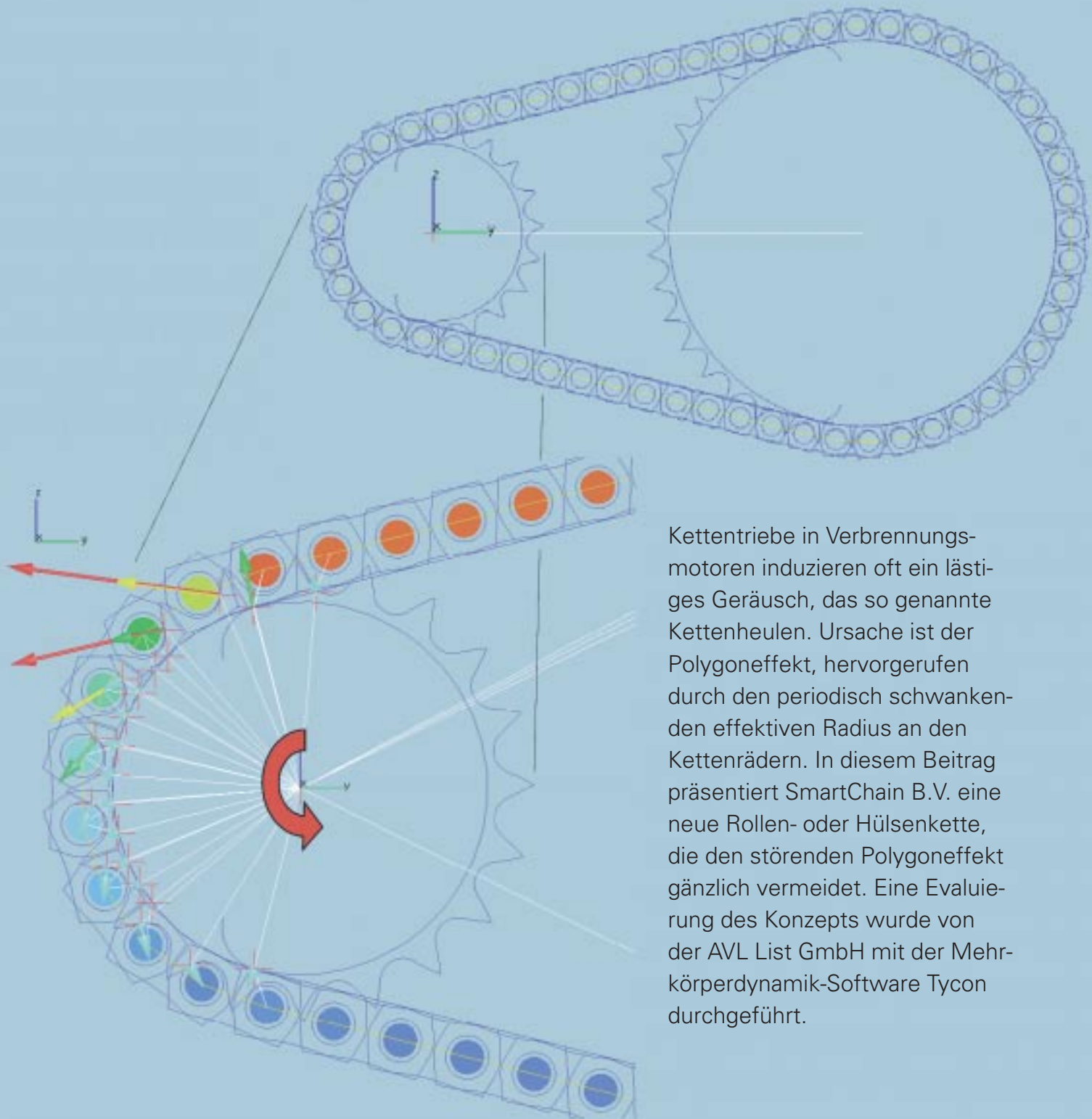


Eine neue Steuerkette ohne Polygoneffekt



Kettentriebe in Verbrennungsmotoren induzieren oft ein lästiges Geräusch, das so genannte Kettenheulen. Ursache ist der Polygoneffekt, hervorgerufen durch den periodisch schwankenden effektiven Radius an den Kettenrädern. In diesem Beitrag präsentiert SmartChain B.V. eine neue Rollen- oder Hülsenkette, die den störenden Polygoneffekt gänzlich vermeidet. Eine Evaluierung des Konzepts wurde von der AVL List GmbH mit der Mehrkörperdynamik-Software Tycon durchgeführt.

1 Einführung

Der Polygoneffekt ist einer der Hauptursachen für den vergleichsweise hohen Geräusch- und Schwingungspegel von Rollen- und Hülsenketten. Neben der Anregung von longitudinalen und transversalen Schwingungen der Kettentrume ergeben sich auch Einlaufstöße der Kettenglieder in die Kettenradverzahnung. Die durch den Polygoneffekt induzierte Geräuschanregung tritt üblicherweise dominant mit der Eingriffsfrequenz des Kettentriebs (= Polygonfrequenz) auf. Fällt diese mit einer Eigenfrequenz der Motorstruktur zusammen, tritt Resonanz auf, welche zu einer Überhöhung des Körperschallpegels führt. Das letztendlich abgestrahlte Geräusch ist bekannt als Kettenheulen. Im Gegensatz zu Rollen- und Hülsenketten haben Zahnketten (Silent Chain), aufgrund ihrer besonderen Kontaktkinematik günstigere akustische Eigenschaften. Im Vergleich zur Hülsenkette ist deren Preis aber mindestens um den Faktor 2 höher. Außerdem ist der Einsatz von Zahnketten in hochbelasteten Steuertrieben, zum Beispiel bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung, kaum üblich.

Zahnriemen weisen im Allgemeinen ein sehr gutes akustisches Verhalten auf, die Lebensdauer ist aber gerade bei Dieselanwendungen oft inakzeptabel kurz.

2 Eine neue Kette ohne Polygoneffekt

Die neue Kette von SmartChain B.V. [5] ist eine dauerhafte, kostengünstige Rollen- oder Hülsenkette, die keinen Polygoneffekt aufweist. Es treten keine Einlaufstöße zwischen Kette und Kettenrad mehr auf, und die Übersetzung ist völlig konstant. In theoretischer Hinsicht ist zu erwarten, dass der Geräusch- und Schwingungspegel der neuen Kette mindestens ebenso günstig ist wie jener der Zahnkette. Die neuen Ideen von SmartChain B.V. sind mittels internationaler Patentanmeldungen geschützt.

Die neue Kette kann zum Beispiel im (Steuer)kettenantrieb von Nockenwellen, Einspritzpumpe, Massenausgleichsgetriebe oder Ölpumpe eines Verbrennungsmotors eingesetzt werden.

3 Theorie

Die Theorie hinter dem „Null-Polygoneffekt“ dieser neuen, innovativen Kette ist überraschend einfach. Sie basiert auf elementaren kinematischen Überlegungen und kann daher als schlüssig betrachtet werden.

Bild 1 zeigt schematisch einen symmetrischen und einen asymmetrischen Ket-

tentrieb mit treibendem Kettenrad $3A$ und getriebenem Kettenrad $3B$. Die beiden Kettenräder besitzen jeweils einen Teilkreis St . Liegt ein Kettenglied vollständig auf dem Kettenrad, so befinden sich die beiden Mittelpunkte der Bolzen auf dessen Teilkreis. Der Null-Polygoneffekt wird realisiert, indem man die Kette so führt, dass die Mittelpunkte der Bolzen einem spezifischen theoretischen Pfad $2A$, $2B$ in der stationären (=raumfesten) Ebene folgen. In der Nähe eines Kettenrades fällt dieser mit dessen Teilkreis zusammen. Auf dem geraden Abschnitt ist der Abstand zur Teilkreistangente gleich b . Der theoretische Pfad wird so berechnet, dass bei einer vorgeschriebenen konstanten Drehzahl eines Kettenrades die Geschwindigkeit der Kette auf dem geraden Teil des Pfades konstant ist. Folglich ist auch die Drehzahl des anderen Kettenrades konstant.

Bild 2 zeigt im Detail den theoretischen Pfad B im Einlauf/Auslauf-Bereich eines

Die Autoren



Dipl.-Ing. Theo Korse ist Inhaber der SmartChain B.V., Zoetermeer, Niederlande.



Dipl.-Ing. Martin Sopouch ist Entwicklungsingenieur bei der AVL List GmbH.

