

21

**Neues erreichen mit
„alten“ Techniken**
Wälzlager im Hubkolbenmotor

Peter Solfrank

Einleitung

Auf die Anforderungen an moderne Antriebsquellen für die individuelle Mobilität in diesem Rahmen einzugehen hieße Eulen nach Athen tragen. Die Optimierung der Thermodynamik, also der Umsetzung von thermischer in mechanische Energie, stellt in diesem Kontext zweifelsfrei einen ganz wesentlichen Aspekt dar, der aber in den letzten Jahren durch die verstärkte Berücksichtigung der Bedeutung der rein mechanischen Effizienz von Motoren ergänzt wird. Dieser Gesichtspunkt stellt offensichtlich besonders für ein Unternehmen wie die Schaeffler Gruppe mit einem traditionell starken Fokus auf Wälzlagerungen einen wichtigen potentiellen Markttrend dar.

Wälzlager im Motorenbau

Schon in den äußerst frühen Jahren des Hubkolbenmotors spielen Überlegungen zur technisch sinnvollen Gestaltung und Montage von Wälzlagerungen innerhalb dieser Systeme eine wichtige Rolle [1]. Der Einsatz nicht nur in exotischen Einzelanwendungen, sondern in breiter Serie war bis in die Fünfziger und Sechziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts verbreitet: Als Beispiele für die Anwendung zur Lagerung der Pleuellager seien hier der Porsche 936 oder der Auto Union 1000 S de Luxe Coupé 1962-1963 genannt. Im Bereich der Motorradmotoren spielt die Wälzlagerung der Pleuellager nach wie vor eine wichtige Rolle. Auch im modernen Hubkolbenmotor für den PKW-Sektor kann die Wälzlagerung seit der massiven Verbreitung von Rollenschlepphebeln im Ventiltrieb als allgemein verbreitete Technologie bezeichnet werden. Der Nebenaggregattrieb ist klassisch mit einer Vielzahl von Lagerstellen eine Domäne der Wälzlager, ebenso wie die Wasserpumpen- oder Generatorlagerung.

Vorteile von Wälzlager gegenüber Gleitlagern

Wälzlagerungen erlauben nicht nur eine präzise geführte Relativbewegung zweier Bauteile. Die Reibungsverluste bei dieser Bewegung stellen in den allermeisten Fällen auch das absolute Minimum dessen dar, was als technisch sinnvoll erreichbar anzusehen ist. Hinzu kommt, dass in

vielen Fällen der Schmiermittelbedarf von Wälzlagerungen so gering ist, dass dieser Bedarf z. B. im motorischen Bereich durch den fast überall vorhandenen Ölnebel gewährleistet werden kann. Der dadurch mögliche Verzicht auf eine Druckölversorgung stellt eine zum Teil erhebliche Einsparung an konstruktivem und fertigungstechnischem Aufwand dar. Auch bedeutet der verringerte Durchsatz der Ölpumpe eine weitere Reduzierung der Verlustleistung und damit eine Effizienzsteigerung für den Motor.

Schließlich geht die abwälzende Bewegung der unmittelbaren Kontakt stehenden Bauteiloberflächen des Wälzlagers neben der Reibungsarmut auch mit äußerst geringen Verschleißraten bei minimaler Schmiermittelverfügbarkeit einher. Dies qualifiziert Wälzlager insbesondere dann für eine Anwendung, wenn es darauf ankommt, ohne die Verfügbarkeit einer Druckölversorgung mit restbenetzten Oberflächen eine verschleißfreie Bewegung zur ermöglichen. Dieser Aspekt der Notlauffähigkeit unter Mangelschmierung ist umso mehr für motorische Anwendungen relevant, weil hier teilweise erhebliche Belastungen der Lagerstellen auch bei Stillstand des Motors auftreten. Hier sei beispielsweise auf die durch Zugmittelgetriebe belasteten Lagerstellen von Pleuellager- und Nockenwellen hingewiesen. Im Fall einer auf Druckölversorgung angewiesenen Gleitlagerung sind diese Lagerstellen äußerst verschleißgefährdet. Der systembedingte Vorteil der Wälzlagerung in derartigen Betriebsituationen prädestiniert diese offensichtlich sowohl für Motoren mit Stopp-Start System als auch für Hybridanwendungen, beide mit im Vergleich zu den bisherigen Anforderungen drastisch erhöhter Anzahl von Startvorgängen.

Auch beim Kaltstart weist die Wälzlagerung klare Vorteile in Form eines geringen Losbrechmomentes und guter Notlauffähigkeit bei Schmiermittelmangel mit minimaler Verschleißneigung auf.

Kurbelwelle

Für den Ersatz von Gleitlagern durch Wälzlager bieten sich zunächst die Haupt- und Pleuellager der Pleuellager als die dominanten Drehverbindungen im Motor an. Die Umsetzung dieser Idee im Labormaßstab ist in [2] dargestellt und der Effekt hin-

sichtlich Kraftstoffsparepotenzialen mit 5,4 % im NEFZ quantifiziert worden.

Diese Lagerstellen an der Pleuellager sind höchsten und höchst dynamischen Lasten ausgesetzt. Die Belastungssituationen der Lager ist geprägt von Lasten in verschiedenen, wechselnden Richtungen in Kombination mit den durch die Pleuellager- und die Gehäuseverformungen vorgegebenen hochdynamischen Verkipfungen, die zudem in Wechselwirkung mit den Lagereigenschaften stehen. Dies trifft nicht nur auf jeden einzelnen Betriebspunkt des Motors zu, sondern wird noch ergänzt durch eine enorme Bandbreite unterschiedlicher Betriebszustände. Dies Alles macht das mechanische System zu einer Herausforderung im Hinblick auf eine sinnvolle Auslegung im Sinne der Lebensdauerberechnung. Darüber hinaus sind aber im Lauf einer solchen Entwicklung frühzeitig auch akustische Fragestellungen zu berücksichtigen und stellen zusätzliche Anforderungen an das Gesamtsystem sowie dessen Entwicklung [3]. Ohnehin lässt sich eine solche Lagerung nur noch im Verbund mit Pleuellager und Gehäuse entwickeln, wobei auch die Fertigungs- und Montagetechnik von Anfang an mit zu berücksichtigen sind.

Das Pleuellager nimmt hinsichtlich der Belastungssituation eine Sonderstellung ein. Zum einen dient es prinzipbedingt der relativen Relativbewegung zweier Bauteile. Zum anderen ist es aber, was untypisch für ein Wälzlager ist, auch selbst einer geführten Bewegung unterworfen, die hohe Zentrifugalbeschleunigungen hervorruft. Schließlich führt die Kinematik des Pleuellagers auch noch zu einer sehr dynamischen Schwankung der relativen Relativbewegung von Pleuellagerhubzapfen und Pleuellager. Diese kinematische Drehungleichförmigkeit wird überlagert von der durch den ungleichförmigen Verbrennungsprozess hervorgerufenen Schwankung der Pleuellagerrotationsgeschwindigkeit. All diese Effekte haben zur Folge, dass das Potenzial zur Reibungsreduzierung an dieser Lagerstelle im Vergleich zur Gleitlagerung bei weitem nicht so hoch ist wie bei der Hauptlagerung. Darüber hinaus sind die technischen Herausforderungen aufgrund der beschriebenen besonderen Belastungs- und Bewegungssituation vergleichsweise groß.

