



Analyse transversaler Riemenschwingungen bei Pkw-Aggregatetrieben

Den Energiefluss zwischen Nebenaggregaten und Verbrennungsmotor zu gewährleisten, wird angesichts steigender Anforderungen an Komfort und Lebensdauer zunehmend zu einer Herausforderung an den Entwicklungsingenieur. Nur mit rechnerischer Unterstützung sind tragfähige Aussagen über das dynamische Verhalten des Gesamtsystems möglich und Optimierungspotenziale erschließbar. Dieser Aufsatz von INA-Schaeffler stellt ein Berechnungsverfahren vor, das Trumschwingungen an allen Riementrieben darstellen kann.

1 Einleitung

In modernen Kraftfahrzeugen dient der Verbrennungsmotor nicht nur zum Antrieb des Fahrzeugs, sondern versorgt auch zahlreiche Nebenaggregate mit Leistung. In der Regel wird der Nebenaggregatetrieb als Umschlingungsgetriebe mit Keilrippenriemen ausgeführt. Die steigenden Anforderungen an dieses Getriebesystem bedingen einen aufwändigeren Entwicklungsprozess. Eine besondere Rolle kommt dabei der rechnerischen Simulation als Hilfsmittel des Konstrukteurs zu. Obwohl noch keine entsprechende „Hardware“ zur Verfügung steht, muss sie die Entwicklung mit aussagekräftigen Simulationsergebnissen unterstützen. Die Komplexität der Simulationsmodelle sollte sich dabei stets am aktuellen Konkretisierungsgrad orientieren und es dem Entwickler erlauben, seine Modelle sukzessive zu verfeinern.

Transversalschwingungen des Riemens sind ein charakteristisches Phänomen an Pkw-Aggregatetrieben. Mit ihrer Modellierung beschäftigt sich der vorliegende Aufsatz. Ausgehend von der Formulierung der Trumkräfte für Riementrome zwischen Scheiben mit fester Drehachse wird das Modell schrittweise hinsichtlich der Berücksichtigung transversaler Riemenschwingungen erweitert, zuerst nur für Rollen mit ortsfester Drehachse, anschließend auch für Spannrollen. Das hier vorgestellte Verfahren stützt sich auf allgemein bekannte, einfache Modellelemente und mathematische Algorithmen, die in geringem Umfang an das Problem angepasst wurden. Viele der verwendeten Teilsysteme sind in der Literatur bereits mehrfach beschrieben, zum Beispiel [2, 3, 4].

Nach einer Beschreibung der Modellelemente dient ein Vergleich von Berechnungs- und Versuchsergebnissen der Verifikation seiner praktischen Aussagefähigkeit.

2 Trumswingungen

Trumswingungen stellen systemspezifische Effekte an Umschlingungsgetrieben dar. Prinzipiell kann das Zugmittel zu Transversal-, Longitudinal- und Torsionsschwingungen angeregt werden. Im Vergleich zur Biegesteifigkeit ist allerdings die Steifigkeit des Riemens in Längsrichtung beziehungsweise um die Torsionsachse sehr groß. Damit liegen nur die Resonanzgebiete der Transversalschwingungen im üblichen Betriebsbereich des Verbrennungsmotors, so dass nur diese in der Regel für die Auslegung von Pkw-Aggregatetrieben technisch relevant sind.

Wesentliche Aufgabenfelder bei der Auslegung von Nebenaggregatetrieben lie-

gen in der Vermeidung von übermäßigem Schlupf und heftigen Transversalschwingungen im Arbeitsbereich des Antriebs. Die schmalbandigen transversalen Schwingungen des Zugmittels können den Betrieb des gesamten Antriebssystems empfindlich stören. Ihr Auftreten führt zu Geräuschen und erhöhten Strukturbelastungen der Bauteile durch dynamische Kraftspitzen, welche die Lebensdauer des Gesamtsystems verkürzen. Darüber hinaus können beim Anschlagen des Riementroms an benachbarten Teilen sowohl diese als auch der Riemen selbst beschädigt werden. Schon nach kurzer Zeit kann es so zu einem Ausfall des gesamten Antriebssystems kommen. Angeregt werden Trumswingungen durch das ungleichförmig verlaufende Antriebsmoment des Verbrennungsmotors.