3 Theorie

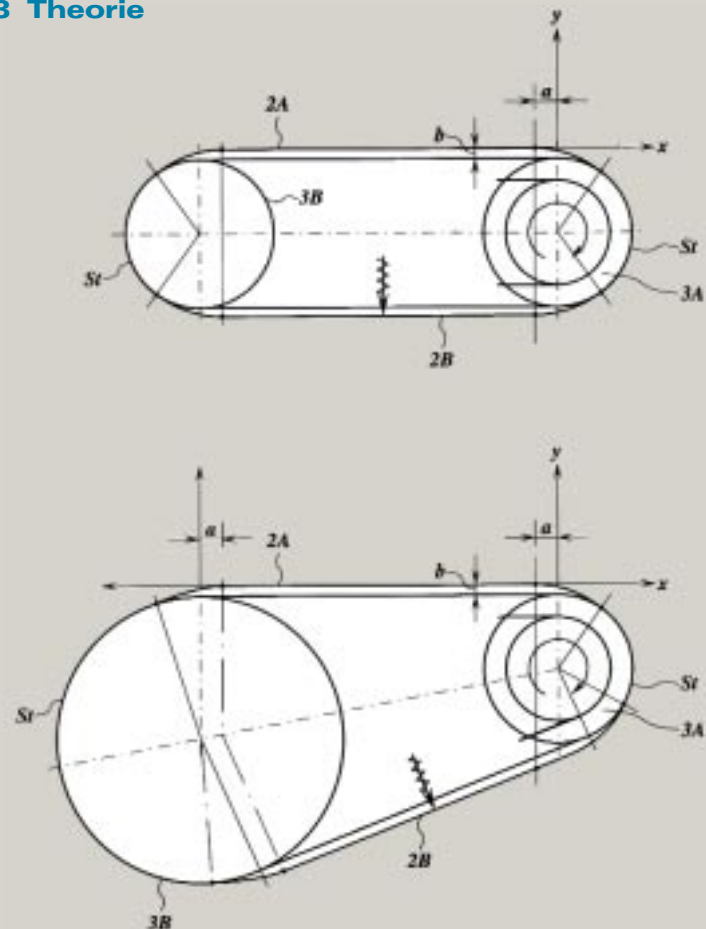


Bild 1: Theoretischer Pfad von symmetrischem und asymmetrischem Kettentrieb

Figure 1: Theoretical path of symmetrical and asymmetrical chain drive

Kettenrades mit Teilkreis St . Dieser besitzt einen geraden Abschnitt PQ (entspricht der x -Achse), einen kreisförmigen Abschnitt RS auf dem Teilkreis des Kettenrades und eine noch unbekannte Kurve QR . Die Distanz zwischen P und Q entspricht der Teilung p , ebenso RS und QR . Befindet sich der Mittelpunkt eines Bolzens in P , so liegen die benachbarten Mittelpunkte in den Punkten Q , R und S . Der Abschnitt QR muss nun so gewählt werden, dass bei einer konstanten Drehzahl des Kettenrades die Geschwindigkeit der Kette auf dem geraden Abschnitt konstant ist, unabhängig vom momentanen Rotationswinkel des Kettenrades. Zu diesem Zweck wird der gerade Abschnitt PQ in eine beliebige Zahl von äquidistanten Teilabschnitten (hier exemplarisch fünf) $P-P_1$, P_1-P_2 , P_2-P_3 , P_3-P_4 und P_4-Q unterteilt. In ähnlicher Weise wird der Abschnitt RS auf dem Teilkreis in $R-R_1$, R_1-R_2 , R_2-R_3 , R_3-R_4 und R_4-S aufgeteilt. Während der Zeit, in der sich der Mittelpunkt eines Bolzens von P zu P_1 entlang des geraden Abschnittes PQ bewegt, verlagert sich der Mittelpunkt eines Bolzens, der sich in R befand, über den Teilkreis zu Punkt R_1 . Aus der Forderung nach einer konstanten Geschwindigkeit der Kette auf dem geraden Abschnitt und einer konstanten Drehzahl des Kettenrades folgt, dass sich während dieser Zeit der Bolzen, der sich in Q befand, über die unbekannte Kurve zur Stelle Q_1 verlagert haben muss. Q_1 kann einfach berechnet oder konstruiert werden, indem man Kreise mit Radius p von Punkten P_1 und R_1 abschlägt. Der Schnittpunkt der beiden Kreise ist Punkt Q_1 . Auf gleiche Weise werden die übrigen Punkte Q_2 , Q_3 , Q_4 berechnet oder konstruiert. Aus dieser elementaren kinematischen Theorie folgt, dass die Kette keinen Polygoneffekt aufweist, wenn die Mittelpunkte der Bolzen dem Pfad $PQRS$ folgen. Der Pfad ist bekannt, wenn man Punkt Q , der sich im Abstand a von der y -Achse befindet, definiert.

Da sich die Kurve QR außerhalb des Teilkreises des Kettenrades befindet, kann die Rolle oder die Hülse mit der Zahnücke des Kettenrades in Kontakt treten, sobald der Mittelpunkt der Rolle oder Hülse den Punkt R erreicht hat, welcher ein Punkt auf dem Teilkreis ist. Daraus ergibt sich ein „kontrollierter“ Kontakt mit der Zahnücke, der sich über eine verhältnismäßig lange Zeitdauer erstreckt. Diese Dauer entspricht der Zeit, welche für die Bewegung der Rolle oder Hülse über die Distanz einer Teilung p benötigt wird. Falls erwünscht, kann die Zahnücke unterschritten werden, was zu geringeren Anforderungen in Bezug auf Herstelltoleranzen und damit zu reduzierten Produktionskosten führt.

3 Theorie

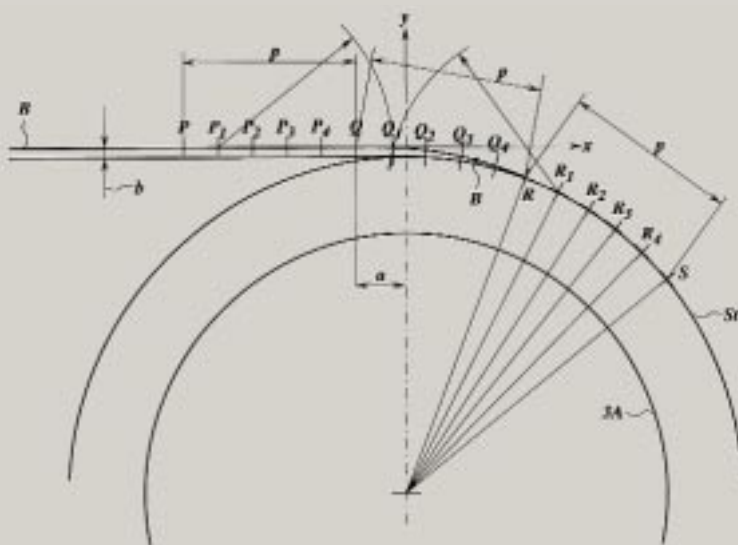


Bild 2: Berechnung vom theoretischen Pfad der neuen Kette ohne Polygoneffekt
Figure 2: Calculation of theoretical path of the new chain with a zero polygon effect

4 Realisierung der Kettenführung

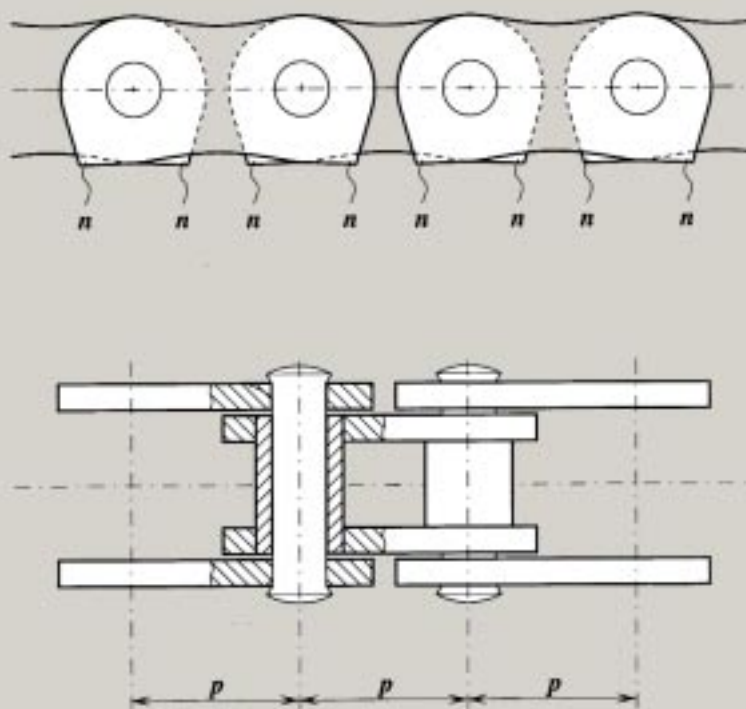


Bild 3: Die neue Kette mit zwei Nocken pro Kettenlasche
Figure 3: The new chain with two abutments per chain plate

4 Realisierung der Kettenführung

Im einfachsten Fall lässt sich die Kette durch eine stationäre (=raumfeste) Führungsschiene auf den theoretischen Pfad zwingen. Nachteil dieses Führungssystems ist, dass die Kontaktkräfte und auch die örtlichen Hertz'schen Kontaktpressungen zwischen Kettenglied und Führungsschiene, bedingt durch die kleinen Krümmungsradien in der Nähe des Kettenrades, groß sind. Außerdem entspricht die Schlupfgeschwindigkeit zwischen Kettenglied und stationärer Führungsschiene der vollen Kettengeschwindigkeit. Die Verlustleistung ist hoch, ebenso wie der Verschleiß in den Kontaktzonen.

