

# Dynamiksimulation von PKW-Nebenaggregatetrieben

Dr.-Ing. Peter Solfrank und Dipl.-Ing. Peter Kelm

INA-Sonderdruck  
Dezember 1999



# Dynamiksimulation von PKW-Nebenaggregate-trieben

Dr.-Ing. Peter Solfrank und Dipl.-Ing. Peter Kelm

**Obwohl die Zahl der Leistungsabnehmer in modernen PKW-Nebenaggregate-trieben in den letzten Jahren ebenso gestiegen ist wie – aufgrund der Verbreitung von Dieselmotoren und Zweimassenschwungrädern – die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle, steigen auch hier die Anforderungen an Laufruhe und Komfort permanent. Trotz einfacher Modellierung und der Verwendung bekannter Algorithmen ist das hier vorgestellte Verfahren in dieser Situation ein leistungsfähiges Hilfsmittel zur Vorhersage des dynamischen Verhaltens von Nebenaggregate-trieben, das den experimentellen Aufwand bei der Entwicklung dieser Systeme signifikant reduziert. Einfache Bedienung und anschauliche Ergebnisdarstellung, u.a. in Form einer Animation, sowie die Schnelligkeit der Berechnung stellen entscheidende Kriterien für den täglichen Einsatz am Arbeitsplatz des Konstrukteurs dar.**

## 1. Einleitung

Die Zeiten, da ein einfacher Keilriemen von der Kurbelwelle aus den Generator antrieb, sind längst vorbei. Heute versorgen Poly-V-Riemen neben dem Generator und der Wasserpumpe auch eine Lenkhilfepumpe, einen Klimakompressor, evtl. noch einen Lüfter und vielleicht sogar die Ölpumpe mit Antriebsleistung. Dies ist bei der Verteilung dieser Aggregate rund um den Verbrennungsmotor und der dadurch entstehenden Riemenlänge ohne automatisches Spannsystem praktisch nicht mehr machbar. Die zunehmende Elektrifizierung des Automobils führt zudem zu immer größeren Massen der Generatoren. Die Beliebtheit der Dieselmotoren auf der einen und des Zweimassenschwungrades auf der anderen Seite haben einen sprunghaften Anstieg der Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle als Antrieb des Riemens zur Folge. Schließlich nehmen die Anforderungen des Kunden an Laufruhe und Komfortniveau rapide zu, während andere Störungs- und Geräuschquellen im Motorraum mit enormem Aufwand zurückgedrängt werden. Dies alles führt dazu, daß neben den klassischen Auslegungsverfahren für den Nebenaggregate-trieb (mit ebenfalls stark gestiegenen Anforderungen an z.B. die Riemenlebensdauer) heute auch dynamische Probleme bereits in der Konstruktionsphase berücksichtigt werden müssen und im Verlauf einer Anwendungsentwicklung zu einem entscheidenden Qualitätskriterium werden können.

Um Aussagen über die Dynamik des kraftschlüssigen Nebenaggregate-riementriebes machen zu können, obwohl noch keine entsprechende Hardware zur Verfügung steht, ist eine rechnerische Simulation erforderlich, die in der Vergangenheit mit vertretbarem Aufwand und in der notwendigen Form, d.h. als Hilfsmittel für den Konstrukteur, nicht zur Verfügung stand. Das hier vor-

gestellte Verfahren stützt sich auf allgemein bekannte, einfache Modellelemente und mathematische Algorithmen. Viele der verwendeten Teilsysteme sind in der Literatur bereits mehrfach beschrieben (z.B. [1], [2], [3]). Wesentlich detaillierter als im vorliegenden Beitrag wird die Problematik des Schlupfes zwischen Riemen und Scheibe in [2] dargestellt, jedoch hat sich die darin vorgeschlagene Beschreibung für das hier behandelte Anwendungsgebiet als unzureichend herausgestellt, da die geforderten Voraussetzungen, insbesondere der Dominanz der nominalen, d.h. mittleren Lasten im Riementrum, vielfach verletzt werden. Andere Modellelemente wie z.B. hydraulische Spannelemente sind bei der im vorliegenden Beitrag gewählten Vorgehensweise aus einer phänomenologischen Betrachtungsweise abgeleitet, ohne dadurch an Aussagefähigkeit einzubüßen. Teilweise wird ihre numerische Behandlung durch diesen Ansatz sogar erleichtert.

Neben der Zugrundelegung einer einfachen Modellbildung und nur in geringfügigem Umfang an das Problem angepaßter numerischer Algorithmen ist die Reduzierung des Bedienungsaufwandes auf ein Minimum charakteristisch für den beschriebenen Ansatz, so daß sich das Entwicklungswerkzeug auch dem gelegentlichen Benutzer leicht erschließt. Die freie Kombinierbarkeit der Modellelemente erlaubt ihm dabei eine Vielfalt von Entwicklungsvarianten. Um eine möglichst anschauliche Ergebnisdarstellung zu gewährleisten und dynamische Phänomene beim Zusammenwirken unterschiedlicher Teilsysteme studieren zu können, wird die entwickelte Software durch eine dreidimensionale Animation der Berechnungsergebnisse ergänzt.

Nach einer Beschreibung der Komponenten des vorgestellten Verfahrens dient ein Vergleich von Berechnungs- und Versuchsergebnissen der Verifikation seiner praktischen Aussagefähigkeit.