Auf der Suche nach einem sinnvollen Kompromiss zwischen minimierter Reibung und vertretbarem Aufwand ist dementsprechend ein schrittweises Vorgehen denkbar, bei dem zunächst die Hauptlagerung der Pleuellager in Form von Wälzlageren

ausgeführt wird, während die Pleuellager weiterhin als Gleitlager bestehen bleiben. Damit würde der Großteil des Reibungseinsparpotenzials genutzt bei gleichzeitiger Begrenzung des technischen Risikos. Allerdings muss bei diesem Konzept noch die Druckölversorgung der Pleuellager sichergestellt werden. Je nach Bauraumverfügbarkeit kann dies durch eine separate Drucköleinleitung geschehen, oder eines der Hauptlager wird weiterhin als Gleitlager ausgeführt, um die Aufgabe der Drucköleinleitung in die Pleuellager in klassischer Weise zu erfüllen.

Nockenwelle

Die Zahl der Nockenwellenlagerstellen ist bei den meisten modernen Motoren so groß, dass hier spontan die Summe der Reibungsverluste und damit das Einsparpotenzial erheblich erscheint. Im Vergleich zur Pleuellager sind die Belastungen jedoch weniger extrem, so dass die zu erwartende Reibungswärme im Verhältnis zur Wärmeleitfähigkeit der Umgebungsbauteile Nockenwelle und Pleuellagerkopfstruktur recht gering ist. Unter diesen Verhältnissen ist zu erwarten, dass auf eine Druckölversorgung der Lager, die in den allermeisten Fällen mehr der Kühlung als der Schmierung dient, verzichtet werden kann.

Rechnerische Untersuchungen zu den Betriebsbedingungen der Nockenwellenlager ebenso wie experimentelle Ergebnisse zum Antriebsmoment von Pleuellagerköpfen führen zu dem Schluss, dass im unteren Drehzahlbereich die Gleitlager in der Mischreibung betrieben werden. Bei mittleren bis höheren Drehzahlen dagegen wird eine Trennung der Oberflächen und damit eine hydrodynamische Lagerung erreicht, so dass dort die Reibungsverluste erheblich reduziert werden.

Klassische Nockenwellen-Bauform

Einteilige Nockenwellen mit kleinen Lagerdurchmessern erfordern die Teilung der Lager (Käfig und Außenring). Die Teilungsebene des Lagers muss entsprechend der bevorzugten Lastrichtung in den vergleichsweise wenig belasteten Bereich gelegt werden, so dass eine Verminderung der Tragfähigkeit des Lagers im Teilungsbereich weniger relevant ist.

Bei den in den letzten Jahren zunehmend eingesetzten gebauten Nockenwellen können jedoch ungeteilte Lager verwendet werden. Entweder werden dabei Lagerinnenringe mit auf die Welle montiert, oder der Nockenwellengrundkörper selbst kann, bei entsprechender Materialwahl und Bearbeitung, als Laufbahn für das Wälzlager verwendet werden.

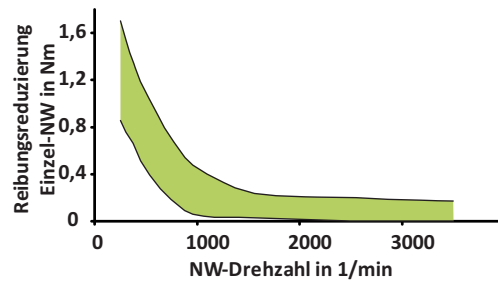


Bild 1 Streuband Reibungseinsparung durch Wälzlagerung der Nockenwelle in klassischer Bauform

Der versuchstechnische Nachweis der Reibungsreduzierung durch den Einsatz von Nockenwellenwälzlagern zeigt, dass im unteren Drehzahlbereich Verluste, die sich durch die Mischreibung im Gleitlager ergeben, zu einem nennenswerten Teil vermieden werden können. Bei höheren Drehzahlen ist dagegen das Einsparpotenzial recht gering. Bild 1 fasst die Ergebnisse solcher Messungen an vier ver-

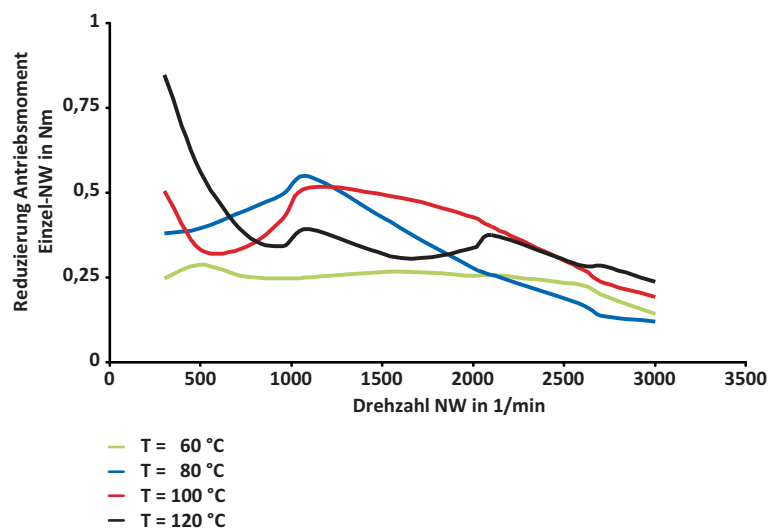


Bild 2 Reibungseinsparung durch Wälzlagerung für eine Tunnel-Nockenwelle

schiedenen Motoren (4-Zylinder DOHC, Messung jeweils einer NW) zusammen.

Die Bewertung dieser Ergebnisse muss in der einzelnen Anwendung unter Berücksichtigung der Sekundäreffekte (Entfall der Druckölversorgung, reduzierte Ölmenge im Zylinderkopf) und des Vergleichs von Kosten und Nutzen erfolgen.

Tunnel-Nockenwellen

Trotz der reibungstechnischen Nachteile solcher Konzepte gibt es nach wie vor Gründe für den Einsatz von Nockenwellen mit Lagerdurchmessern, die so groß ausgeführt werden, dass sie eine Längsmontage der Nockenwelle in ein Gehäuse ermöglichen. Die reduzierte Zahl der Lagerstellen kompensiert nur zum Teil den systembedingten Reibungsnachteil dieses Prinzips, so dass sich in diesem Fall die Reduzierung der Reibungsverluste durch den Einsatz von Wälzlagern besonders anbietet. Durch die in diesem Fall mögliche ungeteilte Ausführung mit dünnwandigem Innen- und Außenring kann die Nockenwelle weitestgehend unverändert übernommen werden.

Messergebnisse für ein solches System zeigen gleitlagerseitig einen deutlich geringeren Mischreibungsbereich. Der Reibungsvorteil der Wälzlagerung liegt über der Drehzahl recht konstant im Bereich zwischen 0,2 und 0,5 Nm (Bild 2). Die höheren Einsparpotenziale zusammen mit dem vergleichsweise moderaten Aufwand bei der konstruktiven und fertigungstechnischen Umsetzung führen im Fall der Tunnelnockenwellen also zu einem äußerst günstigen Kosten-/Nutzenverhältnis.

