



Prof. Dr.-Ing. R. Braune, Dr.-Ing. M. Köster

Der Antrieb von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben mit Motion-Control-Systemen

Systematik möglicher Nutzeffekte

Vortrag zur VDI-Getriebetagung 2010

Nürnberg, 5. und 6. Oktober 2010

Nachdruck aus

VDI-Berichte Nr.2116, 2010, Seiten 3 - 19

Institut für Getriebetechnik

Leibniz Universität Hannover

2010

Der Antrieb von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben mit Motion-Control-Systemen – Systematik möglicher Nutzeffekte

Prof. i. R. Dr.-Ing. **R. Braune**, Dr.-Ing. **M. Köster**,
Institut für Getriebetechnik, Leibniz Universität Hannover;

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag beantwortet die Frage, welche speziellen Nutzeffekte ein System bieten kann, in dem ein gesteuerter Antrieb mit einem ungleichmäßig übersetzenden Getriebe kombiniert wird, im Vergleich zu einem einfacheren System, in dem ergänzend zum gesteuerten Antrieb allenfalls ein linear übersetzendes Getriebe vorgesehen ist. Es wird dazu eine systematisch strukturierte Liste von Nutzeffekten vorgestellt, die insbesondere auch die in der Praxis besonders wichtigen Nutzeffekte im Zusammenhang mit überwiegend dynamischer Belastung durch Massenwirkungen bei schnelllaufenden Verarbeitungsmaschinen korrekt, vollständig und anschaulich nachvollziehbar dargelegt.

1. Einführung

Im Jahre 1992 wurde erstmalig auf einer VDI-Tagung über den Einsatz eines lagegeregelten Servoantriebs in Kombination mit einem ungleichmäßig übersetzenden Koppelgetriebe berichtet. Unter dem Titel „Elektronische Kurvenscheiben – Moderne Lösungen für die Steuerungs- und Antriebstechnik“ [1] stellten B. SCHNEIDER und G. LOCHERER als „Sahnehäubchen“ am Ende ihres Vortrags noch kurz eine Anwendung vor, bei der eine einfache Schubkurbel so angetrieben wurde, dass der Schieber über einen weiten Teilbereich seines Hubes konstante Geschwindigkeit aufwies. Das war für viele der damaligen Zuhörer eine faszinierende Geschichte, die wohl manche bis heute nicht vergessen haben, und sie wirkte bei dem Autor des vorliegenden Beitrags gewissermaßen als Initialzündung für sein eigenes langjähriges Engagement auf diesem Gebiet an dem von ihm bis 2008 geleiteten Institut für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover (IfG).

Neben den vielfachen Fragen des „Wie“ einer möglichst günstigen Kombination von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben (kurz U-Getrieben) mit einem Motion-Control-System (kurz MC-System) als Antrieb, zu denen der Beitrag von KÖSTER [2] im gleichen Tagungsband einige neue Aspekte beleuchtet und nach dem ersten Einstieg in dieses Themenfeld

durch EIDAM [3] schon mehrere Beiträge aus dem IfG veröffentlicht wurden [4,5], beschäftigte den Autor vor allem auch die Frage des „Warum“, also die Frage nach den möglichen prinzipiellen Vorteilen einer solchen Kombination und deren Wirkungsweise im Vergleich zu einer im Grunde doch einfacheren Lösung der gleichen Aufgabe mit direktem Antrieb des jeweils zu bewegenden Arbeitsorgans durch ein MC-System, allenfalls vielleicht über ein zwischengeschaltetes gleichmäßig übersetzendes Getriebe. Zu diesem „Warum“ liest und hört man zwar relativ oft irgendwelche Aussagen, die sich bei näherer Betrachtung aber meist als recht oberflächlich und pauschal erweisen. Am früheren Institut des Autors hat sich in jahrelanger Diskussion im Entwicklungsteam eine so genannte „Nutzeffekt-Liste“ herauskristallisiert, die in früheren Fassungen auch schon veröffentlicht wurde [6,7]. Die meisten der dort aufgelisteten und erläuterten Nutzeffekte sind relativ leicht verständlich und unmittelbar einsichtig, aber der vielleicht wichtigste Bereich möglichen Nutzens, nämlich die Reduzierung von hohen Antriebsbelastungen in schnelllaufenden Verarbeitungsmaschinen mit überwiegender Belastung durch Massenkraftwirkungen, war bis vor Kurzem noch nicht wirklich befriedigend durchleuchtet. Die Zusammenhänge erwiesen sich hier doch als etwas komplexer als lange Zeit vermutet und erst etwa zeitgleich mit dem Eintritt des Autors in den Ruhestand gelang KÖSTER als letztem Doktoranden auf der Basis intensiver Diskussionen im Institutsteam in [8] eine klare Systematisierung der zusammenwirkenden Einzelphänomene, die die an vielen durchgerechneten Vergleichsbeispielen mal vorteilhaft, mal nachteilig erscheinende Einschaltung eines U-Getriebes zwischen einem MC-System als Antriebseinheit und dem eigentlichen Arbeitsorgan einleuchtend erklärt und damit diese auch einer gezielten Nutzungsoptimierung zugänglich macht.

