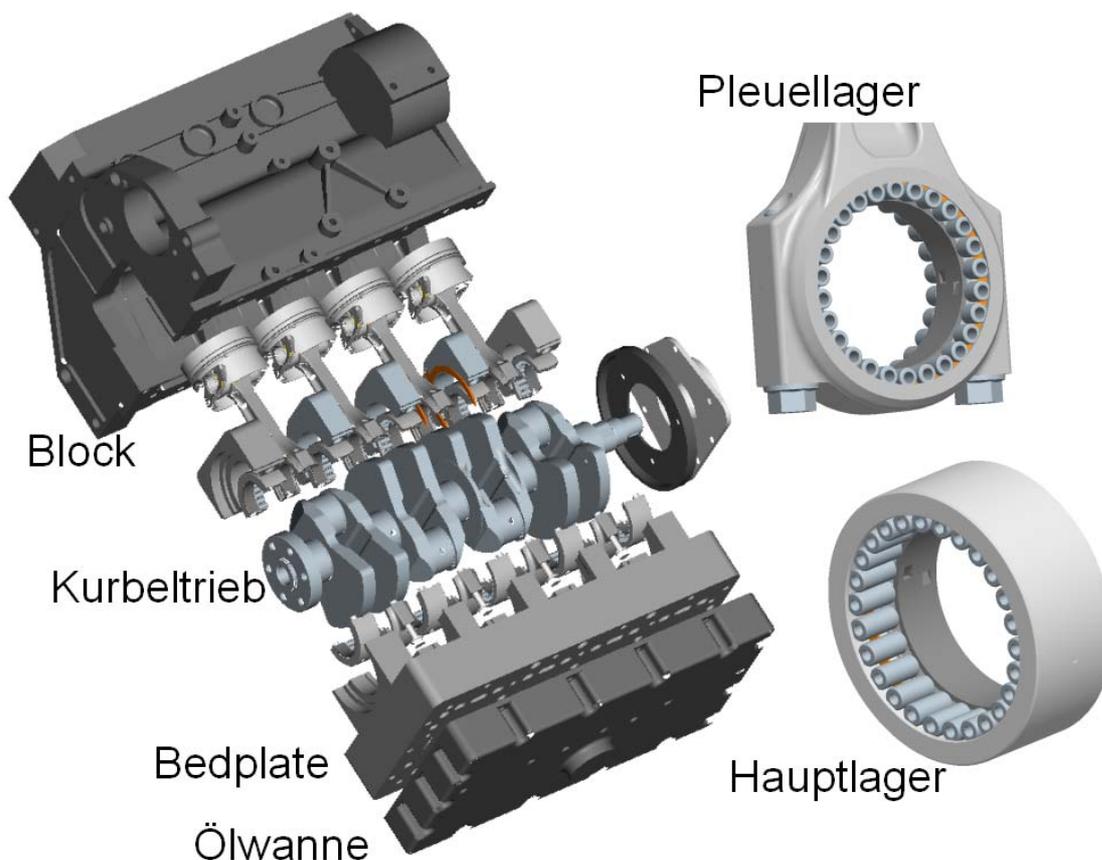


Bild 34: Integrationskonzept der adaptiven Lagerung

Die relevanten Bauteile wurden per Finite Elemente Methode berechnet und auf ihre Festigkeit überprüft. Des Weiteren wurde die Pleuellagerung auf Beanspruchungen durch Drehschwingungen berechnet und strukturell optimiert.

Während der Fertigung mussten vor allem bei der Herstellung der Bauteile mit besonderen Anforderungen hinsichtlich der Härte und mit komplexer Geometrie Erfahrungen mit unterschiedlichen Materialien und Wärmebehandlungsverfahren gesammelt werden. Im Folgenden wird exemplarisch der Herstellungsprozess der Pleuellagerung wiedergegeben, der durch die komplexe Geometrie und das Härteverfahren für den Prototypenbau eine besondere Herausforderung darstellt:

- Fräsen der Zentrierung für die Vordreharbeiten (Hubzapfen, Lagerung)
- Drehen entsprechend Vordrehzeichnung mit Aufmaß (2 mm im Durchmesser)

- Vorvergüten
  1. Vorvergüten ca. 880°C
  2. Abschrecken in Öl
  3. Anlassen bei ca. 580°C
- Fräsen der Gegengewichte
- Bohren der Ölversorgung und Messaufnehmerpositionen
- Spannungsarmglühen 650°C, 1h halten, abkühlen
- Bohren der Gewinde für Schwungscheibe und Triggerrad
- Vorschleifen der Haupt- und Pleuellager mit Aufmaß (1 mm im Durchmesser)
- Einsatzhärten unter Schutzgas im Vakuumofen
- Aufkohlen bei ca. 940°C
- Härten bei ca. 820°C
- Abschrecken in Öl
- Anlassen 2h bei 180° C
- Schleifen der Haupt- und Pleuellager
- Oberflächenfinish

Teilweise sind im Herstellungsprozess der Pleuel und Hauptlagerringe Produktionsfehler aufgetreten, die eine Neufertigung erforderlich machten.

Entscheidend für die Herstellung der Bauteile sind die Prozessparameter. Mit einer Erprobung und Optimierung der Fertigungsabläufe können die Anforderungen, auch anspruchsvoller Bauteile, nach Serien Qualitätskriterien erfüllt werden.

