

20

Das fehlende Glied

Vom einfachen Bauteil zum
komplexen Kettentriebsystem

Bolko Schuseil
Steffen Lehmann
Stefan Wehmeyer, IFT Clausthal Zellerfeld
Christopher Lehne, IFT Clausthal Zellerfeld

Einleitung

Vor mehr als 90 Jahren kamen zum ersten Mal Ketten als Verbindung zwischen der Kurbelwelle und der Nockenwelle bei Verbrennungsmotoren zum Einsatz. Die dabei verwendeten Hülsenketten gingen zurück auf ein Patent des Schweizer Hans Renold aus dem Jahre 1880. Seit damals ist der Kettentrieb zu einem hochkomplexen System geworden, dessen Entwicklung durch die Wechselwirkung mit anderen Motorelementen ein hohes Maß an Systemverständnis erfordert. Von der Komponente „hydraulischer Kettenspanner“ kommend stellt sich die Schaeffler Gruppe mit modernsten Entwicklungsmethoden dieser Herausforderung. Sie bietet dabei dem Kunden nicht nur alle Komponenten eines Kettentriebsystems sondern auch das Systemengineering an.



Bild 1 Erster hydraulischer Kettenspanner

Komponenten und Funktionsweise

Kettenspanner

Basierend auf einem Kundenwunsch entwickelte INA 1982 die ersten Kettenspanner, die in einem 6-Zylinder-Motor 1984 auf den Markt kamen.

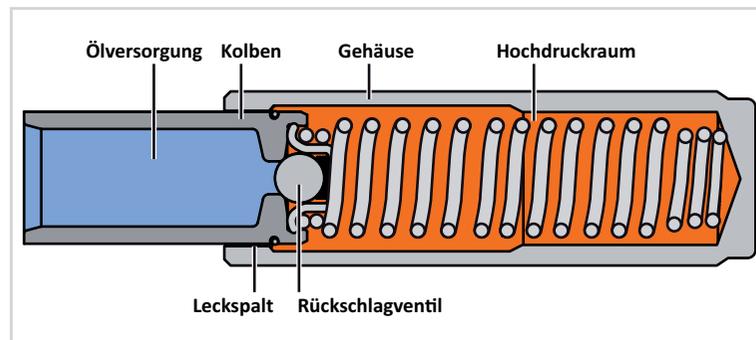


Bild 2 Aufbau eines hydraulischen Kettenspanners

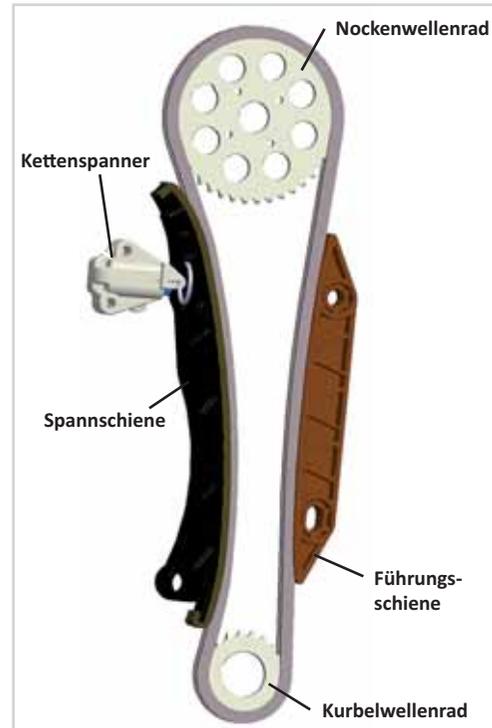


Bild 3 Aufbau eines Kettentriebsystems

Der Aufbau und die Funktion der Spannelemente waren von den hydraulischen Ventilspielausgleichselementen (HVA) abgeleitet. Sie arbeiten nach dem Prinzip eines geschwindigkeitsproportionalen Leckspaltdämpfers.