Akustik

Für die Untersuchung der Auswirkungen einer Wälzlagerung der Nockenwellen auf die Motorakustik wurde mit einem 4-Zylinder-Motor (1,4 Liter Hubraum) in einem Fahrzeug der Kompaktklasse bewusst ein

Beispiel gewählt, bei dem die vergleichsweise sparsame Ausstattung mit akustischen Dämmungen dazu führt, dass ein eventuell ungünstiger Einfluss der Wälzlagerung besonders auffällig werden müsste. Der direkte Vergleich akustischer Messungen (Kunstkopf auf dem Beifahrersitz) in unterschiedlichsten Fahrsituationen führt zu Ergebnissen, die in fast allen Fällen unterhalb der Wahrnehmungsgrenze liegen (Bild 3).

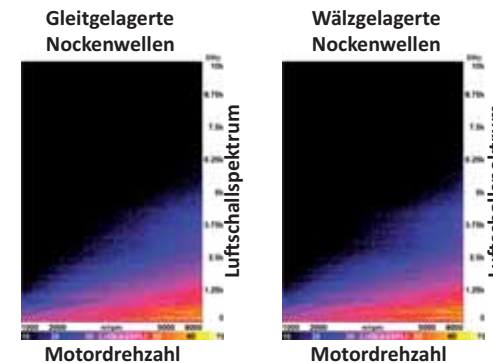


Bild 3 Vergleich Luftschallspektrum über Motordrehzahl links: gleitgelagerte Nockenwellen, rechts: wälzgelagerte Nockenwellen

Neben der Reibungsreduzierung spielt gerade im Bereich der Nockenwellenlagerungen auch die Frage nach Notlauf- und Anfahrigenschaften der Lager eine wichtige Rolle. Insbesondere die antriebsseitigen Lager sind neben den Kräften aus den Ventiltrieben häufig aufgrund der meist eingesetzten Antriebe über Zugmittelgetriebe zusätzlichen Belastungen ausgesetzt. Diese Zusatzkräfte sind auch im Stillstand erheblich. In Anwendungen mit Stopp-Start System oder in Hybridanwendungen sind die Lager einem häufigen Abbremsen bis zum Stillstand und anschließendem Wiederanfahren unter nennenswerten Lasten ausgesetzt. Da sich unter diesen Randbedingungen in Gleitlagerungen kein tragfähiger Schmierfilm ausbilden kann, neigen Gleitlager in solchen Situationen zu einem erhöhten Verschleiß. Demgegenüber sind entsprechend dem Konzept des Wälzkontaktes die Nadel- oder Kugellager mit deutlich günstigeren Laufeigenschaften unter Mangelschmierung, Last und niedriger Drehzahl ausgestattet, so dass sie sich insbesondere für die antriebsseitigen Nockenwellenlagerstellen auch unter diesem Aspekt besonders eignen.

Ausgleichswellen

Auf die besonderen Aspekte der zunehmenden Verbreitung von Ausgleichswellen und insbesondere die Vorteile, die die Wälzlagerung in diesem Anwendungsgebiet aufweist, soll im Folgenden detailliert eingegangen werden. Dazu ist zunächst ein Blick auf Markttrends interessant, da sich daraus wesentliche Aussagen zum Zukunftspotenzial für diese Komponenten ergeben.

Markt-Trends

Nachdem über viele Jahre in den Fachdiskursen der Motoren- und Fahrzeugentwickler über Downsizing-Konzepte debattiert wurde, manifestiert sich dieser Trend inzwischen auch am Markt nicht mehr nur anhand einzelner besonders augenfälliger Beispiele. Auch anhand der Gesamtzahlen des weltweiten Marktes und der Verschiebungen der Anteil-

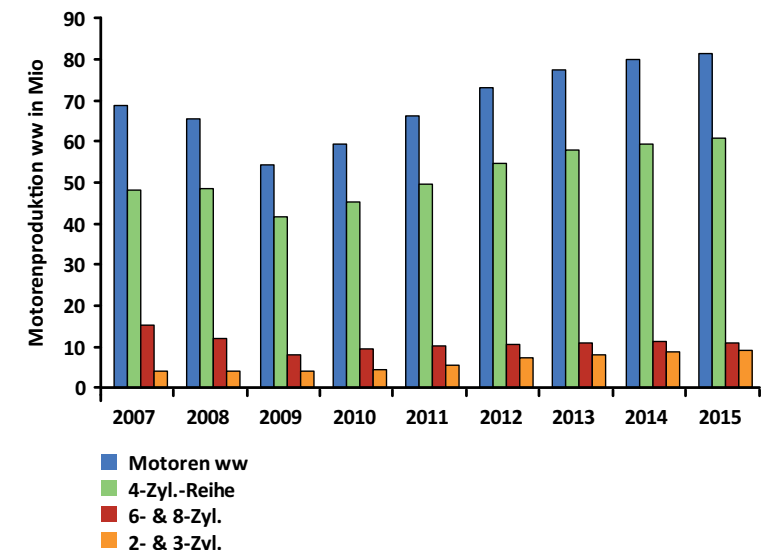


Bild 4 Weltmarkt PKW-Motoren

le verschiedener Motorkonzepte innerhalb des Marktes lässt sich dieser Trend beobachten. Trotz zumindest im europäischen Markt nicht signifikant sinkender Fahrzeuggewichte ist eine Verschiebung zugunsten kleinerer Hubräume und Zylinderzahlen erkennbar.

Nach den Jahren 2008 und 2009 mit einem Einbruch der weltweiten Motorenproduktion um 5 % bzw. sogar dramatischen 17 % wird mit einer zügigen Erholung des Gesamtmarktes mit Steigerungsraten von dreimal etwa 10 % gerechnet. Die 4-Zylinder-Reihenmotoren sind von den Einbrüchen am Weltmarkt in 2008 und 2009 nicht ganz so deutlich betroffen, so dass sich ihr Marktanteil signifikant erhöht. Demgegenüber ist der Einbruch bei den 6- und 8-Zylinder-Motoren mit 20 % und

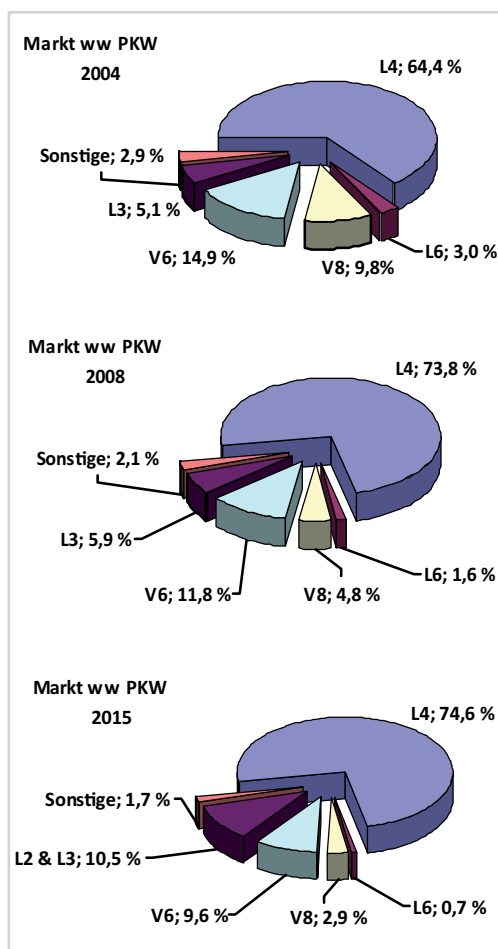


Bild 5 Marktanteile verschiedener Motorenkonzepte 2004, 2008 und 2015 (L:Reihenmotor, V: V-Motor)