Nach der Fertigung wurden alle Bauteile zur Montage übergeben und für den Mechanikversuch vorbereitet.

### **3.5 Adaptiv gelagerter Motor am Schleppprüfstand**

Für die Montage des adaptiven Triebwerks mussten die zuvor erdachten Montagestrategien zunächst ihre praktische Tauglichkeit beweisen. Dazu mussten zum Teil noch Vorrichtungen und Hilfswerkzeuge konstruiert und hergestellt werden. In der folgenden Reihenfolge werden die Komponenten montiert:

- Kolben mit Pleueloberteil in Block einbauen
- Pleueloberschale mit Wälzkörpern, Käfighälfte und Gleitlagerschale bestücken
- Oberschale der Hauptlager in Block einlegen
- Hauptlageroberschale mit Wälzkörpern, Käfighälfte und Gleitlagerschale bestücken
- Axiallager der Kurbelwelle einlegen (Serienstand)
- Kurbelwelle einlegen
- Haupt- und Pleuellager mit Käfigen und Rollen bestücken
- Haupt- und Pleuellagerdeckel mitsamt Gleitlagerschalen auflegen
- Pleueldeckel verschrauben
- Bedplate auflegen
- Hauptlager verschrauben
- Bedplate am Block verschrauben
- Ölwanne montieren

Bild 35 zeigt den adaptiv gelagerten Motor mit montierten Pleuel vor dem Einbau der Hauptlagerringe und des Bedplate. Die Wälzkörper sind bereits in die Scheibenkäfige eingelegt und werden dadurch in ihrer Position gehalten. Erkennbar ist ebenfalls, im unteren linken Bild, die Trennstelle des Käfigs.

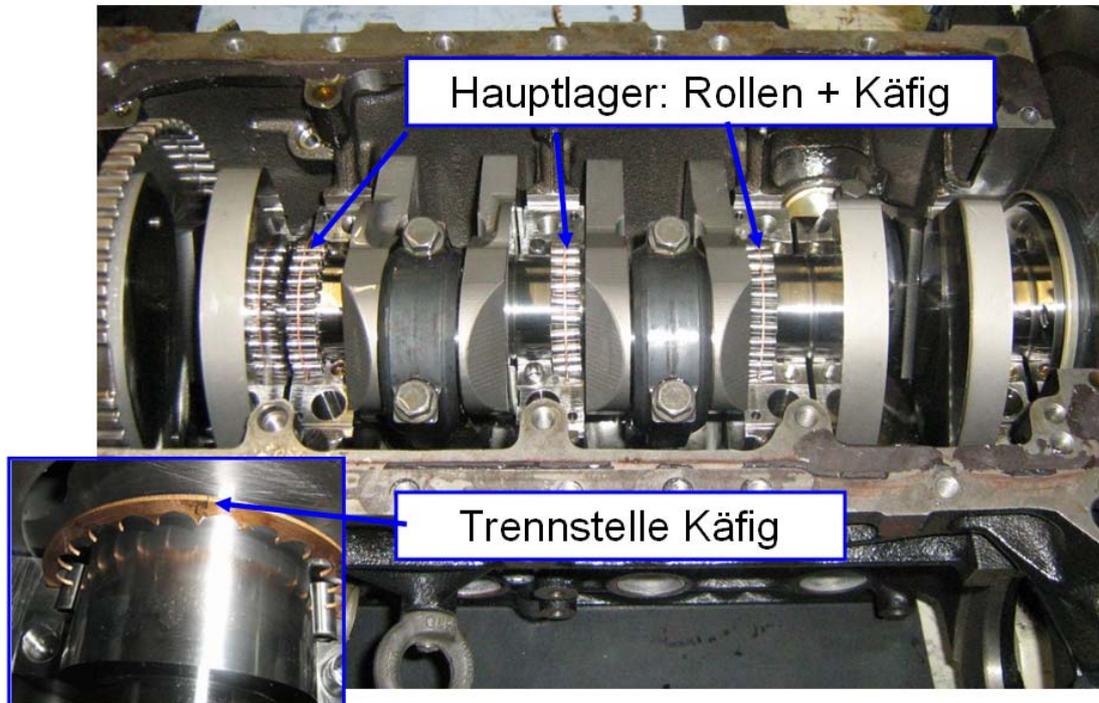


Bild 35: Zusammenbau AB-Motor

neben der üblichen Messtechnik für Motoruntersuchungen auf dem Mechanikprüfstand, wurden an den Hauptlagern Temperatursensoren appliziert, um die Lagerfunktion im Betrieb überwachen zu können. Der weitere Aufbau erfolgte äquivalent zum Basismotor (Bild 16). Auch in dieser Messreihe sollte erst das komplette Triebwerk in der Reibung vermessen werden und anschließend nur die Kurbelwelle mit Meistergewichten, ohne Pleuel und Kolben. Alle Messungen wurden bei 30°C, 50°C, 60°C und 90°C Öltemperatur mit den Öldrücken des Basistriebwerks durchgeführt.

Vor dem Beginn der eigentlichen Reibmessungen erfuhr das adaptiv gelagerte Triebwerk ein Einlaufprogramm bei niedriger Drehzahl. Dies ist erforderlich damit die Reibpartner der neuen Komponenten sich aufeinander einstellen können und ein stabiles Reibniveau entsteht, welches sich reproduzierbar messen lässt.