Dabei ist in einem zylindrischen Gehäuse ein längs verschiebbarer Kolben so angeordnet, dass sich ein Hochdruckraum (rot) bildet, der über ein Rückschlagventil an den Motorölkreislauf (blau) angebunden ist. Der sehr enge Spalt (Leckspalt) zwischen Kolben und Gehäuse dichtet den Hochdruckraum nach außen hin nahezu ab. Die Drehungleichförmigkeit der Kurbel- und oder Nockenwelle führt zu Kettenschwingungen, die den Spanner dynamisch belasten. Dabei wird Öl über den Leckspalt aus dem Hochdruckraum gepresst und die Schwingung in Ab-

hängigkeit von ihrer

Geschwindigkeit und der Leckspaltgröße gedämpft.

Die Kettenspannelemente wurden in Anpassung an die jeweiligen Motoranforderungen weiterentwickelt. Das beschriebene Funktionsprinzip blieb jedoch bis heute unverändert. Sie sind üblicherweise im Lostrum – also dem geschobenen Trumm – eines gemäß Bild 3 benannten Kettentriebsystems angeordnet.

Bild 4 zeigt einen Größenvergleich zwischen einem HVA und einem Kettenspannelement. Der wesentlich größere Hub des Spannelementes ist zum Ausgleich des Kettenverschleißes über der Motorlebensdauer und der Toleranzen des Kettentriebsystems notwendig. Daneben unterscheiden sich die beiden Elemente aber auch durch die Leckspaltgröße und damit die Steifigkeit.

Die Grundlage für die Konstruktion der Spannelemente bildet neben den Bauraumvorgaben des Kunden auch das während der Entwicklung gemessene oder errechnete dynamische Verhalten des Steuertriebsystems. Dabei werden bereits beim Design eingeführte Standards ebenso berücksichtigt wie das Ziel, die geforderte Funktion bei geringsten Herstellkosten sicherzustellen. Die auf den folgenden beiden Bildern gezeigten Spanner wurden für aktuelle V8-Motoren entwickelt. Bild 5 zeigt ein Vollkunststoffelement.

Hohe dynamische Anforderungen bei einem anderen Motor machten ein Konzept mit einem Überdruckventil notwendig. Dieses in den Hochdruckraum des Spanners integrierte Ventil (Bild 6 rechte Kugel) dient zur Kompensation hoher Kraftspitzen.

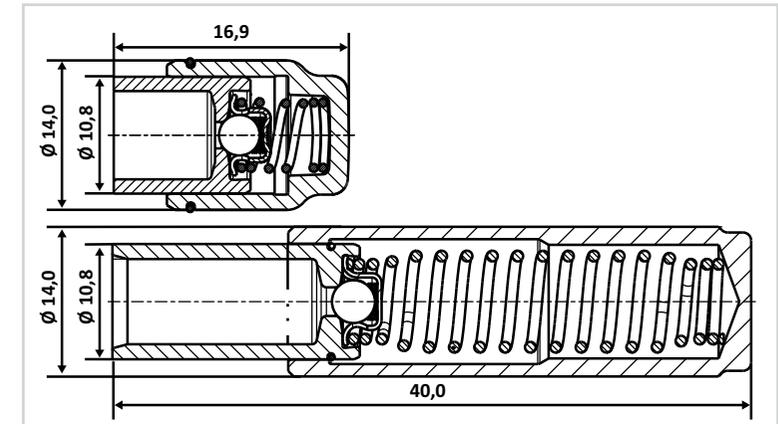


Bild 4 Größenvergleich zwischen einem Kettenspanner und einem hydraulischen Ventilspielausgleichselement

