

Bisher sind Anforderungen an Getriebe eingeführt, die mittels mehrerer Gänge und entsprechender Gangwechsel erfüllt werden. Dieses Kapitel beschreibt in Abschn. 2.1 die unterschiedlichen Abläufe einer Schaltung und vergleicht die ideale Schaltung mit qualitativ nicht akzeptablen Schaltungen. Sowohl die schaltungsbedingten Momentenänderungen als auch der Motor regen den Triebstrang zum Schwingen an. In Abschn. 2.2 werden auftretende Schwingungsformen und Eigenfrequenzen besprochen sowie Maßnahmen zur Reduktion dieser Schwingungserscheinungen erläutert.

Der immer deutlicher werdende Fokus auf Komfort führt dazu, dass die Beherrschung von Geräusch- und Vibrationsentwicklung stärker in den Vordergrund drängt. Abschn. 2.3 konzentriert sich auf das Thema Fahrzeugakustik und das Verhalten des Getriebes in diesem Spannungsfeld. Dadurch dass Triebstrang und Fahrzeugaufbau miteinander verbunden sind, kann der schwingende Triebstrang die Karosserie ebenfalls anregen und somit das Komfortempfinden wesentlich beeinflussen. Dies wird in Abschn. 2.4 diskutiert. Viele der Reaktionen sind für die Fahrzeuginsassen nur subjektiv wahrnehmbar. Mit der Beschreibung des physiologischen Empfindens des Menschen schließt dieses Kapitel.

2.1 Grundlagen des Gangwechsels und der Synchronisation

2.1.1 Klassifizierung von Schaltungen

Für das Wechseln von Gängen werden entsprechend den Fahrsituationen und Getriebebauarten unterschiedliche Schaltungstypen definiert.

Wird der Momentenfluss durch das Getriebesystem während der Schaltung erhalten, so werden sie als **Lastschaltungen** bezeichnet. Dies erfordert entsprechende lastschaltfähige Getriebe, wie z. B. Stufenautomaten (AT) oder Doppelkupplungsgetriebe (DCT). Darüber hinaus existieren weitere Getriebetypen, die Lastschaltungen nur für eine Untermenge von Schaltungen ausführen können [1, 2]. Wird der Antriebsstrang während einer Schaltung

Tab. 2.1 Schaltungstypen

Übersetzung	$M_{An} > 0$	$M_{An} \leq 0$
$i_{neu} < i_{alt}$	Zughochschaltung	Schubhochschaltung
	Power Upshift	Coast Upshift
$i_{neu} > i_{alt}$	Zugrückschaltung	Schubrückschaltung
	Power Downshift	Coast Downshift

geöffnet, so spricht man von **unterbrochenen Schaltungen**. Getriebetechnologien wie Handschaltgetriebe (MT) oder automatisierte Handschaltgetriebe (AMT) können bauartbedingt nur solche Schaltungen darstellen. Situativ werden solche Schaltungen auch bei lastschaltenden Getrieben ausgeführt.

Eine weitere Unterscheidung gilt der **Schaltrichtung**. Schaltungen in einen höheren (längeren) Gang (mit kleinerer Übersetzung i) werden als Hochschaltungen bezeichnet, das Wechseln in einen kleineren (kürzeren) Gang (mit größerer Übersetzung i) als Rückschaltungen. Schließlich wird auch die **Richtung des Momentenflusses** für eine weitere Differenzierung herangezogen. In Anlehnung an die Zugkraftbedarfe (vgl. Abschn. 1.2) der Fahrsituationen sind dies entweder Zugschaltungen mit positivem Moment an der Getriebeeingangswelle ($M_{An} > 0$) oder Schubschaltungen mit negativem ($M_{An} \leq 0$). Aus den beiden letzten Kriterien wird eine Kombination gebildet, die wesentlichen Schaltungen sind in Tab. 2.1 zusammengefasst.

Diese Zuordnung gilt für lastschaltende und unterbrechende Gangwechsel und setzt während des Schaltablaufs einen gleichbleibenden Fahrerwunsch voraus, was für die Mehrzahl der Schaltungen auch zutreffend ist. Ändert sich der Fahrerwunsch nach der Schaltungsanforderung, so spricht man von Change-of-Mind-Schaltungen. Je nach Status der ursprünglichen Schaltung werden zusätzliche Strategien zum Abbruch oder Wechsel in einen anderen Schaltungstyp implementiert.

Schließlich werden die Schaltungen in einen benachbarten Gang (nächstgrößere oder -kleinere Übersetzung) als **Einfachschaltungen** und diejenigen, die benachbarte Übersetzungsstufen auslassen, als **Mehrfachschaltungen** bezeichnet.

Während des Schaltablaufs erfolgt die Steuerung (u. U. auch Regelung) des Momentenflusses durch die Momente an den Kupplungen und des Motors. Die grundlegenden Abläufe werden für ausgewählte Schaltungen idealisiert dargestellt und die wesentlichen Sensitivitäten gegenüber Abweichungen der Momente aufgezeigt.

Die praktische steuerungs- und regelungstechnische Umsetzung sowie Applikation der Schaltabläufe (vgl. Kap. 5) erfordert die genaue Berücksichtigung von Steifigkeiten, Trägheiten und Charakteristika von Reibelementen sowie Momentenauf- und -abbau der Antriebsmaschine. Insbesondere die Position der Schaltelemente und Kupplungen in ausgeführten Getrieben (vgl. Kap. 6) ist für den Schaltablauf relevant. Zur Berechnung der Lastschaltungen wird der Triebstrang (Abb. 2.1) – von Motor bis zu Antriebsrädern – in zwei Teilsysteme zerlegt [3]:

- Erstes Teilsystem: Motor bis zur Primärseite des Reiblements im Getriebe
- Zweites Teilsystem: Sekundärseite des Reiblements bis zu Antriebsrädern

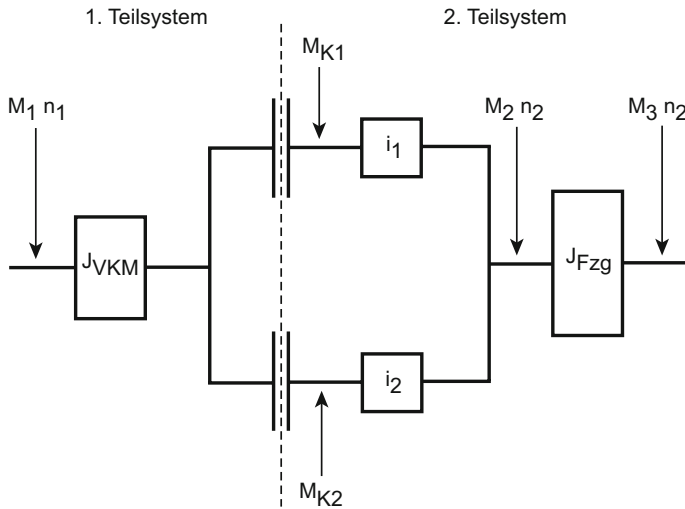


Abb. 2.1 Simulationsmodell für den Schaltablauf

Jedes Teilsystem muss alle Elemente enthalten, über die bei der Schaltung Leistung zu-, abgeführt oder gespeichert werden kann, und jedes Teilsystem muss für sich im Gleichgewicht sein.

Das so idealisierte Modell lässt sich für alle Schaltungen verwenden, wobei die Trägheiten (sowie Steifigkeiten und Dämpfungen) vor und nach den Reibelementen zu berücksichtigen sind (entsprechend der Vorgehensweise in Abschn. 2.2.4).¹

Die Momente der Kupplungen M_{K1} und M_{K2} bestimmen das im Strang herrschende Drehmoment. Übertragungsverluste werden bei diesen Prinzipuntersuchungen vernachlässigt, und für das jeweilige Teilsystem lautet damit

- das Momentengleichgewicht für das motorseitige Teilsystem

$$M_1 - J_{VKM}\dot{\omega}_1 - M_{K1} - M_{K2} = 0, \quad (2.1)$$

- das Momentengleichgewicht für das fahrzeugseitige Teilsystem

$$M_{K1}i_1 + M_{K2}i_2 - M_3 - J_{Fzg}\dot{\omega}_{Fzg} = 0. \quad (2.2)$$

Als Annäherung wird M_3 in der Simulation zu null gesetzt.

¹ Dabei variieren die Parameter der gangspezifischen Simulationsmodelle entsprechend Abb. 2.1 bei Automatikgetrieben vor und nach den Reibelementen, bei Doppelkupplungsgetrieben bleibt die linke Seite unverändert.

2.1.2 Lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteneingriff

Für die folgenden Betrachtungen werden die in Abschn. 1.4.1 eingeführten Grundlagen zu Kupplungen vorausgesetzt.

Abb. 2.2 zeigt eine lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteneingriff. Wie in den nachfolgenden Diagrammen, werden die Momenten- und Drehzahlverläufe an der Kupplung K1 durch strichpunktierte Linien, die der Kupplung K2 durch gestrichelte Linien dargestellt.

Vorbereitungsphase Zu Beginn der Schaltung ist Kupplung K1 geschlossen und Kupplung K2 geöffnet, d. h., $M_{K2} = 0$. Das Motormoment M_1 wird während des gesamten Schaltvorgangs konstant gehalten. Das Ausgangsmoment ist mit

$$M_2 = i_1 M_{K1} \quad (2.3)$$

bestimmt (M_{K2} ist geöffnet), wobei sich M_{K1} aus (2.1) ergibt

$$M_{K1} = M_1 - J_{VKM} \dot{\omega}_1. \quad (2.4)$$

Die Motordrehzahl n_1 und die Drehzahl der Kupplung K1, n_{K1} , sind gleich und linear steigend.

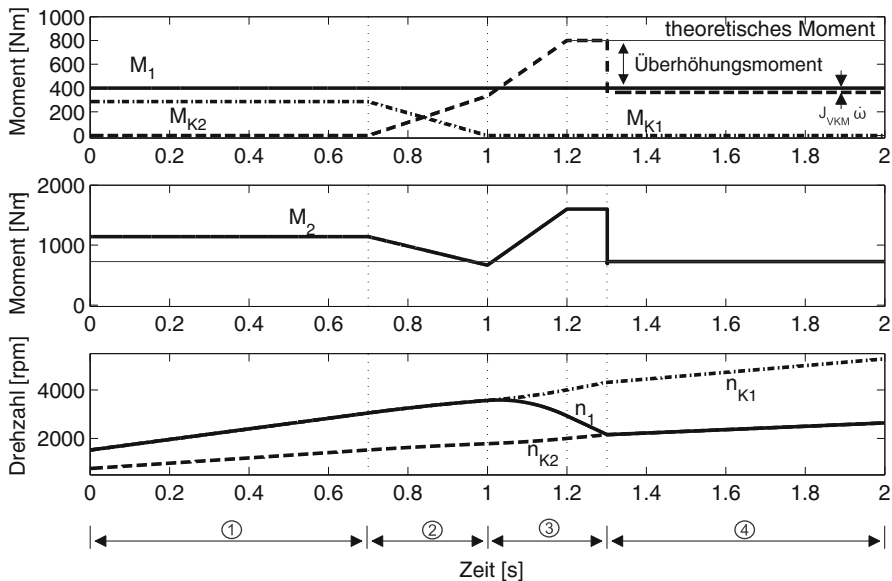


Abb. 2.2 Hochschaltung ohne Zugkraftunterbrechung, ohne Motormomenteneingriff

Überschneidungsphase Es wird begonnen, die Kupplung K2 zu schließen und Moment über diese zu übertragen (M_{K2} wird größer). Dadurch verringert sich das Moment M_{K1} an Kupplung K1 (vgl. Gl. (2.1)). Während die zuschaltende Kupplung K2 schlupft, haftet Kupplung K1. Am Ende der Momentenübergabe ist das Motormoment M_1 vollständig auf die neue Kupplung übertragen und das Ausgangsmoment M_2 nach Gl. (2.5) mit neuer Übersetzung i_2 abgefallen. Dabei muss auch die Kupplung K1 für ihr übertragbares Moment so nachgeführt werden, dass

- die Kupplung während der Überschneidungsphase immer haftet,
- das übertragbare Moment der Kupplung genau zum Ende der Überschneidungsphase vollständig abgebaut ist, also M_{K1} null ist.

Der Momenteneinbruch am Ende dieser Phase stellt den tiefsten Punkt im Momentenverlauf M_2 während der Schaltung dar.

$$M_2 = i_2 M_{K2} . \quad (2.5)$$

Synchronisationsphase Bei einer Hochschaltung muss die Motordrehzahl während dieser Phase auf die neue Zieldrehzahl angeglichen werden. Dies wird in diesem Fall dadurch erreicht, dass das Moment an Kupplung K2 über das Motormoment hinaus erhöht wird. Die Verzögerung der Motordrehzahl berechnet sich nach dem Momentengleichgewicht des motorseitigen Teilsystems entsprechend Gl. (2.1) mit $M_{K1} = 0$ und lautet

$$\dot{\omega}_1 = \frac{M_1 - M_{K2}}{J_{VKM}} . \quad (2.6)$$

Das Drücken der Motordrehzahl liefert ein zusätzliches dynamisches Moment, was zu einem Anstieg von M_2 führt. Sobald der Synchronpunkt erreicht ist, bricht das Ausgangsmoment M_2 ein. Durch die plötzlichen Momentenänderungen wird der Antriebsstrang – der eine endliche Steifigkeit aufweist – zum Schwingen angeregt; Abschn. 2.2 behandelt die auftretenden Phänomene.

Abschlussphase An dieser Stelle ist die Schaltung abgeschlossen, in dieser Phase übergibt die Schaltablaufsteuerung an die aufrufenden Algorithmen. Das Kupplungsmoment M_{K2} ist in dieser Phase um $J_{VKM}\dot{\omega}_1$ geringer als das Motormoment M_1 .

Abb. 2.3 zeigt beispielhaft eine entsprechende Ansteuerung der Kupplungsdrücke. Im normalen Fahrbetrieb (d. h., Gang eingelegt, Kupplung geschlossen und kein Schlupf) ist das eingestellte Kupplungsmoment höher als das eigentlich erforderliche, um Sicherheit gegen Schlupfen der Kupplung zu gewährleisten. Vor der Momentenübergabe wird der Druck der aktiven Kupplung K1, der die Kupplungsmomente bestimmt, bereits auf die Haftgrenze – die Kupplung haftet gerade noch – reduziert, um sicherzugehen, dass zum Zeitpunkt der

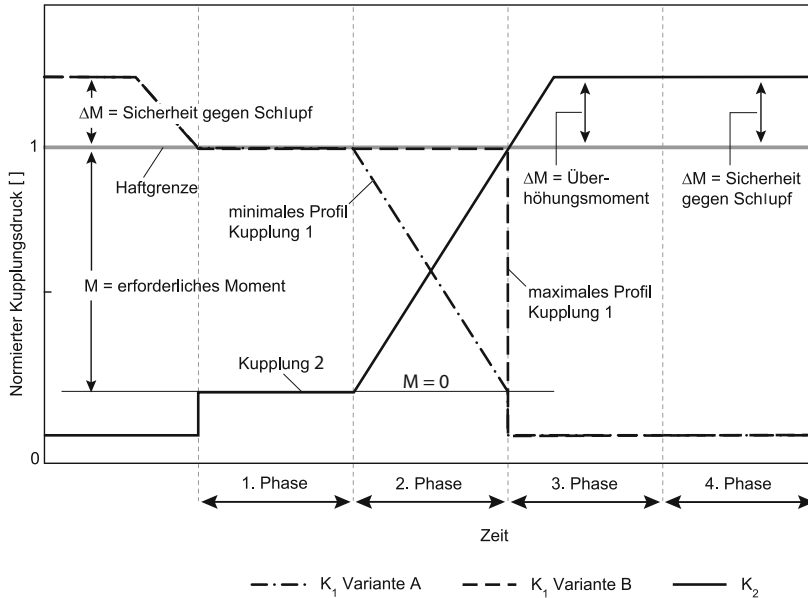


Abb. 2.3 Ansteuerung der Kupplungsdrücke

vollständigen Momentenübernahme durch Kupplung K2 das Moment in Gänze abgebaut ist.

Während der Überschneidungsphase wird das Moment von der abschaltenden Kupplung K1 auf die zuschaltende Kupplung K2 übergeben, beide Kupplungen übertragen Moment. Während die Kupplung K2 schlupft, haftet Kupplung K1 während der Momentenübergabe. Da die Kupplung K1 haftet, kann das übertragbare Moment an der Kupplung K1 innerhalb der in Abb. 2.3 eingetragenen Grenzlinien (minimales und maximales Profil von K1) beliebig eingestellt werden, solange es gleich oder höher ist als das erforderliche Moment und die Kupplung K1 nach vollzogener Momentenübergabe kein Moment überträgt. Andernfalls würde die entsprechende Leistung der Kupplung K1 vollständig dissipieren und stünde für den Fahrzeugantrieb nicht zur Verfügung. Es ist sicherzustellen, dass am Ende der Momentenübergabe der Druck der abschaltenden Kupplung K1 vollständig auf null reduziert ist.

Das in der Synchronisationsphase eingestellte Überhöhungsmoment wird im gezeigten Beispiel auch in die nächste Phase übernommen, dort dient es zur Sicherheit gegen Durchrutschen.

2.1.3 Lastschaltende Zughochschaltung mit Motormomenteingriff

Die Überhöhung des Beschleunigungsmoments M_2 bei der Zughochschaltung ohne Momenteneingriff wird als unharmonisch empfunden. Außerdem wird an der schlupfenden Kupplung Leistung dissipiert, die aus Verbrauchsgründen zu minimieren ist und damit auch die Belastungen des Tribosystems reduziert. Moderne Getriebe- bzw. Antriebsstrangtechnologie verwendet daher Steuerungs- und Regelungsstrategien, die neben den Kupplungsmomenten auch die Momente des Motors bei Schaltungen beeinflussen.

In Abb. 2.4 ist eine Zughochschaltung des einfachen Modells mit Momenteneingriff dargestellt. Anstatt des Überhöhungsmoments der Kupplung wird durch die Reduktion des Motormoments M_1 die Angleichung der Motordrehzahl n_1 auf die neue Abtriebsdrehzahl erreicht. Die beiden ersten Phasen sind in diesem Beispiel gleich wie im Vorhergehenden.

Vorbereitungsphase Kupplung K1 ist geschlossen, Kupplung K2 vollständig geöffnet. Das Abtriebsmoment berechnet sich nach Gl. (2.3).

Überschneidungsphase Die Momentenübergabe von Kupplung K1 auf Kupplung K2 erfolgt wie im vorhergehenden Beispiel. M_2 verringert sich durch die neue Übersetzung.

Synchronisationsphase Nachdem die Momentenübergabe von Kupplung K1 auf Kupplung K2 vollzogen ist, wird das Motormoment verringert. Nach Gl. (2.6) wird damit die Änderung der Motordrehzahl negativ. Das Kupplungsmoment M_{K2} wird während der

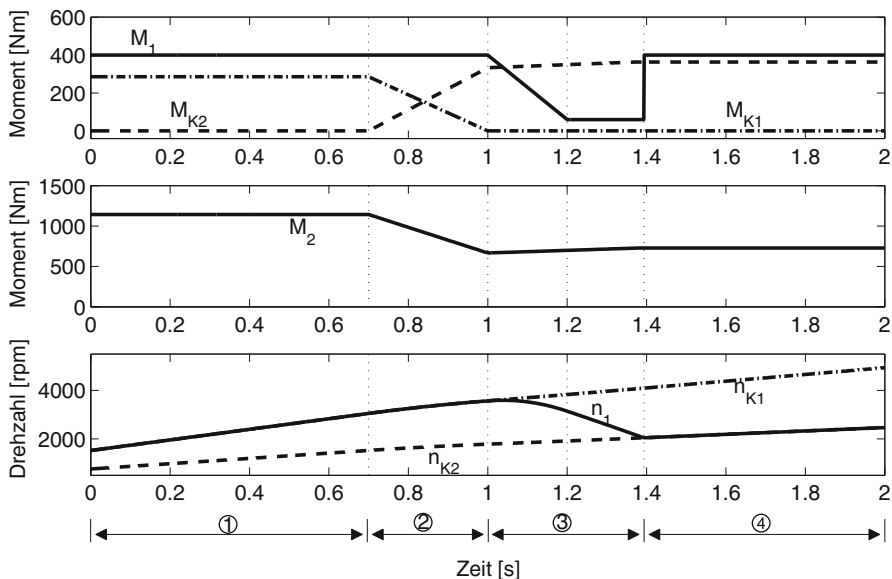


Abb. 2.4 Hochschaltung ohne Zugkraftunterbrechung, mit Motormomenteneingriff

Momentenreduktion geringfügig angehoben, um am Ende der Drehzahlanpassung ein sicheres Haften der Kupplung zu gewährleisten. Das Abtriebsmoment M_2 steigt somit ebenfalls.

Abschlussphase Wenn sich die Motordrehzahl n_1 an die neue Abtriebsdrehzahl n_{K2} angeglichen hat, wird das Motormoment zügig wieder erhöht. In der Praxis lässt sich der sprunghafte Anstieg des Motormoments kaum realisieren. Zum einen kann bei realen VKM ein solcher Verlauf nicht reproduzierbar dargestellt werden, zum anderen muss der Zeitpunkt absolut exakt getroffen werden, da sich der Momentenverlauf M_2 sonst sprunghaft ändert.