Wesentlich günstigere Bedingungen ergeben sich, wenn man die Kette sowohl in der rotierenden (=radfesten), als auch in der stationären Ebene führt. Dies wird durch eine Modifikation der Geometrie der Kettenlaschen realisiert, **Bild 3**.

Die ursprünglich annähernd „8-förmigen“ Laschen werden dabei auf einer Seite mit zwei präzise hergestellten Nocken n versehen. Auf jeder Seite des Kettenrades wird ein Ring montiert, der als eine rotierende Führung für die Nocken dient. Die Konturen der Nocken sind so berechnet, dass die Mittelpunkte der Bolzen der Kurve $PQRS$ folgen. Dabei wirkt die Kettenlasche mit dem Nocken in Verbindung mit dem rotierenden Führungring als Hebel. Durch die stationären Führungsschienen werden die Mittelpunkte der Bolzen entlang dem geraden Abschnitt PQ geführt.

Bild 4 zeigt schematisch die neue Kette mit der stationären und rotierenden Führung. Dargestellt ist die Übergangsphase, wobei der Mittelpunkt eines Bolzens sich in Q befindet. In dieser Position berührt der Nocken n den Ring $10B$. Zwischen P und Q wird die Kette von einer geraden stationären Führungsschiene geführt.

Bild 5 zeigt die gerade Kontur $10A$ der stationären Führungsschiene 302 zur Führung der Hülsen oder Rollen. Die Schiene ist in einer Rille montiert, welche in das Kettenrad eingefügt wurde. **Bild 6** zeigt eine kompakte und preisgünstige Lösung. Die stationäre Führungsplatte mit gerader Kontur $10A$ führt die Nocken n .

Der Entwurf vereinfacht sich erheblich, wenn die stationären Führungen gänzlich weggelassen werden. MKS-Simulationen haben gezeigt, dass sich in diesem Fall die dynamischen Eigenschaften nur marginal verschlechtern. Diese Entwurfsalternative besitzt somit einen erheblichen Kostenvorteil, ohne wesentliche Abstriche bei Geräusch und Schwingungen in Kauf nehmen zu müssen.

4 Realisierung der Kettenführung

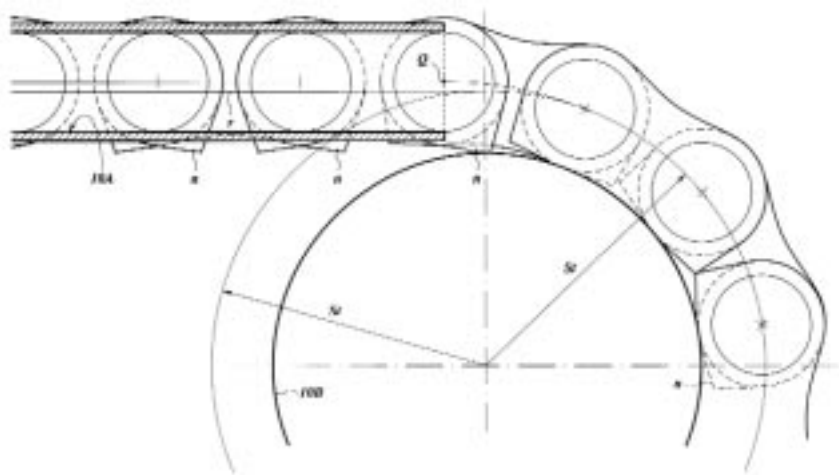


Bild 4: Die neue Kette, geführt von stationärer und rotierender Führung

Figure 4: The new chain guided by the stationary and rotating guide

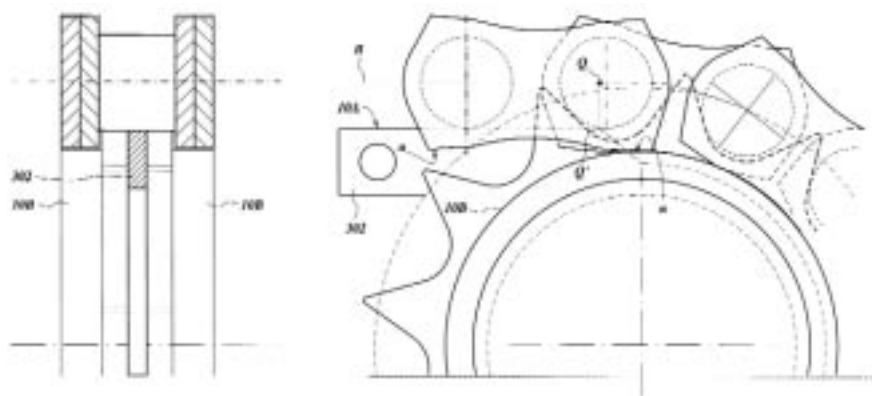


Bild 5: Entwurfsalternative, in der die Rollen oder Hülsen von der geraden Kontur 10A geführt werden

Figure 5: Design option, in which the rollers or bushings are guided by straight contour 10A

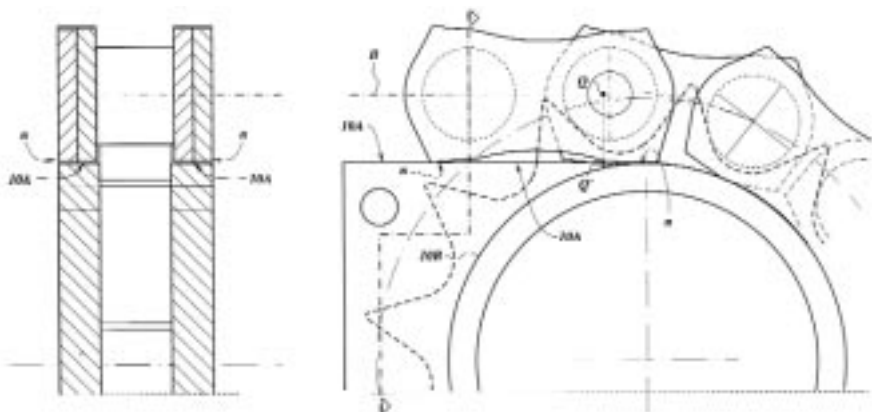


Bild 6: Entwurfsalternative, in der die Nocken von der geraden Kontur 10A geführt werden

Figure 6: Design option in which the abutments are guided by straight contour 10A

5 Analytisches Modell in Matlab

Die praktische Darstellbarkeit des neuen Kettenkonzepts muss durch aufwändige, experimentelle Untersuchungen nachgewiesen werden. Eine gute, erste Einschätzung der Machbarkeit kann auch durch ein vereinfachtes kineto-statisches Modell gewonnen werden, welches in Matlab entwickelt wurde. Das Modell dient zur Bestimmung der Geometrie der Nocken der Kettenlaschen und der Führungssysteme. Außerdem werden die Kinematik und die mechanischen Gleichgewichtsbedingungen berücksichtigt, einschließlich der Wirkung von Reibung zwischen den Kettenlaschen und der stationären und rotierenden Führung. Berechnet werden auch spezifische mechanische Kenngrößen, wie Hertz'sche Kontaktpressungen in den Berührungsflächen der Nocken, elastohydrodynamische Schmierfilmdicken und mechanische Wirkungsgrade. Die so gewonnenen numerischen Resultate sind sehr überzeugend und zeigen keinerlei Hindernis für eine technische Realisierung des Konzepts.

6 Mehrkörperdynamik-Simulation mit AVL-Tycon

Zur weiteren Absicherung der praktischen Realisierbarkeit der neuen Kette wurden von der AVL List GmbH Prinzipuntersuchungen, basierend auf der Methode der Mehrkörperdynamik (MKS), durchgeführt. Zum Einsatz kam die Software Tycon. Anhand eines einfachen Kettentriebs wurden dabei vergleichende Analysen mit den bekannten Kettentypen Hülsen- und Zahnkette durchgeführt. Ziel war eine Gegenüberstellung der dynamischen Eigenschaften der neuen Kette mit bekannten, technischen Ausführungen.

Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass keine der untersuchten Ketten für den gezeigten Anwendungsfall optimiert wurde. Die erforderlichen Kettendaten wurden direkt aus bereits realisierten Steuertriebsapplikationen übernommen. Die verwendete Zahnkette, insbesondere aber auch das neue Konzept, birgt sicher noch weiteres Potenzial für Verbesserungen. Speziell die konsequente Funktionstrennung zwischen Kettenführungen und Umfangskraftübertragung stellt dabei einen erheblichen Vorteil des neuen Systems dar.

6.1 Kettentriebsmodell

Das MKS-Modell der Kette ist ein diskretes Kettenmodell, bei dem jedes Kettenglied als Starrkörper mit drei Freiheitsgraden er-

fasst wird [1]. Längssteifigkeit beziehungsweise Dämpfung der Kette und die Gelenkreibung sind als Kraftelemente zwischen den Gelenkpunkten realisiert. Das Modell umfasst die exakten Konturen an der Kette (Nocken der Kettenlaschen, Hülse) sowie an den Kettenrädern (Verzahnung, rotierende Führung). Der verwendete Kontaktalgorithmus basiert auf lokalen Kontaktsteifigkeiten/Dämpfungen und berücksichtigt auch die Reibung.

6.2 Ausführung des Prinzip-Kettentriebs

Als Prinzipanordnung wurde ein einfacher Trieb mit zwei Kettenrädern (20/40 Zähne, Verzahnung nach DIN 8196) und einer Teilung von 8 mm herangezogen. In den beiden freien Trumen sind Führungsschienen angebracht. Der Kettentrieb beinhaltet kein Spannelement, um die spezifischen Eigenschaften der unterschiedlichen Kettentypen nicht zu verfälschen. Die Vorspannung wurde durch anfängliches Verschieben des getriebenen Rades aufgebracht. Am treibenden Kettenrad (20 Zähne) wird eine konstante Drehzahl von

3000/min vorgegeben. Am getriebenen Rad wirkt ein konstantes Lastmoment von 20 Nm.

6.3 Vergleich mit Hülsen- und Zahnkette

Bild 7 zeigt die dynamische Fluktuation der Winkelgeschwindigkeit am getriebenen Rad, welche sich aufgrund der nicht konstanten Übersetzung ergibt. Diese ist ein Indikator für die Übertragungsqualität des Kettentriebs. Erwartungsgemäß zeigt die Hülsenkette die höchsten Ausschläge. Im Vergleich dazu stellt sich die Zahnkette etwas günstiger dar. Beim neuen Konzept (mit stationären Führungen) ergibt sich eine signifikante Reduktion. Vergleicht man die Ergebnisse im Frequenzbereich, so sind bei allen Kettentypen die Anteile der Polygonordnung (20. Ordnung des treibenden Rades) beziehungsweise deren erste Harmonischen (40. Ordnung) deutlich zu erkennen. Bei der dominierenden Polygonordnung kann durch die neue Kette eine Reduktion um den Faktor 8.6 gegenüber der Hülsenkette beziehungsweise um Faktor 6.3 gegenüber der Zahnkette realisiert werden.

6.3 Vergleich mit Hülsen- und Zahnkette

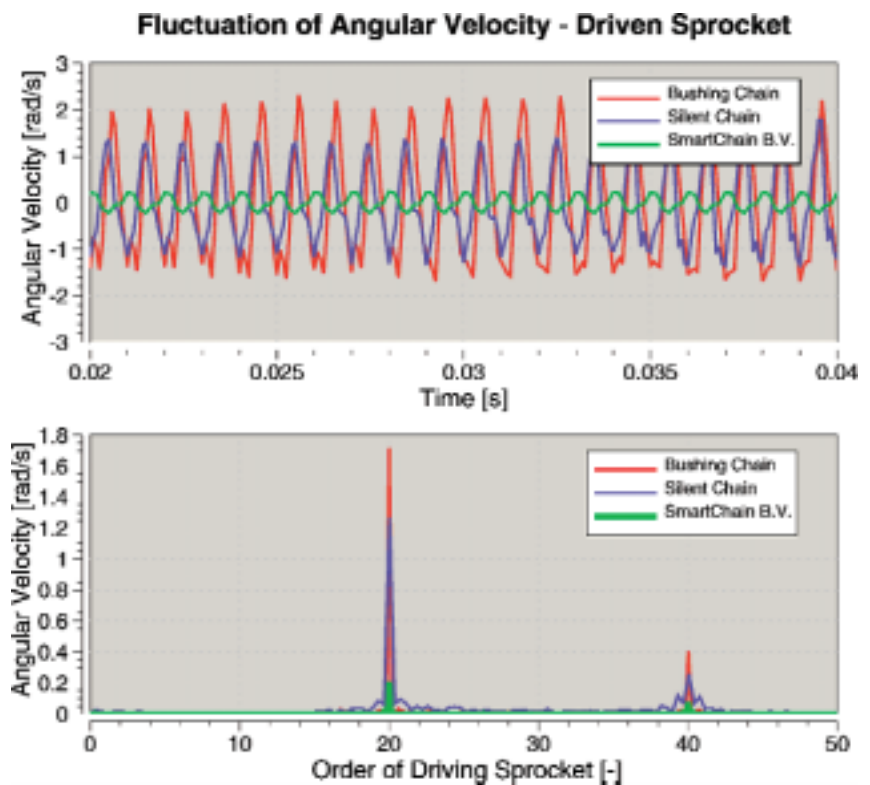


Bild 7: Dynamische Winkelgeschwindigkeitsschwankung bei Anwendung von stationären Führungen im Vergleich zu Hülsen- und Zahnkette
 Figure 7: Fluctuation of angular velocity with use of stationary guides in comparison with bushing chain and silent chain

Bild 8 zeigt den Verlauf der Kettenlängskraft in Bezug auf ein mit den Kettengliedern mitbewegtes System. Das mittlere Kraftniveau beträgt im Lasttrum 450 N und im Leertrum 50 N. Bei der Hülsenkette zeigt sich deutlich die überlagerte, hochfrequente Schwingung aus dem Polygoneffekt. Diese ist bei der Zahnkette bereits reduziert, aber immer noch deutlich präsent. Im Vergleich dazu ergibt sich beim neuen Kettenkonzept ein nahezu glatter Verlauf. Dementsprechend sind im Frequenzbereich die Anteile der Polygonordnung beziehungsweise deren ersten Harmonischen stark zurückgegangen. Speziell in Hinblick auf die Geräuschanregung ist die Kettenlängskraft bereits ein erstes, wenn auch relatives Beurteilungskriterium. Es ist daher zu erwarten, dass die neue Kette zu einer erheblichen Reduktion der Körperschallanregung führt.

Die Kontaktkräfte zwischen den Nocken und den stationären beziehungsweise rotierenden Führungen sowie zwischen den Hülsen und der Kettenradverzahnung bestimmen in hohem Maße die örtlichen Hertz'schen Kontaktpressungen und die Lebensdauer der neuen Kette. Darüber hinaus ist die Impulshaltigkeit ein Maß für die Körperschallanregung. **Bild 9** zeigt die Kontaktkräfte im Einlaufbereich eines Kettengliedes in das treibende Kettenrad. Obiges Diagramm gilt für das neue Kettenkonzept mit stationären Führungen. Sämtliche Kräfte sind auf niedrigerem Niveau (max. 130 N). Kraftspitzen aus dem Eingriffsvorgang treten nicht auf. Der vordere Nocken (in Laufrichtung gesehen) kontaktiert zuerst mit der stationären Führung (rote Kurve) und wird dann durch den rotierenden Führungsring übernommen (=beginnende Hebelwirkung, blaue Kurve). Sobald die Absenkephase abgeschlossen ist, erfolgt der Kontakt zwischen Hülse und Kettenradverzahnung (schwarze Kurve). Durch den kontrollierten Kontaktvorgang ergibt sich ein akustisch sehr günstiger – weil impulsarmer – Kraftverlauf. Ist das Kettenglied vollständig eingelaufen, stützt es sich gleichermaßen durch die vordere und hintere Nocke auf der rotierenden Führung ab (blaue und grüne Kurve). Gleichzeitig wird, aufgrund der sich abbauenden Umfangskraft, auch die Kontaktkraft zwischen Hülse und Radverzahnung geringer. Im Auslaufbereich ist ansatzweise die Kontaktkrafterhöhung aus der Hebelwirkung der hinteren Nocke erkennbar (grüne Kurve). Bei der Kontaktmechanik zeigt das neue Konzept seinen großen Vorteil: einen kontinuierlichen, zeitlich lang andauernden Kraftaufbau zwischen Kette und Kettenrad. Im Vergleich dazu ergeben sich, sowohl bei Hülsen-