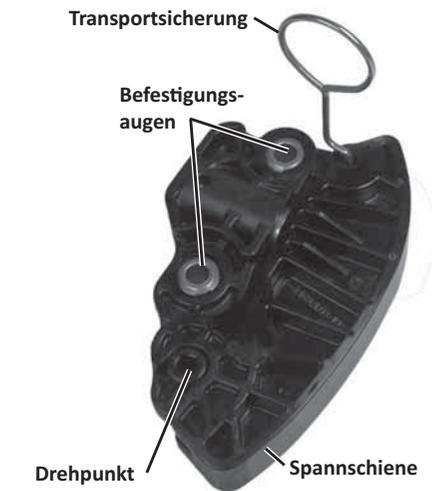


Bild 5 Vollkunststoffspannelement

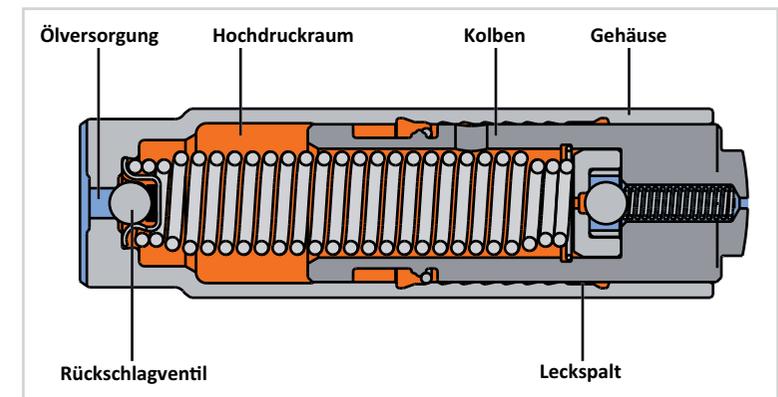


Bild 6 Hydraulikspanner mit Überdruckventil

Schienen

Steuerketten sind im Gegensatz zum Riemen in den freien Trumms immer mit Schienen geführt. Damit werden u. a. ein schräger Einlauf der Kette in die Kettenräder aber auch Schwingungen der Kette und somit hohe Belastungen in den Kettengelenken vermieden. Die Reibung an diesen Schienen kann durch geeignete Werkstoffe und Geometrien minimiert werden.

Aus Kosten- und Gewichtsgründen wurden Metallguss-elemente weitgehend durch Kunststoffspritzteile aus Polyamiden ersetzt. Dabei werden unterschiedlichste Grundwerkstoffe, häufig mit verstärkenden Fasern verwendet. Die direkte Kontaktfläche zur Kette ist hingegen immer unverstärkt. Tragkörper aus Kunststoff weisen gegenüber solchen aus Blech ein besseres Eigendämpfungsverhalten auf und reduzieren so die Kettenbelastungen.

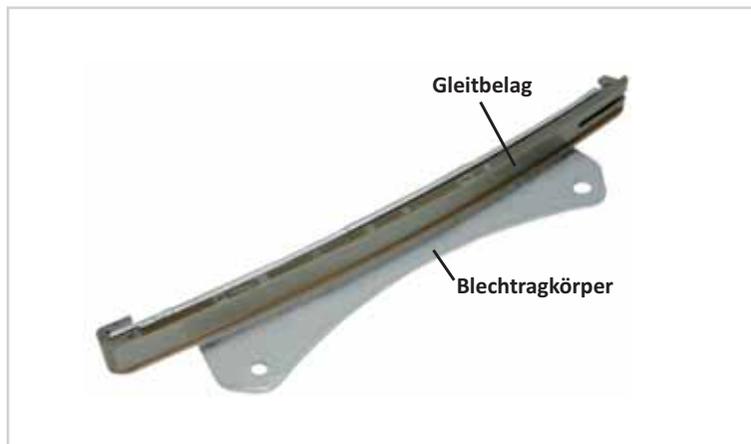


Bild 7 Führungsschiene mit Blechstanzbiegeteil als Tragkörper



Bild 8 Spannschienen in unterschiedlichen Ausführungen

Gegenüber Metalltragkörpern müssen solche aus Kunststoff insbesondere in Richtung der Krafteinleitung immer größer dimensioniert werden. Dies ist bedingt durch die starke Temperaturabhängigkeit der Festigkeit von Polyamiden. Kleine Motorbau-räume zwingen hier aber oftmals zu Kompromissen, die ohne die Kenntnis von Wechselwirkungen der Systeme nicht eingegangen werden können. Bild 8 zeigt eine Kunststoffschiene im direkten Vergleich mit einer Stahlschiene. Durch ein entsprechendes Design kann sowohl das Massen- als auch das Preisverhältnis Faktor 1:5 betragen.