Die Ausprägung von Trumswingungen kann auf mehrere physikalische Effekte zurückgeführt werden. Unstrittig ist der Mechanismus der Parametererregung in Folge oszillierender Trumkräfte [5]. Auch Abweichungen von der geometrischen Idealform, zum Beispiel exzentrische Scheiben, und örtlich variierende Riemeneigenschaften stellen Quellen für eine Parametererregung dar [7]. Hinzu kommt der Transporteffekt aufgrund des Riementroms, über den die longitudinale und die transversale Bewegung gekoppelt sind [8]. In der Praxis ist zu beobachten, dass sich die Trumswigungsamplituden asymmetrisch ausbilden, **Bild 1**. Dieser Effekt

Die Autoren



Dipl.-Ing. Peter Kelm ist Fachreferent für Mehrkörperdynamik in der Technischen Berechnung der INA-Schaeffler KG in Herzogenaurach.



Dipl.-Ing. Frank Rettig ist Berechnungsingenieur in der Technischen Berechnung der INA-Schaeffler KG in Herzogenaurach.

bleibt unberücksichtigt. In komplexeren Riemetrieben (zum Beispiel beim riementriebenen Startergenerator), teils auch in konventionellen Riemetrieben mit festem Energiefluss, sind Riemenschwingungen auch am Spannsystem zu beobachten. In diesen Fällen liefert die oszillierende Bewegung der Spannsysteme als Fußpunkt-erregung einen zusätzlichen Anregungsbeitrag.

3 Mechanisches Modell

3.1 Allgemeines

Die Modellierung der transversalen Riemenschwingungen erfolgt im Rahmen

2 Trumswingungen

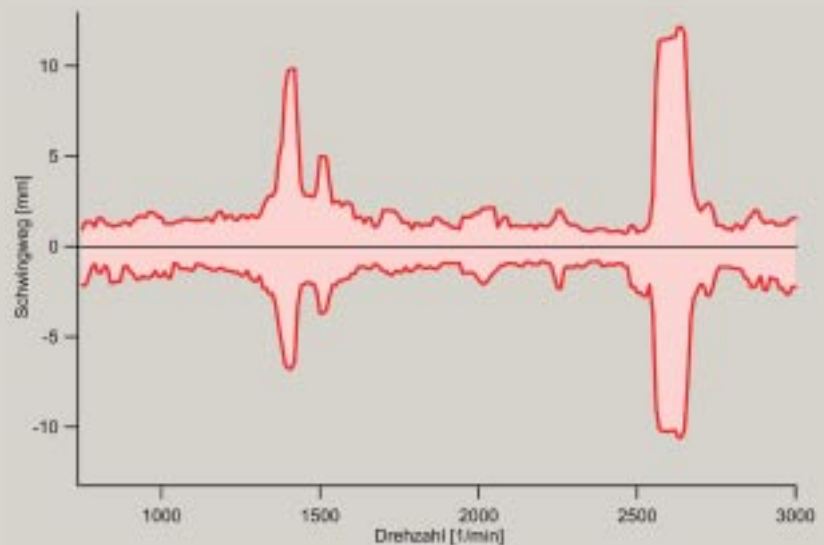


Bild 1: Hüllkurve transversale Riemenschwingung
Figure 1: Envelope of transversal belt vibration

dieser Ausführungen eingebettet in das dynamische Simulationsprogramm Dina, das den Riementrieb primär als ebenes System betrachtet [4]. Riementrome sind darin als idealisierte Feder-Dämpfer-Elemente (Kelvin-Voigt-Modell) mit transversalen Schwingungsfreiheitsgraden modelliert. Durch die direkte Integration des Transversalschwingungsmodells des Riemens in das mathematische Modell des Gesamtsystems wird die Koppelung der Trumtschwingungen an die dynamischen Randbedingungen, insbesondere die Trumkräfte, gewährleistet. In diesem Punkt unterscheidet sich die gewählte Modellierung somit deutlich von der Behandlung von Riementschwingungen als Stabilitätsproblem, bei der ein harmonischer Verlauf der Trumkraft vorausgesetzt wird [8]. Um die erforderliche Rechenzeit gering zu halten, ist die Berücksichtigung der Trumtschwingungen optional.

3.2 Riemen ohne Transversalschwingungen

Unabhängig davon, ob an den durch ein Riementrum miteinander verbundenen Scheiben die Möglichkeit von Schlupf zwischen Riemen und Scheibe vorgesehen wird, ist die Darstellung der Trumkräfte bei linear-elastischem Dehnungsverhalten des Riemens vergleichsweise trivial, wenn durch die Modellierung keine Transversalschwingungen zugelassen werden, **Bild 2**.