Während der ersten Messreihe wurde ein sprunghafter Anstieg der Temperatur eines der Hauptlager und damit einhergehend, ein Anstieg des Reibniveaus verzeichnet. Nach dem Zerlegen des Triebwerks wurde ein Lagerschaden an einem der Gleitlager durch unzureichende Ölzufuhr festgestellt. Neben dem defekten Lagerring wurde ebenfalls die Lauffläche der Kurbelwelle beschädigt. Da sich das beschädigte Hauptlager am freien Ende der Kurbelwelle befand, konnte eine Reparaturlösung durch herunterschleifen des Wellendurchmessers und aufschumpfen einer gehärteten Stahlhülse realisiert werden. Dem Ölman gel an der Gleitlagerstelle wurde durch Anbringung einer zusätzlichen Ölversorgungsbohrung Abhilfe geschaffen. Anschließend wurde das Triebwerk wieder zusammengebaut, auf dem Mechanikprüfstand installiert und einem erneuten Einlaufprogramm unterzogen.

Bild 36 zeigt das Reibniveau der adaptiven Lagerung aus den gemittelten Mehrfachmessungen im Vergleich zum Basistriebwerk. Erkennbar ist ein Reibvorteil der adaptiven Lagerung bei niedrigen und mittleren Temperaturen, dem ein Reibnachteil bei höheren Temperaturen gegenüberstand. Diese Messungen zeigen ein gegenläufiges Bild zu den auf dem Komponentenprüfstand gemachten Beobachtungen hinsichtlich der Höhe des Reibniveaus und auch dem Verhalten bei verschiedenen Temperaturen. Zu beobachten war weiterhin ein sehr unruhiger axialer Lauf der Kurbelwelle, insbesondere bei hohen Öltemperaturen.

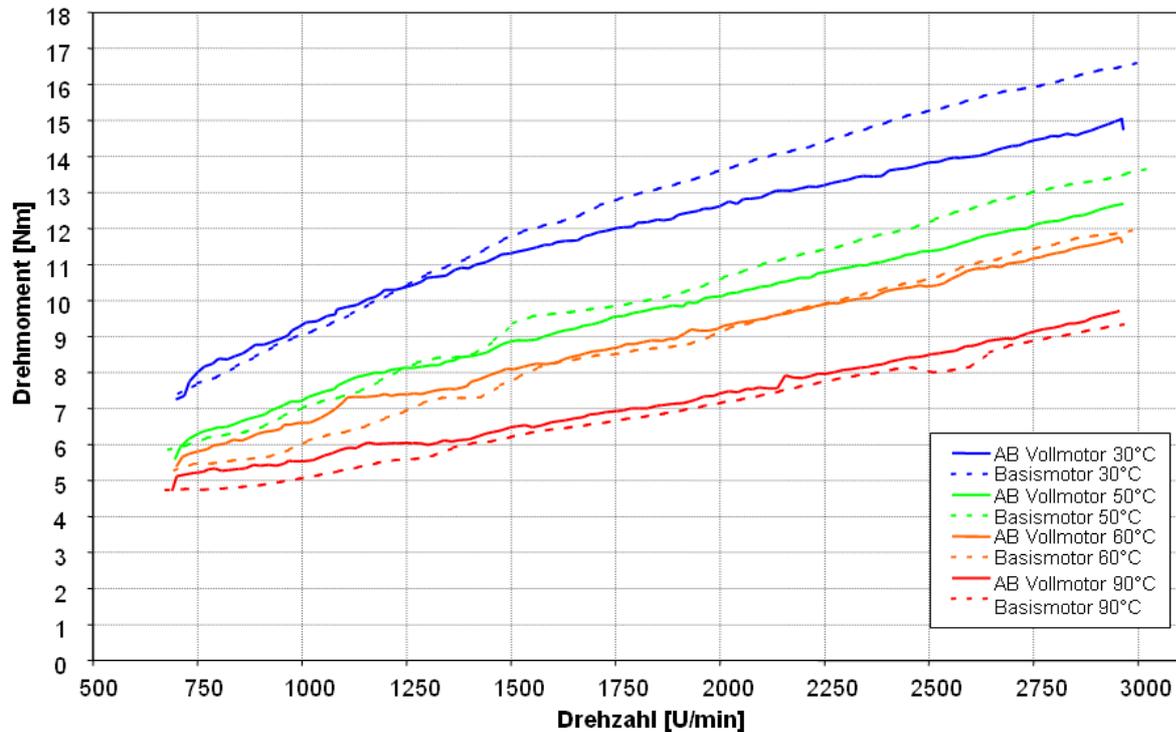
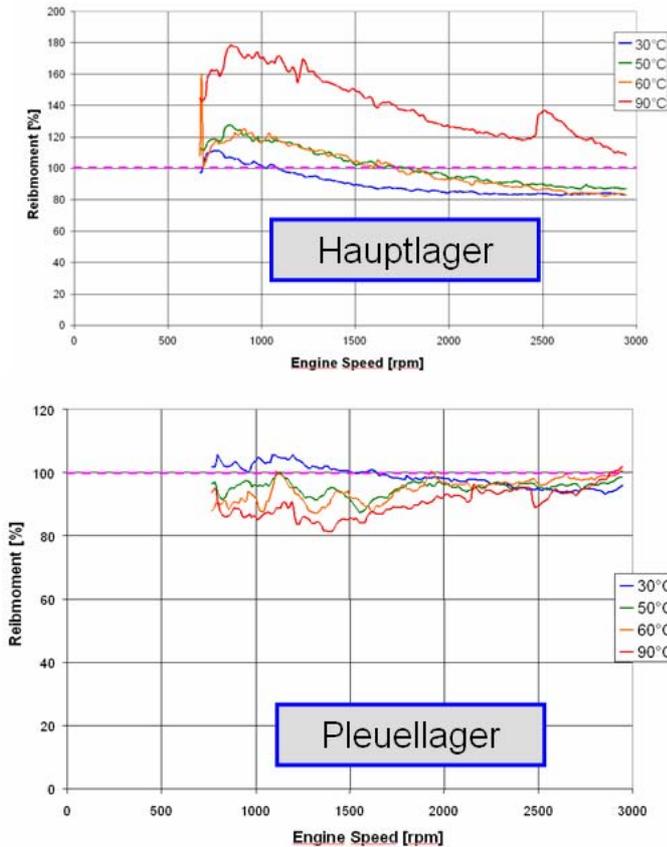