Räder

Die Kettenräder übernehmen die formschlüssige Verbindung der Kette zu Kurbelwelle und Nockenwelle. Ihre Auslegung, insbesondere die Anbin-dung an die Wellen, wird von den techni-schen Anforderungen der jeweiligen Anwen-dung bestimmt. Die Zahngeometrie von Rollen - und Hülsenketten ist in der Regel an internationale Nor-men angelehnt. Sehr unterschiedliche Zahn-profile findet man bei Zahnketten, die mit dem Ziel der Geräusch- und Reibungsreduzierung entwickelt wurden. Diese Profile sind in der Regel speziell für eine Kette ausgelegt und deshalb selbst bei identischer Teilung unterschiedlicher Ketten nicht aus-tauschkompatibel. Das ist insbesondere bei der Anwendung von Zahnketten in Moto-ren mit Nockenwellen-verstellern zu beach-ten, da die Verzahnung häufig fester Bestand-teil des Verstellers ist und somit werkzeug-



Bild 9 Kettenräder in unterschiedlichen Ausführungen

gebunden ist. Bild 9 zeigt eine Auswahl an Kettenrädern aktueller Produktion. Neben ebenen oder getopften Feinstanzrädern gibt es auch Räder aus Sintermaterialien sowie spanabhebend herge-stellte Räder.



Bild 10 Kettenrad mit Flankengummierung

Eine Sonderform ist das Hülsenkettenrad mit einem auf die Flanke vulkanisierten Gummibelag. Er minimiert das Einlaufgeräusch der Kette dadurch, dass die Kettenlaschen auf der Gummischulter auflaufen, bevor die Hülse das Zahnbett kontaktiert.

Kette

Bis zum Herbst 2005 – also fast 20 Jahre – arbeitete INA als Systementwickler für Kettentriebsysteme und Komponentenlieferant für Kettenspanner. Systemlieferungen wurden mit Partnern abgewickelt, die aber in vielen Fällen zugleich Wettbewerber waren. Fast parallel zur Entwicklung einer Getriebe-zahnkette bei LuK wurde 2005 im INA TechCenter in Troy/USA die Konstruktion einer Zahnkette für

Steuertriebe aufgenommen. Diese Kette, eine 3/8" Zahnkette, ging im Frühjahr 2007 in USA in einem V8-Motor in Serie. Im Herbst 2006 übernahm INA das Renold Kettenwerk im französischen Calais und kann seit dem ein eigenes, vollständiges Kettenprogramm anbieten. Der Sprung vom Systementwickler zum Systemhersteller war vollzogen.

INA Fertigungstechnologien wurden auf die Herstellprozesse der Ketten übertragen. So kommen z. B. bei allen Kettenbolzen hochgenaue Schleifprozesse aus der Nadelfertigung zum Einsatz. Dies führte zu einer deutlichen Verbesserung des übernommenen Produktportfolios. Bild 11 verdeutlicht die Verbesserung im Verschleißverhalten bei 8 mm Hülsenketten.

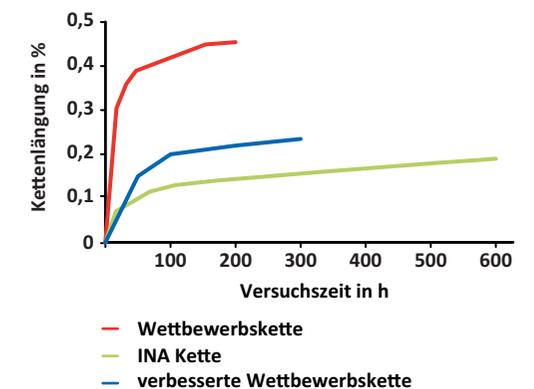


Bild 11 Verbesserung des Verschleißverhaltens durch optimierte Fertigungstechnologie

Vergleich 3/8" Zahnkette	INA	Wettbewerb	Differenz/%
Breite/mm	10,5	13,2	-20
Gewicht/kg/m	0,5	0,67	-26



Bild 12 Vergleich INA Kette zu Wettbewerbskette

Bei der INA Zahnkette sind die Funktionslaschen feingestanzt. Bild 12 vergleicht das Design der 3/8" Zahnkette mit einem aktuellen Wettbewerbsprodukt.