Bei gegebenen Positionen \vec{x}_1 und \vec{x}_2 der Scheibenzentren ergeben sich der Winkel α zwischen deren Verbindungslinie \vec{x}_M und der Riemenlaufrichtung \vec{e}_{RiE} beziehungsweise die freie Riemenlänge l zu

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{d_1 r_1 - d_2 r_2}{|\vec{x}_M|} \right) \quad \text{Gl. (1)}$$

$$l = |\vec{x}_M| \cos \alpha \quad \text{Gl. (2)}$$

mit d_i als der jeweiligen nominalen Scheibendrehrichtung (± 1) und r_i als jeweiligem Scheibenradius. Der Vergleich dieser Größen für den Nominal- und den aktuellen Zustand erlaubt die Berechnung der Riemenelastizität zu

$$\text{Gl. (3)}$$

Mit den Geschwindigkeiten der Kontaktpunkte Riemen-Scheibe

$$\vec{v}_{k,i} = \vec{v}_{M,i} + d_i r_i \omega_i \vec{e}_{RiE} \quad \text{Gl. (4)}$$

berechnet man die Dehnungsgeschwindigkeit zu

3.2 Riemen ohne Transversalschwingungen

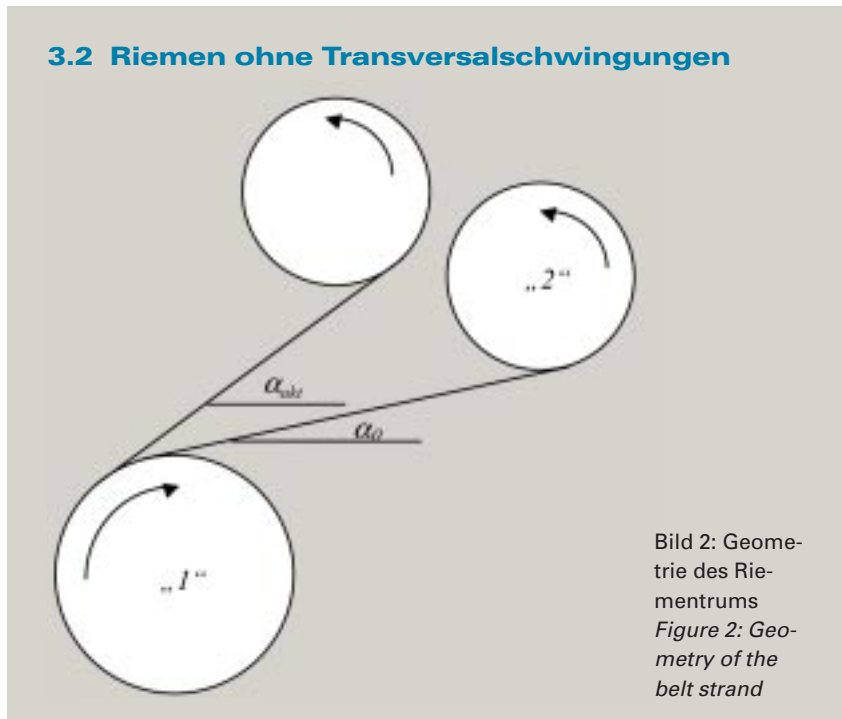


Bild 2: Geometrie des Riementrums
Figure 2: Geometry of the belt strand

$$\frac{d}{dt} \Delta l = \left| \vec{v}_{k,2} - \vec{v}_{k,1} \right| \quad \text{Gl. (5)}$$

Auf der Basis eines Kelvin-Voigt-Modells für den Riemen mit den längenspezifischen Steifigkeits- beziehungsweise Dämpfungswerten EA beziehungsweise DA führt dies zur aktuellen Riemenkraft

$$F = \max \left(0, F_0 + \frac{EA}{l_0} \Delta l + \frac{DA}{l_0} \frac{d}{dt} \Delta l \right) \quad \text{Gl. (6)}$$

3.3 Riemen mit Transversalschwingungen

Dieser Aufsatz folgt in der rechnerischen Behandlung der Riementransversalschwingungen dem klassischen mathematischen Modellierungsweg [5, 6]. Der Riemen wird dabei als vorgespanntes, massebehaftetes und biegeweiches Seil betrachtet, das mit konstanter Geschwindigkeit durch zwei feste Punkte gezogen wird. Riemenlängsschwingungen werden dabei vernachlässigt, womit die Riemenlängskraft im freien Trum zwar zeitabhängig, aber in Längsrichtung konstant ist. Ohne Berücksichtigung von Dämpfungstermen gewinnt man eine partielle Differentialgleichung zur Beschreibung der auf ein infinitesimales Riementelement wirkenden Kräfte:

$$\rho A \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \quad \text{Gl. (7)}$$

- ρA längenspezifische Masse
- y Auslenkung des Riementelementes quer zur Tangente an die Riemen-scheiben
- x Längskoordinate des Riementelementes
- v Riemenlängsgeschwindigkeit in Längsrichtung
- F Riemenlängskraft
- EI Biegesteifigkeit des Riemens

Die Biegesteifigkeit des Riemens soll in der weiteren Betrachtung vernachlässigt werden.