## 2. Mechanisches Modell

### 2.1 Allgemeines

Der Riementrieb wird im Rahmen dieser Ausführungen primär als ein ebenes System verstanden. Die wesentlichen Modellelemente dabei sind zunächst

- Riemenscheiben mit fester Drehachse und vorgeschriebener Drehbewegung
- Riemenscheiben mit fester Drehachse und einem rotativen Freiheitsgrad sowie einem zeit- bzw. winkelabhängigen Lastmoment
- Riementrume als idealisierte Feder-Dämpfer-Elemente (Kelvin-Voigt-Modell)
- Riementrume mit der Möglichkeit von Transversalschwingungen
- Riemenscheiben, deren Drehachse auf einem Hebel sitzt, der wiederum um einen festen Drehpunkt rotiert
- „Mechanische“ Spannsysteme: Ein solches System besteht modelltechnisch aus einem Hebel (mit eigenem rotativem Freiheitsgrad), auf dem eine ebenfalls i.a. frei drehbare Spannrolle positioniert ist. Neben dem Moment, das aus den Riemenkräften über die Spannrolle auf den Hebel wirkt, ist dieser zusätzlich einem Reibmoment und einem Moment aus der Spannfeder ausgesetzt
- „Hydraulische“ Spannsysteme: Hier ist der Hebel, auf dem die Spannrolle sitzt, fest mit einem zweiten Hebel verbunden, auf den ein translatorisches Federelement wirkt. Neben der Federkraft dieses Elementes ist seine Dämpfung zu berücksichtigen, die (durch ein Rückschlagventil) jedoch nur einseitig wirkt.

Weitere Elemente, die rotatorische Verbindungen zwischen einzelnen Scheiben darstellen, machen das Modell nominell räumlich, ohne jedoch die mit der ebenen Modellvorstellung verbundenen Vereinfachungen zu beeinträchtigen:

- Drehfedern mit viskoser oder Coulombscher Reibung
- Freilauf-Elemente.

Solange man sich bei der Aufgabenstellung auf stationäre Betriebszustände, d.h. auf konstante mittlere Drehzahlen der Antriebsscheibe beschränken kann, ergibt sich die Möglichkeit zu einer grundsätzlichen Vereinfachung: Die Berechnung kann dann auf die Abweichungen von einer nominalen Bewegung reduziert werden.

### 2.2 Scheiben mit und ohne rotatorischen Freiheitsgrad

In der Praxis wird die Drehbewegung einer Scheibe meist in Form einer Zeit- oder Fourierreihe vorgegeben. Dies ist in der Regel bei der Kurbelwelle der Fall, da sie die Schwingungsanregung und gleichzeitig eine Systemgrenze darstellt. Eine Rückwirkung des Systems Riementrieb auf diese Randbedingung, d.h. auf die Drehschwingung z.B. der Kurbelwelle, wird an dieser Stelle als so klein angenommen, daß sie für die zu untersuchenden Vorgänge und Zielgrößen keinen signifikanten Einfluß hat.

Die Verwendung einer Zeitreihe empfiehlt sich dann, wenn Meßwerte zum untersuchten Motor vorliegen, deren gesamter Frequenzinhalt verwendet werden soll. Häufig geht es in solchen Fällen darum, ausgehend von einer Referenzkonfiguration verschiedene Varianten eines Riementriebes bzw. die Auslegung des Spannsystems zu untersuchen. In anderen Anwendungsfällen, wo das Ziel die Abschätzung eines Konzeptes ohne vorherige Anhaltspunkte ist, kann häufig auch nur auf Vorgaben aus „ähnlichen“ Motoren zurückgegriffen werden. Hier ist oft eher die Vorgabe der Kurbelwellen-Drehungleichförmigkeit in Form einer auf wenige harmonische Anteile reduzierten Fourierreihe sinnvoll.

Auch bei den Scheiben mit rotatorischem Freiheitsgrad ist die mathematische Darstellung unproblematisch, da für diese Teilsysteme der Drallsatz in seiner einfachsten Form mit bekannten Momenten gültig ist. Zu den vom Riemen auf die Scheiben übertragenen Momenten (s.u.) kommen bei den Riemenscheiben der Aggregate die Lastmomente hinzu, die in der Praxis fast ausschließlich als zeitlich konstant angesehen oder aufgrund mangelnder Informationen nicht anders angegeben werden können. In Einzelfällen können Lastmomente aber auch zeit- oder positionsabhängig vorgegeben werden.

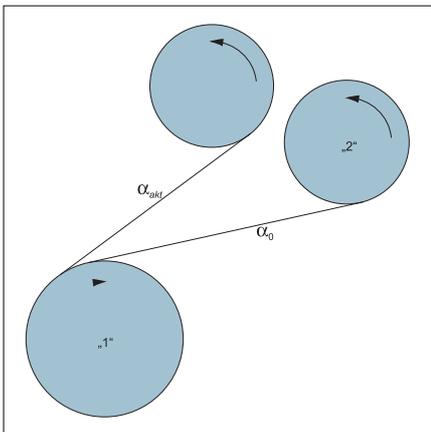


Bild 1 Geometrie des Riementrums

### 2.3 Riemen ohne Transversal-schwingungen

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 linearelastischem Dehnungsverhalten des Riemens vergleichsweise trivial, wenn durch die Modellierung keine Transversal-schwingungen zugelassen werden.

Bei gegebenen Positionen  $\vec{x}_1$  und  $\vec{x}_2$  der Scheibenmittelpunkte ergeben sich der Winkel

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

zwischen deren Verbindungslinie  $\vec{x}_M$  und der Riemenaufrichtung  $\vec{e}_{Rie}$  bzw. die freie Riemenlänge  $l$  zu

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

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

$$\Delta l = l_{akt} - l_0 + d_1 r_1 (\alpha_{akt} - \alpha_0 - \varphi_1) - d_2 r_2 (\alpha_{akt} - \alpha_0 - \varphi_2) \quad (3)$$

Mit den Geschwindigkeiten der Kontaktpunkte Riemen-Scheibe

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

berechnet man die Dehnungsgeschwindigkeit zu

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

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

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

### 2.4 Riemen mit Transversal-schwingungen

Die Modellierung der Riementransversal-schwingungen als Saitenschwingungen der freien Trume lehnt sich eng an die in [1] gegebene Darstellung an. Riemenlängsschwingungen werden hierbei vernachlässigt. Damit ist die Riemenlängskraft im freien Trum zwar zeitabhängig, aber in Längsrichtung konstant. Ohne Berücksichtigung von Dämpfungstermen gewinnt man eine partielle Differentialgleichung zur Beschreibung der auf ein infinitesimales Riementelement wirkenden Kräfte:

$$\rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2 \rho A v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} - (F - \rho A v^2) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \quad (7)$$