Wie aus der Tabelle zu ersehen ist, zeichnet sich die INA Zahnkette durch eine sehr schmale Bauweise aus. Dies wurde durch ein Paket aus nur fünf Laschen unterschiedlicher Dicke erreicht. Die Mittellasche ist auf dem Bolzen aufgepresst. In Bild 12 ist der hohe Glattschnittanteil an den Funktionsflächen im Vergleich zum Wettbewerb zu sehen. Die damit erreichte, gute Gelenkfläche wird durch den Mittellaschenpresssitz unterstützt, der die Bolzendurchbiegung unter Last verringert. Sehr niedrige Verschleißwerte der Kette sind der Erfolg dieser Maßnahmen. Bei keinem der derzeit in Serie oder in Erprobung befindlichen Motoren traten Verschleißblängen von größer 0,15 % über lange Laufzeiten auf, was deutlich unter den von Wettbewerbsketten erzielten Werten liegt. Die über den üblichen Wanddickengrenzen liegenden Maße (Bild 13)

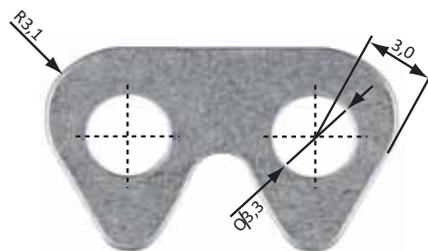


Bild 13 Wanddickenverhältnisse bei einer Kettenlasche

können nur durch intensive Werkzeugoptimierung prozesssicher dargestellt werden.

Das Grunddesign ist bei allen INA Zahnketten das gleiche, Adaptionen für zukünftig andere Marktbeiriche (z. B. Motorradapplikation) befinden sich in der Entwicklung.

System

Bild 14 zeigt die Fotokopie einer Spannerhubbe-rechnung aus dem Jahre 1987.

Mit Taschenrechner und trigonometrischen Formeln wurden damals in einem aufwändigen Ver-fahren der Hub des Kettenspanners und der Ver-