Der Autor verhehlt nicht eine gewisse Befriedigung, dass es ihm zum Ende seiner aktiven Zeit als Hochschullehrer noch vergönnt ist, diese ihn lange beschäftigende Frage nun gelöst zu sehen und im Ergebnis hier erstmalig Fachleuten außerhalb der eigenen Hochschule vorstellen zu können. Eine bereits in Arbeit befindliche VDI-Richtlinie [9] soll diese Zusammenhänge demnächst dann auch einer noch breiteren Fachöffentlichkeit zugänglich machen.

2. Allgemeine Bemerkungen zur Kombination von U-Getrieben mit MC-Systemen

Allerorten hört man – auch in Fachkreisen – dass zunehmend die klassischen mechanischen Lösungen komplexer Bewegungsaufgaben in Form irgendwelcher U-Getriebe durch die heute allgemein verfügbaren, mehr und mehr preisgünstigen und leistungsfähigen MC-Systeme verdrängt würden. Bei sorgfältiger Prüfung stellt man jedoch fest, dass meist wohl die damit mögliche Flexibilität den Hauptvorteil darstellt, somit aber auch in den vielen Bedarfsfällen für komplexe Bewegungsabläufe, vor allem in schnelllaufenden Verarbeitungsmaschinen, die

nicht unbedingt flexibel änderbar sein müssen, auch rein mechanische Lösungen weiterhin ihren bedeutenden Stellenwert haben und behalten werden. Wenn aber bei einer Neuentwicklung für eine bestimmte Aufgabe ein MC-System in Betracht gezogen wird, dann denkt man meist an ein Konzept, bei dem der Servo-Motor mehr oder weniger direkt – wie gesagt allenfalls über ein zwischengeschaltetes gleichmäßig übersetzendes Getriebe, z.B. ein Planetengetriebe zur Reduzierung der Drehzahl oder einen Zahnriemen zur Wandlung der Antriebsdrehung in eine lineare Schubbewegung – mit dem Arbeitsorgan gekoppelt wird. Zusätzlich nun doch wieder ein ungleichmäßig übersetzendes Getriebe dazwischen zu schalten, muss zunächst widersinnig und unnötig erscheinen, denn jedweder komplexe Bewegungsverlauf kann ja in aller Regel auch direkt und allein vom MC-System erzeugt werden. Wie nachfolgend gezeigt wird, gibt es aber doch auch ein gewisses Spektrum von Einsatzfällen, bei denen so eine Kombination – als mechatronisches „Hybrid-System“ – sehr wohl eine besonders günstige Lösung bieten kann.

Allerdings ist dabei zu beachten, dass solche Kombinationen mit U-Getrieben im Vergleich zu rein antriebstechnischen Lösungen auch bestimmte allgemeine Merkmale aufweisen, die unter Umständen als nachteilig zu betrachten sind und dann fallspezifisch abwägend den ggf. erreichbaren Vorteilen gegenüber gestellt werden müssen.

Insbesondere trifft dies auf folgende Gesichtspunkte zu:

- Kombinationslösungen können fallspezifisch sehr günstig sein, aber sie führen auch immer zu einer Einschränkung der Flexibilität im Hinblick auf die Realisierung variabler Bewegungsabläufe mit dem gleichen System. Dies gilt umso mehr, je spezieller ein vorgesehene U-Getriebe auf eine bestimmte Aufgabe abgestimmt ist. In der Regel wird man sich deshalb als Kompromiss zwischen erreichbarem Nutzwert und Erhalt einer gewissen Flexibilität eher auf einfache Koppelgetriebe wie z.B. Kurbelschwingen oder Schubkurbeln beschränken.
- Kombinationslösungen erfordern in der Regel einen höheren Auslegungsaufwand. In jedem Fall muss natürlich entsprechender getriebetechnischer Sachverstand verfügbar sein und meist ist auch der Einsatz von speziellen Software-Werkzeugen notwendig.
- Der Antrieb eines Koppelgetriebes stellt besondere Anforderungen an ein MC-System. Zur Erreichung von hinreichend gutem Betriebsverhalten können unter Umständen spezielle regelungstechnische Maßnahmen erforderlich sein, die jedoch noch nicht mit allen derzeit angebotenen Systemen realisierbar sind.

Neben echten Neuentwicklungen, bei denen man wirklich ganz frei ist in der Entscheidung über das Systemkonzept, gibt es häufig auch noch die Situation, dass in einer vorhandenen Maschine eine bestimmte Aufgabe in bewährter Weise mit Hilfe eines vorliegenden U-Getriebes gelöst wird, nun aber zusätzlich eine gewisse Flexibilität im Geschwindigkeitsverlauf der erzeugten Bewegung verlangt wird. Dann kann es nahe liegen, den bisher „starren“ Antrieb des vorhandenen U-Getriebes „einfach“ durch ein flexibel betreibbares MC-System zu ersetzen. In solchen Fällen geht es nicht um die hier diskutierten eventuellen spezifischen Vorteile einer Kombinationslösung gegenüber einer Lösung ohne U-Getriebe – also nicht um das „Warum“ – wohl aber um das „Wie“ einer günstigen Kombinationsauslegung, das im bereits genannten Beitrag von KÖSTER im gleichen Tagungsband [2] angesprochen wird.