Die verwendeten Formelzeichen bedeuten hier im einzelnen

- $\rho A$  längenspezifische Masse
- $y$  Auslenkung des Riementelementes quer zur Tangente an die Riement-scheiben
- $x$  Längskoordinate des Riement-elementes
- $v$  Riemen-geschwindigkeit in Längs-richtung
- $F$  Riemenlängskraft
- $EI$  Biegesteifigkeit des Riemens



Bild 2 Mechanisches Riemenspannsystem

Durch die Verwendung von Ansatzfunktionen für die Riementransversalbewegungen nach dem Verfahren von Ritz entsprechend

$$y(x, t) = w^T(x) q(t) \quad (8)$$

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 Differentialgleichungen transformierte Darstellung:

$$M\ddot{q} + (G + D)\dot{q} + Kq = 0 \quad (9)$$

mit

$$M = \mu \int w w^T dx \quad (9a)$$

$$G = 2 \mu v \int w w^T dx \quad (9b)$$

$$D = \delta \int w^I w^{IT} dx \quad (9c)$$

$$K = (F - \mu v^2) \int w^I w^{IT} dx + EI \int w^{II} w^{IIT} dx \quad (9d)$$

$$F = F_0 + \frac{EA}{l} \left( \frac{1}{2} q^T \int w^I w^{IT} dx q + \Delta l \right) + \frac{DA}{l} \left( q^T \int w^I w^{IT} dx \dot{q} + \frac{d}{dt} \Delta l \right) \quad (9e)$$

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 zur 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:

$$w_i(x) = \sin\left(i \frac{\pi}{l_0} x\right)$$

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

$$\frac{\mu l_0}{2} \ddot{q}_j + 4 \mu v j \sum_{k = \text{mod}_2(j)+1}^{n, \text{step } 2} \frac{k \dot{q}_k}{j^2 - k^2} + \delta \frac{(j\pi)^2}{2l_0} \dot{q}_j + \left[ (F - \mu v^2) \frac{(j\pi)^2}{2l_0} + EI \frac{(j\pi)^4}{2l_0^3} \right] q_j = 0 \quad (10)$$

## 2.5 Mechanische Spanner

Wie bereits erwähnt stellt ein im Sinne der Anwendungstechnik als „mechanischer“ Riemenspanner bezeichnetes System einen Hebel dar, der durch eine Drehfeder gespannt und durch ein Coulombsches Reibmoment gedämpft wird (Bild 2). Die das Spannmoment aufbringende Drehfeder stellt gleichzeitig eine Längskraft normal auf die Riementriebsebene bereit, die an einer mit einem Reibbelag versehenen Ringfläche abgestützt wird. Dadurch ergibt sich ein näherungsweise konstantes Reibmoment um die Drehachse.

Für die rechen-technische Darstellung des Gesamtsystems bedeutet dies, daß sich die Zahl der Freiheitsgrade des Systems ändern kann, je nachdem das Reibmoment dazu ausreicht, den Freiheitsgrad des Hebels zu sperren, oder nicht. Im gesperrten Zustand ist das tatsächlich auftretende Reibmoment gegenüber dem erreichbaren Maximalwert soweit verringert, wie es zur Kompensation der sonstigen angreifenden Momente notwendig ist. Die Bestimmung des jeweils aktuellen Zustandes des Spannsystems (Hebel-freiheitsgrad aktiv oder gesperrt) ebenso wie des aktuellen Reibmomentes im gesperrten Zustand ist bei einem so übersichtlichen System wie dem vorliegenden vergleichsweise trivial.



Bild 3 Hydraulisches Spannsystem

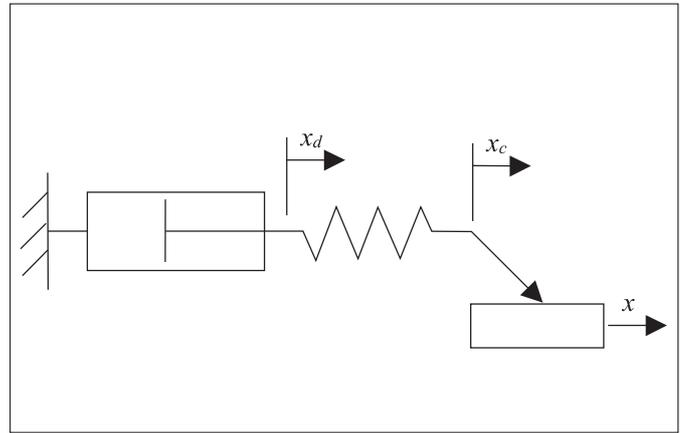


Bild 4 Mechanisches Modell des hydraulischen Spannelementes

## 2.6 Hydraulische Spanner

Der bereits kurz beschriebene „hydraulische“ Spanner (Bild 3) setzt sich modelltechnisch gesehen zusammen aus einem Doppelhebel mit rotatorischem Freiheitsgrad und einem zwischen einem hebel-festen und einem inertialen Punkt ein-gebauten Spannelement, das Kräfte in seiner Längsrichtung aufbaut: dies ist zum einen eine durch eine vorgespannte Feder verursachte Spannkraft und parallel dazu eine Dämpfungskraft, die aufgrund eines Rückschlagventils im Dämpfungselement nur in Richtung der Verkürzung des Spannelementes wirksam wird.

Im Gegensatz zum theoretisch sich ergebenden Kraft-Weg-Diagramm bei sinusförmiger Anregung eines solchen einseitigen Dämpfers beobachtet man bei Messungen eine Abweichung von der rein geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungswirkung: Das in dieser Darstellung näherungsweise als schräg-stehende Halbellipse zu bezeichnende

Arbeitskennfeld des Spanners entsteht durch die Kompressibilität des im Dämpfer befindlichen Fluids und/oder die Elastizität des Dämpfergehäuses bzw. weitere im Kraftfluß liegende Nachgiebigkeiten.