6.3 Vergleich mit Hülsen- und Zahnkette

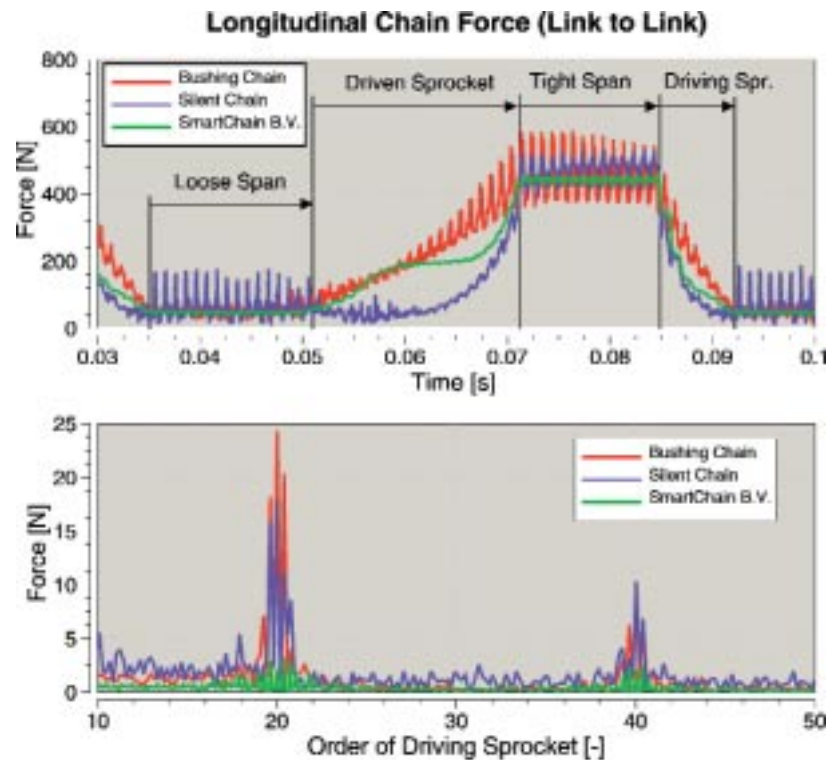


Bild 8: Dynamische Kettenlängskraft bei Anwendung von stationären Führungen im Vergleich zu Hülsen- und Zahnkette
 Figure 8: Dynamic longitudinal chain force with use of stationary guides in comparison with bushing chain and silent chain

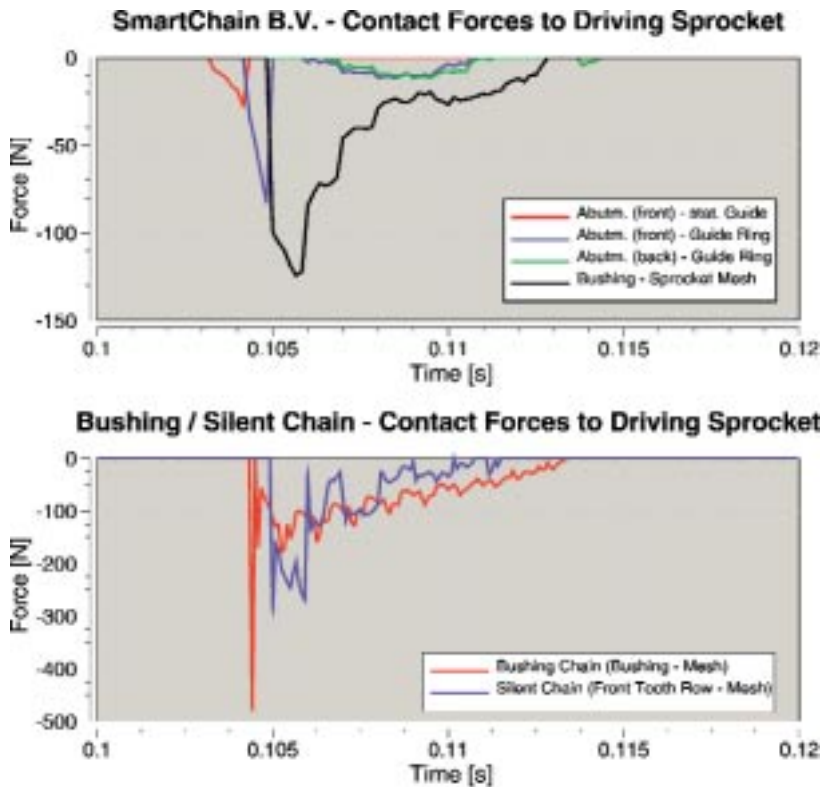


Bild 9: Dynamische Kontaktkräfte bei Anwendung von stationären Führungen im Vergleich zur Hülsen- und Zahnkette
 Figure 9: Dynamic contact forces with use of stationary guides in comparison with bushing chain and silent chain

auch Zahnkette, die typischen Kraftspitzen, hervorgerufen durch den Einlaufstoß, Bild 9, unteres Diagramm.

Selbst bei Wegfall der stationären Führungen zeigen sich bei allen maßgeblichen Größen nur geringfügige Verschlechterung, **Bild 10** und **Bild 11**. Anhand der Kontaktkräfte, **Bild 12**, ist ersichtlich, dass der Kraftaufbau weitergehend kontinuierlich und ohne signifikante Stoßvorgänge erfolgt. Die maximal auftretende Kettenkraft ist mit rund 130 N identisch zur Variante mit stationären Führungen. Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass sich auch die kostengünstige Variante ohne stationäre Führungen akustisch besser verhält als die Hülsen- beziehungsweise Zahnkette.

7 Übersicht der Vorteile der neuen Kette

Die zu erwartenden technischen und kommerziellen Vorteile der neuen Kette lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- potenzielle Verminderung des Schalldruckpegels
- akustische Qualität mindestens vergleichbar mit jener der Zahnkette
- (theoretisch) kein Polygoneffekt
- kein Einlaufstoß
- konstante Übersetzung
- (theoretisch) keine Kettenschwingung
- (theoretisch) konstante Kettenlängskraft
- hervorragendes Verhalten, auch bei Wegfall der stationären Führungen
- verbesserte Spezifikationen (höhere Drehzahl, höhere maximale Kettenkraft)
- kompakter und betriebssicherer Entwurf
- geeignet als Rollen- oder Hülsenkette
- geeignet für Massenproduktion
- Selbstkostenpreis ungefähr so hoch wie jener der Rollen- oder Hülsenkette
- kostengünstige Alternative zur kostspieligen Zahnkette
- große Leistungsdichte
- hoher mechanischer Wirkungsgrad
- verminderter Kettenverschleiß.

Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen dass, abgesehen von einigen funktionellen, experimentellen Untersuchungen, die neue Kette von SmartChain B.V. hauptsächlich theoretisch untersucht wurde.

Zur Sicherstellung der praktischen Funktionsfähigkeit muss die neue Kette noch umfangreichen Versuchen (Prüfstand, gefeuerter Verbrennungsmotor) unterzogen werden. Außerdem ist zu empfehlen, die durch die neue Kette induzierte Körperschallanregung der Motorstruktur zu simulieren [2, 3, 4]. Wenn das Konzept diese Tests mit Erfolg besteht, kann die neue Kette ohne Polygoneffekt ei-

6.3 Vergleich mit Hülsen- und Zahnkette

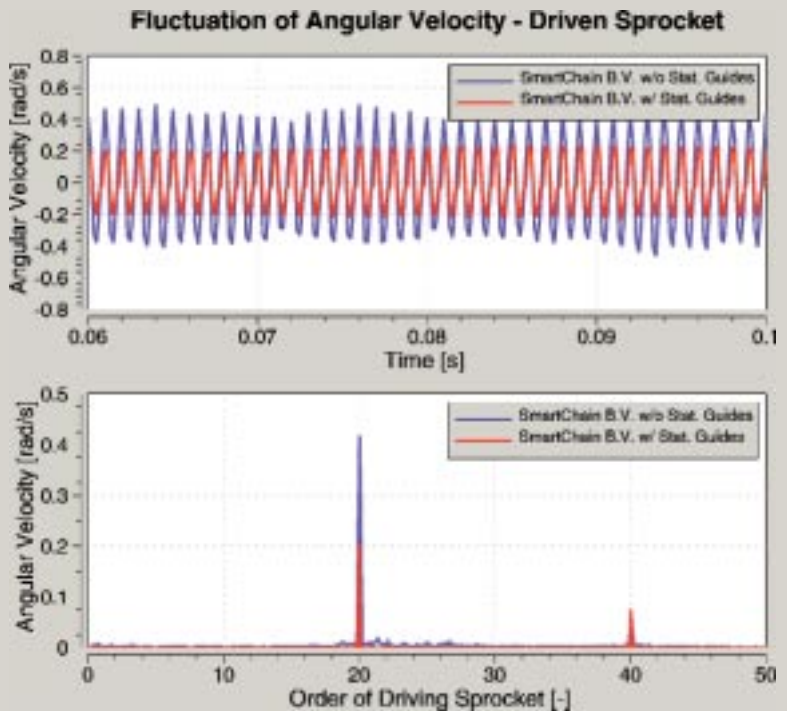


Bild 10: Dynamische Winkelgeschwindigkeitsschwankung bei Anwendung mit/ohne stationäre Führungen
 Figure 10: Fluctuation of angular velocity with/without use of stationary guides