über 30 % deutlich überdurchschnittlich und die Erholung kann diese Zäsur weder in absoluten Zahlen noch bezüglich des Marktanteils wieder kompensieren. Sie erreichen in den Jahren 2012 bis 2015 nur noch etwa 70 % der Produktion des Jahres 2007. Bei den 2- und 3-Zylinder-Motoren zeigt sich ein völlig gegensätzliches Bild. Sie sind von dem allgemeinen Marktrückgang völlig unbeeinflusst und legen in den Jahren 2010 bis 2013 geradezu boomartig zu mit jährlichen Steigerungsraten von über 10 bis zu knapp 30 %. Damit verdoppelt sich ihr Marktanteil auf über 10 % in 2015.

Die Entwicklung der Marktanteile führt bei den 4-Zylinder-Motoren von knapp 65 % in 2004 auf etwa 75 % im Jahr 2008, ein Wert, der dann bis 2015 stabil erwartet wird. Im Rahmen des restlichen Viertels wird im Zeitraum von 2008 bis 2015 eine kontinuierliche Verschiebung von den 6- und 8-Zylinder-Motoren zu den 2- und 3-Zylinder-Motoren prognostiziert: Die Zahl der 6- und 8-Zylinder-Motoren, die durch 4-Zylinder-Motoren ersetzt werden, entspricht recht genau dem Volumen an 2- und 3-Zylinder-Motoren, die bisherige 4-Zylinder-Motoren ersetzen.

Die technischen Fortschritte unterstützen offensichtlich die in den Marktzahlen sich widerspiegelnde Entwicklung. Die hubraumspezifische Leistung steigt permanent von 44,9 kW je Liter in 2004 auf etwa 53,8 kW je Liter als Prognose für 2015. Das durchschnittliche Hubvolumen sinkt dagegen von 2,4 Litern im Jahr 2004 auf 2,1 Liter in 2008, um in den Folgejahren bis 2015 relativ konstant bei knapp 2 Litern zu bleiben. Beide Effekte zusammen führen dazu, dass abgesehen vom Krisenzeitraum 2008 bis 2010 die weltweit durchschnittliche Leistung der Motoren mit nur geringen Veränderungen bei etwa 105 kW liegt. Wegen des Rückgangs der Produktion großvolumiger Motoren ist dies im Segment der 4-Zylinder-Motoren notwendigerweise mit einer Zunahme der durchschnittlichen Leistung von 80 kW in 2004 auf 92 kW in 2015 verbunden.

Diese Leistungssteigerung ist Voraussetzung für den Einsatz dieser Antriebe auch in höherwertigen Fahrzeugen. Sie können dann den in diesem Segment üblichen Erwartungen an die Fahrdynamik gerecht werden. Dabei senken sie gleichzeitig den fahrzeugspezifischen Verbrauch durch die Nutzung von Motorbetriebspunkten mit höherer spezifischer Belastung und damit günstigeren Wirkungsgraden.

Markterwartung Massenausgleichssysteme

Den Endkunden, die in der Vergangenheit 6-, wenn nicht 8-Zylinder-Motoren gefahren sind, werden künftig also vermehrt 4-Zylinder-Antriebe angeboten. Die Ansprüche dieses Kundenkreises an das Schwingungs- und Geräuschverhalten der Motoren werden dabei aber sicherlich nicht nennenswert zurückgenommen. Dies bedeutet im Bereich der 4-Zylinder-Motoren eine deutliche Verschärfung der Anforderungen an das Schwingungs- und Geräuschverhalten.

Die zu beobachtende Verschiebung von Marktanteilen der 4-Zylinder- zu den 3-Zylinder-Motoren dagegen findet in einem Marktsegment statt, in dem die Kundenerwartungen in der Vergangenheit vielleicht nicht unbedingt ein Ausgleichswellensystem der 4-Zylinder-Motoren notwendig erscheinen ließen. In Summe führt dies zu der Feststellung, dass ein erhebliches Marktwachstum der Ausgleichswellen für 4-Zylinder-Motoren zu erwarten nichts weiter als selbstverständlich ist. Dies ist schon aus der skizzierten Sicht der Marktverschiebungen erkennbar und wird darüber hinaus unterstützt durch die eher zudenn abnehmenden Ansprüche hinsichtlich Schwingungs- und Geräuschverhalten der Motoren aus Sicht des Endverbrauchers, eine Aussage die innerhalb der klassischen großen Märkte zumindest für Japan, USA und Europa zutrifft.

Massenausgleich 4-Zylinder-Motoren

Technische Ziele und Mechanisches Prinzip

Der Hubkolbenmotor hat konzeptbedingt eine zu einem gewissen Grad ungleichförmige Bewegung von Bauteilen insbesondere von Pleuel und Kolben zur Folge, die sich in den meisten Motoranordnungen in Form von freien Massenkräften und/oder -momenten äußert. Für 4-Zylinder-Motoren sind hier insbesondere die Massenkräfte 2. Ordnung zu nennen, die im Gegensatz zu den anderen niederfrequenten Anteilen im Allgemeinen nicht motorintern ausgeglichen werden. Die Folge dieser Massenkräfte ist, sofern man ihnen nicht durch geeignete Maßnahmen entgegentritt, eine erhöhte Neigung zu Schwingungen der gesamten Motorstruktur, beim 4-Zylinder-Motor in vertikaler Rich-

tung, d. h. in Richtung der Zylinderrohrachse. Ohne innermotorische Gegenmaßnahmen muss den infolgegedessen auftretenden Schwingungen durch Sekundärmaßnahmen, d. h. entsprechende Motorlagerungen begegnet werden, um zu verhindern, dass sich unerwünschte Vibrationen auf die Karoseriesteruktur übertragen oder akustisch in unangenehmer Weise für Fahrer und Beifahrer wahrnehmbar werden. Neben diesen rein subjektiv als störend wahrgenommenen Effekten ist häufig aufgrund der erhöhten Schwingungspegel am Motor eine Verstärkung der Strukturen zur Befestigung von Anbaukonstruktionen wie z. B. der Nebenaggregate erforderlich. Insgesamt bedeutet dies hinsichtlich Gewicht und Aufwand unter Umständen sogar eine schlechtere Lösung als die Option, den Schwingungsanregungen innermotorisch durch Ausgleichswellen entgegenzuwirken.