Ein solches Verhalten kann am einfachsten durch eine Reihenschaltung des idealen Dämpfers mit einer Federsteifigkeit und einer einseitigen Kraftübertragung abgebildet werden. Die Übertragung von Kräften nur in eine Richtung stellt dabei die Funktion des Rückschlagventils dar (Bild 4).

Die von diesem Modellelement aufgebrachte Kraft ist

$$F = c (x_d - x_c) = d \dot{x}_d \quad (11)$$

während die zeitliche Kraftänderung als

$$\dot{F} = c (\dot{x}_d - \dot{x}_c) = c \left( \frac{F}{d} - \dot{x}_c \right) \quad (12)$$

formuliert werden kann. Um dieses Verhalten im Rahmen des zu lösenden Differentialgleichungssystems darzustellen, bedarf es neben Lage und Geschwindigkeit der miteinander verbundenen Punkte des Gesamtmodells eines internen Freiheitsgrades des Kraftelementes. Im Gegensatz zu den mechanischen Freiheitsgraden des Systems, die im mathematischen Modell Differentialgleichungen 2. Ordnung entsprechen, genügt hier jedoch wegen der Beschreibung in Form einer Differentialgleichung 1. Ordnung eine einzelne Größe. Dies kann z.B. eine Verschiebung oder auch die Kraft selbst sein.

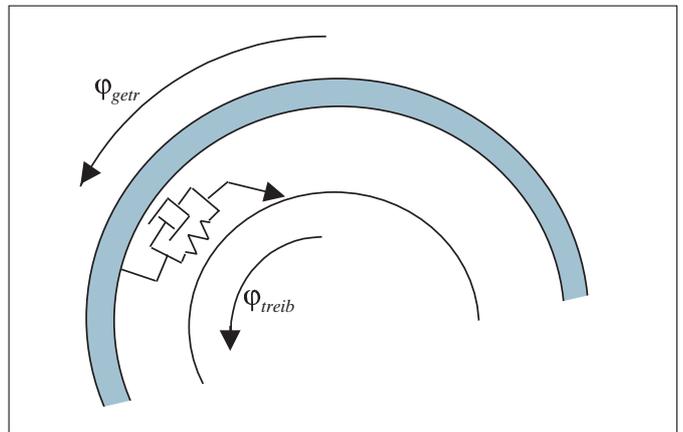


Bild 5 Modell des Freilaufs

## 2.7 Schlupf zwischen Riemen und Scheibe

Die Wirkung der Riementrumkräfte unmittelbar auf die Riemenscheiben setzt voraus, daß stets ein hinreichender Kraftschluß zwischen Riemen und Scheibe gewährleistet ist. In der Realität ist dies jedoch nicht der Fall. Vielmehr erfolgt eine Kraftübertragung auf einem mehr oder weniger großen Teil des Umschlingungsbogens. Diese Vorgänge sind in der Literatur teilweise eingehend, aber insbesondere hinsichtlich hochdynamischer Betriebszustände bei weitem noch nicht vollständig untersucht (z.B. [2]). Die resultierenden Modelle sind dennoch umfangreich genug, um sie für eine einfache dynamische Simulation als nicht mehr geeignet erscheinen zu lassen.

Als stark vereinfachendes Modell wird hier eine Anpassung der klassischen Seilreibungsgleichung nach Eytelwein an die gegebene Aufgabenstellung verwendet. Für die beiden an einen Umschlingungsbereich des Winkels  $\beta$  angrenzenden Trumkräfte gilt damit als Nebenbedingung

$$F_{\max} \leq (F_{\min} - \rho A v^2) e^{\mu \beta} - \rho A v^2 \quad (13)$$

mit dem Reibungskoeffizienten  $\mu$ , der längenspezifischen Riemenmasse  $\rho A$  und der Riemenumfangsgeschwindigkeit  $v$ . Die Implementierung dieser Nebenbedingung kann in der Weise geschehen, daß auf jeder Scheibe, auf der Schlupf möglich sein soll, ein zusätzlicher Freiheitsgrad eingeführt wird, der die Verschiebung von Riemen und Scheibe gegeneinander repräsentiert. Bei einer Verletzung der Nebenbedingungen werden diese zusätzlichen Freiheitsgrade iterativ angepaßt, bis wieder ein zulässiger Zustand des Systems erreicht ist; dies entspricht dem Rutschen des Riemen auf der Scheibe.

## 2.8 Der Freilauf

Wie schon in der Einleitung erwähnt stellt die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle die Fußpunkterregung des beschriebenen Schwingungssystems dar. Der Riemen versucht tendenziell, die mit hoher Frequenz wechselnde Beschleunigung und Verzögerung der Kurbelwelle auf die Aggregate zu übertragen. Insbesondere aufgrund der hohen Drehträgheit des Generators – verstärkt durch die hohe Übersetzung an diesem Aggregat – führt dies zu erheblichen Trumkräften und während der Verzögerungsphase der Drehungleichförmigkeit zu erhöhter Schlupfneigung, so daß insgesamt die Verschleißgefährdung erheblich zunimmt.

Deshalb geht man immer häufiger dazu über, die Generatorriemenscheibe mit einem Freilauf auszurüsten, um den trägen Generatorläufer während der Verzögerungsphase abzukoppeln; dies hat nicht nur einen Wegfall der entsprechenden Momentenübertragung in dieser Phase selbst zur Folge, vielmehr ist auch in der darauffolgenden Beschleunigungsphase der Kurbelwelle der Beschleunigungsbedarf des Generators erheblich geringer, da er nicht im gleichen Maß wie die Kurbelwelle verzögert wurde, sondern nur seinem Lastmoment ausgesetzt war. Offensichtlich ist diese Wirkung insbesondere dann am größten, wenn große Drehungleichförmigkeiten dieser Anregung bei gleichzeitig geringer Generatorlast auftreten.