In Rahmen der Vorauslegung interessiert gelegentlich nicht die genaue Lage der Eigenfrequenzen f_n , sondern nur deren grobe Abschätzung. Für den Fall konstanter Riemenkraft und -geschwindigkeit und fester Trumgeometrie erhält man aus Gl. (7) folgende Lösung:

$$f_n = \frac{n}{2 \cdot l} \cdot \frac{(F - \rho A \cdot v^2)}{\sqrt{F \cdot \rho A}} \quad \text{Gl. (8)}$$

- n Ordnungszahl der Eigenfrequenz
- l freie Trumlänge

An Gl. (8) lassen sich wesentliche Einflussgrößen auf das transversale Schwingungsverhalten ablesen. Bei konstanter Längskraft im Riemen und steigender Riemenlängsgeschwindigkeit fällt die Eigenfrequenz parabol förmig. Die Eigenfrequenz ist zudem eine Funktion der Trumkraft. Diese stellt im Gesamtsystem die maßgebliche Koppe-

lungsgröße dar, unterliegt jedoch bei Pkw-Aggregattrieben durch den ungleichförmigen Antrieb bedingt großen Schwankungen.

Praktisch lassen sich daher mit Gl. (8) nur Resonanzbereiche abschätzen. Es reicht meist aus, die Auswertung auf die erste, in seltenen Fällen zusätzlich auch die zweite Schwingungsordnung, zu beschränken. Höhere Ordnungen liegen in der Regel schon außerhalb des Betriebsbereichs des Verbrennungsmotors.

3.3.1 Transversalschwingungen zwischen Rollen mit ortsfester Drehachse

Die Modellierung der Riementransversalschwingungen als Saitenschwingungen der freien Trume lehnt sich eng an die in [2] gegebene Darstellung an. Durch die Verwendung von Ansatzfunktionen für die Riementransversalbewegungen nach dem Verfahren von RITZ entsprechend

$$y(x, t) = w^T(x) \quad q(t) \quad \text{Gl. (9)}$$

mit einem Vektor w von rein ortsabhängigen Ansatzfunktionen und dem Vektor q reiner Zeitfunktionen, die im mechanischen Gesamtmodell Freiheitsgrade darstellen, gewinnt man eine in gewöhnliche Differenzialgleichungen transformierte Darstellung:

$$M\ddot{q} + (G + D)\dot{q} + Kq = 0 \quad \text{Gl. (10)}$$

mit

$$M = \mu \int w w^T dx \quad \text{Gl. (10a)}$$

$$G = 2\mu v \int w w'^T dx \quad \text{Gl. (10b)}$$

$$D = \delta \int w' w'^T dx \quad \text{Gl. (10c)}$$

$$K = (F - \mu v^2) \int w' w'^T dx + EI \int w'' w''^T dx \quad \text{Gl. (10d)}$$

$$F = F_0 + \frac{EA}{l} \left(\frac{1}{2} q^T \int w' w'^T dx \, q + \Delta l \right) +$$

$$\frac{DA}{l} \left(q^T \int w' w'^T dx \, \dot{q} + \frac{d}{dt} \Delta l \right) \quad \text{Gl. (10e)}$$

Hier wurde eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung hinzugefügt, deren Matrix in Anlehnung an die Steifigkeitsmatrix gebildet wurde. Die Drehpunkte sind hier als ortsfest angenommen. Bei der Berechnung der Riemenlängskraft erkennt man die Analogie zu Berechnung im vorigen Abschnitt: hier sind lediglich Längenänderungen und entsprechende Dehnungsgeschwindigkeiten aufgrund der Transversalschwingungen hinzugekommen.

Als Ansatzfunktionen für die Transversalschwingungen werden Sinusfunktionen verwendet, für die ein ganzzahliges Vielfaches der halben Wellenlänge gerade der freien Länge des Riementrums entspricht: $w_i(x) = \sin(i \frac{\pi}{l_0} x)$

Dadurch können die Ortsintegralmatrizen explizit angegeben werden. Für die j -te Ansatzfunktion ergibt sich damit folgende gewöhnliche Differenzialgleichung.

$$\frac{\mu l_0}{2} \ddot{q}_j + 4\mu v j \sum_{k=\text{mod}_2(j)+1}^{n.\text{step}^2} \frac{k \dot{q}_k}{j^2 - k^2} + \delta \frac{(j\pi)^2}{2l_0} \dot{q}_j + \left[(F - \mu v^2) \frac{(j\pi)^2}{2l_0} + EI \frac{(j\pi)^4}{2l_0^3} \right] q_j = 0 \quad \text{Gl. (11)}$$

3.3.2 Transversalschwingungen zwischen bewegten Rollen

Die Bewegung der Spannrolle stellt in Bezug auf ein freies Trum eine Fußpunkterregung dar. Über die Einlaufpunkte überträgt sich die Zwangsbewegung auf das gesamte Trum und wirkt als Anregungsmechanismus parallel zur Parametererregung.