An vielen Stellen auch beim Motor werden Dämpfungsmaßnahmen eingesetzt, um die Auswirkungen von Schwingungen auf ein akzeptables Maß zu reduzieren. Dies geschieht unabhängig davon, ob diese Schwingungen als unangenehme Vibrationen der Karosserie- oder Innenraumoberflächen, in Form akustischer Störungen oder als erhöhte Bauteilbelastungen an einzelnen Stellen des Gesamtsystems Fahrzeug feststellbar werden. Solche Dämpfungsmaßnahmen arbeiten prinzipbedingt auf der Basis von Dissipation und verursachen damit Energieverluste. Demgegenüber stellt die Kompensation der schwingungsanregenden Kräfte durch Ausgleichswellen analog zu mechanischen Tilgern eine Maßnahme dar, die den Energiehaushalt des Systems nicht negativ beeinflusst. Einzig die Reibung im Antrieb der Ausgleichswellen und die Reibung in den Lagerstellen stellt noch eine Ursache für Energieverluste dar.

Technische Ausführung

Beim Ausgleich der Massenkräfte zweiter Ordnung in Richtung der Zylinderrohrachse liegt es nahe, mit einem System aus zwei gegenläufigen Unwuchtwellen zu arbeiten. Diese Ausgleichswellen rotieren notwendigerweise mit doppelter Kurbelwellendrehzahl und sind so miteinander synchronisiert, dass sich die horizontalen Kraftanteile zu jedem Zeitpunkt gerade aufheben, während sich die vertikalen, d. h. in Richtung der Zylinderrohrachse wirkenden Kraftanteile, aufsummieren. Die Synchronisation relativ zur Kurbelwellendrehung stellt dann die Kompensation der Massenkräfte des Kurbeltriebes in der zweiten Ordnung sicher.

Das System, das wie beschrieben im Kontext des Bestrebens nach Verbrauchsreduzierung des Hubkolbenmotors steht, weist also konzeptbedingt zwei mindestens je zweifach gelagerte Wellen auf, die mit doppelter Kurbelwellendrehzahl laufen und dabei erhebliche Kräfte auf das Zylinderkurbelgehäuse übertragen. In der Folge sind selbst bei reibungsoptimierter Auslegung von Gleitlagern die unvermeidlichen Verluste nicht vernachlässigbar. Durch den Einsatz von Wälzlagern können sie jedoch ganz erheblich reduziert werden, wie sich aus vorliegenden Messungen an verschiedenen Anwendungen gezeigt hat. Darüber hinaus ermöglichen insbesondere Nadellager äußerst interessante zusätzliche Optimierungspotenziale in Bezug auf Masse und Massenträgheitsmomente des Systems, die im Folgenden erläutert werden.

Bauformen

Bei der praktischen Umsetzung des Massenausgleichskonzeptes im 4-Zylinder-Motor gibt es zwei, in einer Reihe von Aspekten, recht unterschiedliche Ausführungsformen. Die sozusagen klassische Bauform stellt die Zusammenfassung beider Ausgleichswellen in einem Modul, d. h. einem separaten Gehäuse dar, das meist innerhalb der Ölwanne untergebracht wird. In den letzten Jahren ist demgegenüber eine zunehmende Verbreitung von integrierten Lösungen feststellbar, bei denen die Ausgleichswellen unmittelbar im Zylinderkurbelgehäuse untergebracht sind. Ein solches Konzept hat eine Reihe von Vorteilen hinsichtlich z. B. der Steifigkeit des Kurbelgehäuses, aber auch des Gewichtes des gesamten Motors und der Kosten [4]. Dies ist unmittelbar nachvollziehbar, wenn man ins Kalül zieht, dass die im Ölsumpf angeordneten Module ein eigenes Gehäuse erfordern, das häufig auch dazu dient, den Raum um die Ausgleichswellen gegen den Ölpegel im Sumpf abzuschotten. Dieses Gehäuse ist in klassischer, d. h. gleitgelagerter Ausführung an die Druckölversorgung des Motors anzuschließen, um die Funktion der Gleitlager sicherzustellen. All dies erfordert einen nicht unerheblichen Entwicklungs-, Fertigungs- und Montageaufwand.

Entwicklung wälzgelagerter Ausgleichswellen (AGW)

Der Einsatz von Wälzlagern an Ausgleichswellen insbesondere bei den Ausführungen der 4-Zylin-

der-Motoren erfordert aufgrund der hohen Last- und Drehzahlanforderungen eine besonders sorgfältige Auslegung in einem Umfeld, das durch geringste Bauraumverfügbarkeit und permanenten Optimierungsdruck im Verhältnis von Funktion und Kosten geprägt ist. Eine erste Auslegung einer solchen Wälzlagerung erfolgt zunächst mit klassischen Mitteln, wobei jedoch bereits mit zusätzlichen analytischen Methoden die Einflüsse von Wellendeformationen auf die Ermüdungslebensdauer berücksichtigt werden [5]. Bereits an dieser Stelle ergibt sich eine nicht triviale Optimierungsaufgabe in Form der Minimierung der Lagerrei-

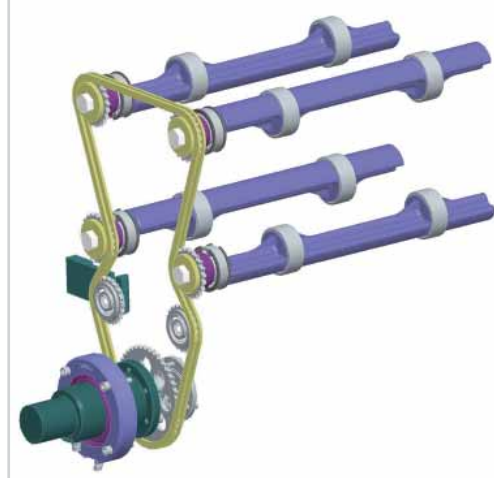


Bild 6 Prüfstandskonzept und Prüfstand mit Antrieb, Ölversorgung und Messtechnik

bung durch Variation von Lagerdurchmesser sowie Anzahl, Durchmesser und Länge der Wälzkörper bei gleichzeitiger Maximierung der Ermüdungslebensdauer mit den gleichen Variationsparametern. Hier spielt offensichtlich aufgrund der überwiegend eingesetzten Lagerbauformen mit Linienkontakt die Wellenverkipfung eine wesentliche Rolle, d. h. die Auslegung der Ausgleichswelle selbst kann soweit möglich in die Optimierungsstrategie mit einbezogen werden.

Weitere Einflüsse auf die Gebrauchsdauer der Lager sind z. B. die Ölqualität im Sinne von Viskosität, Verschmutzung und Additivierung, aber auch die im Betrieb tatsächlich dauerhaft auftretende Spitztemperatur. Diese spezifischen Anforderungen werden ergänzt durch häufig aufgrund des Motoraufbaus vorgegebene Montagekonzepte und machen oft spezielle Lager- bzw. Käfigbauformen erforderlich. Bei den diskutierten AGW-Bauformen, die im Zylinderkurbelgehäuse integrierte, relativ lange, schlanke Wellen vorsehen, ist fast immer eine Montage in axialer Richtung vorgesehen.