Das mechanische Modell des Generatorfreilaufs setzt sich zusammen aus einer geschwindigkeitsabhängigen Dämpfung und einer parallel angeordneten, nichtlinearen Steifigkeit für die Momentenübertragung, die nur dann eingreift, wenn die Geschwindigkeit der getriebenen Scheibe geringer wird als die der treibenden Scheibe (Bild 5).

Für die nichtlineare Steifigkeit legen Messungen einen Zusammenhang von Moment und Einfederung in der Form  $M = c_{FI} \varphi_{FI}^{el}$  nahe, dessen Parameter jedoch für jede Freilaufausführung individuell meßtechnisch ermittelt werden müssen.

Um das im Überholbetrieb auftretende Schleppmoment des Freilaufs abzubilden, ist parallel zu diesem Teil des Freilaufmodells eine stets im Eingriff befindliche geschwindigkeitsabhängige Dämpfung angeordnet. Eine zur Relativgeschwindigkeit proportionale Formulierung des Momentes liefert hier meist zufriedenstellende Ergebnisse; in einigen Fällen wurde aber auch ein zusätzlicher Coulombscher Term verwendet.



Bild 6a Kennfeld Mechanisches Spannsystem

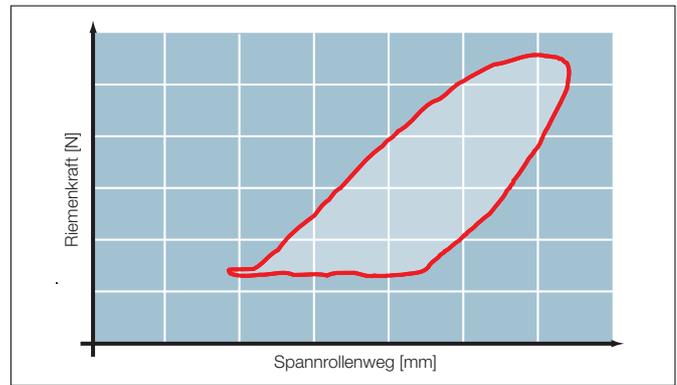


Bild 6b Kennfeld Hydraulisches Spannsystem

### 3. Implementierungsaspekte

Zur Integration der Bewegungsgleichungen kommen klassische Integrationsverfahren mit Schrittweitensteuerung zum Einsatz. Neben Runge-Kutta 4./5. Ordnung hat sich in umfangreichen Vergleichsrechnungen vor allem das Verfahren nach Stoer und Bulirsch für die vorliegende Problemstellung als sehr effizient erwiesen (vgl. [4], [5]). Selbstverständlich wurden bei allen implementierten Verfahren entsprechende Anpassungen zur Berücksichtigung von Nebenbedingungen ebenso wie zur äquidistanten Ergebnisausgabe vorgenommen.

Das hier beschriebene System von Modellelementen wurde in einem Berechnungsprogramm in der Programmiersprache C++ weitgehend objektorientiert implementiert. Der Benutzer kann die Einzelelemente frei anordnen und kombinieren und damit beliebige Konfigurationen generieren. Auch die Beschreibung einzelner zu untersuchender Betriebszustände orientiert sich an diesem Vorgehen, so daß es möglich ist, beliebig viele Betriebsfälle in einem Berechnungslauf sukzessive abzuarbeiten.

### 4. Parameterbestimmung

Um die beschriebene Vorgehensweise in der Praxis nutzbringend einsetzen zu können, müssen geeignete Parameter für die enthaltenen Teilmodelle identifiziert werden. Die eingangs erwähnte Zielsetzung eines auf ein Minimum reduzierten Modells hat nicht nur eine Reduzierung der Modellkomplexität im Sinne des unmittelbaren Berechnungsaufwandes und der damit verbundenen Rechenzeiten zur Folge, damit einher geht auch eine weitestgehende Reduzierung der Zahl der notwendigen Modellparameter.

Die Eingabegrößen lassen sich in drei Klassen einordnen:

1. Die erste beinhaltet „Standardparameter“ wie Massen, Massenträgheitsmomente, Lastmomente der Aggregate und geometrische Abmessungen. Die Beschaffung dieser Werte stellt in der Regel kein Problem dar, weil sie auch für die Behandlung anderer Aufgabenstellungen benötigt werden und einfach bestimmbar sind
2. Die zweite Klasse bilden Größen, die nur mit einem gewissen zusätzlichen Aufwand bestimmbar sind oder solche, die ausschließlich für diese Berechnung beschafft werden müssen.

- Eine der Wichtigsten dieser „problem-spezifischen“ Größen, die meist nicht von vornherein in geeigneter Form vorliegen, ist die Dreh-Ungleichförmigkeit der Kurbelwellen-Riemenscheibe. Für Simulationsrechnungen muß sie als Zeit- oder als Fourierreihe für die gewünschten Betriebspunkte (d.h. jeweils konstante Motordrehzahlen) vorliegen. Gewonnen werden diese Daten idealerweise durch eine Messung an einem Prototypen des Motors, dessen Riementrieb zu untersuchen ist. Oft liegt aber ein solcher Motor noch gar nicht vor, so daß auf Daten eines ähnlichen Motors zurückgegriffen werden muß. Die quantitative Aussagekraft der Simulationsergebnisse nimmt damit naturgemäß ebenso ab wie schon allein durch die Tatsache, daß eine absolute Rückwirkungsfreiheit des Riementriebes auf die Kurbelwellen-Drehungleichförmigkeit dadurch impliziert ist, daß hier die Systemgrenze gezogen wird. Auch ist die in der Praxis relativ häufig anzutreffende Angabe von Ungleichförmigkeitsgraden bei verschiedenen Betriebsdrehzahlen unzureichend, da diese Informationen nicht den exakten zeitlichen Verlauf der Ungleichförmigkeit enthalten; sie stellen vielmehr lediglich den Realteil der benötigten komplexen Fourierkoeffizienten dar.