Bild 36: Schlepplmessungen AB-Motor zu Basismotor

Zur weiteren Analyse wurde das Triebwerk auf den Betrieb nur mit Kurbelwelle und Hauptlagern umgebaut, bei dem sich die Reibung der Hauptlager direkt und vergleichbar mit der Basis ermitteln lässt. Hierbei trat der zum Komponentenprüfstand gegenläufige Trend des Reibverhaltens noch deutlicher hervor. Insbesondere bei hohen Temperaturen trat eine deutliche Erhöhung der Reibleistung auf.

Um aus den durchgeführten Messungen die Reibung der Pleuellager zu ermitteln, die sich immer nur zusammen mit den deutlich dominierenden Kolben messen lassen, ist eine prozentuale Aufteilung der Reibungen entsprechend üblicher Größen und Erfahrungswerte erforderlich. Etwa 30% fallen dabei auf die Kolbengruppe, 30% auf Ölpumpe, Wasserpumpe, Lichtmaschine, 10% auf den Ventiltrieb, 20% auf die Hauptlager und etwa 10% auf die Pleuellager. Das Ergebnis dieser Aufteilung ist ein Reibverlauf der Pleuellager bei den verschiedenen Temperaturen über der Drehzahl entsprechend der Beobachtungen vom Komponentenprüfstand. Bei hohen Öltemperaturen stellte sich ein größerer Reibvorteil ein als bei niedrigen Temperaturen, allerdings nach wie vor auf einem zu hohen Niveau. Bild 37 zeigt den zusammenfassenden Vergleich des Reibniveaus der adaptiven Lagerung zum Basistriebwerk. Das Reibniveau des Basistriebwerks wurde hierbei zu 100% gesetzt, sodass ein Wert kleiner 100% einen Reibvorteil der adaptiven Lagerung ausweist.



## Mechanikprüfstand: Prozentualer Reibmomentvergleich

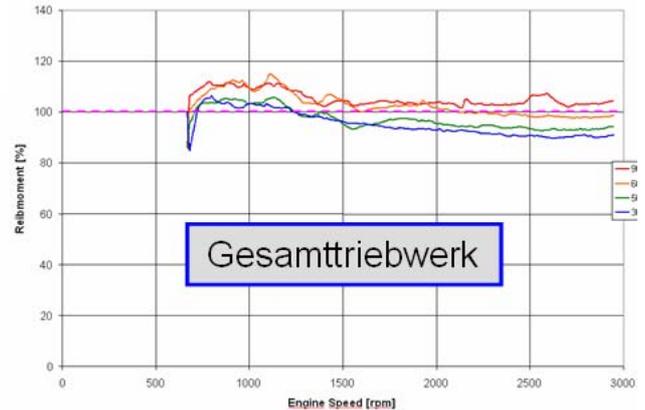


Bild 37: Zusammenfassung der AB-Motor Messergebnisse vom Mechanikprüfstand

Deutlich wird bei der Auswertung vor allem das gegensätzliche Verhalten der Hauptlager zu den Pleuellagern unter Temperatureinfluss. Die Veränderung des Reibniveaus der Pleuellager ist mitunter auf die zum Komponentenprüfstand zusätzlich wirkende Fliehkraft zurückzuführen. Dies ist bei den Hauptlagern nicht der Fall, jedoch führen verschiedene weitere Effekte zu einem negativen Reibverhalten. Im Gegensatz zu den Pleuel ist, wie bereits weiter oben im Text beschrieben, die Kurbelwelle mehrfach gelagert. Das führt dazu, dass sich unvermeidbare Fluchtungsfehler der Hauptlagergasse auf die Anlage der Kurbelwelle in den Hauptlagern auswirken. Weiterhin scheint die Führung der breiteren Wälzkörper mit dem schmalen, mittig angeordneten Scheibenkäfig zu einer instabilen Rollenführung zu führen. Diese Effekte bewirken eine ausgeprägte Schiefstellung der Wälzkörper und eine axiale Bewegung der Kurbelwelle. Die dabei entstehenden Kräfte können erheblich sein und müssen vom axialen Gleitlager der Kurbelwelle abgefangen werden. Hierbei entsteht hohe Reibung. Der Anstieg des Reibniveaus mit steigender Öltemperatur und die damit einhergehende Verringerung der Dämpfung im Lager sprechen ebenfalls für einen solchen Effekt. Es kann davon ausgegangen werden, dass über eine verbesserte Führung der Wälzkörper und ein reibungsarmes Axiallager der Kurbelwelle, beispielsweise als Nadellager, eine erhebliche Verringerung des Reibniveaus erzielt werden kann. Die positiven Auswirkungen einer verbesserten Wälzkörperführung sind in gleicher Weise für die Pleuellager zu erwarten. In den hier durchgeführten Messungen wird die Bilanz des Gesamtmotors durch den dominierenden Anteil der Hauptlager mit ihrem negativen Einfluss geprägt.