2.1.4 Sensitivitäten am Beispiel der lastschaltenden Zughochschaltungen

Die Systemreaktionen können im Falle von Abweichungen den Komfort signifikant beeinträchtigen. Schon bei der Einführung der vereinfachten Schaltabläufe ist angemerkt, dass Abweichungen von den Momentenverläufen zu Störungen führen. Drei wesentliche sind:

1. Die öffnende Kupplung überträgt noch Moment, obwohl die schließende Kupplung bereits das volle Moment überträgt (verspannen).
2. Das Motormoment nach dem Momenteneingriff wird nicht genau am Synchronpunkt aufgebaut.
3. Das Moment an der leistungsführenden öffnenden Kupplung wird zu früh reduziert.

Zu später Abschluss des Momentenabbaus an der öffnenden Kupplung

Abb. 2.5 zeigt beispielhaft den verspäteten Abbau des Moment an der öffnenden Kupplung K1. Dabei ist es unerheblich, ob die Kupplung K2 das Moment zu schnell übernommen hat oder Kupplung K1 zu spät vollständig geöffnet wird. Fällt das Motormoment im Laufe der Schaltung ab, ohne dass die Kupplungsmomente entsprechend angepasst werden, ist ebenfalls mit einer solchen Reaktion zu rechnen.

Vorbereitungsphase Das Motormoment wird über Kupplung K1 übertragen. Kupplung K2 ist geöffnet.

Überschneidungsphase Am Ende der Momentenübergabe überträgt Kupplung K1 noch ein Moment, nachdem Kupplung K2 das vollständige Moment übernommen hat. Kupplung K1 haftet und durch die Momentenübertragung von Kupplung K1 wird Leistung dissipiert. Das Abtriebsmoment M_2 ist entsprechend vermindert. Mit dem vollständigen Öffnen der Kupplung K1 steigt das Abtriebsmoment entsprechend dem Gradienten an, mit dem das Moment M_{K1} an Kupplung K1 reduziert wird.

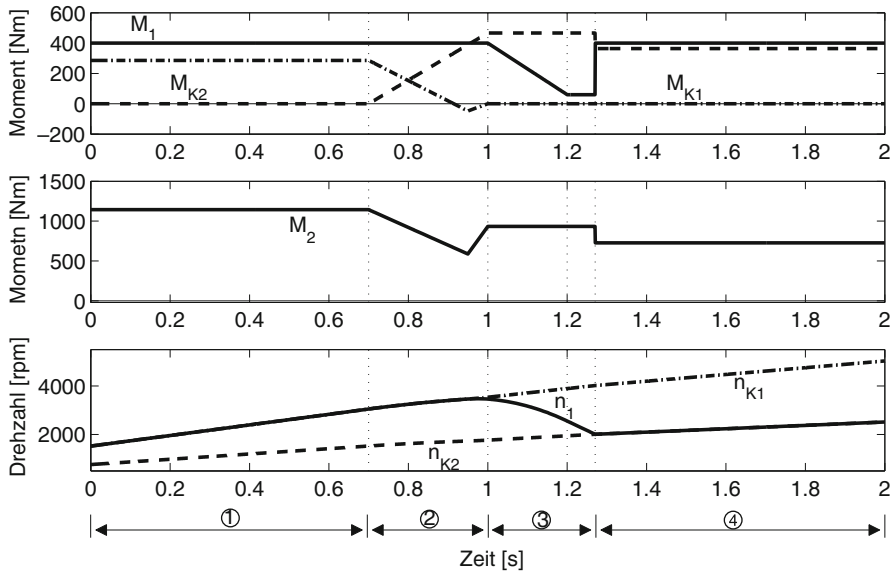


Abb. 2.5 Zu später Abschluss des Momentenabbaus an öffnender Kupplung

Synchronisations- und Abschlussphase Entsprechend der Darstellung mit Reduktion des Motormoments.

Zu später Aufbau des Motormoments nach der Synchronisationsphase

Schon bei der Einführung der Kupplung in Abschn. 1.4.1 ist der Übergang vom Schlupfen zum Haften gezeigt, der mit einer sprunghaften Momentenänderung einhergeht. Im Falle der idealisierten Schaltung mit Momenteneingriff muss das Motormoment schlagartig genau zu dem Zeitpunkt aufgebaut werden, in dem es zum Haften der Kupplung K2 kommt. Abb. 2.6 stellt die Reaktionen auf einen verspäteten Motormomentenaufbau dar.

Vorbereitungsphase Das Motormoment wird über Kupplung K1 übertragen. Kupplung K2 ist geöffnet.

Überschneidungsphase Entsprechend der Darstellung mit Reduktion des Motormoments.

Synchronisationsphase Zum Ende der Phase ist die Drehzahlenanpassung erfolgt und die Kupplung beginnt zu haften. Damit steht keine kinetische Energie zur Verfügung, die das infolge der anhaltenden Momentenreduktion des Motors fehlende Moment wie im ersten Teil der Synchronisationsphase kompensieren könnte. Das Abtriebsmoment M_2 erleidet einen Einbruch (vgl. Prinzipbeispiel in Abschn. 1.4.1).

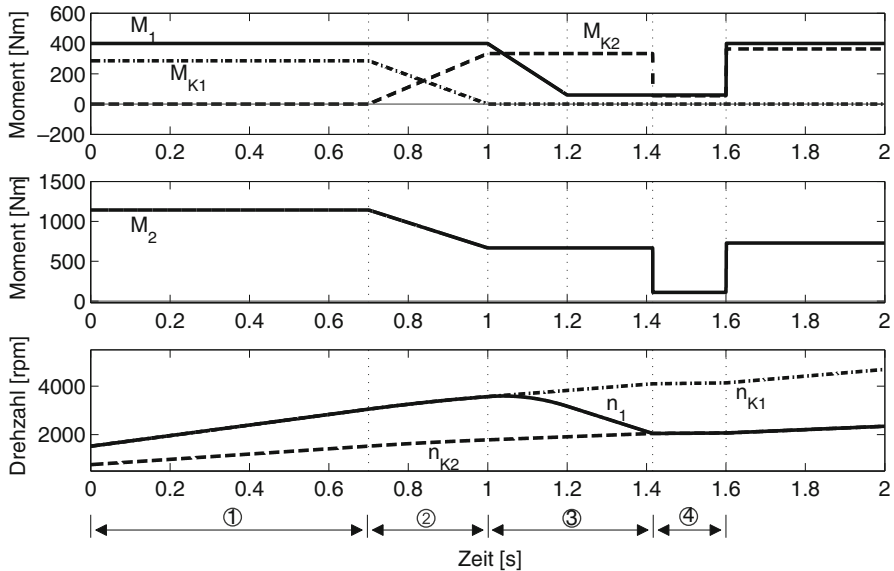


Abb. 2.6 Zur später Aufbau des Motormoments nach der Synchronisationsphase

Abschlussphase Das Motormoment wird zeitverzögert aufgebaut, was eine neuerliche Momentenänderung zur Folge hat.

Zu frühes Öffnen der abgebenden Kupplung

Abb. 2.7 zeigt die Reaktionen auf zu frühes Öffnen der übergabenden Kupplung K1, was identisch ist mit einem zu späten Schließen der übernehmenden Kupplung K2.

Vorbereitungsphase Das Motormoment wird über Kupplung K1 übertragen. Kupplung K2 ist geöffnet.

Überschneidungsphase In Phase 2a wird das Kupplungsmoment an Kupplung K1, M_{K1} , bereits verringert, obwohl Kupplung K2 mit dem Schließen noch nicht begonnen hat. Kupplung K1 beginnt zu schlupfen. Kupplung K2 bleibt geöffnet, $M_{K2} = 0$. Das Abtriebsmoment fällt mit dem Öffnen von Kupplung K1, während Kupplung K2 noch immer geöffnet bleibt. Das Motormoment M_1 bleibt über die gesamte Überschneidungsphase konstant. Die Motordrehzahl n_1 steigt über den Wert der Abtriebsdrehzahl n_{K1} an. In Phase 2b beginnt das Schließen von Kupplung K2. Das Abtriebsmoment M_2 fällt weiterhin entsprechend

$$M_2 = i_1 M_{K1} + i_2 M_{K2}, \quad (2.7)$$

allerdings weniger stark als im ersten Teil dieser Phase. Die Motordrehzahl n_1 steigt weiter an.

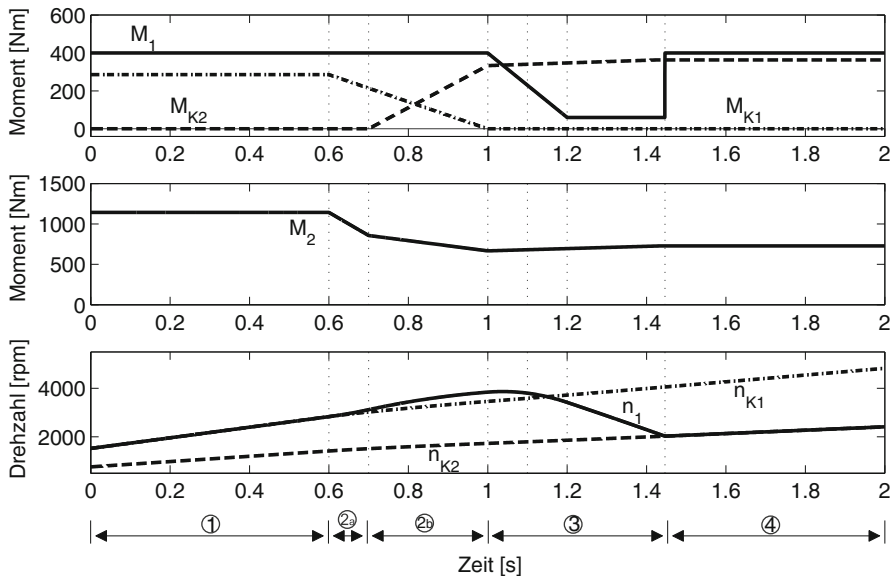


Abb. 2.7 Zu frühes Öffnen der abgehenden Kupplung

Synchronisationsphase Das Moment von Kupplung K1, M_{K1} , ist null. Das Moment an Kupplung K2, M_{K2} , wird konstant gehalten, das Motormoment M_1 wird durch Motor-eingriff reduziert, um die Drehzahlangleichung zu ermöglichen, die Motordrehzahl n_1 beginnt zu fallen. Das Abtriebsmoment M_2 wird dadurch entsprechend Gl. (2.5) konstant gehalten.

Abschlussphase Die Verläufe folgen prinzipiell den oben gezeigten idealisierten Verläufen (zeitlich richtiges Aufbauen des Motormoments), lediglich die Drehzahl- und Momentenniveaus sind infolge der Abweichung in den vorigen Phasen verändert.

Unangenehm wird von Fahrer und Fahrzeuginsassen das **Wegdrehen des Motors**² in der Überschneidungsphase mit gleichzeitigem Fahrzeugbeschleunigungsrückgang empfunden.

2.1.5 Lastschaltende Zugrückschaltung

In Abschn. 1.4.1 ist für Kupplungen die Regel, *die Leistung fließt bei einer schlupfenden Kupplung stets von der schneller zur langsamer drehenden Seite*, eingeführt. Während bei der Zughochschaltung für die Synchronisationsphase mit dem Verzögern des Ver-

² Die Motordrehzahl steigt ohne entsprechenden Geschwindigkeitszuwachs des Fahrzeugs.

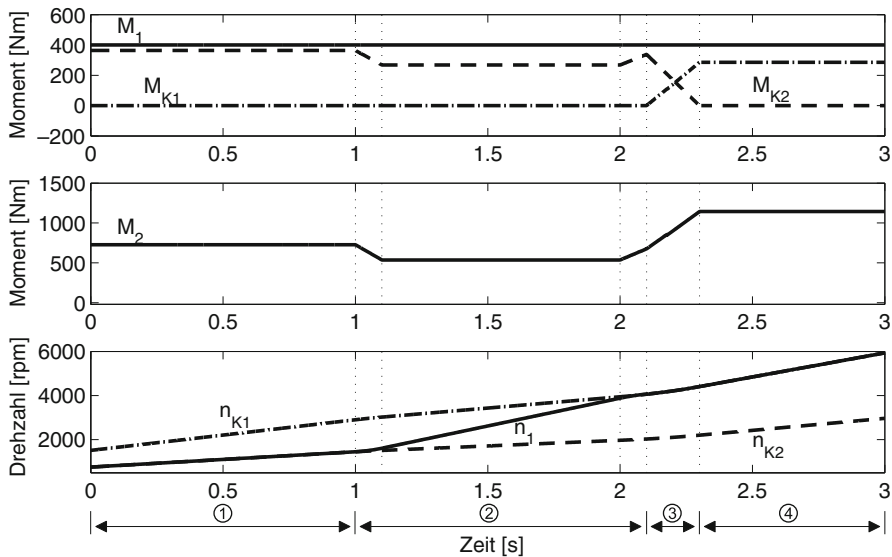


Abb. 2.8 Rückschaltung unter Last

brennungsmotors ein positives Abtriebsmoment erzeugt wird, würde im Falle der Rückschaltung bei sonst gleichem Schaltablauf das Fahrzeug verzögert werden. Aus diesem Grund sind für die Zugrückschaltung Überschneidungsphase und Synchronisationsphase vertauscht. Abb. 2.8 zeigt eine lastschaltende Zugrückschaltung bei konstantem Motormoment.

Vorbereitungsphase Kupplung K2 ist geschlossen und haftet ohne Schlupfreserve; Kupplung K1 ist vollständig geöffnet.

Synchronisationsphase Das Moment an Kupplung K2, M_{K2} wird reduziert, die Kupplung schlupft. Mit der Differenz von Motormoment und Kupplungsmoment wird der Motor beschleunigt, die Motordrehzahl steigt. Das Abtriebsmoment M_2 verringert sich entsprechend, die Geschwindigkeit des Fahrzeugs nimmt mit deutlich geringerem Gradienten zu. Gegen Ende der Drehzahn Anpassung wird M_{K2} wieder erhöht, um die Motordrehzahl einzuschleifen und ihr Überschwingen zu verhindern. M_2 steigt somit ebenfalls. Kupplung K1 bleibt während der kompletten Synchronisationsphase vollständig geöffnet. Mit Erreichen der Drehzahlgleichheit ($n_1 = n_{K1}$) ist die Phase abgeschlossen.

Überschneidungsphase Nach erfolgter Anpassung der Drehzahl wird nun die Momentenübergabe an die zuschaltende Kupplung K1 ausgeführt. Das Abtriebsmoment M_2 steigt aufgrund der neuen Übersetzung.

Abschlussphase Das Kupplungsmoment und somit auch das Abtriebsmoment sind konstant. Die Fahrt wird mit Beschleunigung fortgesetzt. Das Motormoment liegt um den Betrag des Moments, das für die Beschleunigung des Motors bzw. seiner Trägheit benötigt wird, über dem Kupplungsmoment.

Ganz analog zur Vorgehensweise bei den Zughochschaltungen kann in der Synchronisationsphase bei Teillast alternativ das Motormoment erhöht werden, statt das Kupplungsmoment zu verringern. Diese Möglichkeit ist auf die Teillast beschränkt, da das maximale Motormoment bei Volllast nicht weiter erhöht werden kann. Für die Volllastschaltung gilt es demnach, einen Kompromiss zwischen Schaltdauer und Abtriebsmoment M_2 zu finden. Sehr sportlich applizierte Zugrückstellungen können kaum von unterbrochenen Schaltungen unterschieden werden, und selbst bei Stufenlosgetrieben ist die Momentenreduktion bei schnellen Verstellungen hin zu großer Übersetzung deutlich spürbar.

2.1.6 Zughochschaltung mit Zugkraftunterbrechung

Bisher sind Schaltungen betrachtet, bei denen die Motorleistung über zwei getrennte Leistungspfade geführt wird, denen jeweils eine eigene Kupplung zugeordnet ist. Getriebe mit nur einer Kupplung, wie es bei herkömmlichen Handschaltgetrieben beispielsweise der Fall ist, werden in diesem und dem folgenden Abschnitt behandelt. Der Gangwechsel wird vom Fahrer manuell oder auch durch Aktuatorik durchgeführt.

Das zugrunde liegende Simulationsmodell zeigt Abb. 2.9. Eine einzige Kupplung verbindet den Motor mit dem Triebstrang. Die Übersetzungsänderung erfolgt durch den Gangwechsel, bei dem von der Übersetzung i_1 auf die neue Zielübersetzung i_2 gewechselt wird. Die dabei notwendige Drehzahlanpassung erfolgt durch Synchronisationseinheiten. Deren Funktionsweise beschreibt Abschn. 3.7 im Detail. Für die Schaltabläufe ist wichtig, dass beim **Einlegen** von Gängen die **Drehzahlangleichung durch Reibelemente** der

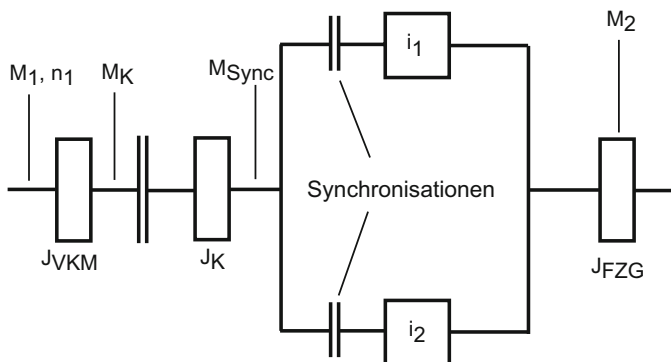


Abb. 2.9 Prinzipbild und Simulationsmodell für Schaltung mit einer Kupplung

Synchronisationseinheiten erfolgt, die sich wie eine Kupplung beschreiben lassen. Nach Erreichen der Synchrondrehzahl wird durchgeschaltet und die Momentenübertragung erfolgt formschlüssig. Der gegenüber den Kupplungen wesentliche Unterschied ist, dass beim **Auslegen** des vorherigen Ganges der Formschluss **ohne eine reibschlüssige Zwischenstufe** aufgehoben wird.

Abb. 2.10 zeigt den Schaltungsablauf eines automatisch schaltenden Getriebes, während das Fahrzeug beschleunigt wird. Es sind zwei Schaltvorgänge, schnell und langsam, gegenübergestellt.

Vorbereitungsphase Ausgangsphase, Vorbereitung für den Schaltvorgang.

Momentenabbauphase Motor- und Kupplungsmoment werden gleichzeitig reduziert. Mit dem sinkenden Kupplungsmoment reduziert sich auch das Abtriebsmoment M_2 . Ab dem Zeitpunkt, an dem die Kupplung vollständig geöffnet ist, ist das Abtriebsmoment M_2 null.

Gangwechselphase Der Motor wechselt vom Zug- in den Schubtrieb, das Motormoment wird negativ entsprechend seinem Verlustmoment. Damit wird die Motordrehzahl reduziert. Gleichzeitig muss die Eingangswelle des Getriebes samt getriebeseitiger Kupplungsmasse an die Zieldrehzahl des neuen Ganges angepasst werden. In den Synchronheiten wird Synchronmoment M_{Sync} aufgebaut. Die schnellere Eingangswelle wird von der langsameren Ausgangswelle gebremst und liefert somit ein zusätzliches Moment an den Abtrieb. Das Abtriebsmoment ist in diesem Fall alleine von M_{Sync} abhängig. Im Augenblick der Drehzahlgleichheit bricht das Synchronmoment M_{Sync} zusammen und auch das Abtriebsmoment M_2 springt auf null. In den neuen Gang wird durchgeschaltet.

Momentenaufbauphase Motor- und Kupplungsmoment werden nun wieder erhöht. Die Überhöhung des Kupplungsmoments über das Motormoment M_1 führt zu einer weiteren Senkung der Motordrehzahl. Auch M_2 steigt wieder. In dieser Phase erfolgt die Synchronisation zwischen Motor und Abtrieb. Ist die Zieldrehzahl erreicht, ändern sich die von der Kupplung übertragenen Momente M_K und das Abtriebsmoment M_2 sprunghaft.

Abschlussphase Weitere Beschleunigung.

Die Schaltdauer kann sowohl in den Momentenauf- und Momentenabbauphasen durch die Gradienten der Momentenänderung beeinflusst werden als auch durch die Höhe des Synchronmoments. Werden die Rampen zu steil, kommt es zu Komfortbeeinträchtigungen. Zum einen wird der Verlust an Vortrieb selbst als unangenehm empfunden, zum anderen werden Schwingungen angeregt (vgl. Abschn. 2.2). Auch die Wahl eines zu großen Synchronmoments M_{Sync} wird als unkomfortabel bewertet, da die zwischenzeitliche Momentenerhöhung unharmonisch wirkt und insbesondere der neuerliche Einbruch nach Erreichen des Synchronpunkts negativ bewertet wird.