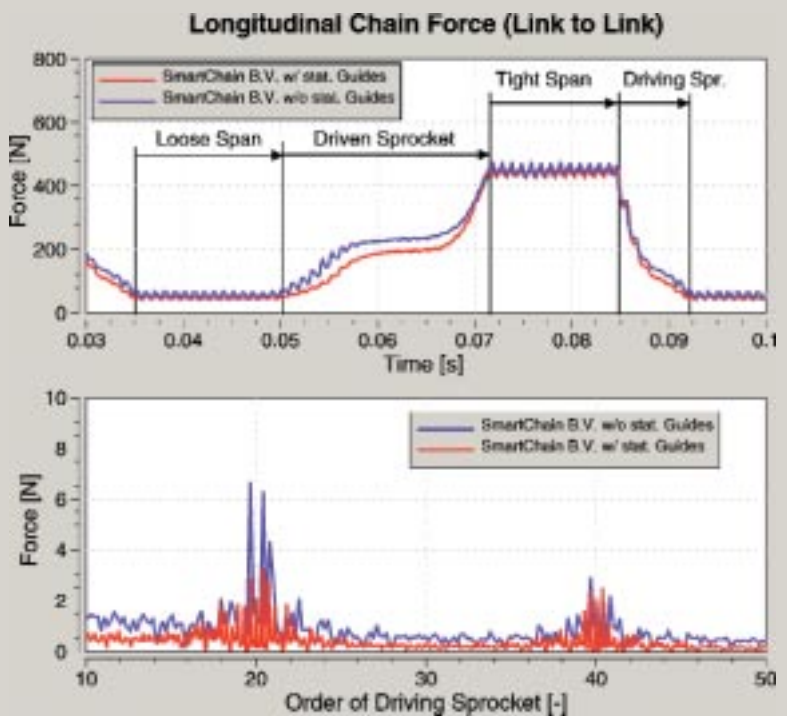


Bild 11: Dynamische Kettenlängskraft bei Anwendung mit/ohne stationäre Führungen
 Figure 11: Dynamic longitudinal chain force with/without use of stationary guides

6.3 Vergleich mit Hülsen- und Zahnkette

SmartChain B.V. w/o stat. Guides - Contact to Driving Sprocket

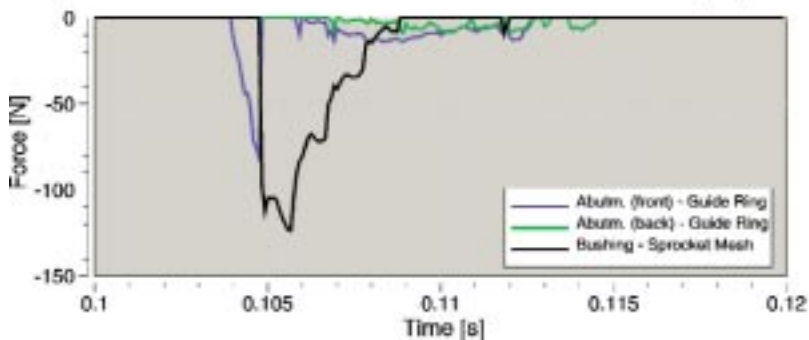


Bild 12: Dynamische Kontaktkräfte ohne Anwendung von stationären Führungen
Figure 12: Dynamic contact forces without use of stationary guides

nen Durchbruch in der (Kraftfahrzeug)ket-
tentechnik darstellen.

7 Schlussfolgerungen

Die hier von SmartChain B.V. präsentierte neue Kette basiert auf einem überraschend einfachen Ansatz, der den störenden Polygoneffekt (=Ursache des Kettenheulens) theoretisch vollständig eliminiert. Analytische Überlegungen beziehungsweise MKS-Simulationen lassen den Schluss zu, dass die akustische Qualität mindestens mit je-

ner der Zahnkette vergleichbar ist, bei Kosten nicht höher als für eine Rollen- und Hülsenkette. Das Konzept hat somit das Potenzial, in den „Low-Noise“-Markt von Zahnketten und Zahnriemen einzudringen.

For an English version of this article, see **MTZ worldwide**. For information on subscriptions, just call us or send an email or fax.

MTZ

Vieweg Verlag, Postfach 1546, D-65173 Wiesbaden
Hotline 06 1170 78-151, Fax 06 1170 78-429
email: vieweg_service@gvw-fachverlage.de



Danksagung

Für die Durchführung der MKS-Simulationen mit der Software Tycon sei der AVL List GmbH sowie dem Christian-Doppler-Labor für Motor- und Fahrzeugakustik am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz gedankt.

Literaturhinweise

- [1] Sopouch, M.; Hellinger, W.; Priebsch, H.H.: Prediction of Vibroacoustic Excitation due to the Timing Chains of Reciprocating Engines. ImechE 2003, Journal of Multi-body Dynamics, Part K
- [2] Schaffner, T.; Sopouch, M.; Hellinger, W.; Ovari, T.; Priebsch, H.H.: Numerische Simulation des Einflusses verschiedener Spannelemente auf die Körperschallanregung durch Steuerkettenantriebe. In: MTZ 64 (2003), Nr. 7-8
- [3] Sopouch, M.; Hellinger, W.; Priebsch, H.H.: Simulation of Engine's Structure Borne Noise Excitation due to Timing Chain Drive. In: SAE paper 2002-01-0451
- [4] Sopouch, M.; Hellinger, W.; Priebsch, H.H.; Schaffner, T.: Design Parameters of the Timing Chain Drive and their Influence on Structure Borne Noise Excitation. 2002 JSAE Spring Convention, Paper 20025326
- [5] Website of Smartchain B.V.: www.smartchain.nl



iwis ketten
Joh. Winkhofer & Söhne GmbH & Co. KG
bewegen die welt

Mehr Antrieb für Ihren Erfolg!

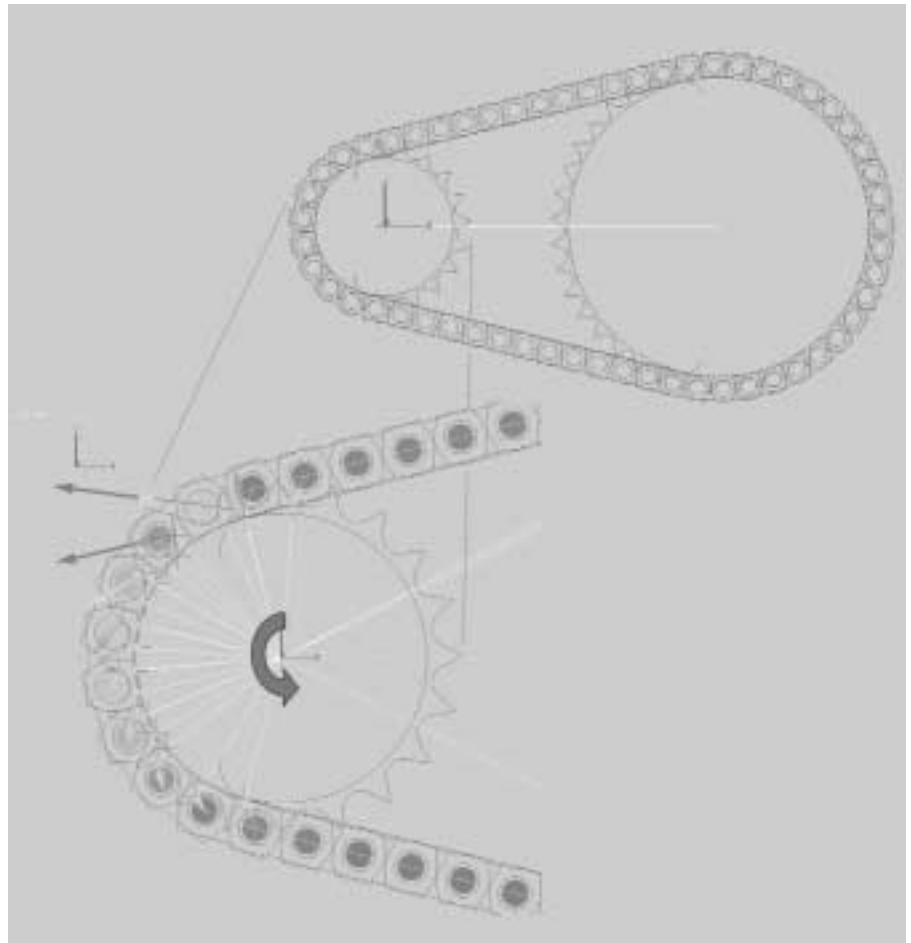
Kettentriebsysteme für

- Nockenwellen
- Einspritzpumpen
- Ausgleichswellen
- Ölpumpen

JWIS

Joh. Winkhofer & Söhne GmbH & Co.KG
Division Steuertriebe
Albert-Roßhaupter-Str. 53
D-81 369 München
Telefon: 089/769 09 -296
Telefax: 089/769 09 -280
Internet: www.iwis.com
E-mail: automotive@iwis.com

Eine neue Steuerkette
ohne Polygoneffekt



A New Timing Chain with No Chordal Action

Chain drives in modern internal combustion engines frequently induce a disturbing noise, so-called whine noise. Basically, this noise is caused by the chordal action or polygon effect that originates from the periodically changing effective radius of the sprockets. In this article, SmartChain B.V. presents a new roller chain or bushing chain that entirely avoids the disturbing polygon effect. The concept was evaluated by AVL List GmbH, using the multi-body dynamics software Tycon.