3. Übersicht über mögliche prinzipielle Nutzeffekte

Die prinzipiellen Nutzeffekte, die insbesondere in Verarbeitungsmaschinen durch die Kombination eines MC-Systems mit einem U-Getriebe (kurz MC/UG-Kombination) gegenüber einem vergleichbaren System mit lediglich gleichmäßiger Bewegungsübertragung zusätzlich möglich werden können, lassen sich in die folgenden fünf Gruppen gliedern. Soweit diese Nutzeffekte leicht verständlich sind, werden sie hier nur kurz benannt und teilweise durch Bilder illustriert, während die komplexeren Verhältnisse im Zusammenhang mit der 5. Nutzeffektgruppe „Antriebsentlastung bei dynamischer Belastung“ zusätzlich in einem eigenen Kapitel näher behandelt werden. In der Praxis findet man häufig eine integrierte Nutzung von mehreren dieser Effekte in und mit ein und demselben System. Oft ist es tatsächlich gerade ein solcher „Nutzungs-Mix“, der den Einsatz einer MC/UG-Kombination besonders sinnvoll macht.

Ob und inwieweit sich die hier genannten prinzipiell möglichen Nutzeffekte bei einer bestimmten Aufgabe tatsächlich realisieren lassen und zu Buche schlagen, kann in der Regel allerdings nicht pauschal vorab beurteilt werden, sondern verlangt in jedem Einzelfall den Vergleich mit einer konkreten Alternativauslegung mit linearer Bewegungsübertragung.

Bewegungsübertragung und Wandlung der Bewegungsart

Einfache Bewegungsübertragung und/oder Wandlung der üblichen Bewegungsart „Drehung“ von Servo-Motoren in eine ggf. gewünschte Bewegungsart „Schub“.

Exemplarisch zeigt Bild 1 im Vergleich links ein System mit einem gleichmäßig übersetzenden Getriebe (kurz GG-Variante) und rechts mit einem U-Getriebe (kurz UG-Variante) zur Übertragung der primären Antriebsdrehbewegung mit dem Drehwinkel φ am Glied 1 durch ein MC-System bei gleichzeitiger Wandlung in eine lineare Schubbewegung mit dem

Wenn das Lastsystem in einem konkreten Einsatzfall nur schwingend in einem relativ kleinen Schwingwinkelbereich φ_{LS} angetrieben werden soll, kann unter Umständen kostengünstiger gemäß Bild 2b auch ein einfaches U-Getriebe eine geeignete mittlere Übersetzung i_{V-UG} zwischen dem Antriebswinkel φ_M und dem Abtriebswinkel φ_L erzeugen. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass sich im tatsächlich genutzten Bewegungsbereich das jeweils momentane Übersetzungsverhältnis des U-Getriebes nicht allzu extrem ändert, also insbesondere hinreichender Abstand von eventuellen Totlagen des Getriebes eingehalten wird.

Bewegungsbegrenzung durch Totlagen

Einfache, sichere und genaue Begrenzung der Bewegungsbereiche von Arbeitsorganen durch getriebetechnisch erzeugte „Totlagen“.

Häufig sollen mechanisch geführte Arbeitsorgane in ihrer Bewegung bestimmte Grenzen auf keinen Fall überschreiten oder aber diese sehr genau und stabil erreichen. Während dem ersten Fall in der Regel Sicherheitsanforderungen zugrunde liegen, ergibt sich der zweite meist aus technologisch-funktionellen Anforderungen, die die exakte Erfüllung einer bestimmten Grenzposition eines Arbeitsorgans verlangen, auch wenn der Antrieb durchaus gewisse Positionierfehler aufweist. Für beide Fälle können vorteilhaft die so genannten Totlagen von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben genutzt werden. Exemplarisch zeigt Bild 1b die getriebetechnisch erzwungenen Umkehrstellungen B_i und B_a des Gelenkpunktes B der hier verwendeten einfachen Schubkurbel bei umlaufendem Antrieb der Kurbel 1.

Gliedführung

Einsatz eines U-Getriebes zur mechanisch zwangläufigen Führung von Arbeitsorganen durch gewünschte absolute oder relative Gliedlagen mit Geschwindigkeitssteuerung des Bewegungsablaufs durch ein MC-System.