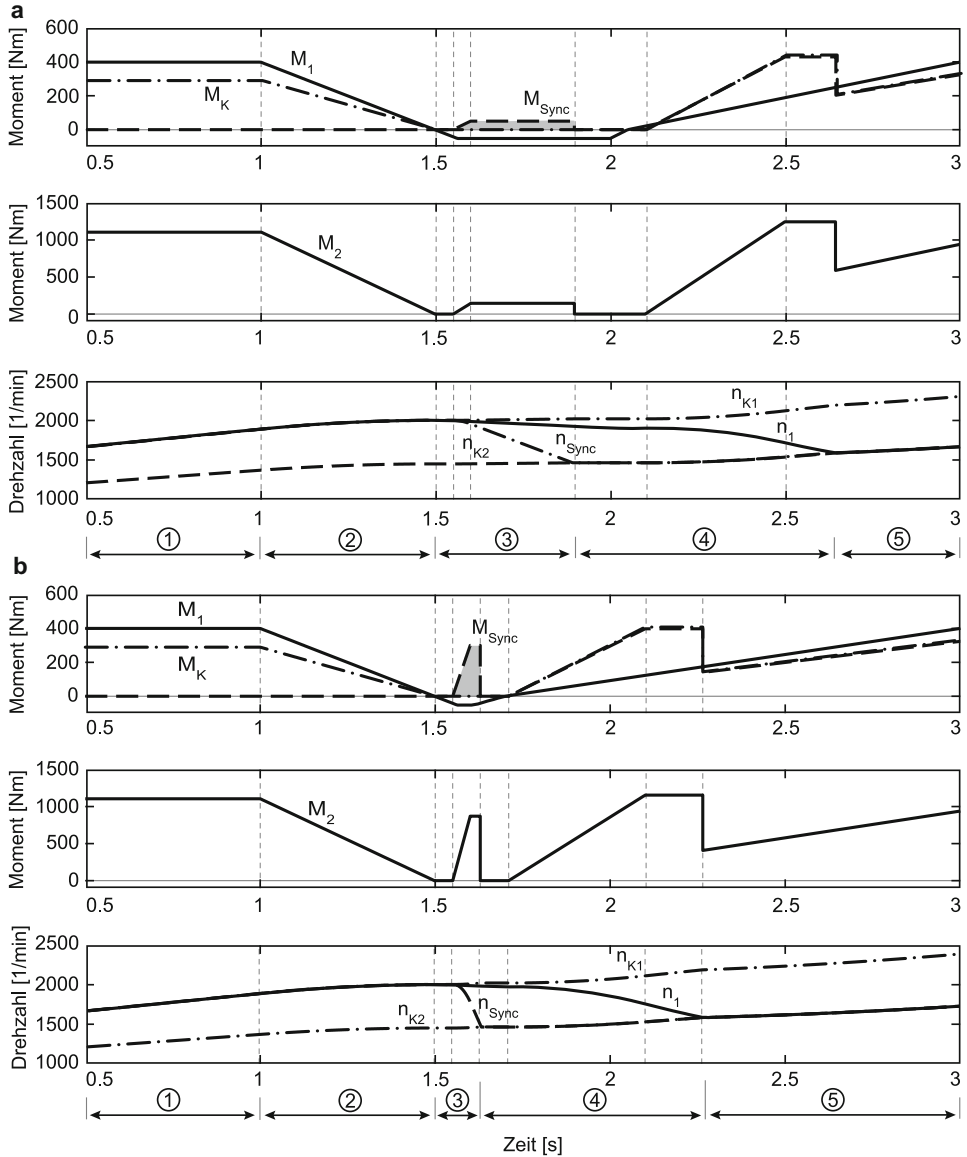


Abb. 2.10 Hochschaltung mit einer Kupplung bei langsamer (a) und schneller Schaltgeschwindigkeit (b)

Der Zusammenhang zwischen Synchronmoment und Synchronzeit lässt sich aus der Gleichung für die kinetische Energie herleiten. Das Produkt aus den beiden Werten ist für eine Schaltung bei gleichen Anfangsbedingungen konstant ($M_{Sync}t_{Sync} = konst.$).

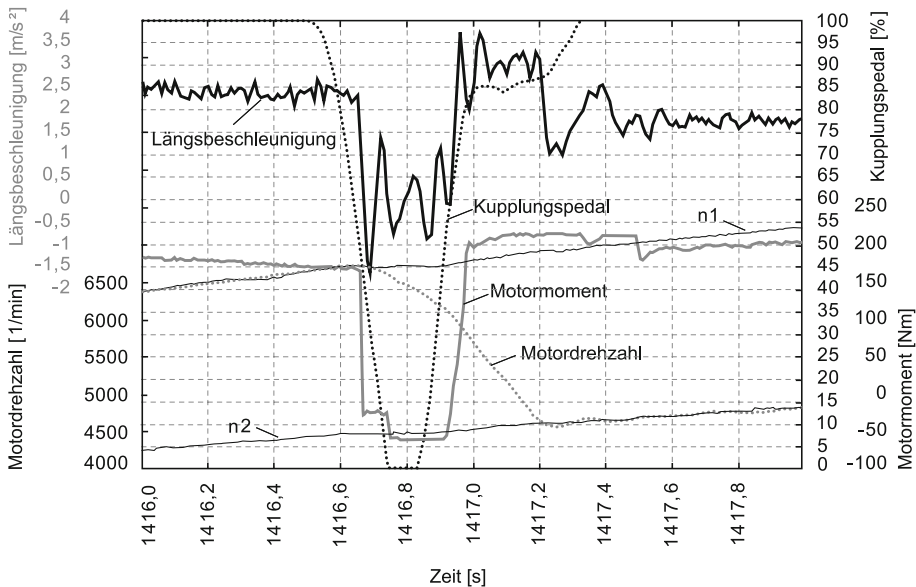


Abb. 2.11 Messung einer Hochschaltung mit Handschaltgetriebe

Aufgrund der Fahrwiderstandskräfte wird das Fahrzeug zumindest zu den Übergängen zwischen Phase 2 und 3 sowie Phase 3 und 4 verzögert (die Vereinfachung $M_3 = 0$ gilt also nicht, die negative Beschleunigung resultiert aus einem positiven Moment M_3). Diese Verzögerung wird als unkomfortabel empfunden. Es ist daher vorteilhaft, diese Übergänge so kurz wie möglich zu gestalten.³ Die Momentenabbau- und Momentenaufbaugeschwindigkeiten führen bei sehr hohen Gradienten zu vermindertem Komfort, ebenso wie ein sehr hohes Synchronmoment. Im Hinblick auf den Schaltkomfort sind schnelle Schaltungen also nicht notwendigerweise gute Schaltungen.⁴

Abb. 2.11 zeigt eine Messung einer Zughochschaltung eines Handschaltgetriebes. Die zeitlichen Verläufe von Längsbeschleunigung, Motormoment, Kupplungspedalposition, Motordrehzahl und Abtriebsdrehzahlen sind aufgetragen. Im Falle der Abtriebsdrehzahlen sind die Verläufe für die beiden an der Schaltung beteiligten Gänge auf die Getriebeingangsseite (Motordrehzahl) umgerechnet. Am Verlauf der Längsbeschleunigung ist der Momenteneinbruch während der Schaltung deutlich zu erkennen. Nach Abschluss des Gangwechsels ist die Längsbeschleunigung während der Momentenaufbau- und Syn-

³ Neben der Anforderung ausreichender Dynamik des Betätigungssystems ist die Signalverarbeitung, die die Zustände „Kupplung offen“ und „Gang eingelegt“ identifizieren muss, von größter Bedeutung.

⁴ Bei Anwendungen in Sportwagen und Nutzfahrzeugen ist eine schnelle Schaltung im Hinblick auf die Zugkraftreduktion dennoch gefordert, meist wird auf die Synchronheiten verzichtet und die Kupplung nicht vollständig geöffnet.

chronisationsphase überhört, solange die Drehzahlgleichheit für den neuen Gang nicht hergestellt ist. Die Modulation des Kupplungsmoments in dieser Phase kann am Verlauf des Kupplungspedalwertes abgelesen werden.

2.1.7 Zugrückschaltung mit Zugkraftunterbrechung

Abb. 2.12 zeigt die Rückschaltung eines automatisch schaltenden Getriebes mit Zugkraftunterbrechung im Beschleunigungsfall.

Vorbereitungsphase Ausgangsphase, Vorbereitung für den Schaltvorgang.

Momentenabbauphase Bei der Rückschaltung werden wie bei der Hochschaltung das Motor- und das Kupplungsmoment gleichzeitig bis auf null reduziert. Dadurch sinkt auch das Abtriebsmoment M_2 , bis es vollständig abgebaut ist.

Gangwechselphase Analog zur Zughochschaltung erfolgt hier der Gangwechsel. Die Drehzahlgleichheit für die Getriebeeingangswelle wird wiederum durch die Reibelemente der Synchronereinheit erreicht. Das für die Beschleunigung erforderliche Moment stützt sich am Abtrieb ab, was zu einem negativen Moment M_2 führt. Gleichzeitig wird

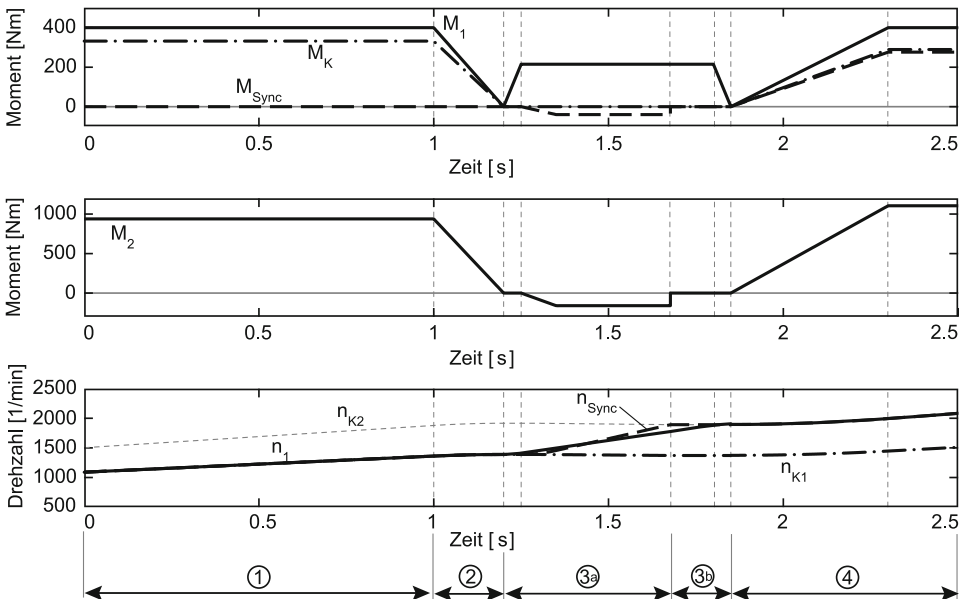


Abb. 2.12 Zugrückschaltung mit Zugkraftunterbrechung

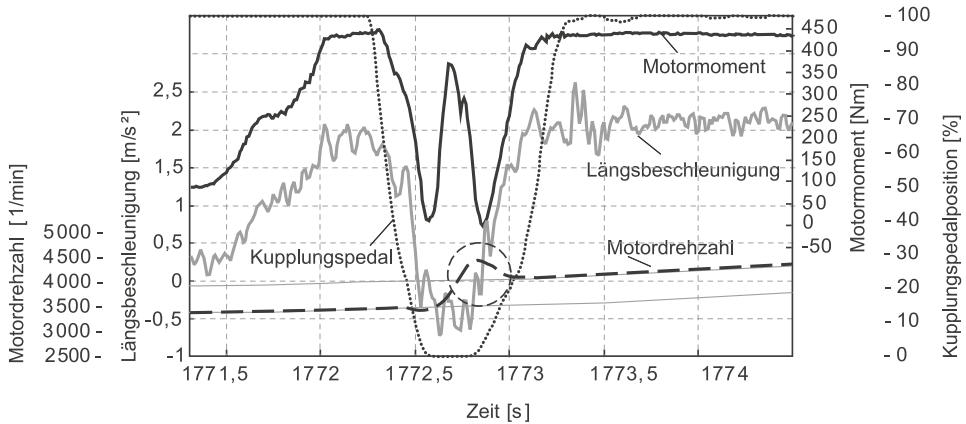


Abb. 2.13 Messung einer Rückschaltung mit automatisiertem Schaltgetriebe

das Motormoment erhöht, um den Motor auf das für den neuen Gang erforderliche Drehzahlniveau zu beschleunigen. Die Bedingungen für den Abschluss dieser Phase sind:

- Der neue Gang ist durchgeschaltet.
- Der Motor hat die Zieldrehzahl erreicht.

Momentenaufbauphase Nach Erreichen des Synchronpunktes werden Motor- und Kupplungsmoment wieder angehoben. Somit steigt auch das Abtriebsmoment M_2 wieder. Es findet weitere Beschleunigung statt. Da die Synchronisation bereits in der vorherigen Phase durch Motormomentenerhöhung erfolgt ist, haftet die Kupplung und das übertragbare Moment der Kupplung kann höher als das Motormoment eingestellt werden.

Abschlussphase Die Kupplung ist vollständig geschlossen, das Abtriebsmoment M_2 hat infolge der Übersetzungsänderung ein höheres Niveau erreicht.

Abb. 2.13 zeigt eine Messung einer realen unterbrochenen Zugrückschaltung, in diesem Fall handelt es sich um ein automatisiertes Schaltgetriebe. Der Verlauf des Motormoments zeigt einen aggressiven Momentenaufbau zur Anhebung der Drehzahl. Dies führt zu einem deutlichen Überschwingen der Motordrehzahl gegen Ende der Gangwechselphase. Nur wenn der neue Gang bereits durchgeschaltet ist, kann ein früheres Schließen der Kupplung das Überschwingen reduzieren, was ein Einschleifen der Motordrehzahl bei Annäherung an den Synchronpunkt zu Folge hätte. Die Zugkraftunterbrechung ist am Längsbeschleunigungssignal deutlich zu erkennen.

2.1.8 Betriebspunkte während des Schaltens im Motorkennfeld

Der Vergleich von lastschaltenden und unterbrochenen Schaltungen kann sehr gut anhand der Betriebspunkte im Motorkennfeld erfolgen. In Abb. 2.14 sind beispielhaft eine Zugrückschaltung eines manuellen Getriebes und die eines lastschaltenden Getriebes dargestellt. Der Ausgangspunkt ist mit A gekennzeichnet, der Endpunkt nach dem Übersetzungswechsel mit E . Je nach Schaltungstyp sind unterschiedliche Betriebspunkte während der unterschiedlichen Phasen des Schaltablaufs beteiligt.

Unterbrochene Schaltung

- Momentenabbauphase: Die Kupplung wird geöffnet, das Fahrpedal zurückgenommen. Das Motormoment wird vollständig abgebaut (B). Die Motordrehzahl beginnt aufgrund des negativen Motormoments bzw. dessen Verlustmoments zu sinken.
- Gangwechselphase: Die Motordrehzahl fällt weiter ab (C).
- Momentenaufbauphase: Mit Hilfe der Kupplung wird der Motor beschleunigt (D) und die Momente von Motor und Kupplung werden erhöht (E).

Der in dieser stark vereinfachten Darstellung gezeigte Punkt D hat in der Praxis kaum Relevanz, da selbst weniger geübte Fahrer bereits vor Erreichen der Synchrondrehzahl

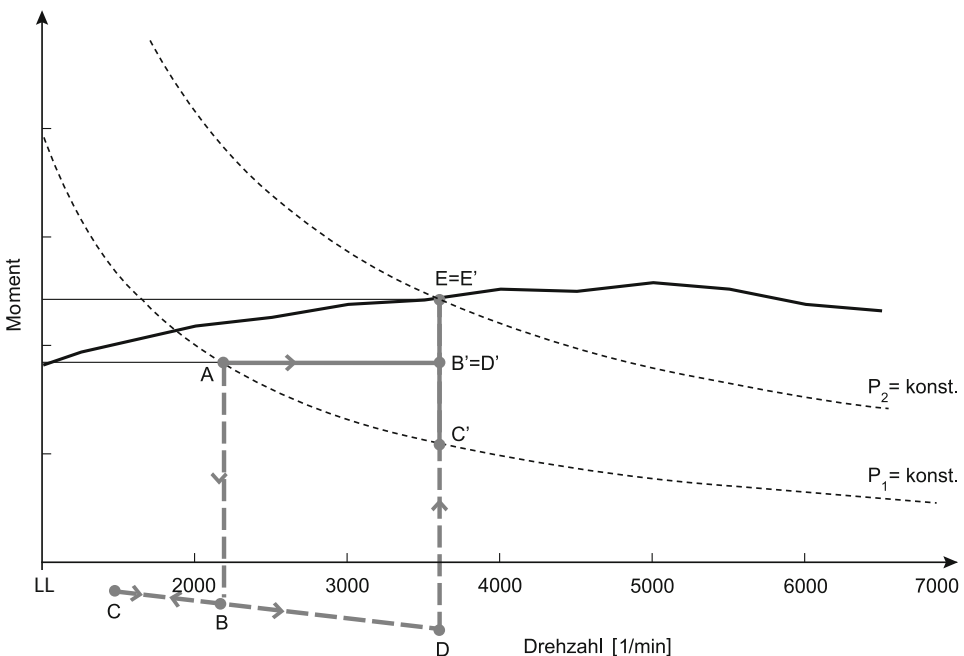


Abb. 2.14 Zugrückschaltungen im Motorkennfeld

das Fahrpedal betätigen und damit Motormoment aufbauen. Geübte Fahrer beginnen damit schon während der Gangwechselphase, ähnlich wie in den für eine automatisierte Schaltung in Abb. 2.12 und 2.13 gezeigten Abläufen.

Lastschaltung

- Überschneidungsphase: Im Allgemeinen bleibt das Motormoment unverändert (D').
- Synchronisationsphase: Das Motormoment bleibt erhalten, entsprechend dem Beispiel des vorigen Abschnitts konstant, so dass am Ende der Phase das gleiche Moment bei höherer Drehzahl vorliegt (D') (entsprechend Abschn. 2.1.2) bzw. das Moment vermindert wird (C') (entsprechend Abschn. 2.1.3).
- Abschlussphase: Motor- und Kupplungsmomente werden erhöht (E).

2.2 Antriebsstrangdynamik

Bisher wurden die physikalischen Systeme als idealisierte Systeme mit unendlichen Steifigkeiten und unter Vernachlässigung von Spielen beschrieben. Mit der Berücksichtigung realer Steifigkeiten treten Schwingungen auf, die in diesem Abschnitt vorgestellt werden.

Für die Betrachtung eines Fahrzeuggetriebes sind Axialschwingungen, Biegeschwingungen und Torsionsschwingungen relevant. Biegeschwingungen erfordern vor allem Berücksichtigung in der Auslegung der Getriebeabstützung. Das Hauptaugenmerk gilt in diesem Abschnitt den Torsionsschwingungen.

Unterschieden werden hochfrequente und tieffrequente Schwingungen, Letztere befinden sich im Frequenzbereich von etwa 3 bis 9 Hz. Ihre Anregung erfolgt durch Stöße, sie sind spürbar oder als Schlaggeräusch hörbar. Beispiele hierfür sind Ruckeln oder Lastwechselschläge. Hochfrequente Schwingungen (Frequenz ab ca. 30 Hz) werden durch Motorungleichförmigkeiten, Unwuchten, Teilungsfehler oder Kreuzgelenke, um einige Beispiele zu nennen, erregt. Sie sind akustisch deutlich wahrnehmbar, Beispiele sind Brummen oder Rasseln [4–6].

Torsionsschwingungen selbst sind weder spürbar noch hörbar. Durch Wechselwirkungen mit den umgebenden Bauteilen kommt es jedoch zu teilweise signifikanten Beeinträchtigungen, die mit großem Aufwand und einer Vielzahl von Maßnahmen auf ein akzeptables Maß reduziert werden. Dabei werden über Übertragungspfade die Anregungen oder Schwingungen weitergeleitet und treten als spürbare oder hörbare Reaktionen zu Tage. Die folgenden unerwünschten Reaktionen treten durch Torsionsschwingungen auf:

- das Anschlagen von Bauteilen oder Elementen innerhalb der Spiele, z. B. Getrieberasseln, Lastwechselschlag
- das Übertragen einer Anregung über die Abstützung am Getriebe, z. B. Lastwechselschlag, Brummen
- die Koppelung mit Biegeschwingungen, z. B. Brummen
- die Koppelung mit Translationsschwingungen, z. B. Ruckeln

Bauteile und Subsysteme können sich in vielerlei Hinsicht auf das Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs auswirken. Als Teil des schwingenden Systems haben sie die Eigenschaften von:

- Feder, Masse oder Dämpfer
- Übersetzungen
- Entkoppelungen im Falle z. B. reibschlüssiger Leistungsübertragung mit ausreichendem Schlupf

Sie können auch zur Anregung beitragen:

- Unwuchten der Elemente regen die 1. Ordnung an
- Kreuzgelenke regen die 2. Ordnung an
- Teilungsfehler der Verzahnung regen die 2. Ordnung an
- Reibwertschwankungen

Bauteile und Subsysteme tragen zu Körperschallleitung und -dämpfung oder zur -abstrahlung bei, beispielsweise

- Körperschallleitung und -dämpfung durch Gelenkscheibe, Lager etc.
- Körperschallabstrahlung durch Gelenkwellenrohr, Getriebegehäuse etc.

Das Getriebe beeinflusst die Schwingungen und die Dynamik des Fahrzeugs durch:

- Übersetzung
- Steifigkeiten und Massen
- Anregungen, z. B. durch Verzahnungs- und Teilungsfehler sowie Momentenstöße beim Schalten (vgl. Abschn. 2.1)
- Isolieren und Dämpfen, z. B. durch Scheibendämpfer oder Zweimassenschwungräder

2.2.1 Antriebsstrangmodell

Abb. 2.15 zeigt die Anordnung des Antriebsstrangs in einem Fahrzeug.