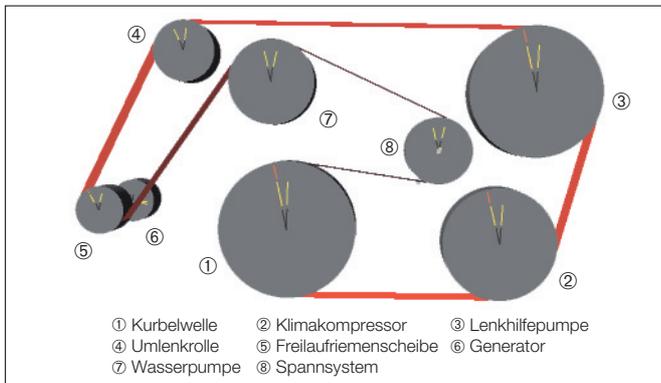


Bild 7 Beispiel Riementrieb



Bild 8 INA-Generatorfreilauf

- Auch die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter hydraulischer Spannsysteme sind wichtige Modellgrößen, die sich nicht direkt aus Konstruktionsdaten bestimmen lassen. Diese Spannerparameter werden deshalb aus Versuchen ermittelt, in denen Arbeitskennfelder, d.h. Kraft-Weg-Diagramme unter definierten Bedingungen (Amplitude und Frequenz der Weganregung) gemessen werden (Bilder 6 a und 6 b). Die Versuchsanordnung wird dann rechen-technisch mit einem Standard-Datensatz des Simulationsprogramms nachgebildet; die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter des Spanners werden in dieser Simulation so lange gezielt angepaßt, bis sich bei der gegebenen Anregung das gleiche Kennfeld wie im Versuch einstellt.
- Im Gegensatz zu hydraulischen Systemen ist die Bestimmung der Parameter eines mechanischen Spannsystems vergleichsweise einfach, da diese direkt im Kennfeld ablesbar sind.
- Zur Ermittlung der Einfederungssteifigkeit eines Freilaufs ist wie für die Spannsysteme eine separate Messung des Teilsystems notwendig, bei der in diesem Fall die übertragenen Drehmomente bei den dabei auftretenden Einfederungswinkeln ermittelt werden. Der Aufwand hierfür wird im wesentlichen durch die relativ hohe erforderliche Genauigkeit der sehr kleinen Verdrehwinkel bestimmt.

3. Eine dritte Klasse von Modellparametern sind solche, die zumeist gar nicht meßbar sind, wie z.B. die Dämpfungsparameter des Riemens oder die Reibwerte im Kontakt zwischen Riemen und Scheibe. Der Grund dafür, daß eine direkte meßtechnische Zugänglichkeit für solche Parameter nicht gegeben ist, liegt u.a. auch in der Modellbildung selbst: Durch die extreme Reduzierung der Modellkomplexität müssen wenige Parameter für das Gesamtmodell die Wirkung wesentlich vielfältiger Vorgänge widerspiegeln als es ihrem eigentlichen physikalischen Äquivalent entspricht. Im Experiment kann eine solche Vergrößerung, ein solches „Verschmieren“ von physikalischen Effekten teilweise nicht in der gleichen Weise nachvollzogen werden. In diesen Fällen ist man daher auf Abgleichsrechnungen angewiesen: Ausgehend von einer Anwendung, die dem Zielsystem möglichst nahe kommt und für die Messungen vorliegen, werden – ähnlich wie für das Teilsystem „Hydraulischer Spanner“ beschrieben – nun für ein Gesamtsystem Messung und Rechnung gezielt durch Parameteranpassung in Übereinstimmung gebracht; auf diese Weise wird ein realitätsnaher Parametersatz ermittelt.

## 5. Vergleich Messung – Rechnung

Als Anwendungsbeispiel für das beschriebene Simulationsprogramm dient hier der Nebenaggregatetrieb eines in Serie produzierten 4-Zylinder-Dieselmotors (Bild 7). Von der Kurbelwelle werden über einen einzigen Riemen ein Klimakompressor, die Lenkhilfpumpe, der Generator und die Wasserpumpe angetrieben. Die vorgegebene Aggregateanordnung macht eine Umlenkrolle zwischen Lenkhilfpumpe und Generator erforderlich.

In die Riemenscheibe des Generators ist zur Erhöhung der Riemenlebensdauer und zur Reduzierung von Riementriebschwingungen und -geräuschen ein Freilauf integriert (Bild 8). Die Spannrolle ist wie üblich im Leertrum des Triebes angeordnet, die Wirksamkeit des Generatorfreilaufs macht die Verwendung eines mechanischen Spannsystems möglich.

Für diesen Motor lagen gemessene Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle für einige Drehzahlpunkte zwischen 630 und 1700 min<sup>-1</sup> vor. Für die Bewegungsvorgabe in der Simulation wurden aus diesen Daten geeignete Fourier-Koeffizienten ermittelt.