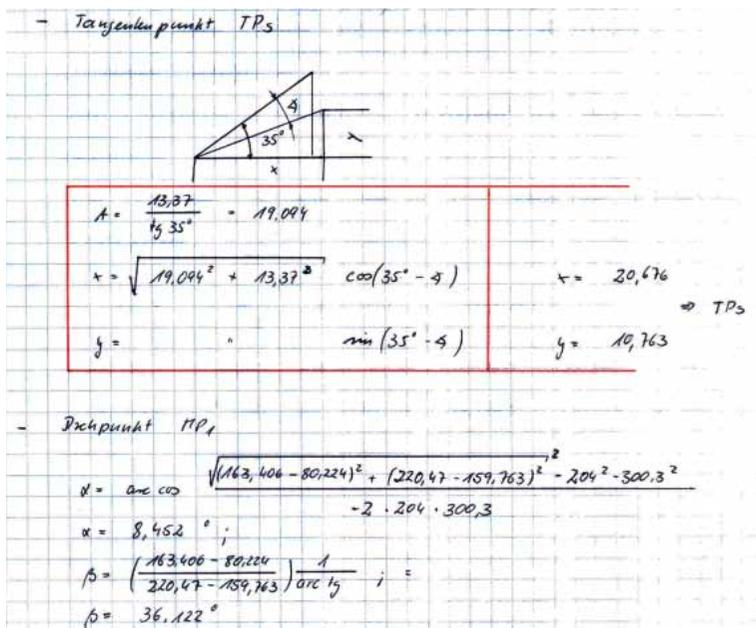


Bild 14 Spannelementberechnung 1987

lauf der Kettenlinie ermittelt. Über erste, einfache CAE Berechnungsprogramme entwickelte sich diese Grundauslegung bis heute zur komplexen Systembetrachtung, wobei die Festlegung des Spannerhubes wohl den geringsten Rechenaufwand verlangt. Die Auslegung eines Kettentriebsystems kann häufig erst unter Berücksichtigung der Funktion und Einflüsse der angrenzenden Systeme/Komponenten wie Ausgleichswellen (AGW), Nockenwellenversteller oder Ventiltrieb erfolgen. Die Integration von Stopp-Start Funktionalitäten in den Motorbetrieb und die Forderung nach weiterer Reibungsreduzierung wird die Kettentriebsysteme vor neue Anforderungen stellen. Bei der Lösung dieser Aufgaben wird auf die Erfahrungen aus anderen Bereichen der INA Motorsysteme zurückgegriffen, was für den Kunden einen deutlichen Vorteil gegenüber dem Wettbewerb darstellt.



Bild 15 Kettenrad mit integriertem Schwingungsdämpfer

Als Beispiel für solche Systemeinflüsse sei hier zunächst das Kettenrad aus einem Ausgleichswellentrieb eines 4-Zylinder-Motors gezeigt (Bild 15).

In der turboaufgeladenen Version des Motors war die eingesetzte 7 mm Kette durch die gegenüber der Saugversion gestiegenen Ungleichförmigkeiten der Ausgleichswellen überlastet. Durch die Applikation eines in das Kurbelwellenritzel integrierten Dämpfers konnten die Lastspitzen im Trieb so weit reduziert werden, dass der Kettentrieb dauerhaft war. Das Diagramm in Bild 16 zeigt einen Vergleich der gemessenen Drehschwingungen an der AGW mit und ohne Dämpferrad.

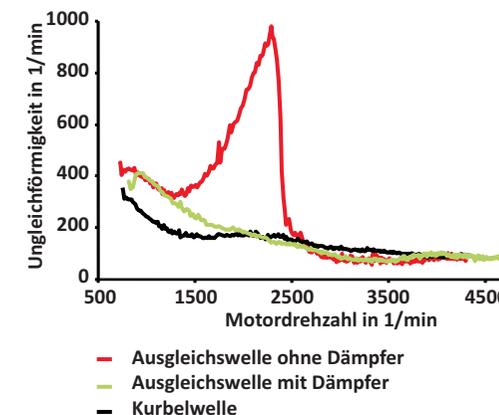


Bild 16 Einfluss eines Drehschwingungsdämpfers im Ausgleichswellentrieb

Ähnliche Effekte konnten mit einer „Motion Guide“ genannten Spanner-/Führungsschienenanwendung im AGW eines 3-Zylinder-Dieselmotors (Bild 17) erzielt werden.



Gefederte Zugtrumschiene

Bild 17 „Motion Guide“-Spannelement für Ausgleichswelle

Aus der Systemsimulation empfahl sich in diesem Fall der Einsatz einer verstärkten Kette, die zu einer Verschiebung des Resonanzdrehzahlbereiches zu höheren Drehzahlen (Bild 18) führte. Im Bild aufgetragen sind die Hüllkurven (Maximal-/Minimalwerte) und die Mittelwerte der Kettenkräfte über dem Drehzahlband in Abhängigkeit von der verwendeten Kette.