Der Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen kann durch eine Drehschwingerkette bestehend aus Drehmassen und Koppelungen (über Federn und Dämpfer) modelliert werden. Die Zielsetzung beruht auf den folgenden Punkten:

- Verbesserung des Verständnisses des vorliegenden maschinendynamischen Problems
- Verringerung des Versuchsaufwands durch Simulation und gezielte Versuchsparameterbestimmung

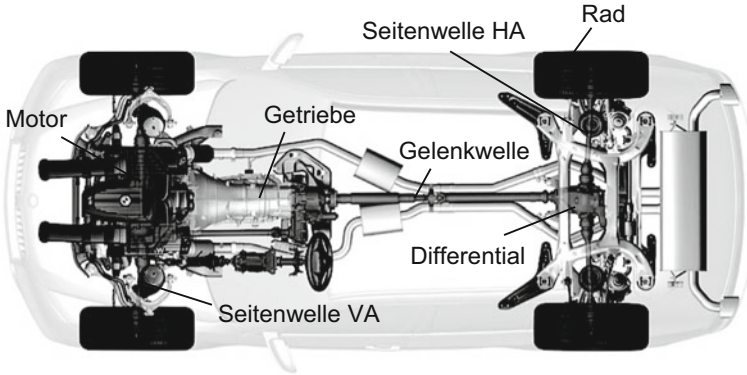


Abb. 2.15 Anordnung eines Antriebsstrangs in einem Fahrzeug [BMW]

- Absicherung und theoretische Untermauerung von Messergebnissen, insbesondere an Stellen, an denen die messtechnischen Untersuchungen das System in seinen Eigenschaften maßgeblich verändern

Abb. 2.16 zeigt einen kompletten Antriebsstrang vom Motor bis zum Fahrzeug. Dieses Modell wird in weiterer Folge als Absolutsystem bezeichnet. So verwindet sich z. B. die Seitenwelle um den Verdrehwinkel φ_{SW}^A . Weil die Verdrehung im Absolutsystem erfolgt, wird der Winkel mit einem hochgestellten A versehen. Für die Nachbildung des Getriebes sind zwei Trägheiten wesentlich: Eine Drehmasse J_{G1} ist vor der Übersetzung, während sich J_{G2} nach der Übersetzung befindet. Die Eingangswelle und andere Elemente, die mit ihr verbunden sind, sind vor der geschalteten Zahnradstufe angeordnet. Die Ausgangswelle und die Zahnräder sind nach der Übersetzung platziert und werden daher in J_{G2} zusammengefasst.

Über die Trägheiten des Getriebes hinaus zeigt Abb. 2.16 [7] die Übersetzungen von Getriebe i_G und Hinterachse i_{HA} sowie die Trägheiten von Motor J_{VKM} , Getriebe vor der Übersetzung J_{G1} , Getriebe nach der Übersetzung J_{G2} , Gelenkwelle J_{GW} , Seitenwelle J_{SW} , Rad J_R und Fahrzeug J_{Fzg} . Dabei ist die Trägheit des Fahrzeugs zur Hälfte auf jeder Seite angetragen.

Während die Fahrzeugmasse eine translatorische Bewegung vollzieht, rotiert der Reifen. Für ein einfaches Simulationsmodell muss die translatorische Fahrzeugbewegung in eine äquivalente rotatorische Bewegung übergeführt werden. Abb. 2.17 zeigt die beiden unterschiedlichen Bewegungsarten [8], die sich durch

$$F = m_{Fzg} \ddot{x}, \quad (2.8)$$

$$M = J_{Fzg} \ddot{\varphi} \quad (2.9)$$

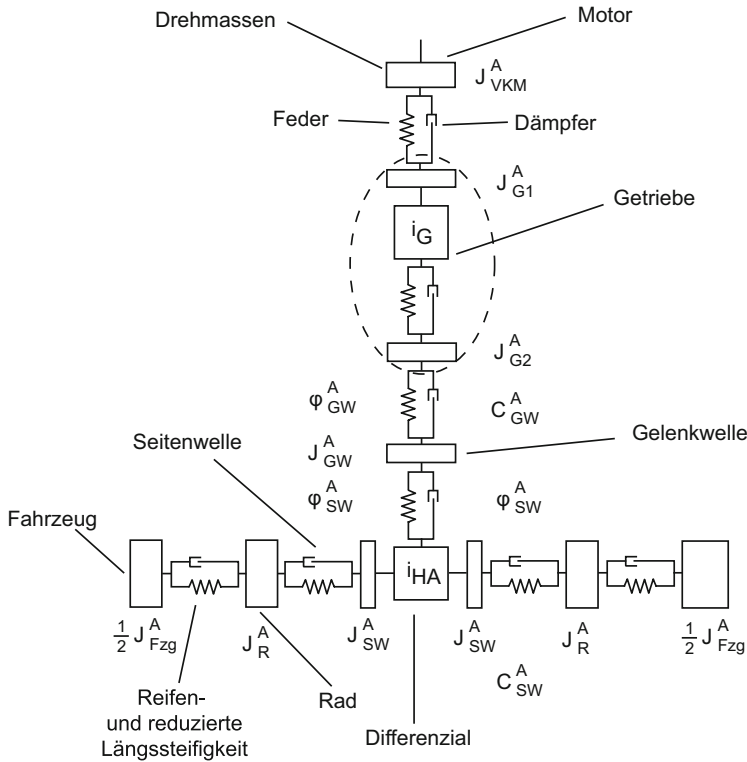


Abb. 2.16 Antriebsstrang vom Motor bis zum Fahrzeug

beschreiben lassen. Sie sind durch die Abrollbewegung miteinander gekoppelt und mit dem dynamischen Reifenradius r_{dyn} gilt

$$\ddot{x} = r_{dyn} \ddot{\varphi}, \tag{2.10}$$

$$M = F r_{dyn}. \tag{2.11}$$

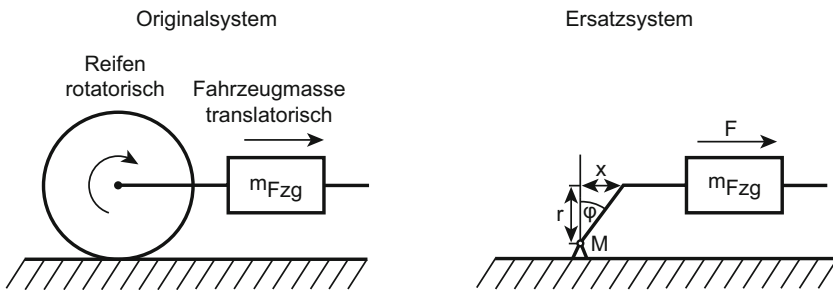


Abb. 2.17 Umrechnung von translatorischer in rotatorische Bewegung

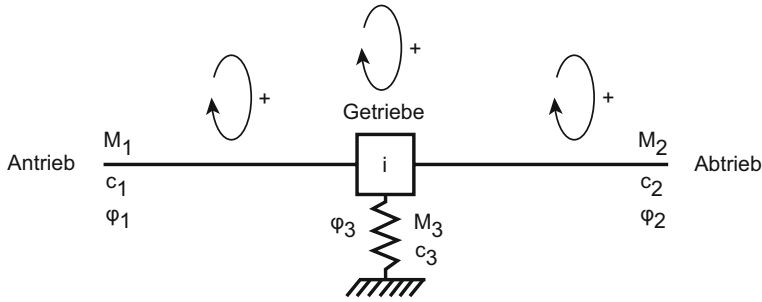


Abb. 2.18 Getriebeabstützung

Aus Gl. (2.8) bis (2.11) errechnet sich die gesuchte äquivalente Trägheit

$$J_{Fzg} = m_{Fzg} r_{dyn}^2. \quad (2.12)$$

Abb. 2.18 zeigt den Freischnitt eines vereinfachten Getriebes. Neben An- und Abtriebsmomenten M_1 und M_2 stützt sich das Getriebe über die Getriebeabstützung ab, sie überträgt das Moment M_3 . Mit der Übersetzung i gilt für die Momente an Ein- und Ausgang

$$M_2 = M_1 i \quad (2.13)$$

und aus dem Momentengleichgewicht errechnet sich

$$M_3 = M_1 (i - 1). \quad (2.14)$$

Für An- und Abtrieb sowie die Getriebeabstützung werden die Winkel φ_i und die Steifigkeiten c_i verwendet. Im Falle einer **ideal steifen Getriebeabstützung** ist $\varphi_3 = 0$ und der kinematische Zusammenhang ist

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{i}. \quad (2.15)$$

Bei einer **elastischen Getriebeabstützung** jedoch ändern sich die kinematischen Beziehungen der Winkel zu

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{i} + \varphi_3 \frac{1-i}{i}. \quad (2.16)$$

Damit ist der Abtriebswinkel φ_2 nicht alleine durch den Antriebswinkel φ_1 bestimmt. Über die Getriebeabstützung können Schwingungen in den Antriebsstrang eingebracht und vom Antriebsstrang an die Karosserie übertragen werden (vgl. Abschn. 2.4).

Grundsätzlich sollte ein Simulationsmodell so einfach wie möglich gewählt werden und schrittweise an die Realität angenähert werden. Sind alle Einflussgrößen verstanden, sollte das Modell wieder vereinfacht werden (soweit zulässig), da am einfachen Modell

Aussagen schneller und prägnanter erarbeitet werden können. Um das Schwingungsverhalten eines Systems berechnen zu können, ist es sinnvoll, die einzelnen Massen und Verdrehsteifigkeiten auf eine Welle – in den meisten Fällen auf die Kurbel- bzw. Getriebeingangswelle – zu reduzieren und den Einfluss der Übersetzungen in den mathematischen Beschreibungen der geometrischen Größen (bei Torsionsschwingungen nur die Winkel) zu eliminieren.

2.2.2 Reduktion von Trägheitsmomenten

Als einfaches Beispiel seien zwei Trägheiten vor und nach einer Übersetzung i betrachtet, das System in Abb. 2.19a. Hier treten zwei unterschiedliche Winkel auf, für die gilt

$$\varphi_1 = \varphi_2 i . \quad (2.17)$$

Für das Ersatzsystem in Abb. 2.19b kann die Ersatzträgheit unter Vernachlässigung von Verlusten über die Energiebetrachtung berechnet werden. In beiden Systemen muss die Rotationsenergie der rechten Trägheiten gleich groß sein,

$$W = \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 = W^* = \frac{1}{2} J_2^* \dot{\varphi}_1^2, \quad (2.18)$$

und für die Ersatzträgheit ergibt sich

$$J_2^* = \frac{J_2}{i^2}. \quad (2.19)$$

In einem weiteren Schritt können die beiden Trägheiten J_1 und J_2^* noch zu einer einzigen Ersatzträgheit entsprechend der Darstellung in Abb. 2.20 zusammengefasst werden und es gilt

$$J^* = J_1 + J_2^* = J_1 + \frac{J_2}{i^2}. \quad (2.20)$$

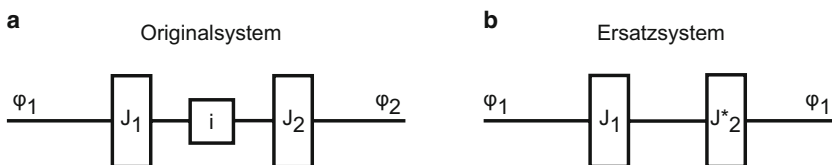


Abb. 2.19 Reduktion der Trägheiten – Erstellung eines Ersatzsystems

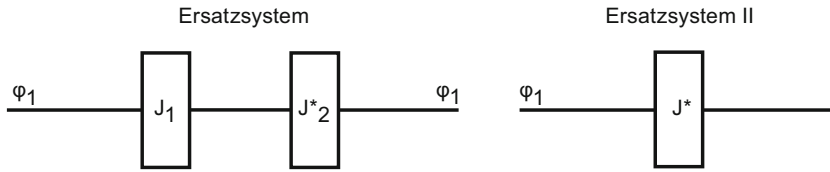


Abb. 2.20 Reduktion der Trägheiten – Erstellung eines zweiten Ersatzsystems

2.2.3 Reduktion von Federsteifigkeiten

Analog zur Reduktion von Trägheiten werden die Federsteifigkeiten reduziert, Abb. 2.21 zeigt Original- und Ersatzsystem. Anstatt zweier Trägheiten sind nun zwei Torsionsfedern durch eine Übersetzung voneinander getrennt. Die kinematischen Beziehungen zwischen Original- und Ersatzsystem lauten

$$\varphi_3^* = \varphi_3 i, \quad (2.21)$$

$$\varphi_4^* = \varphi_4 i. \quad (2.22)$$

Die potentielle Energie der beiden rechten Federn ist gleichzusetzen,

$$W = \frac{1}{2} c_2 (\varphi_4 - \varphi_3)^2 = W^* = \frac{1}{2} c_2^* (\varphi_4^* - \varphi_3^*)^2, \quad (2.23)$$

und unter Verwendung der kinematischen Bedingungen wird die Ersatzfedersteifigkeit bestimmt

$$c_2^* = c_2 / i^2. \quad (2.24)$$

Bei **Serienschaltung** können die beiden Federn mit den Steifigkeiten c_1 und c_2^* in einem weiteren Schritt zu einer Feder entsprechend Abb. 2.22 zusammengefasst werden, wobei für die Serienschaltung von Federn die Summenbildung an den reziproken Werten durchgeführt werden muss

$$c^* = \frac{c_1 c_2^*}{c_2^* + c_1} = \frac{c_1 c_2}{c_2 + i^2 c_1}. \quad (2.25)$$

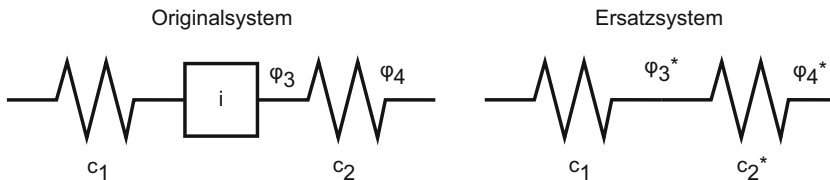


Abb. 2.21 Reduktion der Federsteifigkeiten

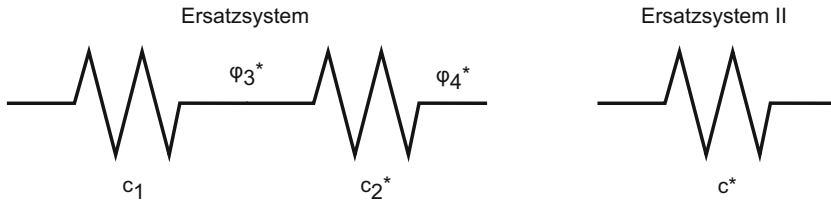


Abb. 2.22 Reduktion der Federsteifigkeiten – Erstellung eines zweiten Ersatzsystems

Bei einer **Parallelschaltung** von zwei Federn können die Steifigkeiten addiert werden

$$c^* = c_1 + c_2^* = c_1 + \frac{c_2}{i^2}. \quad (2.26)$$

2.2.4 Ersatzsystem

Werden die beschriebenen Prinzipien auf den zu Beginn des Abschnitts modellierten Antriebsstrang (Absolutsystem) angewandt, so ergeben sich die in Abb. 2.23 dargestellten vereinfachten Antriebsstränge. Zur Beschreibung eines realen Systems sind primär die Parameter Trägheiten und Steifigkeiten zu bestimmen. Die Torsionssteifigkeit wird an Torsionsprüfständen gemessen, die Messgrößen sind das Moment und der Verdrehwinkel. Die Steifigkeit berechnet sich aus

$$c = M/\varphi. \quad (2.27)$$

Für die Ersatzsysteme I und II wird nun gleichermaßen vorgegangen. Die Momente und Verdrehwinkel werden in jedem Ersatzsystem auf das Absolutsystem bezogen. Im ersten Schritt werden die Steifigkeiten der beiden Seitenwellen und Reifen jeweils zusammengelegt. Durch die vorliegende Parallelschaltung von Federn können die Steifigkeiten addiert werden. Die Trägheiten können ebenfalls zusammengefasst werden. So verdoppelt sich im Ersatzsystem I die Steifigkeit der Seitenwellen und Räder.

Im Ersatzsystem II sind alle Trägheiten und Steifigkeiten auf die Motorseite reduziert. Um den reduzierten Verdrehwinkel $\varphi_{\text{GW}}^{\text{M}}$ auf das Absolutsystem umzurechnen, muss dieser mit der Übersetzung des Getriebes multipliziert werden. Dasselbe gilt für die Seitenwellen, jedoch ist hier zusätzlich das Achsgetriebe zu berücksichtigen. Werden das Moment und der Verdrehwinkel im Ersatzsystem II auf die Ausgangsgrößen des Absolutsystems zurückgeführt, wird die ursprüngliche Steifigkeit quadratisch mit der Übersetzung verkleinert.

Ein einfaches Zahlenbeispiel: Eine typische Übersetzung des ersten Gangs ist 4, die eines Differentials 3. Damit reduziert sich die absolute Steifigkeit der Seitenwellen für das Ersatzsystem um Faktor 144. Das bedeutet, dass eine Welle, die zwar absolut betrachtet sehr steif ist, sich im Antriebsstrang wie ein sehr weiches Element verhält.

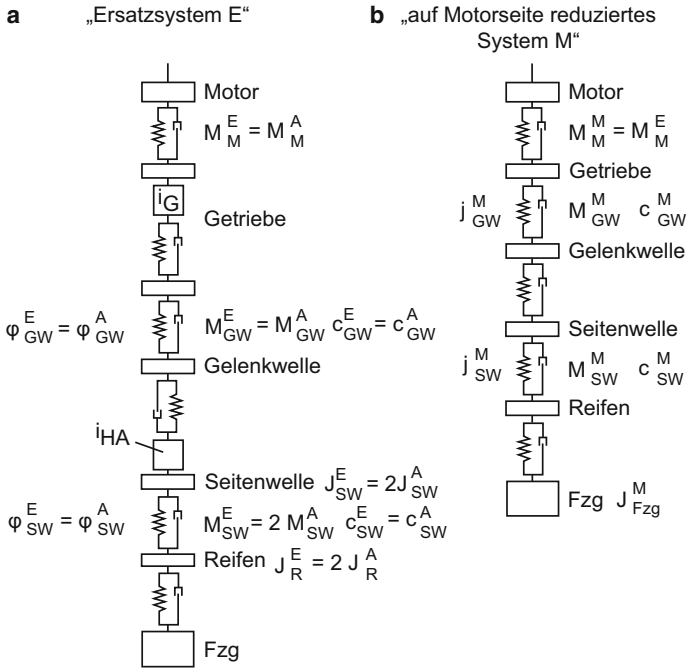


Abb. 2.23 Reduziertes Ersatzsystem des Antriebsstrangs. **a** Ersatzsystem I, **b** Ersatzsystem II

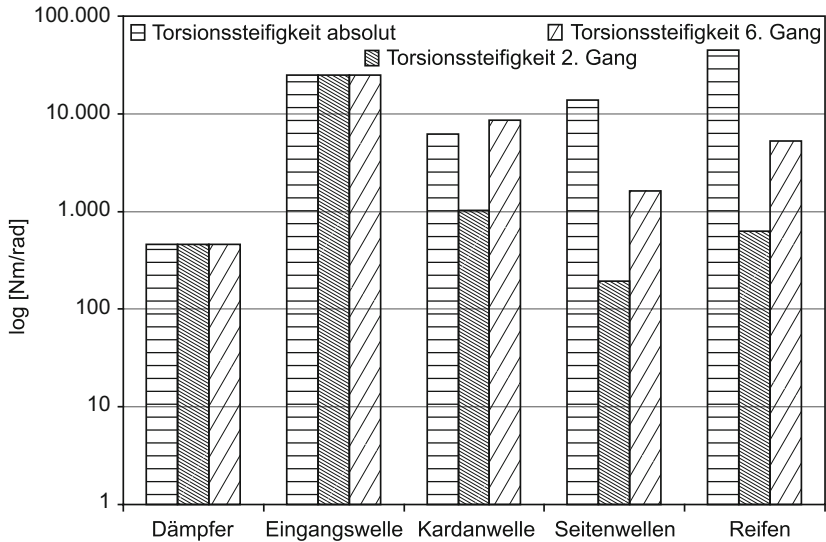


Abb. 2.24 Logarithmische Darstellung absoluter und relativer (motorseitig) Steifigkeiten

Anschaulich betrachtet ergibt sich bei der Aufbringung des Nennmoments des Motors bei festgehaltenen Rädern eine Verdrehung von bis zu 240° an der Kurbelwelle (vgl. Abb. 2.27, der Einmassenschwinger eignet sich als Ersatzmodell).

Einen Überblick über die absoluten und relativen Steifigkeiten der einzelnen Elemente des für die Darstellungen verwendeten Beispielfahrzeugs zeigt Abb. 2.24. Für die Darstellung der Torsionssteifigkeit wird ein logarithmischer Maßstab verwendet, da die Werte über mehr als zwei Größenordnungen variieren.

2.2.5 Eigenfrequenzen und Eigenformen

Die Eigenfrequenzen und Eigenformen sind die charakteristischen Größen eines schwingungsfähigen Systems. Sie beschreiben die freie Schwingung, die durch Impuls- oder Sprunganregungen ausgelöst wird. Die Analyse der Eigenfrequenzen erfolgt an ungedämpften Systemen. Die in Antriebssträngen dominierenden Schwingungen sind Torsionsschwingungen, die in den weiteren Betrachtungen analysiert werden. Die Methodik lässt sich auf Biege- und Längsschwingungen übertragen.