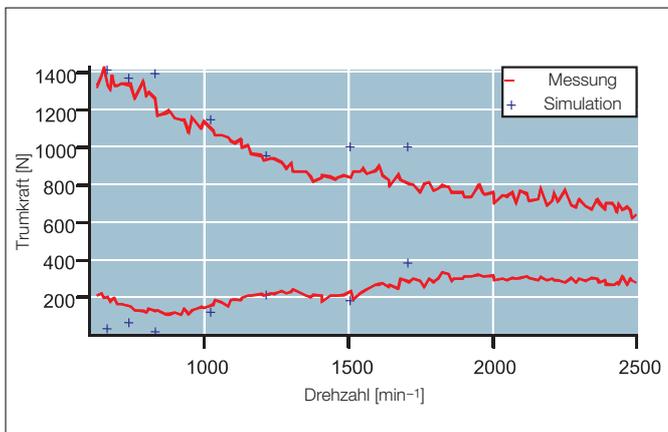


Bild 9 Trumkräfte an der Umlenkrolle

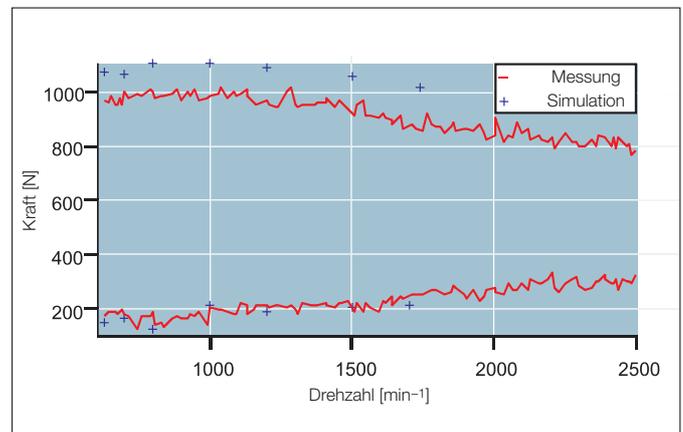


Bild 10 Kräfte am Spanner

### 5.1 Trumkräfte

Das Trumkraftniveau stellt im Nebenaggregattrieb eine wichtige Auslegungsgröße dar. Widerstrebende Interessen prägen hier die Kompromißfindung: Zum einen sollen die Belastungen der Aggregatelagerungen und des Riemens durch niedrige Trumkräfte reduziert werden, auf der anderen Seite sind aber auch hinreichende Reserven im Kraftschluß zur Übertragung der notwendigen Last- und Beschleunigungsmomente notwendig, um vorzeitigen Riemenverschleiß durch Schlupf zu vermeiden.

Die im Betrieb speziell im Zugtrum auftretenden maximalen Trumkräfte überschreiten den Wert der statischen Vorspannung meist um ein Vielfaches. Üblicherweise liegt die Vorspannung im Bereich zwischen 200 und 350 N. An der Umlenkrolle des Beispieltriebs treten dagegen – sowohl in der Messung als auch in der Simulation – Kräfte von bis zu 1400 N auf (Bild 9).

### 5.2 Spannrollenkräfte

Eine ähnliche Übereinstimmung wie bei den Kräften an der Umlenkrolle findet sich bei den minimalen und maximalen Spannrollenkräften. Die Maximalkräfte liegen in der Simulation jedoch um ca. 100 N höher als die gemessenen (Bild 10).

Auch die Auslenkung des Spannerhebels wird in der Simulation bis auf eine Überhöhung von ca. 1 mm im untersten Drehzahlbereich richtig wiedergegeben (Bild 11).

### 5.3 Riemenschwingungen

Die Verifikation von Transversalschwingungen einzelner Trume ist aufgrund der extremen Schmalbandigkeit dieses Phänomens nicht unproblematisch, da der Abstand der Drehzahlstützstellen i.a. so groß ist, daß eine sichere Erkennung von eventuellen Problemstellen nicht garantiert werden kann. Liegen Messungen zur Anregung (Drehungleichförmig-

keit 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 breitgestreuter Frequenzinhalt der Anregung die Erkennung von Trumschwingungen wesentlich erleichtert bzw. oft erst möglich macht.

Am Beispieltrieb wurden experimentell Trumschwingungen zwischen Lenkhilfe- und Umlenkrolle unter anderem bei ca. 800  $\text{min}^{-1}$  beobachtet, die rechnerisch nicht bei dieser Drehzahl auftraten. Um hier dennoch die Verifikation einer realitätsnahen Abbildung des Systems zu ermöglichen, wurden – analog zur oben angeführten Argumentation – die Fourierkoeffizienten dieser Drehzahl auch in der Drehzahlumgebung verwendet. Auf diese Weise konnten auch in der Simulation Trumschwingungen in der gleichen Größe wie im Versuch gefunden werden. Der zeitliche Verlauf (Bild 12) weist stark schwankende Schwingungsfrequenzen auf, die durch entsprechend zeitvariante Längskräfte im Trum verursacht sind. Dieser auch experimentell nachgewiesene Effekt wird also durch die gewählte Formulierung des Modells exakt wiedergegeben.

### 5.4 Schlupf

Außer dem „natürlichen“ Schlupfanteil, der zur Leistungsübertragung notwendig ist, wird am untersuchten Riementrieb kein nennenswerter Schlupf beobachtet. Dies trifft sowohl für die Messung als auch für die Simulation zu. Ein Unterschied zwischen Messung und Rechnung in den (geringen) Schlupfwerten liegt darin begründet, daß im Modell eine Relativbewegung zwischen Riemen und Scheibe erst dann auftritt, wenn der Riemen im gesamten Umschlingungsbereich durchrutscht, während in der Realität Schlupf lokal im Ein- und Auslaufbereich des Riemens permanent auftritt. In einer Reihe von Anwendungen hat sich gezeigt, daß – sieht man von den modellbedingt deutlich geringeren Schlupfwerten der Simulation ab – eine grundsätzliche Schlupfgefährdung eines Triebes im Vergleich zu anderen Anwendungen durchaus vorhergesagt werden kann.