By Theo Korse and
Martin Sopouch

1 Introduction

The polygon effect is one of the main causes of the relatively high noise and vibration level of roller chains and bushing chains. Besides the excitation of longitudinal and transversal vibrations of the chain spans, meshing impacts between the chain links and the sprocket mesh occur. The noise excitation induced by the polygon effect usually occurs predominantly at the meshing frequency of the chain drive (= polygon fre-

quency). If this frequency coincides with a natural frequency of the structure of the engine, resonance occurs which leads to an additional increase in the level of structure-borne noise. The resulting disturbing noise is known as whine noise.

Silent chains have more favourable acoustic properties than roller chains or bushing chains due to their specific contact kinematics. Compared to the bushing chain however, their cost price is at least twice as high. In addition, the use of silent chains in

heavily loaded timing chain drives, such as in direct injection diesel engines, is hardly possible.

Synchronous belts generally show very good acoustic behaviour, but their lifetime is unacceptably short, in particular if used in diesel engines. Therefore, there is a real need for a durable, low-noise, low-cost roller chain drive or bushing chain drive without a disturbing polygon effect.

2 A New Chain with No Polygon Effect

The new chain from SmartChain B.V. [5] is a durable, low-cost roller chain or bushing chain that does not show a polygon effect. Meshing impacts between the chain and sprocket no longer occur and the actual speed ratio is totally constant. From a theoretical point of view, it is expected that the noise and vibration level of the new chain is at least as favourable as that of the silent chain. The new ideas of SmartChain B.V. have been protected by international patent applications. The new chain may be applied, for instance, in the (timing) chain drive of the camshaft(s), injector pump, balancer shaft or oil pump of an internal combustion engine.

3 Theory

The theory behind the “zero polygon effect” of this new innovative chain is surprisingly simple. It is based on elementary kinematic principles and is therefore considered to be conclusive.

Figure 1 shows a schematic representation of a symmetrical and an asymmetrical chain drive with a driving sprocket $3A$ and a driven sprocket $3B$. The two sprockets have a pitch circle indicated with St . If a chain link totally wraps a sprocket, the two centres of the pins of the chain link are located on the pitch circle. The zero polygon effect is achieved by guiding the chain in such a way that the centres of the pins of the chain follow a specific theoretical path $2A$, $2B$ in the stationary (i.e. fixed) plane. Close to a sprocket, the theoretical path coincides with the pitch circle of that sprocket. At the straight part, the distance between the theoretical path and the common tangent line between the pitch circles of both sprockets equals value b . The theoretical path is calculated in such a way that, at a prescribed constant rotational speed of a sprocket, the velocity of the chain at the straight part of the path is constant. As a consequence, the rotational speed of the other sprocket is also constant.

Figure 2 shows, in more detail, the theoretical path B in the engagement/disen-

agement region of a sprocket with the pitch circle St . It has a straight section PQ (corresponding to the x-axis), a circular section RS on the pitch circle of the sprocket and a yet unknown curve QR . The distance between P and Q equals the pitch p . The same applies to the distances RS and QR . Consequently, if the centre of a pin is located at P , the neighbouring centres of the pin are located at the points Q , R and S .

The section QR must be chosen in such a way that, at a constant rotational speed of the sprocket, the velocity of the chain at the straight section is constant, independent of the actual rotational angle of the sprocket. For this purpose, the straight section PQ is divided in an arbitrary number into equal sub-sections (here, for instance, five) $P-P_1$, P_1-P_2 , P_2-P_3 , P_3-P_4 , and P_4-Q . In the same way, the section RS on the pitch circle is divided into subsections $R-R_1$, R_1-R_2 , R_2-R_3 , R_3-R_4 , and R_4-S .

While the centre of a pin is displaced from P to P_1 over the straight section PQ , the centre of a pin that was located at R , is displaced over the pitch circle to point R_1 . Consequently, based on the requirement of a constant velocity of the chain at the straight section and of a constant rotational speed of the sprocket, it follows that, during this time, the pin that was located at Q must have been displaced over the unknown curve to point Q_1 . Q_1 may easily be calculated or constructed by drawing circles with radius p about points P_1 and R_1 . The intersection of both circles is point Q_1 . The remaining points Q_2 , Q_3 , Q_4 are calculated or constructed in the same way. From this basic kinematic theory, it follows that the chain shows no polygon effect if the centres of the pins follow the path $PQRS$. This path is known by defining point Q , which is located at the x-axis at a distance a from the y-axis.

As the curve QR , **Figure 2**, is located outside the pitch circle of the sprocket, the roller or bushing may come into contact with the tooth cavity of the sprocket as soon as the centre of the roller or bushing has arrived at point R , which is a point on the pitch circle. As a result, a “controlled” contact with the tooth cavity occurs during a relatively long period of time. This time corresponds to the time needed for the displacement of the roller or bushing over a distance equal to the pitch p . If desired, the tooth cavity may be undercut, leading to low requirements with regard to production tolerances and consequently to reduced manufacturing costs.

4 Design of the Chain Guidance

The simplest way to force the moving chain

to follow the theoretical path is to guide it by a stationary guide in the fixed plane. However, the disadvantage of this guide system is that the contact forces and also the local Hertz contact stresses between the chain link and the guide are relatively high, due to the small radius of curvature close to the sprocket. In addition, the slip velocity between the chain link and the stationary guide equals the velocity of the chain. As a consequence, the power dissipation is high, as is the wear in the contact points between the chain and the stationary guide.

Substantially better conditions occur if the chain is guided by a guide both in the rotating plane of the sprocket and in the stationary plane. This is achieved by modifying the chain plates of the chain, **Figure 3**. The chain plates, originally consisting of an approximately “figure of eight” contour, are supplied with two precisely shaped abutments n at one side of the chain plate. At each side of the sprocket, a ring which serves as a rotating guide for the abutments is mounted. The contours of the abutments have been calculated in such a way that the centres of the pins follow the curved path $PQRS$. The chain plate with the abutment works together with the rotating guide ring and functions as a lever. The stationary guides guide the centres of the pins along the straight section PQ .

Figure 4 shows a schematic representation of the new chain with the stationary and rotating guide. The figure shows the transition phase in which the centre of a pin is located at Q . In this position, the abutment n touches the ring $10B$. Between P and Q , the chain is guided by a straight stationary guide.

Figure 5 shows a schematic representation of the straight contour $10A$ of the stationary guide 302 , which guides the bushes or rollers. This guide has been inserted in a groove machined in the sprocket.

Figure 6 shows a compact and low-cost solution. The stationary guide plate with a straight contour $10A$ guides the abutments n .

The design can be simplified considerably by omitting the stationary guides. Multi-body dynamics simulations have shown that the dynamic properties deteriorate only marginally. This design option has the advantage of significantly lowering manufacturing costs without making substantial sacrifices in terms of noise and vibration.

5 Analytical Model in MATLAB

The practical feasibility of the new chain concept must be proven by means of elaborate experimental tests. However, a good

first assessment of the feasibility of the new chain may also be acquired by means of a simplified kineto-static model of the SmartChain concept. For this purpose, an analytical model has been generated in MATLAB.

The model is used to calculate the required geometry of the abutments of the chain plates and the guide systems. In addition, the kinematics and the mechanical equilibrium conditions, including the effect of friction between the chain links and the stationary guide and the rotating guide, are considered. The model calculates specific mechanical parameters such as Hertz contact stresses at the contact area of the abutments, elasto-hydrodynamic oil film thicknesses and mechanical efficiencies. The numerical results are very convincing and do not present an obstacle for the technical implementation of the new concept.