Für das in Abb. 2.23 gezeigte Ersatzsystem wird für jede der n rotatorischen Massen der Verdrehwinkel φ_i zu einem Vektor $\hat{\varphi}$ zusammengefasst, und die Trägheiten und Federsteifigkeiten werden in Tensoren \bar{J} und \bar{c} geschrieben. Die Bewegungsgleichung der freien Torsionsschwingung lautet in vektorieller Schreibweise

$$\bar{J}\ddot{\hat{\varphi}} + \bar{c}\hat{\varphi} = \hat{0}. \quad (2.28)$$

Für die n Freiheitsgrade ergeben sich n Eigenfrequenzen und n Eigenformen, von denen eine – der „Nulleigenwert“ – die Starrkörperbewegung darstellt (alle Massen drehen sich mit der gleichen Geschwindigkeit, auch als triviale Lösung bezeichnet und daher oft nicht mitgezählt). Die Ermittlung der Eigenwerte erfolgt über die Bildung der Determinanten, die zum charakteristischen Gleichungssystem

$$\det(\lambda^2 \bar{J} + \bar{c}) = 0 \quad (2.29)$$

führt.

In Abb. 2.25 ist die 1. Torsionsschwingungseigenform eines beispielhaften Triebstrangs dargestellt. Die Trägheit, die sich in einem Schwingungsbauch befindet, ist für die jeweilige Form ausschlaggebend. Bei der niedrigsten Eigenfrequenz schwingt der Motor gegen die übrigen Triebstrangelemente. Die Abstände zwischen den Massen sind äquidistant aufgetragen. Die Ordinate wird auf den maximalen Drehwinkelausschlag normiert.

Wird die Länge in Abhängigkeit von der Elastizität aufgetragen, so kann die 1. Eigenform über die sogenannte elastische Länge dargestellt werden, für die die Abstände zwischen den Massen proportional zu den verbindenden Steifigkeiten ($l \sim c^{(-1)}$) gewählt werden. Abb. 2.26 zeigt die Auftragung der 1. Eigenform über der elastischen Länge. Die

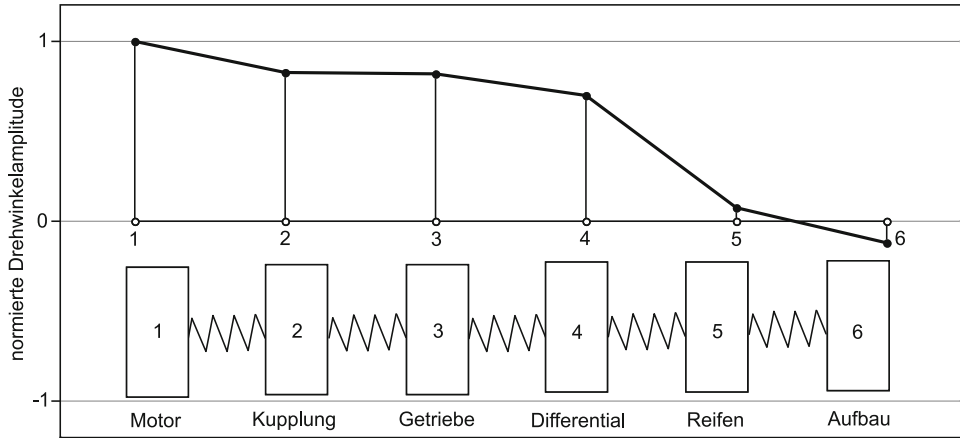


Abb. 2.25 1. Torsionsschwingungseigenform des Triebstrangs

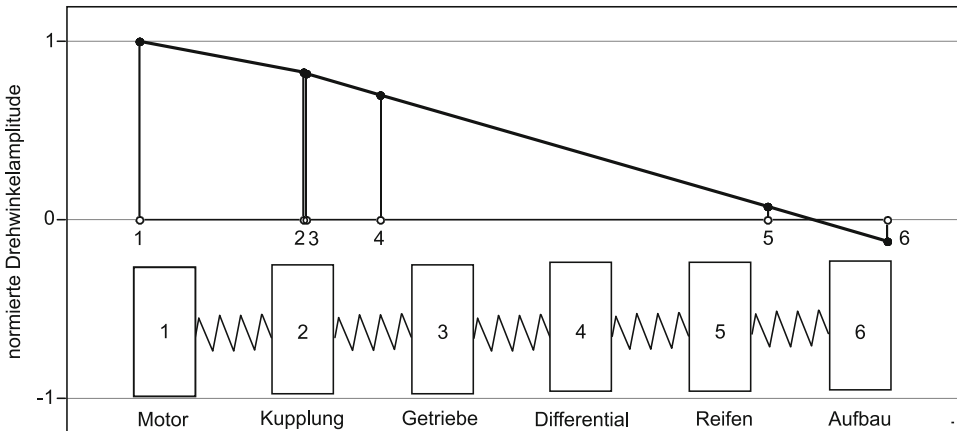
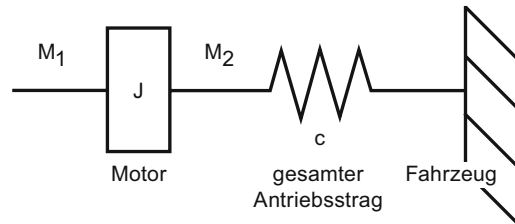


Abb. 2.26 1. Torsionsschwingungseigenform aufgetragen über die elastische Länge

Form entspricht einer nach beiden Seiten offenen Schwingung mit einem Knoten in den Reifen. Die Lage des Knotens ist gangabhängig (vgl. Abb. 2.24). Diese Form tritt auch bei einem Zweimassenschwinger auf. In erster Näherung darf angenommen werden, dass der Knoten bei der Fahrzeugmasse liegt, die Eigenform wird ganz deutlich von der Motorträgheit J_{VKM} dominiert.

Mit der getroffenen Annahme vereinfacht sich das System zu einem **Einmassenschwinger** (Abb. 2.27), der Motor schwingt gegen eine Einspannung. Dies entspricht der einfachsten Form eines dreh-schwingenden Systems. Die Drehbewegung der Trägheit J einer freien und ungedämpften Schwingung wird durch die eindimensionale Differential-

Abb. 2.27 Modell des Einmassenschwingers

gleichung

$$J\ddot{\varphi} + c\varphi = 0 \quad (2.30)$$

beschrieben. Die Eigenfrequenz⁵ berechnet sich für einen Einmassenschwinger nach

$$\omega_0 = \sqrt{c^*/J^*}. \quad (2.31)$$

Die Eigenform ist in diesem Fall die Rotation der trägen Masse um die Drehachse.

Die Veranschaulichung gelingt an einem Prinzipbeispiel, das auf eine reale Problemstellung bei Fahrzeugantrieben zurückgeht. In den späten achtziger Jahren traten bei Fahrzeugen starke Komfortprobleme auf, die unter dem Begriff Bonanza-Effekt bekannt wurden [7, 9]. Durch drehmomentstarke Motoren wird der Triebstrang beim Anfahren zum Schwingen angeregt. Fahrzeuginsassen empfinden das Schwingen als äußerst unangenehm.

Abb. 2.28a zeigt die Problemstellung. Das Anfahren wird durch ein stoßartiges Aufbringen von M_1 nachgestellt. Der Triebstrang schwingt aufgrund der fehlenden Dämpfung unendlich. M_2 schwingt zwischen 0 und dem doppelten Wert von M_1 . Damit ist das Problem des Bonanza-Effekts beschrieben.

Im Allgemeinen werden Schwingungen als störend betrachtet, da sie sowohl die Bauteilbelastung erhöhen als auch den Komfort beeinträchtigen. Durch entwicklungsseitige Maßnahmen sollen die Amplituden nun verringert und/oder das System verstimmt werden, d. h., die maximalen Amplituden werden zu für die Insassen oder Bauteile unkritischen Frequenzen verschoben. Bei Einführung einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung klingt die Schwingung nach einer e -Funktion ab. Prinzipiell können zwei Parameter verändert werden: Steifigkeit und Drehmasse. Bei Änderungen der Parameter ändert sich die Amplitude nicht, jedoch die Frequenz. Angestrebt wird in beiden Fällen eine Erhöhung der Frequenz mit unterschiedlich starkem Einfluss auf das Abklingverhalten.

Durch ein **Erhöhen der Federsteifigkeit** wird die Frequenz höher und der Energieinhalt der Feder geringer. Das zeitliche Abklingverhalten bleibt jedoch unverändert. Unter Verwendung der Gl. (2.27) und (2.23) lässt sich die kinetische Energie aus

$$W = M^2/2c \quad (2.32)$$

⁵ Korrekter ist die Bezeichnung Eigenkreisfrequenz; in $\omega_0 = 2\pi f$ ist f die Frequenz.

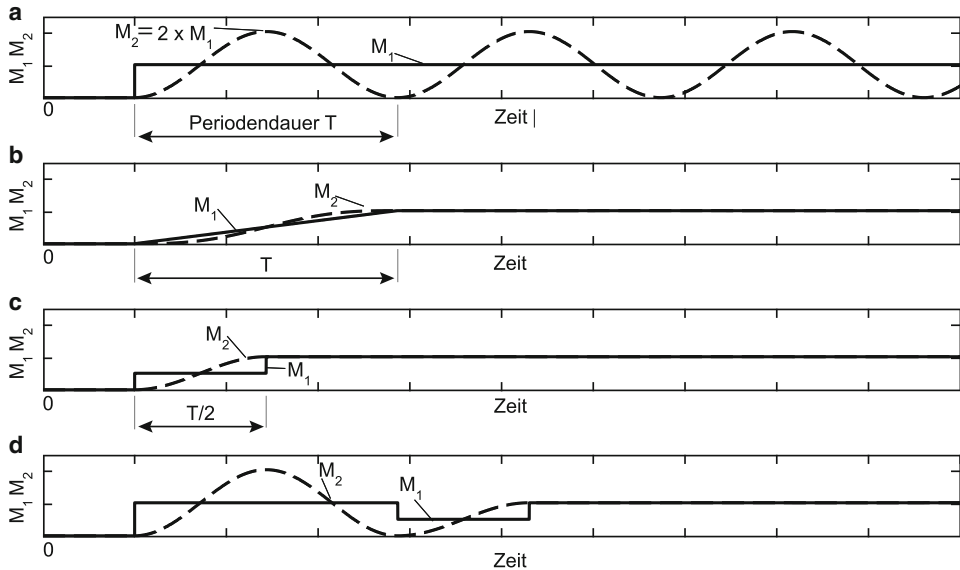


Abb. 2.28 Varianten zur gezielten Verhinderung des Bonanza-Effektes

berechnen. Es ist ersichtlich, dass bei ausschließlicher Erhöhung der Federsteifigkeit der Energieinhalt der Feder infolge eines Momentenstoßes sinkt. Damit ergibt sich höhere Effizienz bei der Bedämpfung.

Durch ein **Reduzieren der Drehmassen** findet ebenfalls eine Erhöhung der Frequenz statt.

Alternativ kann der die Schwingungen auslösende Impuls oder die **Drehmomentenaufbringung modifiziert** werden, um das Ausbilden der freien Schwingung zu verhindern oder zu reduzieren. Auch dazu eignet sich die Vereinfachung durch ein reduziertes System. Sehr anschaulich lässt sich das Vorgehen an dem oben beschriebenen praktischen Beispiel erläutern, die Betrachtungen erfolgen erneut am Einmassenschwinger.

Entsprechend sind in Abb. 2.28 neben der Nachbildung der Problemstellung drei unterschiedliche Lösungsansätze gezeigt, die Aufbringung des Momentes M_1 wird dabei variiert.

In der ersten Variante wird M_1 rampenförmig erhöht (Abb. 2.28b). Ist die Rampendauer genau gleich lang wie die Periodendauer, verschwindet die Schwingung vollständig. Eine beispielhafte Periodendauer T ist im 2. Gang 0,3 s. Aus Kundensicht ist diese Variante nicht zufriedenstellend, weil das Fahrzeug dadurch äußerst träge wirkt. Der subjektive Eindruck wird in der Messung bestätigt.

Durch stufenförmiges Erhöhen von M_1 innerhalb der halben Periodendauer (Abb. 2.28c) ist es möglich, das Schwingen des Antriebsstrangs vollständig zu vermeiden. Vorteil ist ein schnelleres Ansprechverhalten des Fahrzeugs, jedoch wird das Potenzial des Motors beim

Momentenaufbau nicht genutzt und damit objektive und insbesondere subjektive Performance verschenkt.

Das stoßartige Aufbringen von M_1 als dritte Variante (Abb. 2.28d) stellt einen Kompromiss dar. Durch das stoßartige Aufbringen des Moments wird das Potenzial des Motors genutzt, und durch eine Momentenreduktion nach der 1. Periode erlischt die Schwingung. Im Vergleich zur vorigen Variante wird das System als deutlich dynamischer bewertet.

Für die **Eigenfrequenzen höheren Grades** sind die Vereinfachungen durch einen Einmassenschwinger nicht mehr zulässig. Die höheren Eigenformen des schon oben verwendeten typischen Beispiels zeigt Abb. 2.29. Bei der 2. Eigenfrequenz schwingen der Motor und der restliche Antriebsstrang gegenphasig zueinander, der Schwingungsknoten liegt im Zweimassenschwungrad (ZMS). Bei der 3. Eigenfrequenz tritt die größte Drehungleich-

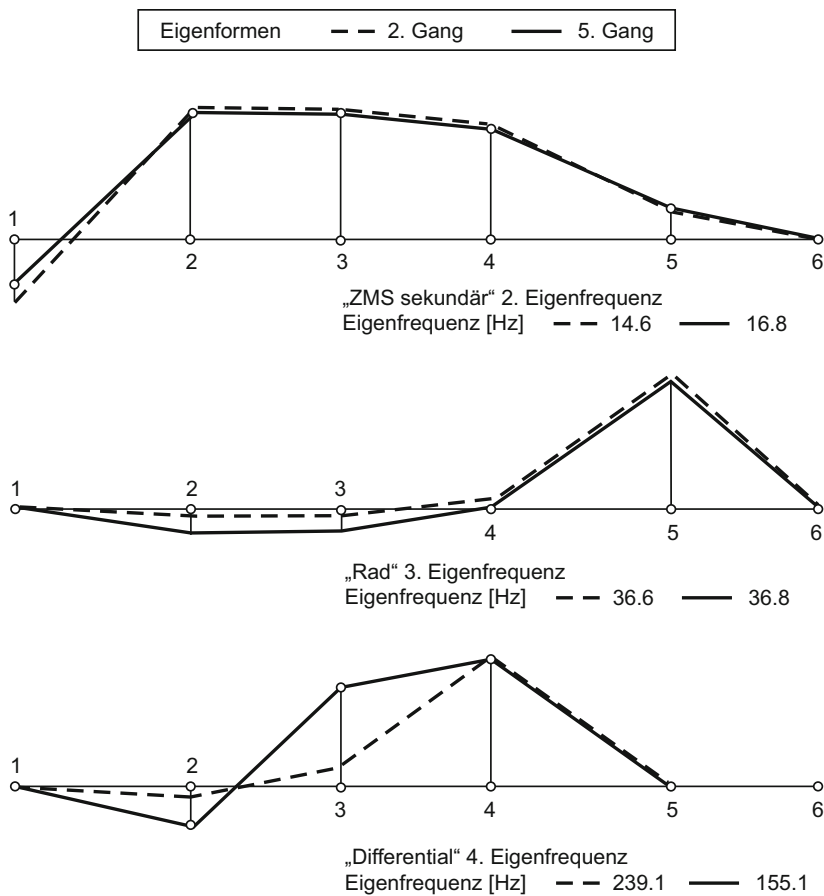


Abb. 2.29 Höhere Eigenformen eines Beispielfahrzeugs mit ZMS

förmigkeit im Rad auf, während das Differential bei der 4. Eigenfrequenz am stärksten schwingt.

Eigenfrequenzen und Eigenformen sind für den 2. und 5. Gang gezeigt. Die Unterschiede sind bei allen Eigenformen zu erkennen, für die 4. Eigenfrequenz sind sie am signifikantesten. Die Abstimmung der torsionsschwingungsdämpfenden Maßnahmen (vgl. Abschn. 2.2.8) muss also für alle Gänge durchgeführt werden. Die dabei ebenfalls auftretenden hochfrequenten Schwingungen können akustisch wahrnehmbar und störend sein; die Fahrzeugakustik wird in Abschn. 2.3 besprochen.

Die Änderung einer einzelnen Übersetzung kann signifikante Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs haben. Entsprechend ist im Entwicklungsverlauf sicherzustellen, dass alle möglichen Übersetzungen, also alle Gänge, in den rechnerischen und experimentellen Untersuchungen eingeschlossen werden.⁶

2.2.6 Schwingungsanregungen

Mit den Eigenfrequenzen und Eigenformen sind freie Schwingungen und diejenigen, die sich infolge eines Momentenstoßes oder eines Momentensprungs ausbilden, beschrieben. Der Schritt zu den erzwungenen Schwingungen erfordert die Kenntnis der Erregungen, die diese Schwingungen auslösen. Für Torsionsschwingungen kommen viele Erregerquellen – jedoch mit unterschiedlich starkem Einfluss – in Betracht. Tab. 2.2 gibt einen Überblick.

Tab. 2.2 Quellen und Ursachen von Schwingungserregungen

Erregerquelle	Ursache
Motor	Zündung
	Lastwechseländerung (Momentänderung)
	Massenkräfte (Kurbeltrieb)
Kupplung	Reibschwingungen (Übergänge zwischen Schlupfen und Haften – induziert durch Reibwertschwankungen oder geometrische Fehler)
Getriebe	Zahneingriff
	Zahnteilungsfehler
	Schaltstöße
Gelenkwelle	Beugungswinkel
Rad	Fahrbahnunebenheiten
	Profileinfluss
Alle rotierenden Teile	Unwuchten

⁶ Aufgrund der Wechselwirkungen von Steifigkeiten, Trägheiten und Dämpfung der Bauteile der Getriebe ist der Einfluss beispielsweise einer Übersetzungsänderung nicht auf den betroffenen Gang beschränkt.

Das Getriebe selbst kann durch den Zahneingriff und durch Zahnteilungsfehler Torsionsschwingungen anregen [10, 11]. Auch periodische Änderungen der Fahrpedalstellung (vgl. obiges Beispiel) oder Steuerungs- bzw. Regelungsvorgänge bei Gangwechseln können eine Anregung darstellen.

Stark gebeugte Gelenkwellen erzeugen ebenfalls Ungleichförmigkeiten. Auch Fahrbahnunebenheiten oder Radschlupf bei wechselnden Reibwerten zwischen Rad und Straße erregen den Antriebsstrang.

Den weitaus größten Anteil an den Schwingungsanregungen hat der Motor. Er regt durch seine Ungleichförmigkeit den Antriebsstrang als Drehschwingungssystem breitbandig an. Die Hauptgründe hierfür sind die diskrete Zündung des Motors und die Eigenschaften des Kurbeltriebs (Massenkräfte). Abb. 2.30a zeigt den Druckverlauf in einem Zylinder, woraus sich unter alleiniger Berücksichtigung der Gaskräfte ein Momentenverlauf an der Kurbelwelle wie der in Abb. 2.30b dargestellte ergibt. Während des Verdichtens liegt ein negatives Moment an der Kurbelwelle an. Die Erweiterung dieses Modells auf Motoren mit mehreren Zylindern erfolgt durch Überlagerung der Verläufe mit einer entsprechenden Phasenverschiebung. Abb. 2.30c–e zeigt den Momentenverlauf dreier verschiedener Motoren mit jeweils gleichem Hubvolumen pro Zylinder. Der Vorteil hoher Zylinderzahlen in Bezug auf die Ungleichförmigkeiten besteht in Folgendem: Die Erregung erfolgt mit einer höheren Frequenz, was die Abstimmung des Torsionsdämpfers

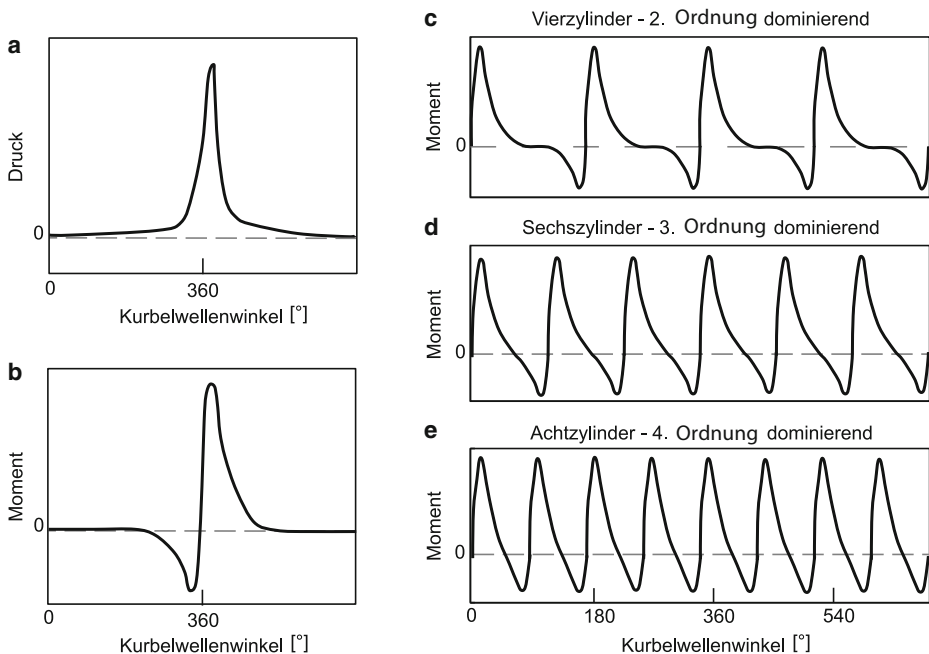


Abb. 2.30 Entstehung von Motorungleichförmigkeiten durch Gaskräfte

Tab. 2.3 Motorbauarten und ihre hauptdrehkritischen Ordnungen

Motorbauart	Drehkritische Ordnungen
3-Zylinder-Reihen-Motor	1,5, 3, 4,5, ...
4-Zylinder-Reihen-Motor	2, 4, 6, ...
6-Zylinder-Reihen-Motor	3, 6, 9, ...
8-Zylinder-V90-Motor	4, 8, 12, ...
12-Zylinder-V90-Motor	3, 6, 9, ...
12-Zylinder-V60-Motor	6, 9, ...

erleichtert, und die Amplituden um den höheren Mitteldruck (das Motormoment steigt) sind geringer.