Der Lösungsansatz nach Gl. (9) wird nach [2] um Ansatzfunktionen für die

3.4 Untersuchungen an einem einfachen Modell

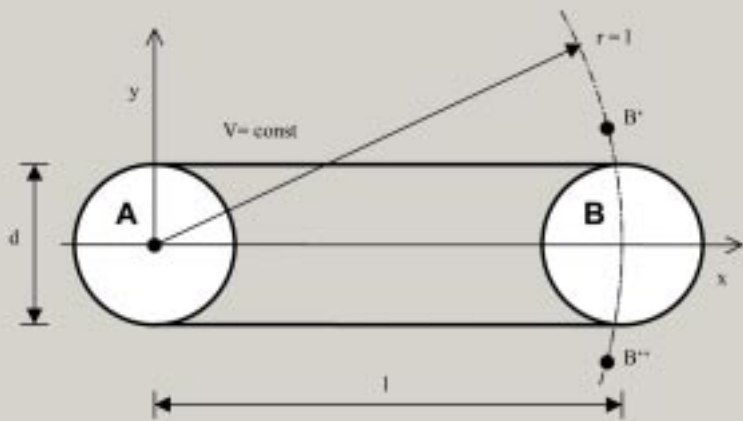


Bild 3: Einfaches Modell in Dina

Figure 3: Simple model in Dina

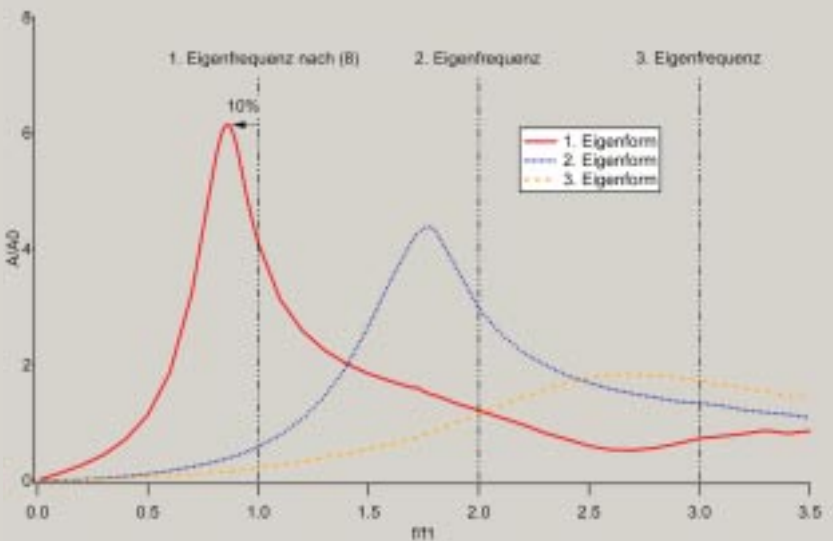


Bild 4: Amplitudengang der ersten drei Eigenformen

Figure 4: Amplitude curve of the first three natural forms

Querbewegung des Einlaufpunkts erweitert. Mit der modalen Koordinate $\bar{q}(t)$ und den linearen Ansatzfunktionen $\bar{w}_1(x) = x/l$ und $\bar{w}_2(x) = 1 - x/l$ der Querauslenkung ergibt sich die Auslenkung $y(x,t)$ des Riemens mit den bereits eingeführten Ansatzfunktionen $w(x)$ und Koordinaten $q(t)$ aus der Superposition von Riemen- und Scheibenbewegung.

$$y(x,t) = \underbrace{w^T(x)}_{\text{Riemenbewegung}} q(t) + \underbrace{\bar{w}^T(x)}_{\text{Scheibenbewegung}} \bar{q}(t) \quad \text{Gl. (12)}$$

Die Bewegungsgleichung Gl. (7) mit dem erweiterten Lösungsansatz lässt sich wieder in ein System gewöhnlicher Differenzialgleichungen transformieren. Aus dem Ansatz der Scheibenbewegung erhält man einen zusätzlichen Term, der als rechte Seite von Gl. (10) interpretiert werden kann. Er beschreibt den Einfluss der Zwangserregung auf den freien Riemen.