### 5.5 Freilauf

Die Funktion und Wirksamkeit des im Beispieltrieb eingesetzten Freilaufs in der Generatorriemenscheibe zeigt sich – in der Simulation ebenso wie bei Messun-

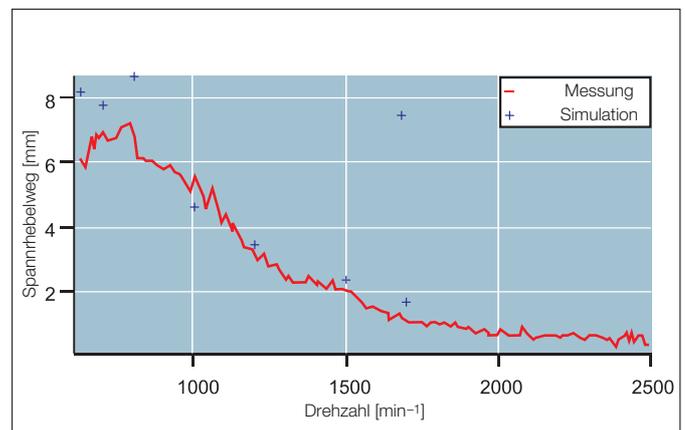


Bild 11 Auslenkungsamplitude Spannsystem

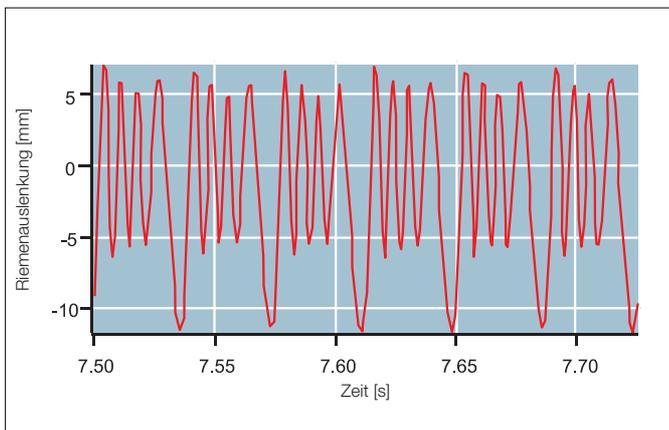


Bild 12 Trumsschwingungen LHP-UR

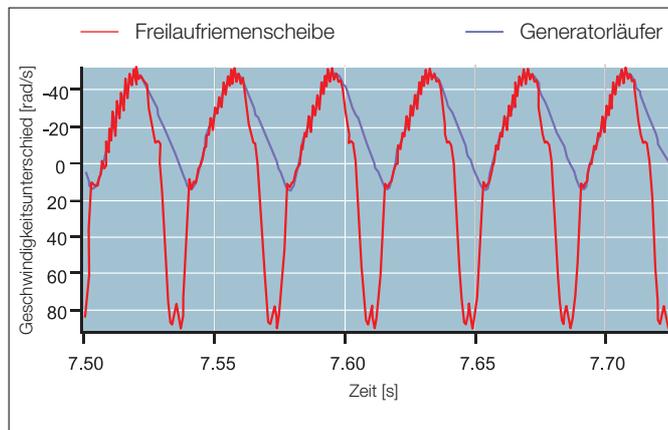


Bild 13 Freilaufverhalten (Simulation)

gen – sehr gut beim Vergleich der Winkelgeschwindigkeiten von Riemenscheibe und Ankerwelle dieses Aggregats: In der Phase abnehmender Geschwindigkeit der Riemenscheibe wird die Ankerwelle abgekoppelt; ihre Verzögerung entspricht den anliegenden Last- und Reibmomenten und liegt damit meist wesentlich niedriger als die der Riemenscheibe. In der anschließenden Beschleunigungsphase der Riemenscheibe hat die Ankerwelle zunächst noch eine vergleichsweise höhere Drehzahl. Erst wenn die Riemenscheibe wieder signifikant Fahrt aufgenommen hat holt sie die Ankerwelle ein und nimmt sie für den Rest der Beschleunigungsphase mit (Bild 13).

Die Drehungleichförmigkeit des Generators reduziert sich dadurch teilweise erheblich, während die mittlere Drehzahl unter günstigen Bedingungen, d.h. vor allem im unteren Drehzahlbereich und unter niedriger Last, durchaus um einige Prozent ansteigt.

Offensichtlich nimmt der beschriebene Effekt mit zunehmender Generatorlast und abnehmender maximaler Verzögerung ab. In der Praxis liegt seine überwiegende Bedeutung bei geringen bis mittleren Generatorbelastungen und Motordrehzahlen bis ca. 1500 U/min.

## 6. Schlußbemerkung

Obwohl das vorgestellte Berechnungsmodell an einigen Stellen physikalische Vorgänge stark vereinfachend abbildet, wird seine Gültigkeit durch die simulationstechnische Nachvollziehbarkeit der technisch relevanten Vorgänge im Nebenaggregatieriemetrieb eindrucksvoll nachgewiesen. Damit ist es gelungen, einen äußerst praxisgerechten Kompromiß von Aufwand (sowohl von Seiten der Entwicklung wie auch in der Anwendung) und Nutzen, d.h. Aussagefähigkeit der Berechnung zu finden.

## Literaturverzeichnis

- [1] 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
- [2] 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
- [3] Funk, W.: Zugmittelgetriebe, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 1995
- [4] Press, W. H.; et al.: Numerical Recipes, Cambridge University Press, Cambridge 1986
- [5] Stoer, J.; Bulirsch, R.: Numerische Mathematik 2, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg New York 1990

## Autorenhinweis

Dr.-Ing. Peter Solfrank ist Abteilungsleiter Steuertriebkomponenten Produktentwicklung/Berechnung bei der Firma INA Motorenelemente Schaeffler KG in Hirschaid.

E-mail: solfrpte@ina.de

Dipl.-Ing. Peter Kelm ist Berechnungsingenieur in der Produktentwicklung/Technische Berechnung/Grundlagen bei der Firma INA Wälzlager Schaeffler oHG in Herzogenaurach.

E-mail: kelmpte@ina.de

Dieser Aufsatz wurde veröffentlicht in VDI Berichte Nr. 1467:

Umschlingungsgetriebe: Systemelemente der modernen Antriebstechnik; Tagung Fulda 15./16.Juni 1999, VDI-Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb. – Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, ISBN 3-18-091467-X



**INA Wälzlager Schaeffler oHG**

91072 Herzogenaurach  
Telefon (0 91 32) 82-0  
Telefax (0 91 32) 82-49 50  
<http://www.ina.com>