Die Frequenz der Haupterregenden ist dabei immer die Zündfrequenz. Das Verhältnis aus Erregerfrequenz und Kurbelwellenumdrehung wird als die Erregungsordnung O_e bezeichnet

$$O_e = \frac{60f_e}{n}. \quad (2.33)$$

Bei 4-Takt-Motoren ist durch die 2-fache Umdrehung der Kurbelwelle während eines Arbeitstaktes die **hauptidegende Ordnung** stets die Hälfte der Zylinderanzahl

$$O_{e,H} = \frac{\text{Anzahl Zylinder}}{2}. \quad (2.34)$$

Bei VKM gibt es neben der Hauptidegungsordnung noch weitere drehkritische Anregungsfrequenzen, welche von der Bauart des Motors abhängen. Dabei sind die drehkritischen Anregungsfrequenzen stets ein Vielfaches der Hauptidegungsordnung. In der Regel nimmt die Bedeutung der höheren Ordnungen ab, da die Dämpfungseigenschaften (geschwindigkeitsabhängig) dort besser wirken [12]. Beispiele für die hauptkritischen Ordnungen zeigt Tab. 2.3.

Durch die Bewegungen von Kolben und Pleuel werden sowohl Drehungleichförmigkeiten als auch vertikale und horizontale Anregungen erzeugt. Auch für diese gilt die angegebene Einteilung in Ordnungen. Mit höherer Zylinderanzahl reduzieren sich diese, teilweise werden sie vollständig kompensiert. Die Massenkräfte 2. Ordnung werden insbesondere bei 4-Zylinder-Motoren im Premiumbereich mit Hilfe von Ausgleichswellen größtenteils kompensiert.

In Abschn. 1.3.3 sind die Maßnahmen zur Erhöhung des Mitteldrucks der VKM im Kontext der Lastpunktverschiebung und des Downsizings eingeführt. In der Darstellung des Druckverlaufs in Abb. 2.30 wäre der (konstante) Mitteldruck so einzutragen, dass er die gleiche Fläche über der Abszisse einschließt wie der gezeigte Verlauf. Damit wird sehr anschaulich, dass die Druckspitzen und damit die Drehungleichförmigkeiten mit dem Mitteldruck steigen. Die Reduktion der Anzahl der Zylinder bei gleichem Moment führt zu signifikant größeren Anregungen.

2.2.7 Erzwungene Schwingung

Im Fall der erzwungenen Schwingung steigen ohne Dämpfung die Schwingungsamplituden fortwährend, wenn die Anregungsfrequenz der Eigenfrequenz entspricht, also im Resonanzfall. Die Vernachlässigung der Dämpfung ist daher nicht zulässig.⁷ Mit dem Anregungsvektor $\hat{F}(t)$ und der Dämpfung \bar{d} lautet die Bewegungsgleichung in vektorieller Schreibweise (vgl. auch Gl. (2.28))

$$\bar{J}\ddot{\hat{\varphi}} + \bar{d}\dot{\hat{\varphi}} + \bar{c}\hat{\varphi} = \hat{F}(t). \quad (2.35)$$

Werden die in realen Systemen möglichen Nichtlinearitäten vernachlässigt, können die den Schwingungen zugrunde liegenden linearen Differentialgleichungssysteme in den Frequenzbereich transformiert, gelöst und besser verstanden werden.

Zur Analyse der erzwungenen Schwingung gemäß Gl. (2.35) sind zum einen das System selbst (linke Seite) und zum anderen die Anregungen (rechte Seite) zu beschreiben und modellieren. Dabei sind die Abhängigkeiten von der Motordrehzahl die für die Auslegung wesentlichen Aspekte. Abb. 2.31 zeigt die Reaktionen des Antriebsstrangs auf eine reale, drehzahlabhängige und auf eine vereinfachend als konstant über der Drehzahl angenommene Anregung. Aufgetragen ist jeweils der maximale Wert der Winkelbeschleunigung (auch als Amplitude bezeichnet) über der Motordrehzahl, sowohl für die Systemreaktionen als auch für die Anregungen.

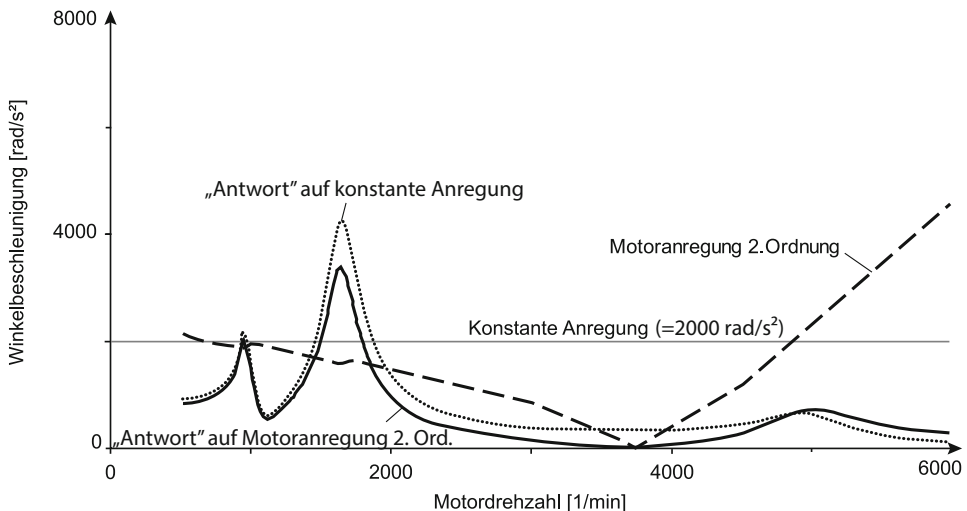


Abb. 2.31 Vergleich der Auswirkungen von konstanter Anregung und Anregung 2. Ordnung

⁷ Bei Resonanz sind die numerischen Lösungsverfahren ohne Dämpfung instabil.

Erwartungsgemäß weichen die Systemreaktionen auf die beiden Anregungsarten insbesondere in den Bereichen voneinander ab, in denen die Anregungen selbst größere Unterschiede aufweisen. Der Abstand der Resonanzen zu den Minima der realen Anregung in diesem Beispiel ist ausreichend groß, sodass in beiden Fällen die Charakteristik der erzwungenen Schwingung gleich ist.⁸ Den jeweiligen Maxima der Amplituden lassen sich die Eigenformen zuordnen. Dominierend in dem gezeigten Beispiel ist die Eigenform der Gelenkwelle.

In realen Systemen kann die Anregung nur sehr schwer bestimmt werden, da eine Messung immer die Reaktionen des Gesamtsystems erfasst und die Anregungen in der Regel nicht unabhängig vom System selbst sind. Außerdem erzeugt die Applikation der Messaufnehmer in der Regel eine Verstimmung des Systems. Darüber hinaus sind im Entwicklungsablauf oftmals die Anregungen noch nicht bekannt bzw. Änderungen unterworfen. Daher ist es üblich und vorteilhaft, mit einer generischen bzw. drehzahlkonstanten Anregung zu arbeiten. Damit wird verhindert, dass eine Eigenform durch fehlende Anregung maskiert wird.⁹

Für die erste Analyse ist das in Abb. 2.32 gezeigte Campbell-Diagramm hilfreich. Es zeigt die Eigenfrequenzen des Systems und die hauptdrehkritischen Ordnungen in einem Diagramm. Die Schnittpunkte identifizieren die Drehzahlen, bei denen Resonanzen auftreten.

Nicht lineare Schwingungen können nur im Zeitbereich gelöst werden. Auftretende Nichtlinearitäten dabei können sein:

- Spiele in den Verzahnungen
- variable Verzahnungssteifigkeit beim Zahneingriff (parametererregte Schwingung)
- frequenzabhängige Dämpfung
- nicht lineare Lagersteifigkeiten
- nicht lineare Steifigkeitscharakteristik eines ZMS
- Schlupf in der Kupplung
- Eigenfrequenz als Ergebnis der Nichtlinearität (Folge)

Nichtlineare Schwingungen können zu einem plötzlichen Anstieg der Schwingungsamplituden führen. Die Behandlung nichtlinearer Schwingungen ist zum Beispiel in [13, 14] ausgeführt.

⁸ Würde das Minimum der Anregung mit einer Resonanz zusammenfallen, könnte man die Eigenform wahrscheinlich nicht identifizieren.

⁹ Eine häufige Problemstellung ist die Übernahme eines Getriebes oder Antriebstrangs in eine neue Antriebsstrang- oder Fahrzeugkonfiguration, bei der neue schwingungstechnische oder akustische Phänomene beobachtet werden, die mit großem Aufwand analysiert und abgestellt werden müssen.

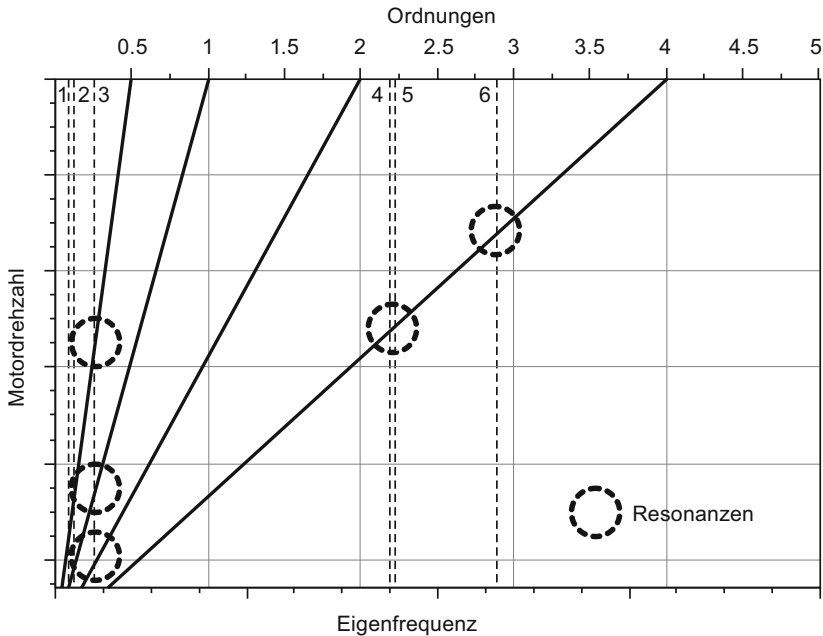


Abb. 2.32 Campbell-Diagramm – kritische Drehzahlen für den 2. Gang

2.2.8 Drehschwingungsdämpfung am Getriebeeingang

Neben der Reduktion der Anregungen ist die Optimierung – sprich Erhöhung – der Dämpfung im System eine weitere Möglichkeit, die Auswirkungen auf Bauteilbelastungen und Komfort zu verringern. Folgende Möglichkeiten der Bedämpfung und Schwingungsreduzierung können in Betracht kommen:

- hydraulischer Drehmomentwandler (offen oder mit schlupfender Überbrückungskupplung)
- schlupfende Kupplung
- Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe
- Materialien mit höherer Dämpfung
- Dämpfer, basierend auf dem Prinzip eines Tilgers (zusätzliches Element im Antriebsstrang, erhöht auch die Masse)
- Filterung der hochfrequenten Schwingungen (z. B. ZMS, wirkt wie ein Tiefpassfilter)

Üblicherweise wird im Antriebsstrang eine Kombination aus Trägheitserhöhung und Schwingungsdämpfung eingesetzt, um die Auswirkungen der motorseitigen (primärseitigen) Schwingungen auf den Resttriebstrang zu reduzieren. Die Dämpfung kann dabei durch mechanische, hydraulische und pneumatische Dämpfung realisiert werden. Üblich

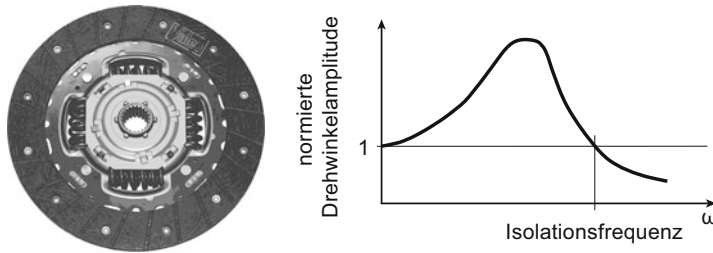


Abb. 2.33 Konventionelles Kupplungs-Feder-Dämpfer-System in Kupplungsscheibe (Valeo)

sind Federpakete, die sowohl die benötigten Rückstellkräfte realisieren als auch durch innere Reibung und Kontaktreibung bei Relativbewegung zum Führungssystem die Dämpfungswirkung bereitstellen.

Im einfachsten Fall dient ein Kurbelwellenschwungrad dazu, die rotatorische Trägheit der Kurbelwelle zu erhöhen, wodurch sich die Drehmomentungleichförmigkeiten im gesamten Antriebsstrang, also auch im Motor, reduzieren. Diese Zusatzmasse wirkt sich jedoch negativ auf das Fahrverhalten und die Kraftstoffverbrauchseigenschaften aus, da die in Fahrmanövern zu beschleunigenden Trägheiten – und mit ihnen der Beschleunigungsbeiwert – gerade in den unteren Gängen massiv steigen.

In der Kupplungsscheibe wird daher ein Feder-Dämpfer-System eingesetzt, welches durch geeignete Wahl der Federsteifigkeiten zu einem unterkritischen Schwingungsverhalten des getriebeeingangsseitigen Antriebsstrangs führt. Abb. 2.33 zeigt ein Beispiel. Zwischen dem Innenteil mit Anschlussnabe zur Getriebeeingangswelle und dem Belagträger mit den Reibbelägen sind tangential Federpakete angeordnet.

Dadurch wird die Eigenkreisfrequenz ω_0 so weit herabgesetzt, dass sich eine Isolationfrequenz ω_{iso} unterhalb der Leerlauf Frequenz der VKM einstellt (Abb. 2.33). Die Dämpfungswirkung wird durch Reibung erzeugt. Durch die sich ergebenden Dämpfungseigenschaften werden die Drehungleichförmigkeiten am Getriebeeingang im Normalbetrieb des Fahrzeugs stark gedämpft. Lediglich beim Anlassen des Motors muss der Bereich der Schwingungsverstärkung durchlaufen werden.

Mit konventionellen Kupplungs-Feder-Dämpfer-Systemen lassen sich die Drehungleichförmigkeiten nicht beliebig stark bedämpfen. Außerdem werden gute Isolationseigenschaften bei niedrigen Anregungsfrequenzen, also niedrigen Motordrehzahlen, durch geringe Steifigkeiten der Federelemente erkaufte, was zu deutlich spürbaren und damit negativ bewerteten Lastwechselreaktionen führt. Moderne Pkw-Motoren zeichnen sich jedoch – getrieben vom Wunsch nach Verbrauchs- und Emissionseinsparungen – durch immer höhere Drehmomente auch bei niedrigen Drehzahlen sowie abgesenkten Leerlaufdrehzahlen und durch geringe Zylinderanzahl (Downsizing) aus, wodurch die Drehungleichförmigkeiten gerade im kritischen Bereich niedriger Drehzahlen immer stärker steigen (vgl. Abschn. 2.2.6).

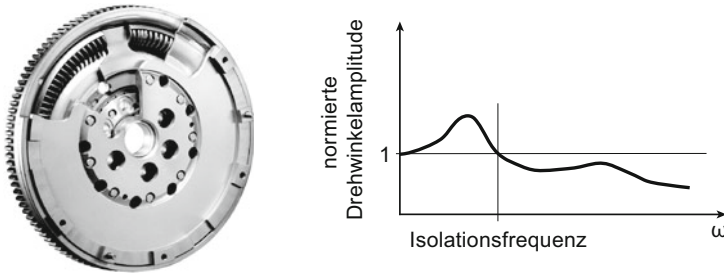


Abb. 2.34 Zweimassenschwungrad (Valeo)

Eine verbesserte Isolation wird mit einem ZMS erreicht. Für ein ZMS wird das konventionelle Schwungrad der Kurbelwelle in eine primär- und eine sekundärseitige Schwungmasse aufgeteilt und ein – meist mehrstufiges – Tangentialfedersystem zwischen den beiden Massen angeordnet. In der Regel ist dies mit einer Erhöhung der Gesamtträgheit verbunden. Abb. 2.34 zeigt ein Ausführungsbeispiel.

Auf diese Weise wird das Schwingungssystem am Getriebeeingang derart geändert, dass eine zusätzliche Schwingungsmoden entsteht und die charakteristische Vergrößerungsfunktion der Motordrehungleichförmigkeiten getriebeseitig positiv verändert wird. Die Resonanzfrequenz ω_{iso} verschiebt sich aufgrund der geringeren dominanten Eigenfrequenz hin zu niedrigeren Drehzahlen weit unterhalb der Motorleerlaufdrehzahl. Die Hauptnachteile dieser Technologie sind höhere Ungleichförmigkeiten im Motor selbst und der axiale Bauraumbedarf, der insbesondere durch die Federn bestimmt wird, die auf möglichst großem Durchmesser anzuordnen sind.

Zur Veranschaulichung wird im Beispiel in Abb. 2.35 trotz des ZMS die Steifigkeit der Kupplungsscheibe (ZMS mit Torsionsdämpfer) unverändert belassen. Durch die Teilung der Schwungmasse bildet sich eine zusätzliche Eigenform. Die entsprechende Resonanz entsteht bei tiefer Frequenz, die Amplituden erreichen große Werte. Die anderen Eigenfrequenzen ändern sich kaum, aber durch die Tiefpasswirkung des ZMS werden die Eigenformen weniger angeregt.

Insbesondere bildet sich im unteren Drehzahlbereich eine starke zusätzliche Resonanz aus, bei der die beiden Massen des ZMS gegeneinander schwingen. Dieser Bereich ist beim Anlassen und Abstellen des Motors zu durchlaufen und erfordert Maßnahmen, um die negativen Auswirkungen auf die Bauteilfestigkeit beherrschen zu können. Mit der Verwendung von Bogenfederdämpfern ist eine elegante Lösung zur Reduzierung dieser Resonanz gefunden. Die Dämpfung ist von der Amplitude abhängig, was zu einer erhöhten Dämpfung im Resonanzfall führt [8].

Einen größeren Einfluss ergibt die Kombination des ZMS mit einer starren Kupplungsscheibe (ZMS ohne Torsionsdämpfer). Damit werden alle Eigenfrequenzen zu niedrigeren Drehzahlen verschoben und ändern gleichzeitig ihre Relevanz.

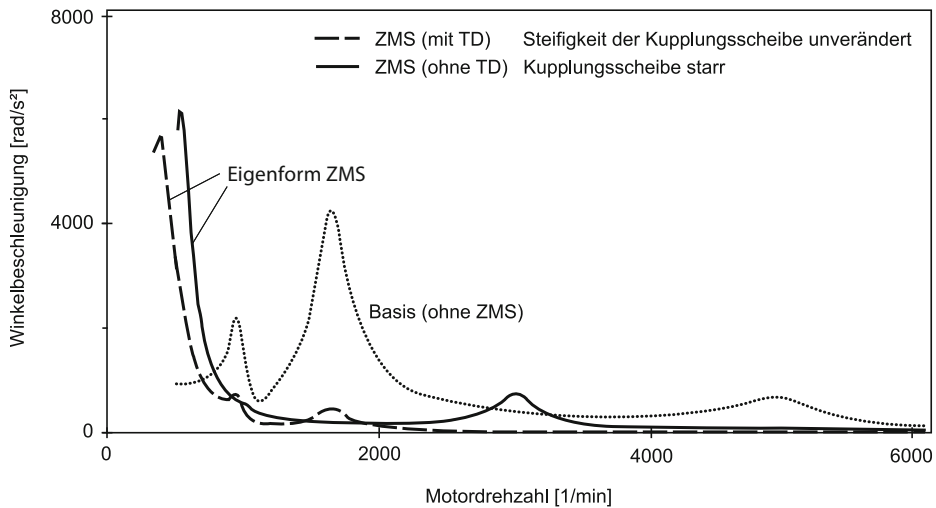


Abb. 2.35 Vergleich des Schwingungsverhaltens eines Antriebsstranges ohne und mit ZMS

Die Gegenüberstellung eines einfachen Dämpfungssystems und eines ZMS in Abb. 2.35 zeigt, dass sich der – aus schwingungstechnischen und akustischen Gründen – komfortabel darstellbare Fahrbereich hin zu niedrigeren Motordrehzahlen ausweiten lässt. Eine Anforderung, die in Verbindung mit modernen, meist direkt einspritzenden Motoren zu einer signifikanten Verbrauchsreduktion führen kann, trotz der durch die Verwendung eines ZMS erhöhten Drehmassen.

Um diese Mechanismen noch breiter nutzen zu können und um die steigenden Drehungleichförmigkeiten moderner Motorentechnologien dämpfen zu können, werden leistungsfähigere Technologien entwickelt, die eine nochmals verbesserte Schwingungsdämpfung bei geringem Mehrverbrauch gewährleisten (z. B. Fliehkraftpendel) [15].