Zusammen mit den Zeitableitungen der Scheibenbewegung ergibt sich so die Erweiterung von Gl. (10), um die Fußpunkterregung.

$$M\ddot{q} + (G + D)\dot{q} + Kq = -\underbrace{\bar{M}\ddot{\bar{q}} - \bar{G}\dot{\bar{q}}}_{\text{Zwangserregung}} \quad \text{Gl. (13)}$$

$$\bar{M} = \mu \int w\bar{w}^T dx \quad \text{Gl. (14)}$$

$$\bar{G} = 2\mu v \int w\bar{w}^T dx \quad \text{Gl. (15)}$$

Mit Gl. (13) ist neben der Parametererregung auch die Zwangserregung als Anregungsmechanismus im Modell abgebildet.

3.4 Untersuchungen an einem einfachen Modell

In Dina kann die Zwangserregung als Anregungsmechanismus mit einer einfachen Beispielrechnung nachvollzogen werden. **Bild 3** zeigt einen einfachen Riementrieb mit zwei Scheiben A und B als Beispiel für die Zwangserregung eines Riemens. Die Scheiben besitzen den gleichen Durchmesser d und sind im Abstand l angeordnet. Scheibe A ist im Ursprung frei drehbar gelagert und dreht sich mit konstanter Geschwindigkeit V . Der Trieb wird ausschließlich über die Querauslenkung des Riemens angeregt. Diese ist über die Bewegungsvorgabe auf der Scheibe B gegeben, deren Mittelpunkt mit der Frequenz f auf der Kreisbahn zwischen den Extremstellungen B' und B'' oszilliert.

Unter der Annahme kleiner Auslenkungen gilt für die Querbewegung:

$$\bar{q}(t) = A_0 \cdot \sin(2\pi f t) \quad \text{Gl. (16)}$$

4 Vergleich Messung - Rechnung

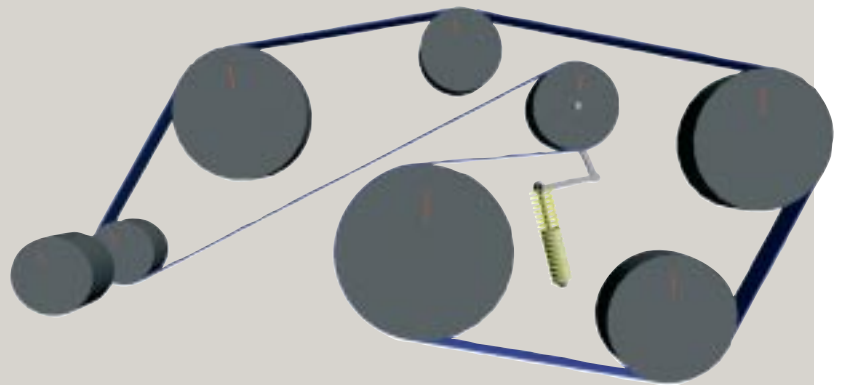


Bild 5: Geometrie des Nebenaggregatetriebs
Figure 5: Geometry of accessory drive

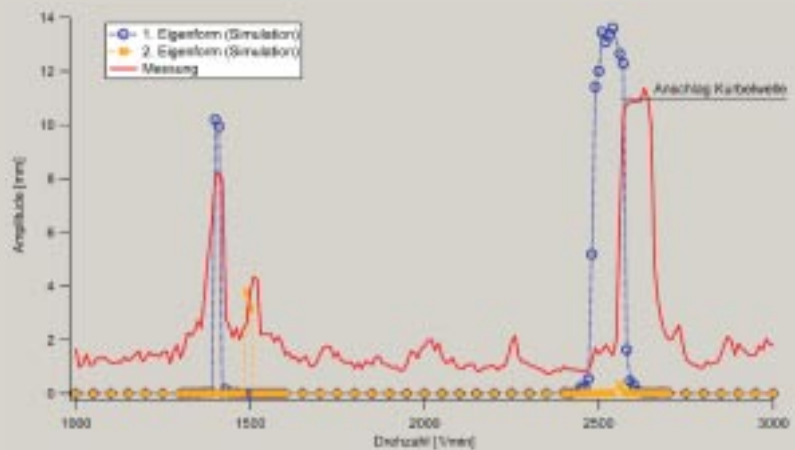


Bild 6: Abgleich der Trummschwingungsamplituden über Drehzahl
Figure 6: Comparison of strand vibration amplitudes against speed