Die experimentelle Überprüfung der Lagerauslegung hinsichtlich einer Reihe von Auslegungszielen geschieht aus Kostengründen oft zunächst auf einem Komponentenprüfstand. Zur Erleichterung des Betriebs einer solchen Anlage bietet es sich an, diese soweit möglich massenkraftfrei zu gestalten. Dies kann durch Betrieb des Kurbeltriebs mit Kolbengruppe und dem Ausgleichswellentrieb erreicht werden, alternativ ist auch der Aufbau eines Systems aus zwei Gehäusen mit jeweils zwei Ausgleichswellen möglich, die dann so miteinander synchronisiert werden, dass sich die Massenkräfte gerade systemintern kompensieren (Bild 6).

Die Verifikation zielt dabei auf Punkte wie

- Drehzahl-Eignung des Lagerdesigns
- Ermüdungslebensdauer der Lager unter dem Einfluss der Deformation von Welle und Gehäuse
- Temperaturverhältnisse bei hohen Drehzahlen unter angenähert realistischen Beölungsbedingungen
- näherungsweise Untersuchung des Einflusses von Ölverschmutzung

Auch ist es möglich, bei Vorhandensein einer sinnvollen technischen Auslegung einer Gleitlagervariante einen direkten Vergleich mit diesem Lage-

rungskonzept hinsichtlich der notwendigen Antriebsmomente und damit bezüglich der erreichbaren Reibleistungseinsparung durchzuführen. Die Vorteile der Wälzlagerung bewegen sich durchweg im Bereich von ca. 50 %. Je nach Auslegung beläuft sie sich damit in absoluten Werten bei einer Betriebstemperatur von ca. 100 °C im oberen Drehzahlbereich auf bis zu 1,5 kW (Bild 7).

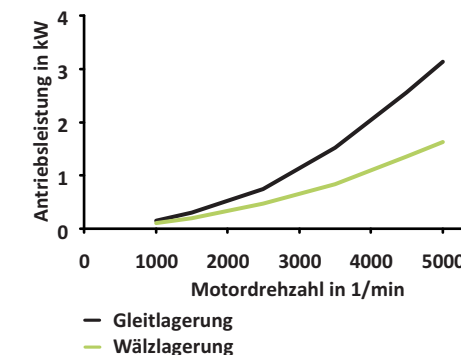


Bild 7 Antriebsleistung von wälz- vs. gleitgelagerten AGW für einen 4-Zylinder-Motor

Von entscheidender Bedeutung bei der Realisierung dieser Reibungseinsparung ist allerdings die Schmierstoffversorgung der Lagerung ausschließlich über Ölnebel. Eine Druckölversorgung direkt in das Lager hinein führt zu Reibungswerten, die in der Größenordnung von Gleitlagern liegen. Die Ölnebelversorgung hat sich in vielen Fällen auch als ausreichend herausgestellt, zumal mit der reduzierten Lagerreibung auch ein reduzierter Wärmeeintrag im Lager verbunden ist. Die Wärmeableitung durch die umgebenden Bauteile ist damit häufig auch ausreichend, um die Spitztemperaturen im Lager auf ein akzeptables Maß zu beschränken.

Der Verzicht auf die Druckölversorgung reduziert den konstruktiven Aufwand im Gehäuse der AGW deutlich. Darüber hinaus stellt auch der Entfall des ansonsten notwendigen Druckölvolumenstroms eine weitere attraktive Einsparung an parasitären Verlusten im Motor dar. Schließlich ist mit der Reibungsreduzierung in den Lagerstellen ein verringerter Wärmeeintrag in das Motoröl verbunden, so dass auch der Ölkühlbedarf niedriger ausfällt. Die Summe dieser Effekte führt nach übereinstimmender Einschätzung verschiedener Automobilhersteller zu einer resultierenden Einsparung im Kraftstoffverbrauch in der Größenordnung von etwa 1 bis 2 % [6].

Weitere Optimierungspotenziale

Der beschriebene Entfall der Druckölversorgung in Verbindung mit einer Direktlaufbahn auf der Welle eröffnet eine weitere attraktive Optimierungsmöglichkeit, die sich wie folgt plausibilisieren lässt.

Da die Kraftwirkung von Ausgleichswellen durch deren Unwucht erzeugt wird, handelt es sich um eine mit der Welle umlaufende Kraft, d. h. ihre Wirkrichtung ändert sich bezüglich der Welle selbst nicht. Für das Wälzlager bedeutet dies, dass stets nur diejenigen Wälzkörper Kräfte von der Welle auf das Gehäuse übertragen, die sich gerade auf der Seite der Unwuchtmasse befinden (Bild 8). Die unbelasteten Wälzkörper im dem Bereich gegenüber der Unwucht werden bei hinreichend schneller Rotation der Welle aufgrund ihrer Fliehkräfte im Kontakt mit der Außenlaufbahn bleiben und haben im Kontakt zur Welle keine kraftübertragende Funktion. Damit ist die Wellenlaufbahn an dieser Stelle eigentlich überflüssig. Allein bei abgestelltem Motor kann noch eine kraftabstützende Funktion dieses Bereichs notwendig sein. Dann jedoch sind die auftretenden Kräfte so gering, dass eine deutlich reduzierte Laufbahnbreite ausreicht. Die Beibehaltung einer gewissen Restlaufbahnbreite ist allerdings auch aus akustischen und wälzlagertechnischen Gesichtspunkten in vielen Anwendungen empfehlenswert.

Die einseitige Reduzierung der Lagerbreite entfernt im Bereich gegenüber der Unwucht Masse

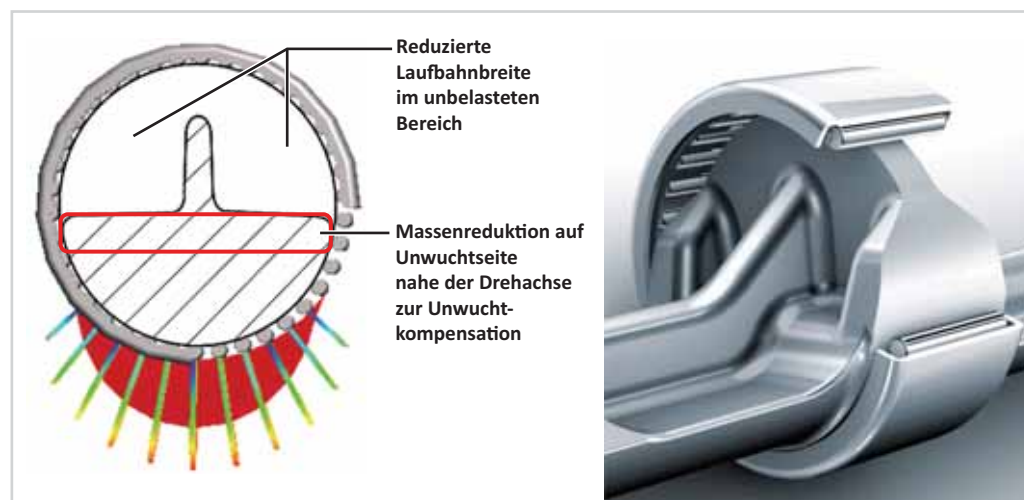


Bild 8 Optimierte Gestaltung einer Ausgleichswellenwälzlagerung

und erhöht damit die Unwucht der Welle. Um die Sollunwucht wieder zu erreichen, wird auf der Unwuchtseite ebenfalls Masse entfernt. Dies geschieht jedoch möglichst drehachsennah. Bei dieser Vorgehensweise ist der Betrag der Masse, die entfernt wird, um den Unwuchtüberschuss zu kompensieren, deutlich erhöht. In Summe ergibt sich ein erhebliches Potenzial der Masseneinsparung gegenüber der ursprünglichen konstruktiven Ausführung. Dies macht bei typischen Anwendungen im Bereich der 4-Zylinder-Motoren zwischen 20 und 40 % der ursprünglichen Masse und damit bis zu 1 kg am Motor aus.