Im Folgenden wurden die vergleichenden Akustikmessungen am adaptiv gelagerten Komplettriebwerk in Zusammenarbeit mit der Firma HEAD Acoustics durchgeführt. Diesen Untersuchungen kommt eine besondere Bedeutung zu, da gegen den Einsatz von Wälzlagern im Kurbeltrieb von Verbrennungsmotoren häufig das Argument des negativen akustischen Verhaltens angebracht wird. Dieses negative akustische Bild wird bei einer reinen Wälzlagerung durch den harten metallisch klingenden Anlagewechsel der Lager, unter anderem während der Verbrennung, hervorgerufen. Im Fall der adaptiven Lagerung werden diese Lastbereiche von dem konventionellen Gleitlager getragen, sodass sich keine nennenswerten akustischen Auffälligkeiten erwarten lassen. Die bis dahin auf dem Mechanikprüfstand durchgeführten Drehzahlhochläufe bestätigten diesen Eindruck subjektiv eindeutig. Entsprechend der zuvor bei dem gleitgelagerten Basistriebwerk durchgeführten Referenzmessungen wurden die Mikrofone samt Kunstkopf im Prüfstand positioniert. Die in Bild 38 dargestellten Messergebnisse bestätigten den subjektiven Eindruck

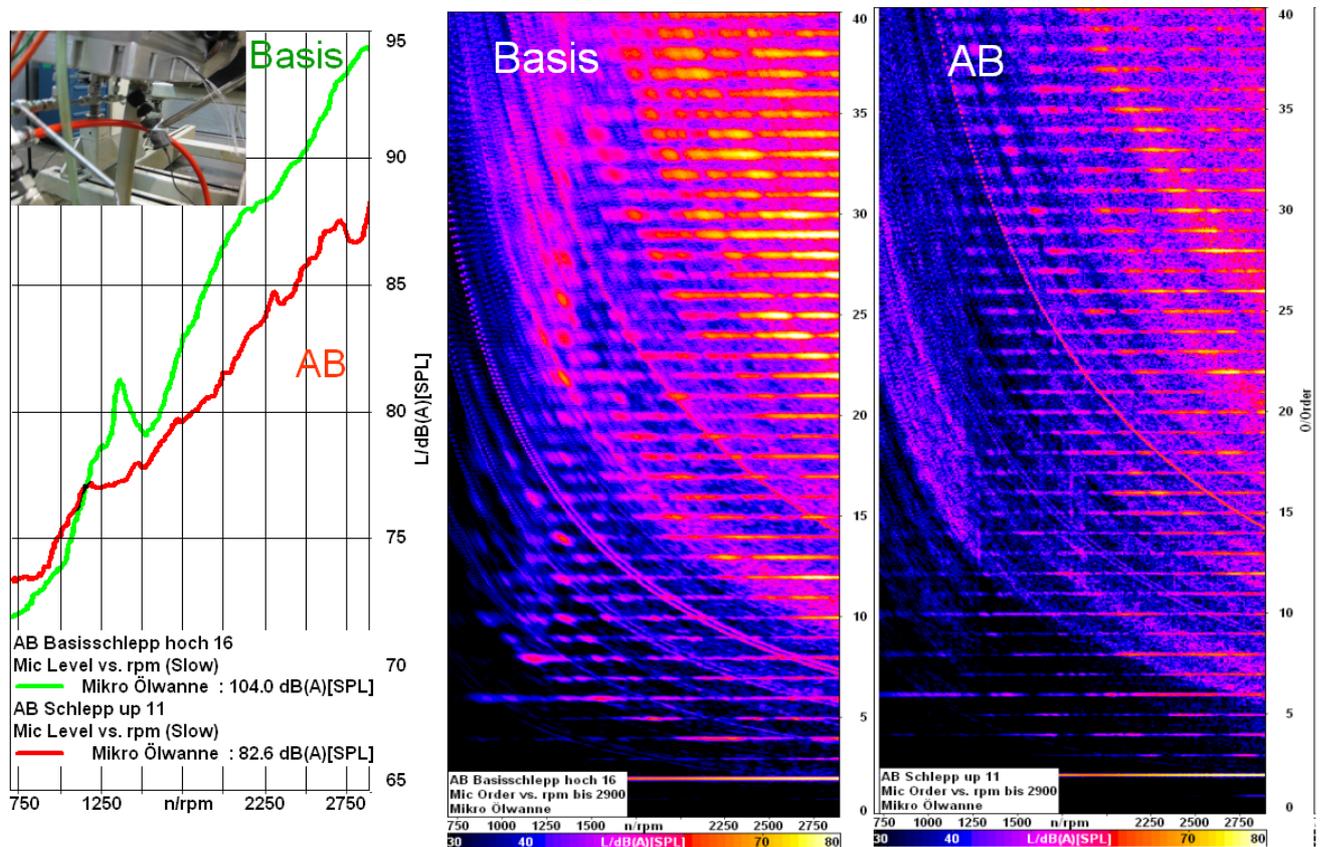


Bild 38: Vergleich der Motorakustik zwischen AB-Motor und Basismotor

deutlich. Aufgezeigt ist der Schalldruck und das Ordnungsspektrum im direkten Vergleich zwischen der adaptiven Lagerung (AB) und dem konventionell gleitgelagerten Basistriebwerk (Basis). Im linken Diagramm ist ein über der Drehzahl deutlich geringerer Schalldruck der adaptiven Lagerung zu erkennen. Eine Verringerung des Schalldrucks wurde zunächst nicht erwartet, lässt sich aber auf die durch das Bedplate eingebrachte stabilere Struktur gegenüber dem Basisblock zurückführen. Auch im Spektrum der Motorordnungen sind keine