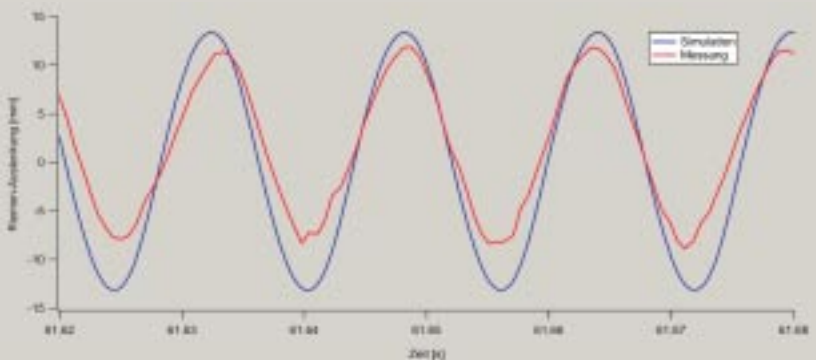


Bild 7: Abgleich des Zeitverlaufs bei 2600/min
Figure 7: Comparison of time curve at 2600/min

Aufgrund der Geometrie erzeugt die Bewegung der Scheibe B selbst keine Dehnung des Riemens. Damit scheidet die Parametererregung als Anregungsmechanismus aus, und die Trummschwingungen sind ausschließliche Folge der Zwangserregung.

Parallel zur Modellierung erfolgt unter der Annahme konstanter Trumkräften nach Gl. (8) eine praxisnahe Abschätzung der ersten Eigenfrequenz f_1 . **Bild 4** zeigt den Amplitudengang der ersten drei Eigenformen über der bezogenen Erregerfrequenz f/f_1 . Der Vergleich der Maxima der

Vergrößerungsfunktion mit den entsprechenden Eigenfrequenzen aus der Abschätzung zeigt unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Annahmen eine gute Übereinstimmung. Die Maxima der Vergrößerungsfunktion liegen jeweils zirka 10 % unterhalb der abgeschätzten Eigenfrequenzen nach Gl. (8). Die beschriebene Implementierung liefert somit für das einfache Beispiel plausible Ergebnisse.

4 Vergleich Messung – Rechnung

Als Anwendungsbeispiel für das beschriebene Simulationsprogramm dient hier der Nebenaggregattrieb eines Sechszylinder-Dieselmotors, **Bild 5**. Von der Kurbelwelle werden über einen einzigen Riemen ein Klimakompressor, die Lenkhilfepumpe, der Generator und die Wasserpumpe angetrieben. Die vorgegebene Aggregateanordnung macht eine Umlenkrolle zwischen Lenkhilfepumpe und Wasserpumpe erforderlich.

In die Riemenscheibe des Generators ist zur Erhöhung der Riemenlebensdauer und zur Reduzierung von Laufgeräuschen ein Freilauf integriert. Trotz der Verwendung des Generatorfreilaufs, in Kombination mit einem hydraulischen Spannsystem, kommt es in bestimmten Lastsituationen zu erheblichen Riemenschwingungen zwischen Spannrolle und Freilauf, die sogar zur Kollision von Riemen und Kurbelwelle führen.

Für diesen Motor lagen gemessene Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle für Drehzahlpunkte zwischen 800 und 3000/min vor. Für die Bewegungsvorgabe in der Simulation wurden aus diesen Daten geeignete Fourier-Koeffizienten ermittelt. Allgemein ist die Verifikation von Transversalschwingungen einzelner Trumme aufgrund der extremen Schmalbandigkeit dieses Phänomens problematisch, da der Abstand der Drehzahlstützstellen oft so groß ist, dass eine sichere Erkennung von Transversalschwingungen nicht garantiert werden kann. Liegen Messungen zur Anregung (Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle) nicht kontinuierlich über der Drehzahl vor, so ist man auf die Interpolation von Fourier-Koeffizienten angewiesen. Generell hat sich gezeigt, dass ein hinreichend breit gestreuter Frequenzinhalt der Anregung die Erkennung von Trumschwingungen wesentlich erleichtert. Am Beispieltrieb wurden experimentell Trumschwingungen zwischen Spannrolle und Freilauf unter anderem bei zirka 1300 und 2500/min beobachtet, die rechnerisch nicht bei dieser Drehzahl auftraten. Um hier dennoch die Verifikation einer reali-

tätsnahen Abbildung des Systems zu ermöglichen, wurden – analog zur oben angeführten Argumentation – die Fourier-Koeffizienten dieser Drehzahl auch in der Drehzahlumgebung verwendet. Der Drehzahlbereich von 800-3000/min wurde in Schritten von 50/min untersucht. Zusätzlich wurden die kritischen Bereiche bei 1400 und 2600/min in Schritten von 10/min besonders fein aufgelöst, um die maximalen Amplituden zu erfassen. Auf diese Weise konnten auch in der Simulation Trumschwingungen in der gleichen Größe wie im Versuch gefunden werden.