Mit der Massenreduzierung der Ausgleichswellen geht eine Verringerung ihres Massenträgheitsmomentes einher. In der Folge ergeben sich in dem entsprechenden Teilantriebsstrang geringere Antriebsmomente, die sich zum einen entlastend bei der Festigkeitsauslegung auswirken und andererseits dynamisch auch zu reduzierten akustischen Anregungen führen.

Ein ganz wesentlicher Vorteil des dargestellten Prinzips liegt darin, dass durch den teilweisen Entfall der Laufbahn Ölnebel aus dem Motorraum unmittelbar in den Bereich des Wälzkörpersatzes gelangen kann. Damit ist bei genügender Ölnebel-dichte eine ausreichende Schmiermittelversorgung sichergestellt. Ein prominentes Beispiel für die Umsetzung der hier dargestellten Ideen ist die Ausgleichswelle des Daimler 4-Zylinder-Dieselmotors OM651.

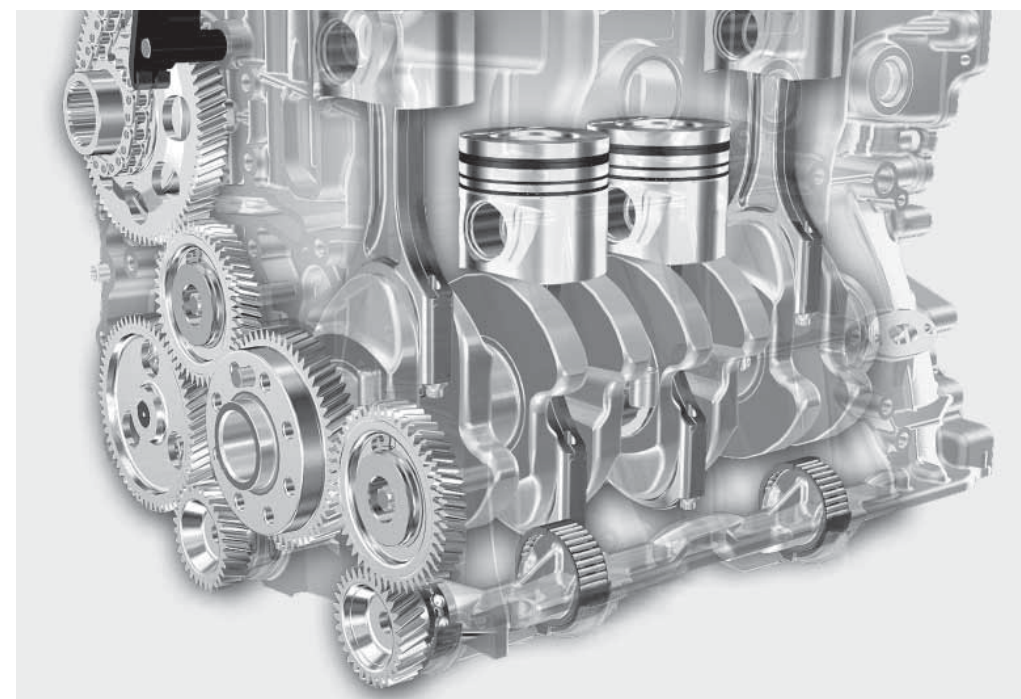


Bild 9 Optimierte Ausgleichswellen im Daimler OM651 [7]

Systemoptimierung

Sofern nicht spezifische, konstruktive Gegenmaßnahmen getroffen werden, ertragen Wälzlager ähnlich wie Gleitlager Verkipungen nur in sehr begrenztem Rahmen ohne Einbuße an Lebensdauer. Daraus ergibt sich bei der Systemauslegung eine höchst komplexe Optimierungsaufgabe mit teilweise stark gegenläufigen Tendenzen und einzuhaltenen Randbedingungen:

- Die Ausgleichswellenform ist bezüglich des Biegeverhaltens im Betrieb zu optimieren, um die Lagerverkipungen so gering wie möglich zu halten. Dabei müssen selbstverständlich die erforderliche Unwucht und die Wirkebene der Unwucht in Motorlängsrichtung (beim 4-Zylinder-Motor die Motormitte) eingehalten werden
- Die oben aufgewiesenen Potenziale in Form einer optimierten Wellengestaltung im Lagerbereich sollen soweit wie möglich genutzt werden.
 - Zur Minimierung der Masse ist bei gegebener Unwucht ist der wirksame Unwuchtradius möglichst groß zu wählen.
- Die Reduzierung der Antriebsmomente und akustischen Anregungen verlangt demgegenüber einen möglichst geringen wirksamen Unwuchtradius.
- Die Verlustleistung ist durch geeignete Lagergestaltung (Laufbahndurchmesser, Wälzkörperdurchmesser und Lagerbreite) zu minimieren; hier spielen aber auch die Lastverteilung und die Lagerverkipungen eine Rolle
- Gleichzeitig ist die notwendige Lagerlebensdauer mit Hilfe derselben Parameter, sicherzustellen.
 - Größerer Laufbahndurchmesser erhöht die Lebensdauer, gleichzeitig aber auch das Lagerreibmoment.
 - Größere Lagerbreite führt ebenfalls sowohl zu einer erhöhten Lagerlebensdauer als auch zu mehr Reibmoment. Allerdings wird zusätzlich der ungünstige Einfluss von Lagerverkipungen verstärkt, und der verbleibende Bauraum zur Generierung der notwendigen Unwucht wird reduziert.
 - Größere Wälzkörperdurchmesser erhöhen die Lagerlebensdauer, erfordern aber auch mehr radialen Bauraum.

Schließlich ist häufig ein vorgegebenes Montagekonzept einzuhalten, das die konstruktiven Möglichkeiten weiter einengt. Je nach der Schwerpunktsetzung in der Summe dieser Anforderungen kann ein optimales Ergebnis durchaus unterschiedlich ausfallen. In einigen Fällen hat sich gezeigt, dass die Reduzierung des Wellenlaufbahndurchmessers auf einen Wert kleiner als den des Unwuchthüllkreises sinnvoll sein kann. Dies erfordert zur axialen Montage dann einen Lageraußenring, der rein zylindrisch und ohne Borde ausgeführt ist. Borde sind bei dieser Ausführung dort aber auch nicht mehr notwendig, da die axiale Führung des Wälzlagerkäfigs durch Anlaufflächen unmittelbar an der Welle sichergestellt wird. Allerdings sind diese Anlaufflächen in Umfangsrichtung unterbrochen, so dass die Auslegung eines solchen Systems äußerste Sorgfalt bei der Abstimmung von Käfigbauform und Biegeverhalten sowie Lastverteilung der Welle erfordert. Dies ist nur im Rahmen einer Gesamtsystemoptimierung wie oben dargestellt möglich.