Exemplarisch zeigt Bild 3 ein 6-gliedriges Koppelgetriebe für die vollständige Führung eines Arbeitsorgans in einer Produktionsanlage. Über den gesteuerten Antrieb an der Kurbel 1 wird die Geschwindigkeit des Punktes K auf seiner getriebetechnisch festgelegten Bahnkurve k_K flexibel den wechselnden Produktionsbedingungen angepasst. Alternativ könnte man sich einen Kreuzschlitten für die Führung des Arbeitsorgans denken, der dann aber zwei Antriebe benötigen würde. Neben der Einsparung eines Antriebs kann hier auch die absolut exakte getriebetechnische Zwangskopplung der waagrechten und senkrechten Bewegungskomponente ein erwünschter Nutzeffekt sein, oder aber auch nachteilig gesehen werden, wenn nicht nur flexible Änderung des Geschwindigkeitsverlaufs entlang der Bahnkurve k_K verlangt wäre, sondern auch flexible Änderung des geometrischen Verlaufs der Bahnkurve.

ren Veröffentlichungen aus dem IfG, z.B. in [7], wurde im Wesentlichen der Effekt der so genannten „Eigenbewegung“ von U-Getrieben, siehe [10], als Hauptverursacher benannt und ein mehr oder weniger „eigenbewegungsähnlicher“ Bewegungsablauf als Voraussetzung für das Eintreten einer Drehmomentreduktion bei einer UG-Variante postuliert. Tatsächlich muss man aber vier verschiedene Phänomene und deren Überlagerung betrachten, um richtig zu verstehen, wie und wann eine solche Drehmomentreduktion zustande kommt.

4. Detailbetrachtung möglicher Antriebsentlastung bei dynamischer Betriebslast Vergleichsgrundlagen

Zur Erläuterung der Zusammenhänge wird im Folgenden für die beiden Basis-Versionen einer GG- und einer UG-Variante eine bestimmte Massenverteilung gemäß Bild 4 zugrunde gelegt.

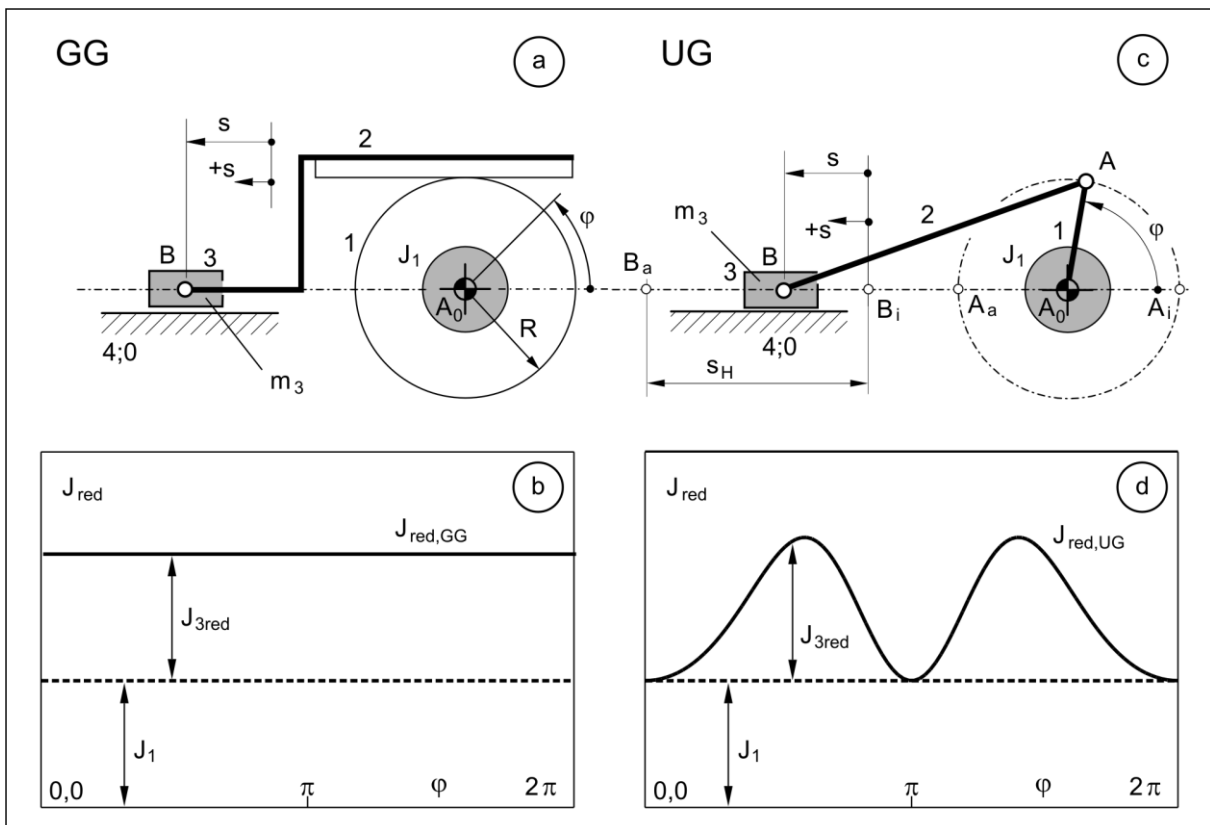


Bild 4:

Masseeigenschaften der Vergleichsvarianten

Bei der GG-Variante können alle verteilten Massen einerseits in einem mit der Antriebswelle 1 umlaufenden Massenträgheitsmoment J_1 und andererseits alle mit dem Schieber 3 bewegten Massen in einer Masse m_3 zusammengefasst werden. Mit dem Wirkradius R der Bewe-

gungsübertragung kann die Masse m_3 gleichwertig durch ein zusätzliches reduziertes Massenträgheitsmoment $J_{3\text{red}} = m_3 R^2$ an der Antriebswelle 1 ersetzt werden und mit J_1 zu einem wirksamen Gesamtmassenträgheitsmoment $J_{\text{red,GG}}$ zusammengefasst werden. Bei gegebenen Werten J_3 und m_3 wird bekanntlich das erforderliche Gesamt-Antriebsmoment zur Beschleunigung dieser Massen für jede beliebige Bewegung dann am kleinsten, wenn die beiden reduzierten Massenträgheitsanteile J_1 für die „antriebsseitige Masse“ und $J_{3\text{red}}$ für die „abtriebsseitige Masse“ gleich sind. Dazu muss der Wirkradius R der Bewegungsübertragung $R = \sqrt{(J_3/m_3)}$ gewählt werden, und eine solche optimale Auslegung der GG-Variante wird im Folgenden durchgängig als Vergleichsbasis zugrunde gelegt.

Für die UG-Variante wurden die gleichen Werte des in J_1 zusammengefassten antriebsseitigen Massenträgheitsmomentes sowie der in m_3 zusammengefassten abtriebsseitigen Massen gewählt und die Masse des Koppelgliedes 2 vernachlässigt. Auch hier kann die abtriebsseitige Masse m_3 ersetzt werden durch ein entsprechendes, auf die Antriebswelle reduziertes Ersatz-Massenträgheitsmoment $J_{3\text{red}}$, das nun aufgrund der nichtlinearen Übertragungsfunktion aber nicht mehr konstant ist. Typisch für ein umlaufend angetriebenes Getriebe mit schwingender Bewegung am Abtrieb ist der in Bild 4d erkennbare Verlauf von $J_{3\text{red}}$ mit zwei Extremwerten in den Antriebsstellungen mit größter Übersetzung zwischen An- und Abtrieb und Nullstellen in den Totlagen. Bei der hier als möglichst einfaches Beispiel für ein U-Getriebe gewählten zentrischen Schubkurbel bestimmt im Wesentlichen die Kurbellänge l_1 den Verlauf und die Extremwerte von $J_{3\text{red}}$. Einigermaßen willkürlich wurde hier zum Vergleich die Kurbellänge l_1 der UG-Variante gleich dem Wirkradius R der GG-Variante gewählt. Bei umlaufendem Antrieb ist damit der Hubweg des Abtriebs mit $s_H = 2l_1$ festgelegt und nicht mehr beliebig wählbar wie bei der GG-Variante.

Wenn bei den so zugrunde gelegten Vergleichsvarianten das Glied 1 mit einem beliebigen Bewegungsverlauf $\varphi(t)$ angetrieben wird, ergeben sich aufgrund der Massen J_1 und m_3 bzw. des jeweiligen reduzierten Massenträgheitsmomentes $J_{3\text{red}}$ folgende Antriebsmomente:

$$\text{GG-Variante:} \quad M_{\text{an,ges}} = M_{\text{an1}} + M_{\text{an3}} = J_1 \varphi'' + J_{3\text{red}} \varphi''$$

$$\text{UG-Variante:} \quad M_{\text{an,ges}} = M_{\text{an1}} + M_{\text{an3}} = J_1 \varphi'' + J_{3\text{red}} \varphi'' + \frac{1}{2} J_{3\text{red}}' \varphi'^2$$

In beiden Fällen können beim Gesamt-Antriebsmoment $M_{\text{an,ges}}$ jeweils zwei Anteile M_{an1} und M_{an3} für sich betrachtet werden: Einerseits der Momentenanteil M_{an1} für die beschleunigte Bewegung aller mit der Antriebswelle umlaufender Massen J_1 (kurz „antriebsseitiger Momentenanteil“) und der Anteil M_{an3} des Gesamt-Antriebsmomentes, der – über das zwischenge-

schaltete Getriebe – für die jeweilige beschleunigte Bewegung der in m_3 zusammengefassten Abtriebsmasse erforderlich ist (kurz „abtriebsseitiger Momentenanteil“). Während bei der GG-Variante diese beiden Momentenanteile immer exakt proportional zur Antriebsbeschleunigung φ'' verlaufen und bei der hier zugrunde gelegten optimalen Übersetzungsabstimmung immer gleich sind, ergeben sich bei der UG-Variante – abhängig vom jeweiligen Bewegungsablauf – ganz unterschiedliche Verläufe der beiden Momentenanteile.

Die folgende detaillierte Betrachtung der einzelnen Momentenanteile anhand ausgewählter Bewegungsbeispiele zeigt auf, dass sich eine ggf. auftretende Reduktion des Gesamt-Antriebsmomentes bei der UG-Variante im Vergleich zur jeweils entsprechenden GG-Variante auf vier prinzipielle Teil-Effekte zurückführen lässt, die allerdings nicht jeweils nur einzeln auftreten, sondern – je nach Bewegungsverlauf – meist mehr oder weniger überlagert.