Bild 6 zeigt den Abgleich zwischen Messung und Rechnung über der Motordrehzahl. Die Messung liegt über den gesamten Drehzahlbereich nie unter zirka 1,5 mm Trumschwingungsamplitude. Dies ist auf Anregungsmechanismen zurückzuführen, die zwar real vorhanden, im beschriebenen Modell aber nicht abgebildet sind. Neben den schon erwähnten Mechanismen ist hier die dynamische Anregung des Motorblocks aus dem Verbrennungsprozess entscheidend, die sich auch in den Nebenaggregattrieb überträgt. Parallel zur direkten Anregung des Riemen wird so auch der Wegsensor selbst angeregt, so dass Messfehler unvermeidlich sind. Letztlich sind Amplituden < 1,5 mm aber technisch ohne Bedeutung und eher als Hinweis zu werten, dass die vernachlässigten Anregungsmechanismen real tatsächlich keine nennenswerten Amplituden verursachen.

Wichtiger als die Erfassung kleiner Amplituden ist die korrekte Beschreibung von technisch relevanten Schwingungszuständen wie sie bei 1400, 1500 und 2600/min auftreten. In der Messung ergeben sich etwas größere Amplituden als in der Simulation. Das ist darauf zurückzuführen, dass der Wegsensor aus Platzmangel nicht an der Stelle der größten Amplitude angebracht werden konnte. Bei 2600/min schlägt zudem das Trum aufgrund der großen Amplitude an der Kurbelwelle an, so dass sich die Schwingung einseitig nicht frei ausbilden kann, **Bild 7**.

Ungeachtet dessen zeigt der Zeitverlauf der Riemenschwingung in Amplitude und Frequenz eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung.

5 Schlussbemerkung/Ausblick

Die relevanten physikalischen Effekte im Nebenaggregattrieb gibt die Simulation hinreichend genau wieder. Aus dem Abgleich ergibt sich eine Abweichung von wenigen mm in den Schwingungsamplituden, was in Relation zu den Abmessungen im Motorraum ausreichend ist. Damit

ist es gelungen, einen praxisgerechten Kompromiss von Aufwand und Nutzen zu finden, gerade auch in Hinblick auf die kurzen Rechenzeiten und die einfache Datenbeschaffung. Eine Verfeinerung des Modells auf Kosten zusätzlicher Eingabeparameter erscheint angesichts der bereits erzielten Vorhersagequalität nicht notwendig. Möglich erscheint eine Erweiterung der Formulierung, die asymmetrische Schwingungsamplituden abbilden kann, **Bild 1**. Die Randbedingungen an den Trumenden sollten dabei so abgewandelt werden, dass die Verschiebung der Kontaktpunkte auf der Scheibe in Folge der Riemenauslenkung berücksichtigt wird.

Literaturhinweise

- [1] Cornet A.; Radtke P.; Zielke A.E.: Revolution unter der Motorhaube: mehr Elektronik zum gleichen Preis. In: VDI-Nachrichten 28.3.03, Düsseldorf (2003)
- [2] Fritzer, A.: Entwicklung von Modellen und Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Schwingungsbelastungen in Steuer- und Hilfsantrieben von Verbrennungsmotoren. Abschlussbericht des Forschungsvorhabens „Steuerungsantrieb“, AIF-Nr. 7470, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt/Main (1991)
- [3] Herrmann, R.-J.: Ermittlung und systematische anwenderorientierte Darstellung von dynamischen und quasistatischen Kennwerten von Keil-, Flach- und Zahnriemen-Getrieben. Abschlussbericht des Forschungsvorhabens „Riemenkennwerte“, AIF-Nr. 7453, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt/Main (1991)
- [4] Kelm, P.; Solfrank, P.: Zur Dynamiksimulation des Pkw-Nebenaggregatetriebs. In: VDI-Berichte Nr. 1467 (1999), S. 271, 290
- [5] Skutsch, R.: Über die Bewegung eines gespannten Fadens, welcher gezwungen ist, durch zwei feste Punkte mit einer konstanten Geschwindigkeit zu gehen, und zwischen denselben in Transversalschwingungen von geringer Amplitude versetzt wird. In: Ann. Physik und Chemie Nr. 61 (1897), S. 190, 195
- [6] Mathieu, P.: Schwingungen von bewegten Saiten (Treibriemen). In: VDI-Berichte Nr. 48 (1961), S. 71, 75
- [7] Doyle, E.; Hornung, K.G.: Lateral vibration of V-Belts. In: ASME 69-VIBR-29 (1969)
- [8] Sauer, B.: Stationäre Schwingungen von Keilriementrieben im Frequenzbereich bis 240 Hz. In: Fortschrittsberichte VDI Reihe 1, Nr. 160 (1988)

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 11/78 78-151 Fax 06 11/78 78-423
email: vieweg.service@gvw-fachverlage.de