störenden Amplituden im Bereich der bei Wälzlagern sonst üblichen hohen Frequenzen (hohe Ordnungen) erkennbar. Dieses Ergebnis war äußerste erfreulich, da selbst bei einem guten Potenzial der adaptiven Lagerung zur Minderung der Reibleistung eine negative Akustik zu einer Ablehnung der Technik führen würde.

### 3.6 Adaptiv gelagerter Motor am Thermodynamikprüfstand

Die im Vorfeld auf dem Mechanikprüfstand durchgeführten Untersuchungen haben bereits aufgezeigt, dass das angestrebte volle Potenzial zur Minderung der Reibleistung noch nicht in vollem Umfang erreicht werden konnte. Für die folgenden Messungen des adaptiv gelagerten Triebwerks im gefeuerten Betrieb auf dem Thermodynamikprüfstand wurden keine von den Mechanikuntersuchungen nennenswert abweichenden Ergebnisse hinsichtlich des Reibniveaus erwartet. Von besonderem Interesse bei den thermodynamischen Untersuchungen war an dieser Stelle das Verhalten unter realen Motor Betriebsbedingungen hinsichtlich Haltbarkeit und Akustik.

Zunächst wurde das Triebwerk mitsamt der für den thermodynamischen Betrieb erforderlichen Messtechnik auf dem Prüfstand entsprechend Bild 12 aufgebaut. Bild 39 zeigt darüber hinaus die linke Seitenansicht mit dem Motor Unterbau des adaptiv gelagerten Triebwerks.

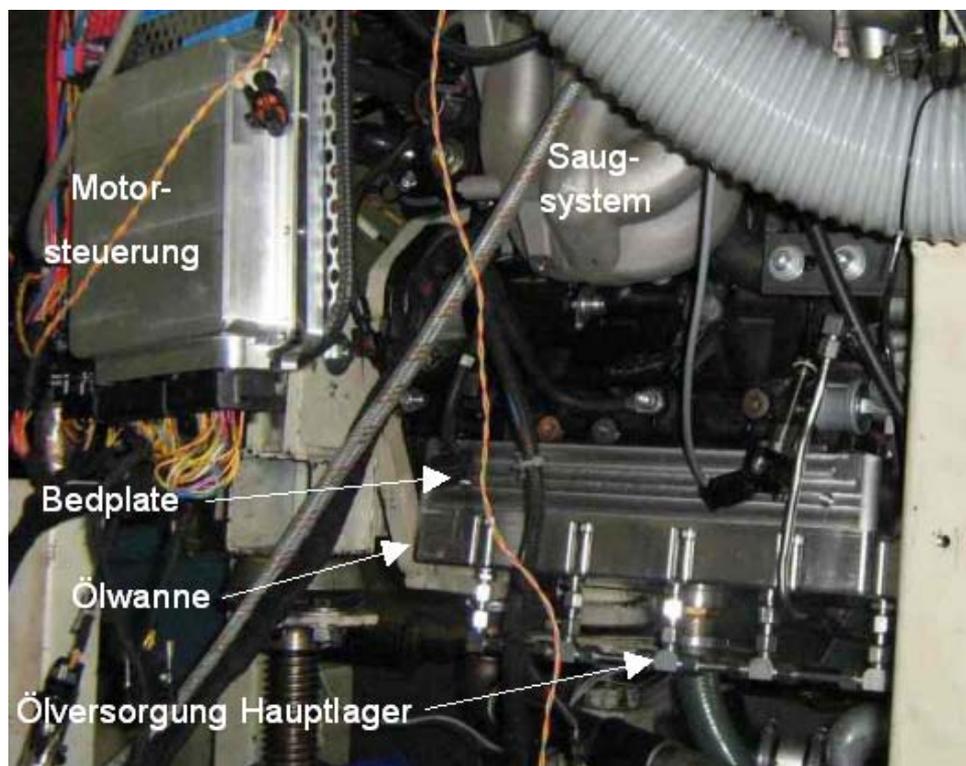


Bild 39: AB-Motor am Thermodynamikprüfstand

Im Gegensatz zum Basismotor, wurde das adaptiv gelagerte Triebwerk mit einer externen Ölversorgung betrieben. Zur Bilanzierung der daraus folgenden Reibungsminderung, wurde die aus der Ölpumpenvermessung ermittelte Antriebsleistung zur gemessenen Reibleistung hinzugerechnet. Die folgenden Betriebspunkte wurden zur Ermittlung der Motorreibung und des Verbrauchs gemessen:

- $750 \text{ min}^{-1}$ , Leerlauf
- $1000 \text{ min}^{-1}$ , 2 bar  $p_{me}$
- $1000 \text{ min}^{-1}$ , 1 bar  $p_{me}$ , 2 bar  $p_{me}$ , 8 bar  $p_{me}$

Öl- und Wassertemperaturen wurden in allen Betriebspunkten auf jeweils 25°C, 50°C und 90°C eingestellt. Zum Ausschluss zufälliger Messfehler wurden die Messungen mehrfach durchgeführt. Bild 40 zeigt die Differenz im Kraftstoffverbrauch des adaptiv

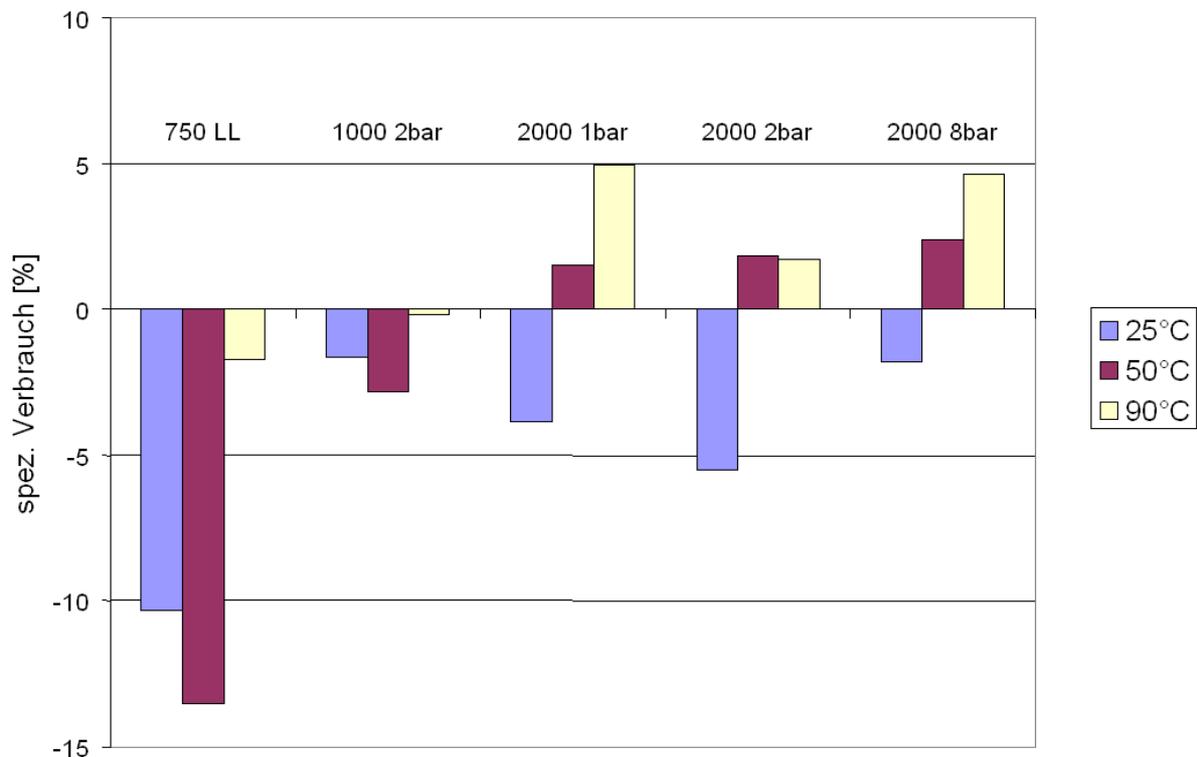


Bild 40: Gemessene prozentuale Kraftstoffverbrauchsänderung des AB-Motors

gelagerten Motors im Vergleich zum Basismotor. Es wurde äquivalent zum Mechanikprüfstand ein Reibvorteil hin zu niedrigen Temperaturen und niedrigen Lasten verzeichnet. Auch hier ist die Axialbewegung der Kurbelwelle und die daraus folgende Abstützung im Axiallager als maßgeblich beeinflussender Faktor zu bewerten.

Auf die Reibmessungen folgend wurde der Motor hin zu höheren Drehzahlen und Lasten betrieben um eine Aussage zur Belastbarkeit und Haltbarkeit der adaptiven Lager zu erhalten. Dabei wurden Drehzahlen bis zu 4000 Umdrehungen pro Minute und Mitteldrücke bis 15bar gefahren. Dies entspricht etwa 240Nm abgegebenes Drehmoment. In dem gesamten untersuchten Betriebsbereich zeigte das adaptiv gelagerte Triebwerk keine akustischen Auffälligkeiten. Die Hauptlagertemperaturen befanden sich stets auf einem normalem, stabilen Niveau. Damit ist davon auszugehen, dass die adaptiven Lager keine Überlastung erfuhren und keine Fehlfunktion auftrat.

Nach einer Betriebszeit von etwa 40 Stunden wurde im Referenzpunkt 2000 min<sup>-1</sup> und 2bar  $p_{me}$  eine erhöhte Reibung des Gesamtmotors ohne Anstieg in den Hauptlagertemperaturen gemessen. Dieser Anstieg in der Motorreibung ist auf ein übermäßig beanspruchtes Axiallager der Kurbelwelle zurück zu führen. Eine Demontage des Kurbelwellen Axiallagers bestätigte diese Vermutung.