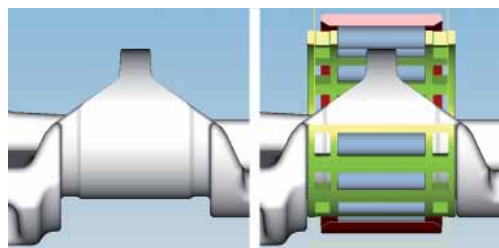


Bild 10 Mögliche Gestaltung der Nadellagerung zur Reibungsoptimierung

Entwicklungsumgebung

Die Einzelschritte einer solchen Optimierung sind im Hause Schaeffler in Form eines in sich geschlossenen Werkzeugkastens zusammengefasst und aufeinander abgestimmt worden. Die folgenden Einzelschritte von der ersten Konzeption bis zur ausgereiften Ausgleichswelle bauen konsequent aufeinander auf und sind in sich auf größtmögliche Durchgängigkeit ausgelegt.

- Auf der Basis der Kundenanforderungen, üblicherweise die Vorgabe von Unwucht, Wirkebene der Unwucht und Antriebskonzept, wird ein erstes Grobkonzept erstellt. Dabei hat sich die Erkenntnis als hilfreich erwiesen, dass sich die Querschnitte von Ausgleichswellen in erster Näherung aus einer sehr begrenzten Anzahl von Geometrieprimitiven zusammensetzen lassen. Konsequenterweise wird

der Geometrieentwurf in Form einer einfach zu editierenden Excel-Liste beschrieben, in der Unwucht, Unwucht-Wirkebene, Masse und Massenträgheitsmoment unmittelbar ausgewertet werden.

- In die Excel-Vorlage ist eine Schnittstelle zum Schaeffler hausinternen Wälzlagerauslegungsprogramm Bearinx integriert. Diese Software erlaubt folgende Berechnungen:
 - Die Biegelinie der Ausgleichswelle wird auf der Basis der geometrieabhängigen Biegesteifigkeiten unter dem Einfluss der ebenfalls durch die Geometrie bestimmten unwuchtbedingten Streckenlasten ermittelt.
 - Die Berechnung der Biegelinie liefert nicht nur eine erste Näherung der Lastverteilung auf die Lagerstellen. Da in dieser Phase bereits Modelle der konzipierten Wälzlager integriert werden können, erfolgt hier auch ohne weiteren Benutzereingriff automatisch eine detaillierte Wälzlagerberechnung inklusive der Ermittlung der Lebensdauer. Ferner ist die Rückwirkung der Wälzlagersteifigkeit auf die Ausgleichswellendeformation bereits automatisch in den Ergebnissen enthalten.
 - Durch die automatisierte Schnittstelle zwischen der Geometrieentwurfsliste und dem Wellen- und Wälzlagerberechnungsprogramm ist eine einfache, schnelle und damit äußerst effiziente Optimierung bezüglich der genannten Zielgrößen Lebensdauer, Verkipfung, Masse, Massenträgheitsmoment und Bauraum möglich.
- Sobald ein zufriedenstellendes Konzept erarbeitet ist, wird aus der Geometrieentwurfsliste mit Hilfe einer CAD-Schnittstelle die erarbeitete Geometrie ausgeleitet und von einem Konstrukteur weiterbearbeitet.
- In das CAD-System ist eine AGW-Entwicklungsumgebung integriert, die den Konstrukteur in vielfältiger Weise in seiner Arbeit unterstützt.
 - Sie enthält eine automatisierte Bewertung von Unwucht, Unwuchtverteilung, Masse und Massenträgheit
 - Der gesamte Datensatz kann jederzeit über eine weitere Schnittstelle in die schon genannte Wälzlagerberechnungssoftware ausgeleitet werden, um auch in dieser Phase jederzeit die Wellen- und Lagerauslegung überprüfen und korrigieren zu können.

- Schließlich bietet die AGW-Entwicklungsumgebung auch eine standardisierte FEM-Analyse, um in der Endphase der Auslegung eine exakte Berechnung unter verschiedenen Belastungsrandbedingungen durchführen zu können.
- Um auch eine kosteneffiziente Herstellung der Welle sicherzustellen, ist in dieser Phase als Teilaufgabe die Geometrieoptimierung hinsichtlich der Fertigungsabläufe zur Einhaltung der geforderten Form- und Lagetoleranzen enthalten.

Zusammenfassung

Wälzlagerungen haben sich bereits heute durch Reibungsarmut, Robustheit und Zuverlässigkeit als Standardkonzept vor allem im Ventiltrieb von Hubkolbenmotoren etabliert und erobern vermehrt weitere Anwendungsbereiche. Durch ihre spezifischen Eigenschaften Notlauffähigkeit, minimale Verlustleistungen und Tragfähigkeit auch bei geringsten Drehzahlen und flexible Wahl und Anpassung der Bauformen empfehlen sie sich besonders für die unterschiedlichen Anforderungen künftiger Anwendungen. Weitere Beispiele neben den erläuterten Nockenwellen und Ausgleichswellen sind zunehmend Rädertriebe und Kettenräder, bei denen zweireihige Schrägkugellager aufgrund geringer Lagerspiele sogar akustische Vorteile gegenüber Gleitlagerungen haben können.

Literatur

- [1] Sachs, E.: Lagerung für mehrfach gekröpfte Kurbelwellen, Patentschrift 166732 des Kaiserlichen Patentamts, Patent erteilt 19.3.1905
- [2] Schwaderlapp, M.; Dohmen, J.; Haubner, F.: Reibungsminderung – Konstruktive Beiträge zur Kraftstoffeinsparung. In: 11.Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, S. 909-920
- [3] Pischinger, S.; Sonnen, S.: Erforschung des Geräuscheinflusses von Wälzlager als Kurbelwellen-Grundlager. Abschlussbericht über das FVV-Forschungsvorhaben Nr. 881, Heft R 541, Informationstagung Motoren, Frühjahr 2008, Frankfurt am Main
- [4] Böhme, J., et al.: Der neue 1,8-l-Vierzylinder-T-FSI-Motor von Audi; Teil 1: Konstruktion und Mechanik. In: MTZ 10/2006, Jahrgang 67, S. 734-748
- [5] Brändlein, J.: Gestaltung von Gehäusen für Wälzlagerungen - Teil 1, Antriebstechnik 34 (1995) Nr. 9, S.61-65
- [6] Gruber, G.; Prandstötter, M.; Holnbuchner, R.: Integriertes Ausgleichswellensystem für den Vierzylinder-Dieselmotor von BMW. In: MTZ 06/2008 Jahrgang 69
- [7] Bildquelle: Daimler AG