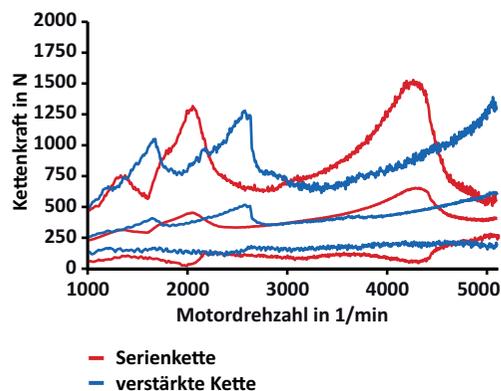


Bild 18 Einfluss der Kettensteifigkeit auf die Triebresonanz

In einigen Motoren finden sich heute auch unrunde Kettenräder zur Reduzierung der Drehschwingungseffekte auf den Kettentrieb. Der durch den Motor hervorgerufenen Ungleichförmigkeit wird dabei ein un rundes Kettenrad entgegengestellt. Im Idealfall lassen sich hiermit die Systembelastungen um bis zu 20 % reduzieren. Die Auslegung eines solchen Rades (Bild 19 zeigt ein tri-hexagonales Rad für einen 3-Zylinder-Motors im Vergleich zum Rundrad) ist abhängig von den bestimmenden Motorordnungen und verlangt einen definierten Umschlingungswinkel am Kettenrad. Sie ist immer auf einen kritischen Drehzahlbereich angepasst. Dadurch kann es insbesondere bei der Applikation auf Nockenwellenverstellungssystemen in bestimmten

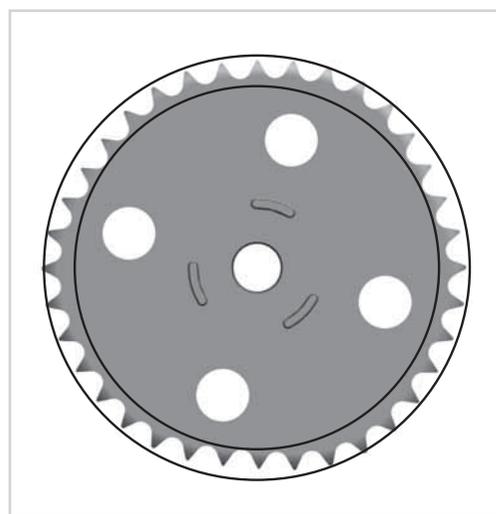


Bild 19 Un rundes Kettenrad für einen 3-Zylinder-Motor mit runden Hüllkurven

Drehzahlbereichen durchaus zu Erhöhungen der Triebbelastungen gegenüber Rundrädern kommen. Die Simulation unterstützt hier in hohem Maße die extrem aufwändigen Versuche.

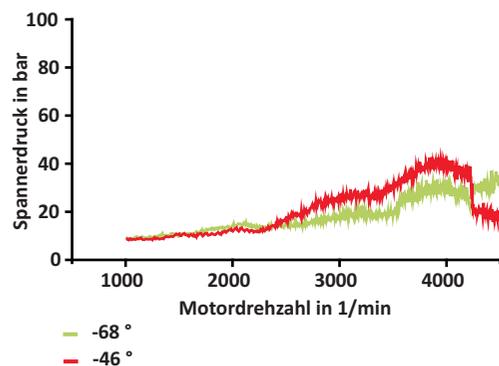


Bild 20 Einfluss der Orientierung der Diesel-Einspritzpumpe auf die Spannerbelastung

Ein weiteres Beispiel von systemübergreifendem Wissen bei der Auslegung von Kettentriebsystemen ist die Anbindung von Dieseleinspritzpumpen an Kettentriebe. Durch Veränderung der Winkelstellung der Pumpe kann der Kraftverlauf im Kettentrieb stark beeinflusst werden. Das Antriebsmoment der Pumpe überlagert dabei das der Nockenwelle. Detaillierte Kenntnisse der Pumpe und der Applikation der Pumpe am Motor sind somit hilfreich bei der Optimierung des Kettentriebes. Bild 20 zeigt entsprechende Verläufe des Hochdruckraumdrucks des Spanners und damit der Kettenlast.