An dieser Stelle und mit diesem Stand wurden die praktischen Untersuchungen der adaptiven Lagerung am Thermodynamikprüfstand beendet.

#### 4. Fazit

Die ausführliche Entwicklung am Komponentenprüfstand (Lagerprüfstand) konnte ein deutliches Potenzial der adaptiven Lagerung zur Minderung der Reibleistung aufzeigen. Dies konnte jedoch in den Untersuchungen am Mechanikprüfstand und am Thermodynamikprüfstand nicht gleichermaßen realisiert werden. Es ist deutlich aufgefallen, dass die Führung der Wälzkörper durch ein anderes Käfigkonzept verbessert werden muss, um die Axialbewegung der Kurbelwelle zu minimieren. Bild 41 zeigt ein solches Käfigkonzept, welches sich die spezielle Eigenart der Hohlrolle zu Nutze macht, um mit einem über die gesamte Wälzkörperlänge innen durchgeführten Stift, eine deutlich verbesserte Führung zu gewährleisten. Ein weiterer Vorteil dieser Bauweise ist die Erhöhung der Tragfähigkeit des Lagers durch den Wegfall der Nut für den Scheibenkäfig.

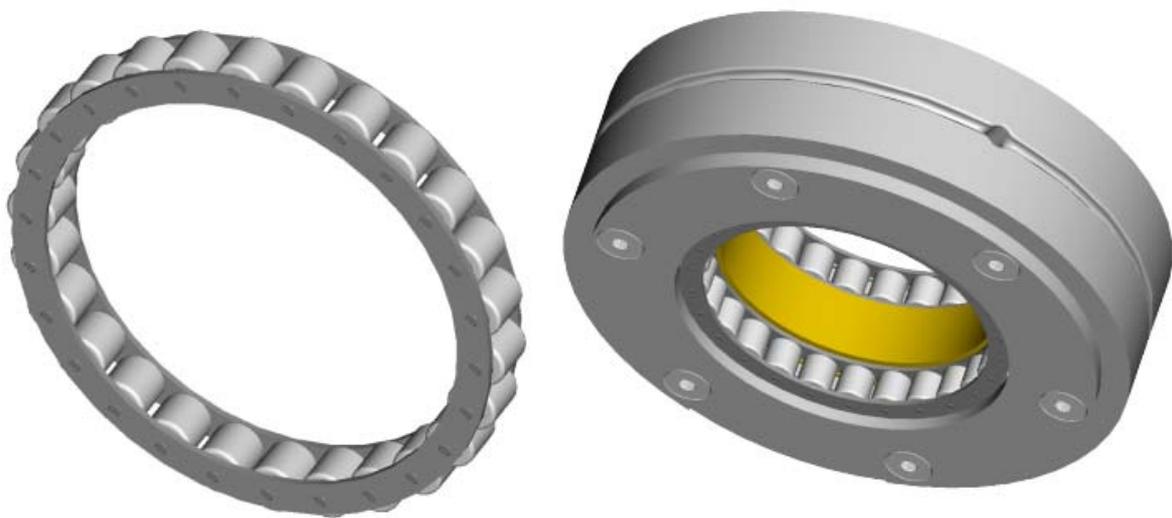


Bild 41: Neues Käfigkonzept zur Verbesserung der Rollenführung

Ein Niveau der Axialbewegung äquivalent zu einer Gleitlagerung wird mit einem Wälzlagerkonzept nicht erreicht werden können, da eine verstärkte Schraubwirkung auf die Welle grundsätzlich vorhanden ist. Aufgrund dessen muss dafür gesorgt werden, dass die Axialkräfte möglichst reibungsarm abgefangen werden, zum Beispiel durch ein axiales Nadellager.

Als herausragendes Merkmal der adaptiven Lagerung muss die durchweg vorhandene akustische Neutralität hervorgehoben werden, die so bei einer Wälzlagerung im Kurbeltrieb von Verbrennungsmotoren noch nicht verzeichnet werden konnte. Die Belastbarkeit und Haltbarkeit der adaptiven Lagerung kann dem Entwicklungsstand entsprechend mit sehr gut beziffert werden.

Die prinzipielle Funktion der adaptiven Lagerung und das Potenzial zur Reibminderung konnten im Projekt nachgewiesen werden. Weitere Optimierungen über eine Fortführung des Programms versprechen eine deutliche Ausweitung des Reibminderungspotenzials und eine Vereinfachung der Bauweise.

## 5. Veröffentlichungen

27.11.2008

Hochschulvortrag and der Universität in Gyöer, (Audi-Ungarn)

Adaptive Lagerung – Ein Konzept zur Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren

09.06.2009:

Fachvortrag VDI Tagung für Gleit und Wälzlagerung in Wiesloch

Adaptive Lagerung – Ein Konzept zur Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren

26.11.2009

Hochschulvortrag and der Universität in Gyöer, (Audi-Ungarn)

Adaptive Lagerung – Ein Konzept zur Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren: Fortschritte in der Entwicklung

16.12.2010

Hochschulvortrag and der Universität in Gyöer, (Audi-Ungarn)

Adaptive Lagerung – Ein Konzept zur Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren: praktische Erfahrungen

Zusätzlich wurden verschiedene OEM's angesprochen und das System über Messeauftritte beworben.

Aachener Motorenkolloquium: 2008, 2009

Wiener Motorensymposium: 2008, 2009, 2010

CTi Getriebesymposium Berlin: 2010