6 Multi-Body Dynamics Simulation using AVL-Tycon

In order to further increase the certainty about the practical feasibility of the new chain, AVL List GmbH performed basic investigations based on the method of multi-body dynamics (MBD). The software Tycon was used for this purpose. Based on a simple chain drive, comparative analyses with the common chain types bushing chain and silent chain were performed. The aim was a comparison of the dynamic properties of the new chain with those of known technical implementations.

It must be emphasized that none of the investigated chains were optimised for the present application. The required data of the chain were taken directly from already implemented timing chain applications. The silent chain, and in particular the new chain concept, certainly have further potential for improvement. Specifically, the consistent separation of functions between chain guidance and transmission of the circumferential force represents a considerable advantage of the new chain system.

6.1 MBD Model of the Chain

The multi-body dynamics model of the chain is a discrete chain model in which every chain link is considered as a rigid body with three degrees of freedom [1]. Longitudinal stiffness, damping of the chain and the friction in the joints are considered as force elements between the centres of the joints. The model comprises the exact contours of the chain (abutments of the chain plates, bushing) as well as those of the sprockets (sprocket mesh, rotating guide). The contact algorithm used is based on the local contact stiffness/damping, and also considers friction.

6.2 Layout of the Chain Drive

A simple drive with two sprockets (20/40 teeth, sprocket mesh according to DIN 8196) and a pitch of 8 mm, which is typical of timing chain applications, was used as a basic configuration. Guides were positioned in both free spans. The chain drive does not include a tensioning device in order to prevent adulteration of the specific properties of the various chain types. The initial preload of the chain was created by adjusting the driven sprocket. The driving sprocket (20 teeth) has a prescribed constant rotational speed of 3000 rpm. The driven sprocket is loaded by a constant moment of 20 Nm.

6.3 Comparison with a Bushing Chain and a Silent Chain

Figure 7 shows the dynamic fluctuation of the angular velocity of the driven sprocket, which is not constant due to the non-constant speed ratio. This fluctuation is an indicator of the quality of the speed ratio of the chain drive. As expected, the bushing chain shows the highest amplitudes, whereas the silent chain shows a somewhat improved behaviour. The new chain concept (variant with stationary guides), however, shows a significant reduction in the respective amplitudes. If the results in the frequency domain are compared, all chain types clearly show the components of the polygon order (20th order of the driving sprocket) or its first harmonic (40th order). Considering the dominating polygon order, the new chain achieves a reduction by a factor of 8.6 compared to the bushing chain and by a factor of 6.3 compared to the silent chain.

Figure 8 shows the longitudinal chain force in relation to an observer frame which moves with the chain links. The average force level is 450 N in the tight span and 50 N in the loose span. For the bushing chain, the superimposed, high-frequency vibration due to the chordal action can be clearly seen. For the silent chain, this vibration has been reduced, but is still distinctly present. In contrast to this, the new chain concept shows an almost smooth curve. In the frequency domain, it is shown that the components of the polygon order, or those of its first harmonic, are now very small. In particular, with regard to noise excitation, the longitudinal chain force is a first, albeit relative, criterion for assessment. Therefore, it is to be expected that the new chain will lead to a significant reduction in noise excitation.

The contact forces between the abutments and the stationary or rotating guides, but also those between the bushings and the sprocket mesh, determine

both the local Hertz contact stress and the lifetime of the new chain to a considerable extent. In addition, the magnitude of the impulse of these forces determines the intensity of the excitation of structure-borne noise. **Figure 9** shows the contact forces between the chain link and the driving sprocket in the engagement region. The picture at the top applies to the new concept with stationary guides. All forces are at a low level (maximum 130 N). Peak forces due to the meshing impacts do not occur. Furthermore, it can be observed that, first of all, the abutment at the front side (seen in the running direction) makes contact with the stationary guide (red curve). Next, the contact is taken over by the rotating guide (= starting action of the lever, blue curve). As soon as the descending phase is complete, the contact between the bushing and the sprocket mesh follows (black curve). Due to the controlled meshing process, an acoustically very favourable force transfer occurs, as a result of the low impulse. As soon as the chain link has totally wrapped the sprocket, the chain link is positioned by the front and rear abutment of the chain plate, which are both supported by the rotating guide. During this process, the circumferential force decreases and, as a consequence, the contact force between the bushing and the sprocket mesh decreases simultaneously. In the disengagement region, the increase in the contact force, due to the lever action of the rear abutment, can still be seen to some extent (green curve). The new concept shows its major advantage especially with regard to contact mechanics: a continuous, long-lasting force build-up occurs between the chain and the sprocket mesh. In contrast, the picture at the bottom of **Figure 9** shows the corresponding curve of the contact force of the bushing chain and the silent chain. These chains show the typical force peaks caused by the meshing impact.

Even when the stationary guides are omitted, all important parameters show only a minor deterioration, **Figure 10** and **Figure 11**. With regard to the contact forces between the chain plate/bushing and the sprocket mesh, **Figure 12**, it is clear that the force build-up occurs continuously and without impact phenomena. The maximum chain force is about 130 N, which is almost identical to the variant with stationary guides. The results allow the conclusion that the low-cost variant without stationary guides also behaves significantly better acoustically than the bushing chain and silent chain.

7 Overview of the Advantages of the New Chain

In short, the technical and commercial advantages expected of the new chain are:

- potential reduction in the noise level
- acoustic quality at least equal to that of silent chains
- (theoretically) no polygon effect
- no meshing impact
- constant actual speed ratio
- (theoretically) no chain vibration
- (theoretically) constant longitudinal chain force
- excellent behaviour even if stationary guides are omitted
- improved specifications (higher speed, higher maximum chain load)
- compact and reliable design
- suitable as a roller chain or a bushing chain
- suitable for mass production
- manufacturing price about equal to roller chains or bushing chains
- potential low-cost alternative for expensive silent chains
- high power density
- high mechanical efficiency
- reduced chain wear

It should be emphasized that, apart from some functional experimental tests, the new chain from SmartChain B.V. has mainly been investigated on a theoretical basis.

In order to be totally certain about the real feasibility, the new chain still has to be subjected to extensive experimental tests (test bench, fired engine). In addition, it is necessary to perform a simulation of the structure-borne noise excitation of the internal combustion engine resulting from the new chain [2, 3, 4]. If the new concept passes these tests successfully, the new chain with no polygon effect can become a breakthrough in (automotive) chain engineering.

8 Conclusions

The new chain from SmartChain B.V. with no polygon effect is based on a surprisingly simple approach and has an acoustic quality that is at least equal to that of the silent chain. Its manufacturing price is not higher than that of a roller chain or a bushing chain. The new chain has the potential to penetrate and expand on the "low-noise" market of automotive silent chains and synchronous belts.

References

- [1] Sopouch, M.; Hellinger, W.; Pribsch, H.H.: Prediction of Vibroacoustic Excitation due to the Timing Chains of Reciprocating Engines, ImechE 2003, Journal of Multi-body Dynamics, Part K
- [2] Schaffner, T.; Sopouch, M.; Hellinger, W.; Ovari, T.; Pribsch, H.H.: Numerische Simulation des Einflusses verschiedener Spannelemente auf die Körperschallanregung durch

- [3] Steuerkettentriebe In: MTZ 64 (2003), Nr. 7-8
- [3] Sopouch, M.; Hellinger, W.; Pribsch, H.H.: Simulation of Engine's Structure Borne Noise Excitation due to Timing Chain Drive. In: SAE paper 2002-01-0451
- [4] Sopouch, M.; Hellinger, W.; Pribsch, H.H.; Schaffner, T.: Design Parameters of the Timing Chain Drive and their Influence on Structure Borne Noise Excitation, 2002 JSAE Spring Convention, Paper 20025326
- [5] Website of Smartchain B.V.: www.smartchain.nl

((Bildunterschriften))

Figure 1: Theoretical path of symmetrical and asymmetrical chain drive

Figure 2: Calculation of the theoretical path of the new chain with a zero polygon effect

Figure 3: The new chain with two abutments per chain plate

Figure 4: The new chain guided by the stationary and rotating guide

Figure 5: Design option in which the rollers or bushings are guided by a straight contour 10A

Figure 6: Design option in which the abutments are guided by a straight contour 10A

Figure 7: Fluctuation of angular velocity with the use of stationary guides compared to bushing chains and silent chains

Figure 8: Dynamic longitudinal chain force with the use of stationary guides compared to bushing chains and silent chains

Figure 9: Dynamic contact forces with the use of stationary guides compared to bushing chains and silent chains

Figure 10: Fluctuation of angular velocity with and without the use of stationary guides

Figure 11: Dynamic longitudinal chain force with and without the use of stationary guides

Figure 12: Dynamic contact forces without the use of stationary guides

Acknowledgements

SmartChain B.V. is greatly indebted to AVL List GmbH and the Christian-Doppler-Laboratory for Engine and Vehicle Acoustics of the Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics of the Graz University of Technology for performing the multi-body dynamics simulations with the software Tycon.