Reduktion des antriebsseitigen Momentanteils

Zur Demonstration dieses ersten Teil-Effektes sei gemäß Bild 5 die Realisierung einer exakten Sinusbewegung am Abtriebsglied 3 verlangt, und zwar mit umlaufendem Antrieb und damit zwangsläufig dem Hub $s_H = 2l_1$ bei der UG-Variante sowie gleichem Hub bei der GG-Variante.

Die Diagramme Bild 5a und 5c zeigen dazu im gleichen Maßstab – für beide Varianten exakt gleich – die entsprechenden exakt sinusförmigen Verläufe des Weges s (durchgezogen) sowie der Beschleunigung s'' (gepunktet) am Abtrieb und grau den dazu jeweils benötigten unterschiedlichen Beschleunigungsverlauf φ'' am Antrieb. Bei der UG-Variante bleibt bei dieser Bewegungsaufgabe die maximale Antriebsbeschleunigung naturgemäß wesentlich geringer und erreicht nur ca. 25%, weil die Schubkurbel ja bereits bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit eine sinus-ähnliche Abtriebsbewegung erzeugen würde.

Dadurch ist im gleichen Maß bei der UG-Variante auch der antriebsseitige Momentenanteil $M_{an1} = J_1\varphi''$ geringer. Dazu zeigen die Diagramme Bild 5b und 5d jeweils in Grau den Verlauf des antriebsseitigen Anteils M_{an1} und gepunktet den abtriebsseitigen Anteil M_{an3} an dem fett durchgezogenen gesamten Antriebsmoment $M_{an,ges}$.

Bei der GG-Variante verlaufen in Bild 5b die einzelnen Momentenanteile und deren Summe naturgemäß exakt proportional zu den Beschleunigungen und die beiden Anteile sind hier zusätzlich gleich aufgrund der vorgenommenen Anpassung durch den entsprechend gewählten Wirkradius R der Übersetzung zwischen An- und Abtrieb. Für die gegebenen Massenwerte ergibt sich so das kleinstmögliche Gesamt-Antriebsmoment einer GG-Variante.

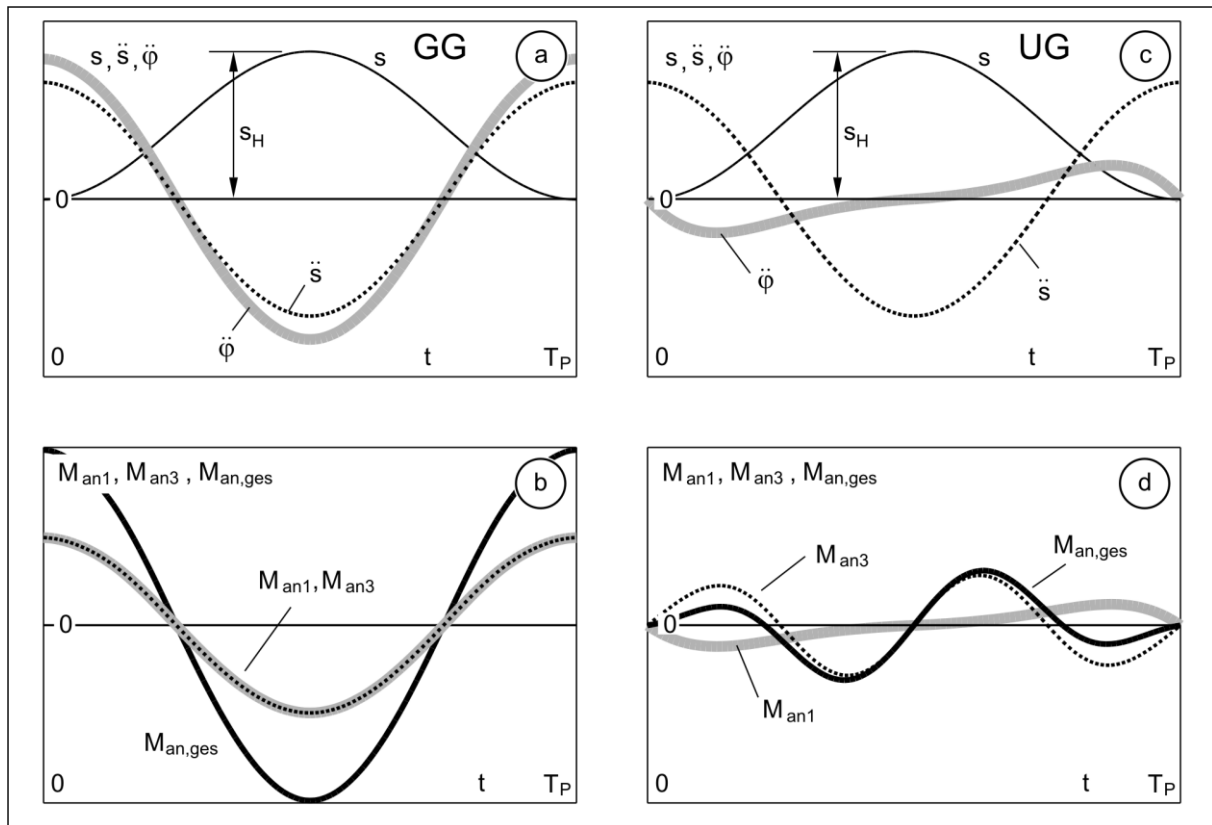


Bild 5:

Vergleich der GG- und der UG-Variante für die Bewegungsaufgabe „Sinusschwingung“

Im Vergleich dazu zeigt Bild 5d in Grau den auch hier zur Antriebsbeschleunigung φ'' proportionalen, aber durch deren nun geringere Maximalwerte ebenfalls sehr viel geringer bleibenden Verlauf des antriebsseitigen Momentenanteils M_{an1} . Dies allein würde bereits zu einer wesentlichen Reduktion des Gesamt-Antriebsmomentes $M_{an,ges}$ führen, das aber hier noch weiter reduziert wird, weil bei diesem Beispiel gleichzeitig auch noch der im folgenden Abschnitt näher erläuterte, zweite Teil-Effekt auftritt.

Reduktion des abtriebsseitigen Momentanteils

Bei der in Bild 5 betrachteten Bewegungsaufgabe einer exakten Sinusbewegung treten die Maximalwerte der Abtriebsbeschleunigung s'' und damit auch die Maximalwerte der Massenkraft am Abtriebsglied 3 in dessen Umkehrlagen auf. Während diese maximale Abtriebsbelastung bei der GG-Variante aber mit der in allen Stellungen gleichen Übersetzung auf den Antrieb zurück wirkt, wird der abtriebseitige Momentananteil bei der UG-Variante in den Umkehrlagen in jedem Fall zu Null, weil das U-Getriebe die Bewegungsumkehr durch seine Totlagen erzeugt. So bewirkt das Übertragungsverhalten des U-Getriebes bei der vorliegenden

Bewegungsaufgabe, dass hier gerade die Maximalwerte der Massenbelastung am Abtrieb nicht auf den Antrieb zurück wirken und sich so in Bild 5d der gepunktete Verlauf für M_{an3} mit vier Nulldurchgängen ergibt, dessen Maximalwert nur etwa 60% des Maximalwertes von M_{an3} in Bild 5b für die GG-Variante erreicht.

Insgesamt zeigt der fett durchgezogene Verlauf des Gesamt-Antriebsmomentes in Bild 5d so nicht nur eine prinzipiell andere Charakteristik mit vier Nulldurchgängen anstelle von zwei Nulldurchgängen bei der GG-Variante, sondern vor allem auch eine Reduktion des Maximalwertes auf ca. 30%. Neben den beiden bisher beschriebenen Teil-Effekten treten dabei prinzipiell auch die beiden nachfolgend betrachteten Teil-Effekte auf, aber weniger auffällig, und deshalb sollen diese anhand dafür besser geeigneter Beispiele separat beleuchtet werden.

Versatz der Spitzenwerte der Momentanteile

Für diesen Aspekt wird gemäß Bild 6a und 6c eine Bewegungsaufgabe mit der Bezeichnung „Umkehrrast“ herangezogen, bei der der Abtrieb wieder eine Schwingbewegung mit dem Hub $s_H = 2l_1$ absolvieren soll, nun aber mit einer angenäherten Rast in den beiden Umkehrlagen. Die Rastdauer T_R soll jeweils 20% der Periodendauer betragen, und beim Eintritt in sowie beim Austritt aus der Rastphase sei jeweils ein Lagefehler s_R von 2% des Hubes s_H zugelassen. Ein Bewegungsdesign für diese Anforderungen an die Abtriebsbewegung, bei dem auch noch der Ruckverlauf stetig ist, führt z. B. auf die in Bild 6a gezeigten Beschleunigungsverläufe am Abtrieb und am Antrieb der GG-Variante und proportional dazu ergeben sich die entsprechenden Verläufe der beiden wiederum gleichen Momentenanteile sowie deren Summe für das Gesamt-Antriebsmoment in Bild 6b.

Anders sind aber die Verhältnisse bei der UG-Variante. Bei umlaufendem Antrieb wird ein praktisch gleicher Verlauf der Abtriebsbewegung nun mit einem gänzlich anderen Verlauf der Antriebsbeschleunigung erreicht, dessen Extremwerte allerdings etwa gleich groß sind wie die Extremwerte bei der GG-Variante. Entsprechend sind auch die Extremwerte des antriebsseitigen Momentenanteils M_{an1} etwa gleich groß. Da die Spitzenwerte der Massenkraft am Abtrieb ebenfalls gleich groß sind und diese hier nun nicht in der Nähe der Totlagen, sondern relativ dicht benachbart vor und nach der Mittellage des Schiebers auftreten, bei der die Übersetzung zwischen An- und Abtrieb bei beiden Varianten etwa gleich ist, weist auch der auf den Antrieb zurück wirkende abtriebsseitige Momentenanteil M_{an1} bei beiden Varianten etwa gleiche Spitzenwerte auf. Entscheidend ist aber der zeitliche Verlauf. Während bei der GG-Variante immer beide Momentenanteile gleichzeitig ihre gleich großen Extremwerte durchlaufen und diese sich so zum doppelten Gesamtwert addieren,