2.3 Fahrzeugakustik

Unter dem Begriffstripel **Noise, Vibration, Harshness (NVH)** versteht man die als Geräusch hörbare oder als Schwingung spürbare Auswirkung von Schwingungserregern im Fahrzeug (Motorungleichförmigkeiten, Lastwechselstöße etc.). Da die Schwingungen den Komfort negativ beeinträchtigen können, gewinnt dieses Thema in der Entwicklung und Bewertung immer mehr Bedeutung. Ziel ist es, Schwingungen, die den Fahrkomfort negativ beeinträchtigen, zu vermeiden. Dem NVH-Verhalten steht das **Sound-Design** gegenüber. Hier wird gezielt die Akustik entsprechender Komponenten (z. B. Motor oder Auspuffanlage) auf die Erwartung des Kunden hin optimiert.

Durch die kontinuierliche Reduktion des Verbrennungsmotorgeräusches und durch die Hybridisierung sowie den Einsatz von elektrischen Antrieben hat die Bedeutung des Ge-

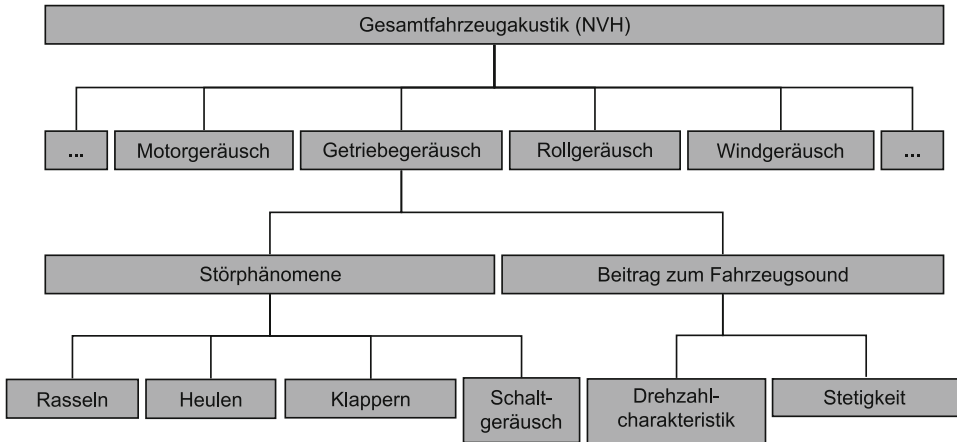


Abb. 2.36 Einfluss des Getriebes auf die Fahrzeugakustik

triebegeräusches in der Automobilentwicklung zugenommen. Die Rolle des Getriebes in der Fahrzeugakustik kann unter zwei Gesichtspunkten betrachtet werden. Zum einen ist das Getriebe eine Geräuschquelle im Antriebsstrang, welche zum Fahrzeuginnen- und Fahrzeugaußengeräusch beiträgt. Zum anderen ist das Getriebe in Kombination mit Motor und Antriebsstrang für das akustische Feedback an den Fahrer und den „Fahrzeugsound“ mitverantwortlich. Die Rolle des Getriebes als Störgeräuschquelle sowie der Beitrag des Getriebes zum akustischen Verhalten des Fahrzeugs sind in Abb. 2.36 dargestellt.

2.3.1 Getriebe als Geräuschquelle

Der integrale Beitrag des Getriebes zum Gesamtfahrzeuggeräusch (Innengeräusch, Außengeräusch) ist im Verhältnis zum Geräuschanteil des Verbrennungsmotors und zu sonstigen Fahrgeräuschen (Windgeräusch, Rollgeräusch) gering. Abb. 2.37 zeigt eine Messung des Vorbeifahrtsgeräusches mit den Anteilen unterschiedlicher Bauteile. Fahrzeuggetriebe können jedoch aufgrund der Übersetzungen mittels Zahnradstufen oder Riemen oder Ketten einen sehr stark rasselnden oder tonalen (singenden, heulenden) Geräuschcharakter aufweisen, welcher sich störend auf den Gesamtgeräuscheindruck auswirkt. Diese Geräusche sind jedoch in abgegrenzten Betriebszuständen unter Umständen sehr dominant und nicht akzeptabel.

Rasselnde oder **klappernde Geräusche** treten im Wesentlichen bei Getrieben mit Zahnradstufen auf und entstehen entweder aufgrund von Losteilschwingungen (Losräder, Synchronringe, Schiebemuffen) oder durch das Abheben der Zahnflanken von geschalteten Zahnradern bei niedrigen Drehzahlen und hohen Momenten [11]. In beiden Fällen erfolgt die rotatorische Anregung des gesamten Antriebsstrangs durch motorseitige Mo-

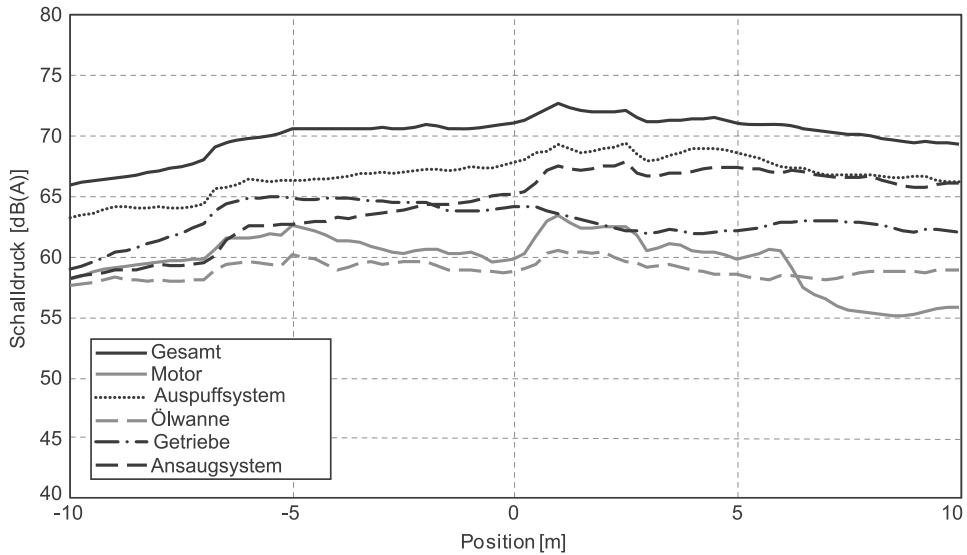


Abb. 2.37 Geräuschanteile einer Vorbeifahrt

mentenschwankung bzw. Drehungleichförmigkeit (Motorzündfrequenz). Die Frequenzcharakteristik für Rassel- oder Klappergeräusche ist breitbandig und liegt üblicherweise im mittleren bis höheren Frequenzbereich. Abhilfe gegen Getrieberasseln oder Getriebeklappern kann durch die Reduktion von Drehungleichförmigkeitsanregungen auf der Getriebeeingangswelle (z. B. ZMS) oder durch die Optimierung von Zahnflankenspielen und Spielen von Getriebebauteilen erzielt werden. Abb. 2.38 zeigt den Effekt eines ZMS zur Reduktion von Getrieberasseln. Eine weitere Maßnahme zur Vermeidung von Getrieberasseln von Zahnradstufen ist die Verwendung von spielfreien oder verspannten Zahnradern.¹⁰

Weitere Störgeräusche, welche üblicherweise vom Getriebe verursacht werden können, sind die tonalen Störphänomene wie **Getriebeheulen**, **-pfeifen** oder **-singen**. Diese Störgeräusche können bei Zahnradgetrieben durch Zahnfehler (Zahnflankenfehler, Teilungsfehler), durch Parameteranregungen (wechselnde Zahnfedersteifigkeiten), durch Eingriffsstöße oder durch die Verformungen der Getriebewellen unter Last entstehen. Getriebeheulen, -pfeifen oder -singen äußert sich als schmalbandiges, eher hochfrequentes Phänomen und wird im Frequenzspektrum als Ordnungslinien erkennbar (Abb. 2.39). Die Grundfrequenz entspricht dabei der Zahneingriffsfrequenz mal einem Vielfachen (als Beispiel in Abb. 2.39: Die 92. Ordnung ist die zweifache 46. Ordnung). Diese tonalen Störphänomene sind last- und drehzahlabhängig und können durch Erhöhung der Verzahnungsqualität und Zahnsteifigkeit, durch die Erhöhung der Eingriffsüberdeckung

¹⁰ Den Autoren sind keine Serienausführungen in Fahrzeuggetrieben bekannt, solche Maßnahmen werden aber häufig bei Zahnradstufen in Verbrennungsmotoren eingesetzt [16].

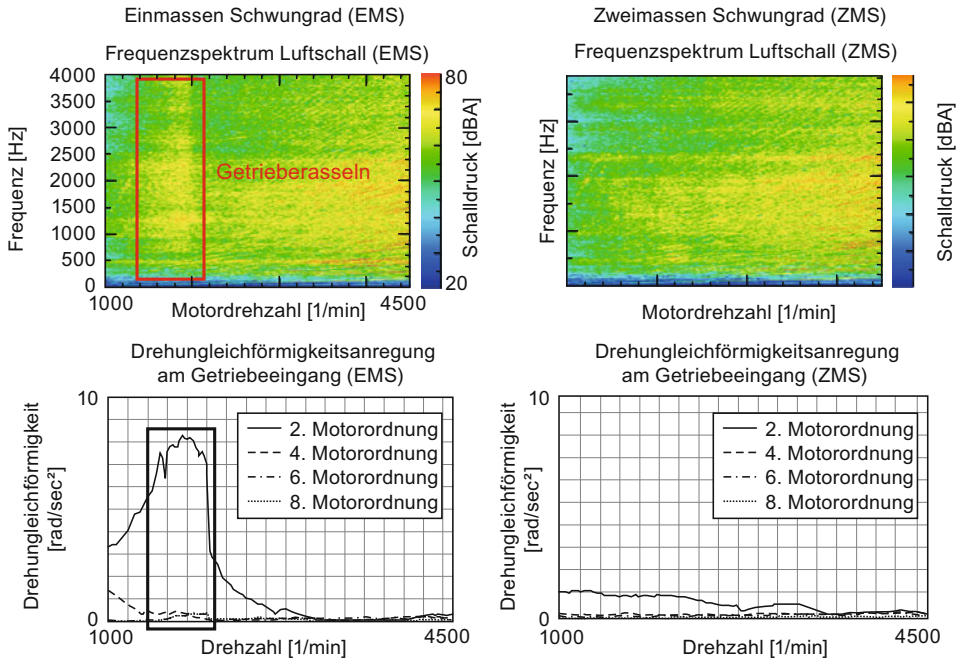


Abb. 2.38 Frequenzbild des Getrieberasseln mit und ohne ZMS

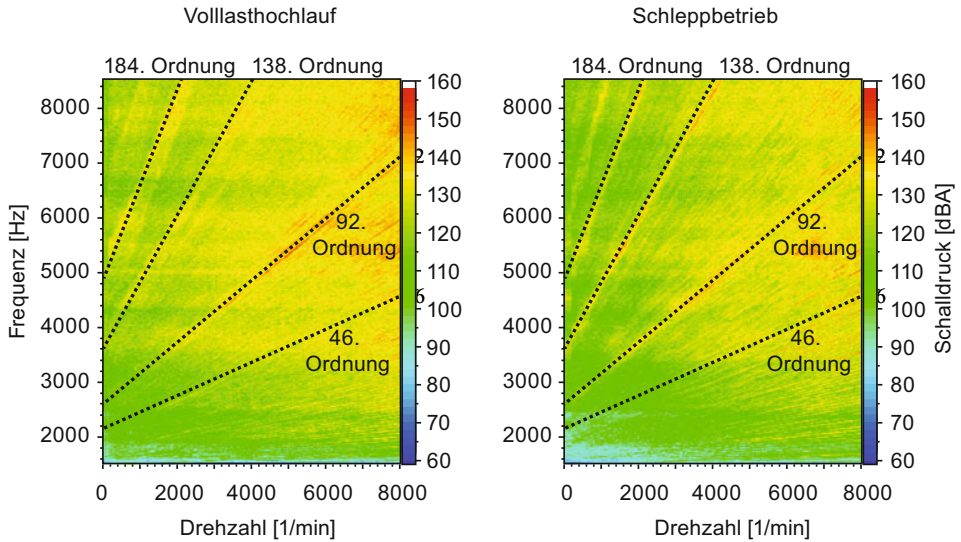


Abb. 2.39 Frequenzbild des tonalen Zahneingriffsheulens

sowie die Verringerung der Zahnradwellenverformung behoben werden. Bei Getrieben mit Glieder-, Zahnriemen oder Ketten ergeben sich diese Störgeräusche aufgrund des Polygoneffektes und werden als Ketten- oder Riemenheulen bezeichnet. Bei stufenlosen Getrieben entstehen diese Geräusche durch die Auftreffimpulse der Kettenstege auf den Variatorscheiben, werden über die Lagerstellen an das Gehäuse weitergeleitet und von der Gehäuseoberfläche abgestrahlt. Als Maßnahmen zur Reduzierung dieser Störgeräusche werden konstruktive Maßnahmen zur Versteifung der Gehäusestruktur sowie Sekundärmaßnahmen zur Bedämpfung der Gehäuseoberfläche angewendet.

Auch durch die Kupplungssysteme können Störgeräusche hervorgerufen werden. Abweichungen geometrischer Toleranzen führen zu einer direkten Anregung und/oder zu einer Oszillation des Reibmomentes bei Schlupf. Im Reibsystem selbst kann sowohl bei trockener als auch bei Mischreibung durch negative Gradienten des Reibwertverlaufs über der Differenzgeschwindigkeit eine Geräuschanregung induziert werden. Welligkeiten der Laufflächen von Wälzlagern an Getriebewellen sind weitere, potenzielle Störquellen.

Bei Fahrzeuggetrieben treten **Schaltgeräusche** beim Gangwechsel auf. Das häufigste Störphänomen dabei ist der Schaltschlag, besser bekannt unter Clonk Noise. Schaltgeräusche entstehen durch die Interaktion des Getriebes mit dem gesamten Antriebsstrang und werden stark durch die Summe der Drehspiele im Zusammenhang mit Zug-Schub-Lastwechsel beeinflusst. Einen weiteren starken Einfluss auf das Schaltgeräusch haben die Kupplungscharakteristik und die Durchführung des Schaltvorganges. Desweiteren können Schaltgeräusche durch die schlagartige Entlastung des unter Last vorgespannten Antriebsstrangs auftreten, was speziell bei Standardantrieben (Heckantrieb) bei der Verwendung von drehweichen Achsseitenwellen in Kombination mit drehmomentstarken Motoren kritisch ist (vgl. Abschn. 1.4.1 und 2.1). Maßnahmen zur Verbesserung des Schaltgeräuschs sind deshalb nicht nur die Reduktion der Drehspiele im Getriebe, sondern im Speziellen die Abstimmung des gesamten Antriebsstrangs wie z. B. Drehsteifigkeiten, Massenträgheiten, Auslegung der Dämpfungselemente und Kupplungscharakteristik.

2.3.2 Getriebe im Zusammenhang mit akustischem Fahreindruck

Das Getriebe generiert nicht nur Störgeräusche, sondern liefert indirekt einen sehr wesentlichen Beitrag zum Fahreindruck und im Speziellen zum **akustischen Feedback** an den Fahrer (Fahrzeugsound). Die menschliche Erwartungshaltung an das akustische Feedback z. B. während eines Beschleunigungsvorganges ist die Zunahme der Motordrehzahl und somit eine kontinuierliche Steigerung der hörbaren Frequenz und wird als Drehzahlcharakteristik bezeichnet. In Abhängigkeit von der Stärke der Beschleunigung sollte diese Frequenzzunahme schneller oder langsamer erfolgen. Dies kann sehr gut anhand von unterschiedlichen Getriebetypen und Antriebsstrangkonfigurationen veranschaulicht werden (Abb. 2.40).

Beim konventionellen manuellen Schaltgetriebe nimmt der Fahrer eine Frequenzzunahme wahr, welche mit dem Beschleunigungszustand korreliert. Dieselbe Beschleuni-

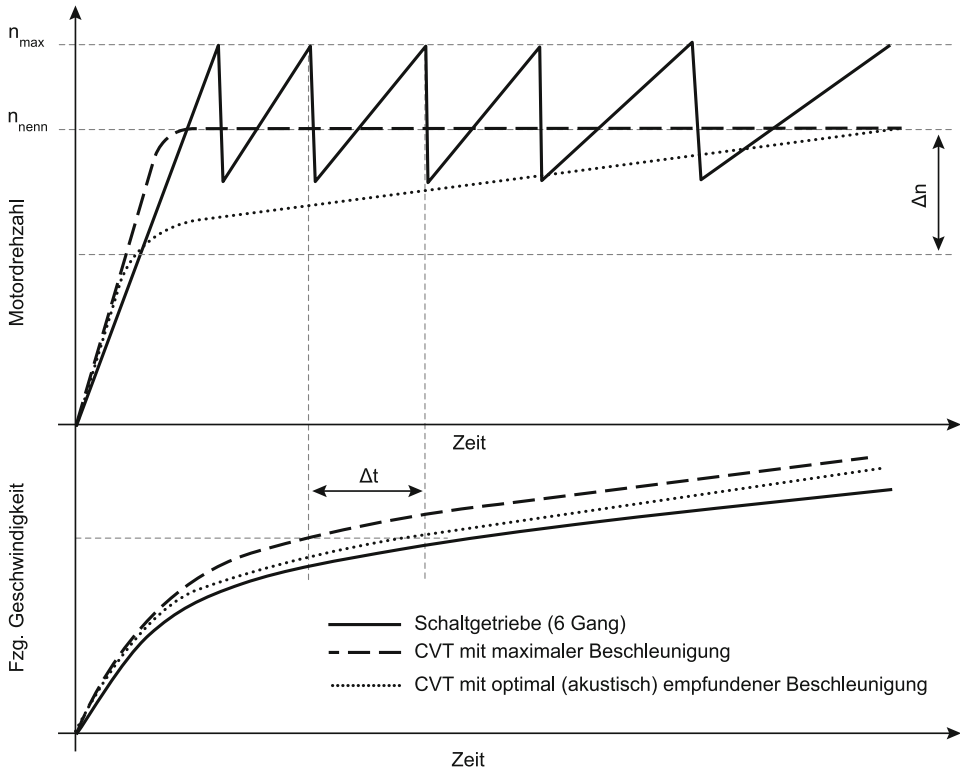


Abb. 2.40 Drehzahlzunahme – Geräuschzunahme. CVT, Stufenlosgetriebe

gung mit einem Fahrzeug mit stufenlosem Getriebe und leistungsorientierter Verstellcharakteristik führt zu nicht stimmigem Empfinden des Zusammenwirkens von Beschleunigung und Drehzahl- bzw. Frequenzzunahme. Eine maximale Beschleunigung wird bei konstanter Motornenddrehzahl n_{nenn} erreicht. Das bedeutet jedoch, dass die Drehzahlzunahme Δn über dem Beschleunigungsvorgang null ist und somit auch keine Geräusch- bzw. Frequenzzunahme stattfindet. Der Fahrer empfindet aufgrund ausbleibender oder geringerer Drehzahlzunahme eine geringere Beschleunigung, selbst wenn diese objektiv sogar besser ist als beim manuellen Schaltgetriebe. Das auditive Feedback stimmt nicht mit dem Fahrzustand überein und der Fahrer ist im ersten Moment irritiert. Um auch bei Fahrzeugen mit stufenlosen Getrieben ein auditives Feedback an den Fahrer zur Verfügung zu stellen, werden entsprechende Maßnahmen in der Betriebsstrategie eingesetzt, beispielsweise die Umsetzung einer, zumindest geringen, stetigen Drehzahlzunahme während eines Beschleunigungsvorganges im Automatikbetrieb. Das Fahrzeug erreicht hier nicht die maximal mögliche Beschleunigung und somit um Δt später dieselbe Geschwindigkeit, jedoch wird durch das nun vorhandene Δn (Abb. 2.40) die Beschleunigung stärker empfunden, da mit steigender Motordrehzahl auch die Frequenz stetig zunimmt. Eine

weitere Maßnahme zur Steigerung des auditiven Feedbacks beim Einsatz von stufenlosen Getrieben ist die Einführung von Schaltpunkten mit definierten Drehzahlsprüngen.

Ebenfalls eine Herausforderung an die Akustik stellen die Hybridantriebe dar. Der Mensch reagiert in seiner auditiven Wahrnehmung sehr sensibel, wenn ein Vorgang nicht reproduzierbar ist. Bei Hybridfahrzeugen, welche wechselweise im Elektro- oder Verbrennungsmodus betrieben werden können, erfolgt die Umschaltung in Abhängigkeit u. a. vom Ladezustand der Batterie. Die Umschaltung kann mit einer starken Änderung des Geräuschcharakters verbunden sein. Wird eine für den Fahrer als gleichartig eingestufte Fahr-situation einmal rein elektrisch und einmal unter Verwendung der VKM bewältigt, kann das als störend empfunden werden. Zudem kommen zur Abstimmung der Betriebsstrategie und der Vermeidung von Unstetigkeit im Innengeräusch noch akustische Störgrößen von neuen Systemen und Komponenten wie beispielsweise Elektroantrieb, Leistungselektronik und Lüfter hinzu.