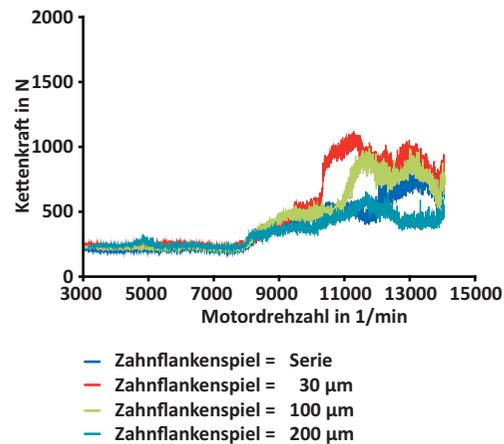


Bild 21 Einfluss des Zahnflankenspiels eines Vorgeleges auf die Kettenkräfte

An einem 4-Zylinder-Hochdrehzahlmotor traten bei Drehzahlen oberhalb 10 000 1/min extrem hohe Kettenkräfte auf, deren Erklärung erst dann gelang, als das an diesem Motor verwendete Vorgelege zwischen Kurbelwelle und Primärkettenrad hinsichtlich des Flankenspiels genauer untersucht wurde. Die Ergebnisse sind in Bild 21 zu sehen, das die Kettenmaximalkräfte im Hochlauf in Abhängigkeit vom Zahnflankenspiel zeigt.

Das Diagramm verdeutlicht, das eine Vergrößerung des Zahnflankenspiels die Kettenkräfte im Steuertrieb deutlich absenkt. Das Vorgelege hat damit die Wirkung eines Schwingungsdämpfers.

Bei vielen der oben genannten Entwicklungen kam versuchsseitig eine Messtechnik zum Einsatz, die speziell für Kettentriebsdynamik entwickelt wurde. Über fast 20 Jahre wurde Know-how aufgebaut, das

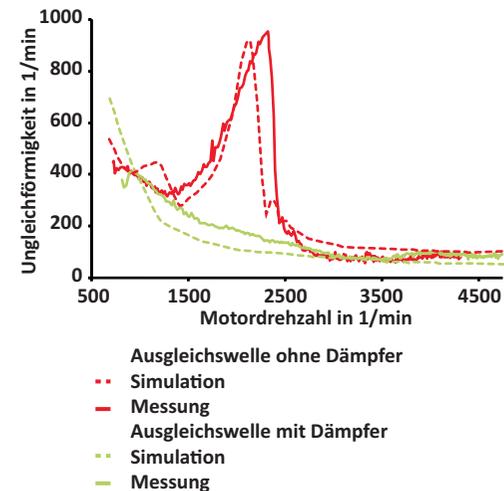


Bild 22 Korrelation zwischen Messung und Rechnung des AGW Systems aus Bild 16

dem Stand der Technik oft einen Schritt voraus ist. Parallel dazu kommen immer mehr Simulationen zum Einsatz, die die Variantenerprobung deutlich verkürzen können, wenn die Modelle mit Versuchen kalibriert worden sind. Bild 22 zeigt z. B. die sehr gute Korrelation zwischen Versuch und Berechnung an dem in Bild 16 beschriebenen AGW Dämpfer.

Im Hause INA kommen inzwischen Simulationstools zum Einsatz, die eine Kombination der Systeme Ventiltrieb – Nockenwellenversteller - Kettentrieb und im Bedarfsfall AGW Dämpfer oder auch Zweimasenschwungrad simulatorisch ermöglichen. Für ein gutes Ergebnis der Simulation sind exakte Eingabedaten der betroffenen Systeme erforderlich. Auch hier können durch die breite Aufstellung der INA Motorsysteme Synergien genutzt werden.

Zusammenfassung

Aus dem Nachbau eines Stoßdämpfers hat sich über 25 Jahre eine breite Produktpalette entwickelt, die alle Elemente des Kettentriebsystems umfasst. Die Bauteilauslegung für Kettenspannelemente wurde zu einer komplexen Systemaufgabe. Die Lösung dabei entstehender Aufgaben ist nur mit Hilfe von speziellen Simulationstools und Messtechniken wirtschaftlich in dem zur Verfügung stehenden Zeit- und Kostenrahmen zu bewerkstelligen. Exakte Kenntnisse der mit dem Kettentrieb in Wechselwirkung stehenden Systeme wie Nockenwellenversteller, Ausgleichswellen, Ventiltrieb und Einspritzpumpen sind für die optimale Auslegung des Gesamtsystems unumgänglich. INA ist hierfür durch die Zusammenarbeit verschiedener Bereiche optimal aufgestellt.