Ein weiterer Aspekt der Akustik von Hybridfahrzeugen ist der nahezu geräuschlose rein elektrische Fahrbetrieb, in welchem weder Motor- noch Getriebegeräusche oder Antriebsgeräusche insgesamt wahrnehmbar sind. Dies ist positiv im Hinblick auf die Reduktion der Schallbelastung durch den Verkehr, kann jedoch zu Unfällen mit anderen Verkehrsteilnehmern, insbesondere Fußgängern führen, von denen die Fahrzeuge akustisch nicht wahrgenommen werden. Somit ist auch hier die Akustik zukünftig gefordert, Lösungen zu finden, um dem Umfeld im elektrischen Betrieb ein auditives Signal zu liefern.

Dabei wird über die künstliche Generierung des Fahrzeugsounds für die Fahrzeuginsassen im Innenraum sowie für die Umgebung nachgedacht. Auch hier spielen Drehzahl und Lautstärke wesentliche Rollen, um einen akustischen Eindruck über den Fahrzustand und die Geschwindigkeit zu liefern.

2.4 Fahrzeugdynamik und Fahrerinteraktion

Das Fahren und Mitfahren in Fahrzeugen erfordert vom Fahrer vielfältige Aktionen und meldet die Reaktionen aus den Fahrzuständen und der Umwelt an alle Fahrzeuginsassen zurück. Diese „Emotionen“ nutzt die Werbung für Fahrzeuge, damit werden auch Getriebefunktionalitäten beworben. Das Fahren wird oft als Erlebnis dargestellt. Entsprechend unterschiedlich sind die Erwartungen an Fahrzeuge und damit an den Antriebsstrang und letztlich das Getriebe. An vielen Stellen wird von Ingenieuren das technisch maximal Machbare entwickelt, was aber anschließend von „normalen“ Nutzern keineswegs honoriert wird. Beispielsweise ist es bei der Entwicklung eines neuen automatischen Getriebesystems gelungen, das Einlegen der Fahrstufe (Wechsel N nach D oder R) völlig ruckfrei zu applizieren. Eine Bewertung durch anderes, nicht technisches Personal führte zu der Beanstandung, dass ja keinerlei Reaktion, kein Feedback des Getriebesystems spürbar sei, das die Ausführung der gewünschten Funktion bestätigt.

Da sich Erwartungen an solches Empfinden nicht in Formeln fassen lassen, fällt die Bewertung sehr schwer. Im Allgemeinen findet man in der Literatur kaum Hinweise, die zur Beachtung dieser wenig technischen Randbedingungen anleiten.

2.4.1 Fahrzeugdynamik

Der Begriff Fahrzeugdynamik beschreibt die Interaktion von Fahrer, Fahrzeug (Ladung) und Umwelt in den drei Hauptbewegungsrichtungen [17]: longitudinal, lateral und vertikal.

Fahrzeuggewebungen in Längs- und Querrichtung (**Längs-** und **Querdynamik**) werden im Allgemeinen mit Eigenschaften wie Beschleunigungsverhalten, Lenkverhalten oder Agilität in Verbindung gebracht. Bewegungen in Richtung der Hochachse eines Fahrzeugs (**Vertikaldynamik**) werden hingegen mit dem Begriff Fahrkomfort in Zusammenhang gebracht.

Die Summe der längs-, quer- und vertikaldynamischen Bewegungen wird vom Fahrer hauptsächlich durch das menschliche Gleichgewichtsorgan im Innenohr wahrgenommen und beeinflusst somit das Fahrerempfinden (Fahrbarkeit) [18].

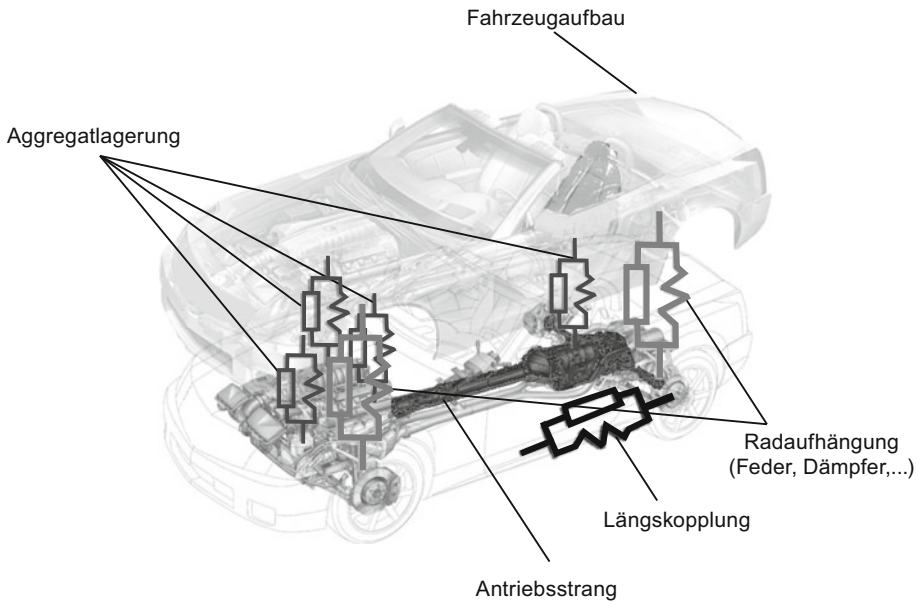


Abb. 2.41 Dynamische Koppelung zwischen Aufbau und Antriebsstrang

2.4.2 Dynamische Koppelung

Die zwischen Fahrbahn und Reifen wirkenden Längs- und Querkräfte resultieren in Kräften und Momenten, die auf den Fahrzeugaufbau und in weiterer Folge auf den Fahrer wirken. Die sogenannte dynamische Koppelung zwischen Antriebsstrang und Fahrzeugaufbau [19–21] erfolgt einerseits über die Elemente des Fahrwerks, wie Federung, Dämpfer und Reifen, sowie andererseits über die Abstützung der rotatorischen Antriebsmomente im Aufbau durch die Motor- und Aggregatelagerung [22]. In Abb. 2.41 ist dieses Gesamtsystem schematisch dargestellt. Bei den Schwingungsuntersuchungen in Abschn. 2.2 (z. B. Abb. 2.16) ist aus Gründen der Vereinfachung die Aggregatelagerung nicht berücksichtigt.

Durch die dynamische Koppelung führt etwa ein Lastwechsel im Antriebsstrang (nur Längskräfte am Reifen) zu einer kombinierten Längs-, Quer- und Vertikalbewegung des Fahrzeugaufbaus, wie es der folgende Abschnitt detailliert beschreibt.

2.4.3 Einfluss des Schaltens

Ein Schaltvorgang ist im Allgemeinen durch eine Änderung der Zugkraft charakterisiert (bei stufenlosen Getrieben werden Übersetzungen normalerweise verstellt, werden aber diskrete Übersetzungen simuliert, gelten die folgenden Aussagen im Prinzip ebenfalls). Die Zugkraftänderung führt zu einer Anregung des dynamisch gekoppelten Systems.

In Abb. 2.42 ist der Zeitverlauf einer Zughochschaltung während einer Vollastbeschleunigung für ein Doppelkupplungsgetriebe dargestellt. Zu sehen sind der Verlauf des Zielgangs (5) sowie die Fahrzeugreaktion: Fahrzeuggeschwindigkeit (1), Motordrehzahl (2), Längs- (3) und Vertikalbeschleunigung (4). Die Beschleunigungen werden jeweils mit einem Beschleunigungssensor gemessen, der in der Regel an der Fahrersitzschiene angebracht ist.

Gleich nach der Änderung des Zielgangs zeigt der Verlauf der Längsbeschleunigung ein erstes Minimum, zu diesem Zeitpunkt ist das Moment vollständig von der schließenden Kupplung übernommen. In der Synchronisationsphase ist ein deutliches Maximum in der Längsbeschleunigung zu erkennen, die Strategie verzichtet weitgehend auf die Reduktion des Motormoment, was bei Vollast durchaus üblich ist (vgl. Abb. 2.2). Zum Ende der Synchronisationsphase kommt es zu plötzlichem Haften der Kupplung und die Längsbeschleunigung bricht deutlich ein. Dies ist auch am Verlauf der Vertikalbeschleunigung zu erkennen und entsprechend markiert. Das Abklingen der angeregten Schwingung über zirka eineinhalb Schwingungsdauern zeigt der Verlauf der Längsbeschleunigung. Das Schwingungsverhalten während des Schaltvorgangs kann vom Fahrer nicht beeinflusst werden und wird im Allgemeinen als störend empfunden, was sich negativ auf die Fahrbarkeit auswirkt. Im vorliegenden Fall einer Vollastbeschleunigung treten die Komfortansprüche jedoch hinter die Leistungserwartungen zurück.

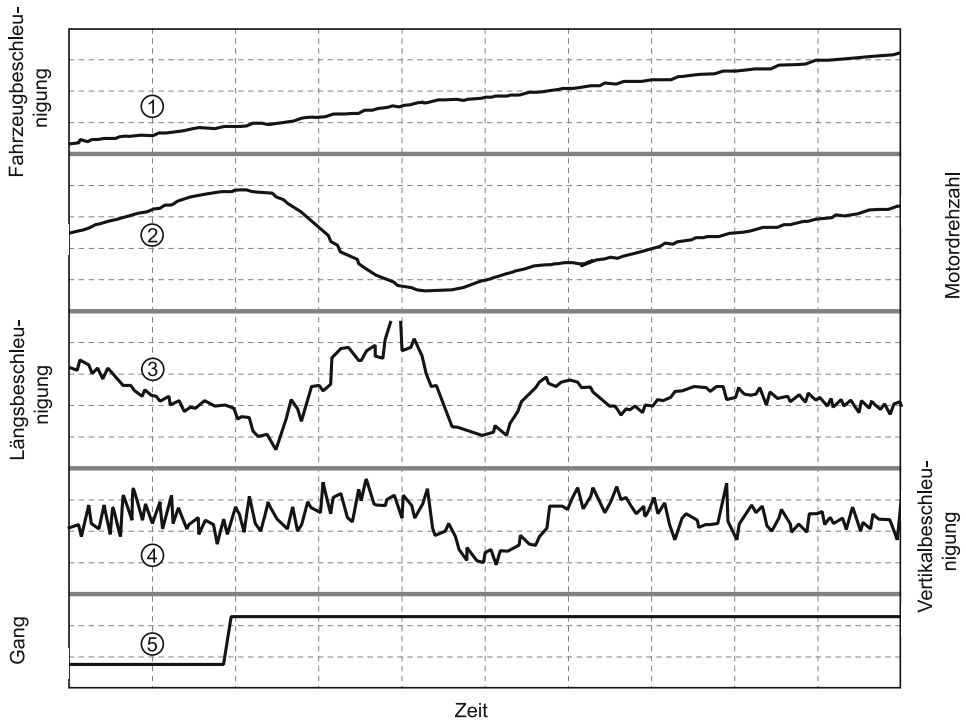


Abb. 2.42 Zeitverlauf einer Zughochschaltung eines Doppelkupplungsgetriebes bei Volllast

Beispielhaft ist aufgezeigt, dass das Schaltverhalten bei automatisierten Schaltgetrieben (AT, AMT, DCT, CVT) maßgeblichen Einfluss auf die Fahrbarkeit eines Fahrzeugs hat. Der Abstimmung und Optimierung der Schaltstrategie und des Schaltverlaufs sowie der Motorreaktionen auf Momentenanforderungen muss entsprechend hohe Aufmerksamkeit gewidmet werden.

2.4.4 Physiologische Empfindungen des Menschen

Die physiologischen Empfindungen des Menschen beim Fahren eines Pkw werden von einer Fülle von äußeren und fahrzeugabhängigen Faktoren beeinflusst. Zu den fahrzeugabhängigen Faktoren zählen beispielweise Bedienkräfte und Wege, kombinierte Faktoren sind auf die Insassen einwirkende Kräfte, Beschleunigungen und Schwingungen in sämtlichen Bewegungsrichtungen und Frequenzen bis hin zu vibroakustischen Phänomenen. Äußere Faktoren sind z. B. das Verkehrsaufkommen, die Sichtweite und Straßenbeschaffenheit. Die Summe aller auf die Fahrzeuginsassen wirkenden Eindrücke und Kräfte bestimmt maßgeblich das Wohlbefinden oder Unwohlsein und somit die Zufriedenheit. Der Fahrer, seine Aktionen und Eingaben und die Wahrnehmung der Fahrzeugreaktionen,

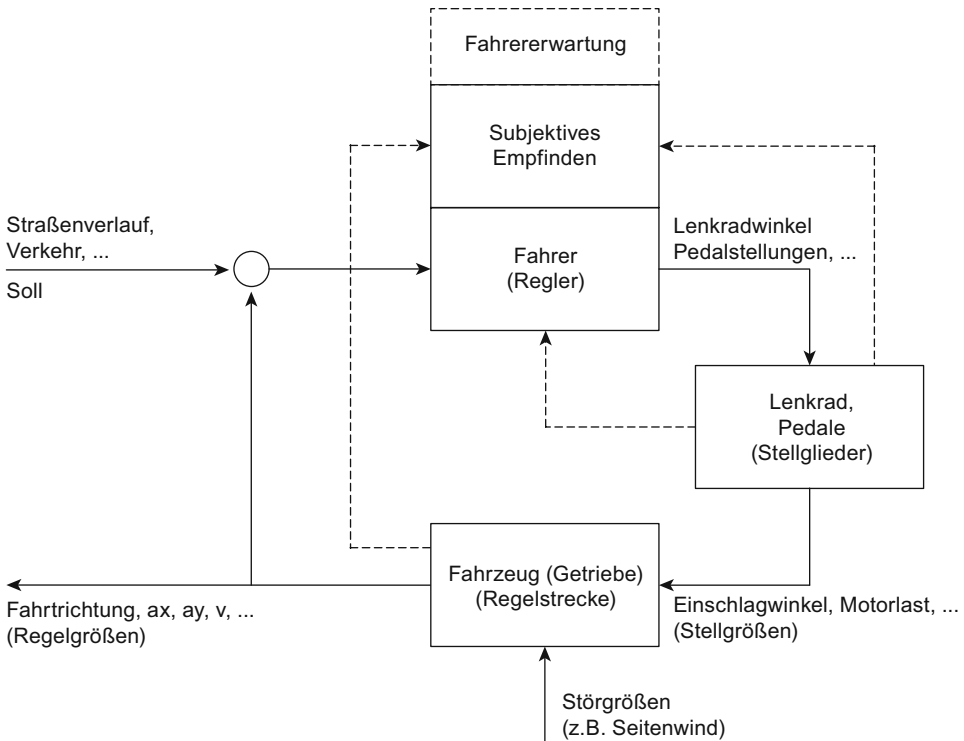


Abb. 2.43 Regelkreis Fahrer–Fahrzeug

die wiederum neue Regelaktionen hervorrufen, können gut als geschlossener Regelkreis dargestellt werden (Prinzip Actio–Reactio, Abb. 2.43). Ein Fahrzeuglenker hat die Aufgabe der Kurshaltung und Geschwindigkeitswahl, welcher er im Wesentlichen über die Schnittstellen der Lenkung, des Gaspedals, der Gangwahl und der Bremse nachkommt. Das Fahrzeug als Regelstrecke reagiert auf die Stell- und äußeren Störgrößen mit einer Änderung der physikalischen Regelgrößen des gewünschten Fahrkurses und der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Der Fahrer nimmt die Abweichungen zwischen den Soll- und Ist-Regelgrößen, wie Geschwindigkeit, Querschleunigung und Gierrate, wahr und reagiert laufend mit Stellgrößenänderungen (Pedalstellungen, Lenkwinkel). Das subjektive Empfinden wird dadurch geprägt, in welcher Form das Fahrzeug auf die Stellgrößen des Fahrers und möglicherweise auftretende Störgrößen vom Fahrzeug (Schaltschlag, Anfahrdruck u. a.) oder von außen (Umwelt, Straße) antwortet und wie die Fahrzeugreaktionen mit der ursprünglichen Fahrererwartung korrelieren.

Je weniger Aufmerksamkeit die Geschwindigkeitswahl erfordert (längsdynamische Fahrbarkeit – Antriebsstrangkomfort), desto mehr Aufmerksamkeit kann der Fahrzeuglenker der Kurshaltung widmen (querdynamische Fahrbarkeit); je vorhersehbarer

und reproduzierbarer das Fahrzeug auf Geschwindigkeitswahl und Kursänderungen reagiert, desto mehr Aufmerksamkeit bleibt für die Bewältigung von äußeren Störgrößen (Verkehrsaufkommen, Seitenwind, Belagwechsel, Straßenglätte u. a.).

Zusammenfassend lässt sich daraus schließen, dass ein Antriebsstrang mit vorhersehbarem, reproduzierbarem und stetigem Verhalten für jeden individuellen Geschmack das größte Zufriedenheitspotential bietet, welches z. B. durch Attribute wie kraftvolle Beschleunigung und kurze Verzögerungszeiten in Richtung höhere Dynamik oder durch Attribute wie gleichmäßiger Drehmomentaufbau und Ruckelvermeidung in Richtung Komfort gesteigert werden kann.

Für die Fahrzeugentwicklung und Antriebsstrangentwicklung ist es vorteilhaft, wenn sich das menschliche Empfinden durch das Messen von Fahrerinput, Fahrzeugreaktionen und auf den Fahrer einwirkenden Kräften und Schwingungen auf Basis definierter objektiver Kennparameter abbilden und bewerten lässt [23–25]. Dieser Ansatz der objektiven Bewertung der Fahrzeugdynamik zur Unterstützung im Entwicklungsprozess wird mit Softwaretools, wie beispielsweise AVL DRIVE™ [18], umgesetzt.

Literatur

1. Rinderknecht S, Rühle G, Leitermann W (2002) Entwicklungspotenzial des Automatisierten Schaltgetriebes ASG® in integrierter Bauweise. In: Innovative Fahrzeugantriebe. VDI-Berichte, Bd 1704. VDI, Düsseldorf
2. Fischer R, Schneider G (2002) Die XSG-Familie: Trockenkupplungen und E-Motoren als Kernelemente zukünftiger Automatikgetriebe. In: 7th LuK Symp. LuK, Bühl, Deutschland
3. Förster HJ (1991) Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer, Berlin Heidelberg New York
4. Küçükay F, Pfeiffer F (1985) Eine erweiterte mechanische Stoßtheorie und ihre Anwendung in der Getriebedynamik. VDI-Z. 127: 341–349
5. Küçükay F (1988) Berechnung und Optimierung von Rasselschwingungen bei Schaltgetrieben. In: Berechnung im Automobilbau. VDI-Berichte, Bd 699. VDI, Düsseldorf, S 593–630
6. Küçükay F (2010) Getrieberasseln. In: Schwingungen, Geräusche und Laufverhalten von Zahnradgetrieben. Technische Akademie Esslingen, Ostfildern
7. Jürgens G, Fischer R (1988) Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. In: Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben. VDI-Berichte, Bd 697. VDI, Düsseldorf, S 233
8. Fischer R (1998) Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik. Technische Universität Graz, Graz
9. Schöpf H-J, Jürgens G, Fischer R (1989) Optimierung der Komfoteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe. ATZ 91: 568–575
10. Küçükay F (1984) Dynamic behaviour of high speed gears. In: 3rd Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machinery. IMechE C317/84. Mechanical Engineering Publications, Bury St. Edmunds, S 81–89
11. Küçükay F (1987) Dynamik der Zahnradgetriebe. Springer, Berlin Heidelberg New York
12. Kollmann FG (200) Maschinenakustik: Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung, 2. Aufl. Springer, Berlin Heidelberg New York

13. Beitz W, Grote K-H (Hrsg.) (2001) *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*, 20. Aufl. Springer, Berlin Heidelberg New York
14. Szabó I (1959) *Einführung in die technische Mechanik*, 4. Aufl. Springer, Berlin Göttingen Heidelberg
15. Kroll J, Kooy A, Seebacher R (2010) Land in Sicht? Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren. In: 9. Schaeffler Kolloqu. Schaeffler Technologies, Herzogenaurach
16. Schommers J, Leweux J, Betz T, Huter J, Jutz B, Knauel P, Renner G, Sass H (2008) Der neue Vierzylinder-Dieselmotor für Pkw von Mercedes-Benz. MTZ 69
17. Deutsches Institut für Normung (1994) DIN 70000 – Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe. Beuth, Berlin
18. List HO, Schöggel P (1998) Objective evaluation of vehicle driveability. SAE Pap. 980204
19. Lückmann T, Küçükay F (2003) Einfluß von Antriebsstrangschwingungen auf das Innengeräusch. In: Schwingungen in Antrieben. VDI-Berichte, Bd 1749. VDI, Düsseldorf, S 187–204
20. Lückmann T (2003) Simulation von Antriebsstranggeräuschen. Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Bd 5. Shaker, Aachen
21. Zehetner J, Schöggel P, Dank M, Meitz K (2009) Simulation of driveability in real-time. SAE Pap. 2009-01-1372
22. Küçükay F (1987) Driveline mounting dynamics. In: Proc. EAEC Conf. on new developments on powertrain and chassis engineering, Strasbourg. VDI Strasbourg
23. Hagerodt A (2003) Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben. Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Bd 4. Shaker, Aachen
24. Böhl J, Alvermann G (2003) Schaltkomfortuntersuchungen bei AT und AMT. In: 2. Int. IIR-Symp. Innovative Fahrzeug-Getriebe. IIR Verlag, Düsseldorf
25. Böhl J (2007) Effiziente Abstimmung von Automatikgetrieben. Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Bd 10. Shaker, Aachen



<http://www.springer.com/978-3-658-13103-6>

Das Getriebebuch

Fischer, R.; Küçükay, F.; Jürgens, G.; Pollak, B.

2016, XIX, 387 S. 286 Abb., 2 Abb. in Farbe., Hardcover

ISBN: 978-3-658-13103-6