treten bei der UG-Variante die im Betrag etwa gleichen Extremwerte zu ganz unterschiedlichen Zeitpunkten auf, und zwar so, dass bei einem Extremwert des einen Momentenanteils der andere jeweils gerade relativ geringe Werte aufweist. So kommt es, dass das Gesamtmoment im Spitzenwert gar nicht mehr sehr viel höher wird als die Spitzenwerte der einzelnen Anteile, und insgesamt nur ca. 60% der Spitzenwerte der GG-Variante erreicht.

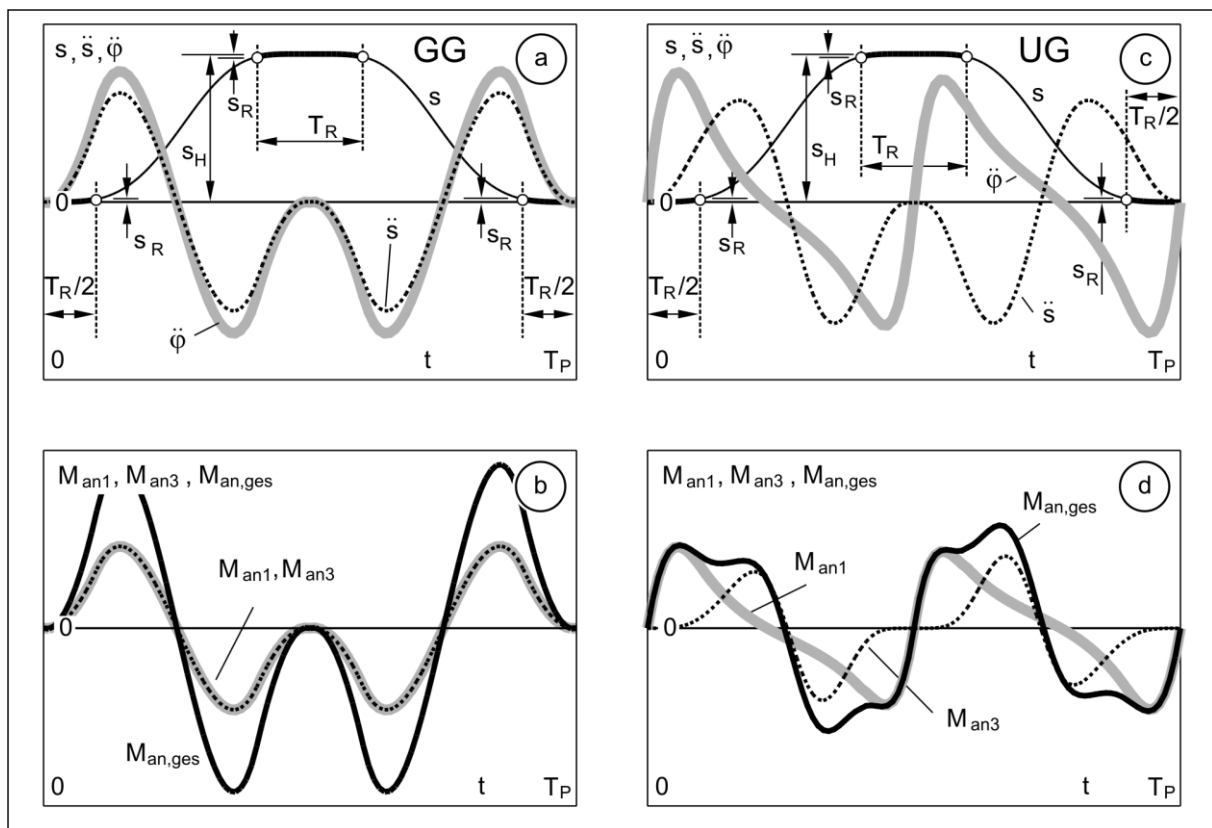


Bild 6:
Bewegungsaufgabe „Umkehrast mit Toleranz“

Angenäherter Ausgleich der Momentanteile

Um diesen vierten Teil-Effekt möglichst deutlich zu zeigen, wird die in [6] und [11] näher erläuterte Aufgabenstellung „Synchronfahrt“ herangezogen. Diese besteht darin, dass das Abtriebsglied in einer bestimmten Synchronzeit T_S mit exakt konstanter Geschwindigkeit über einen bestimmten Synchronweg s_S bewegt wird, dann abbremst, zurück läuft und wieder auf die vorgegebene Synchrongeschwindigkeit beschleunigt, um diese nach einer bestimmten Periodendauer T_P wieder an der gleichen Position zu erreichen wie zu Beginn des Bewegungsspiels. Exemplarisch sei hier für die Synchronphase die halbe Periodendauer und für den Synchronweg s_S 75% des Hubes $s_{H,UG} = 2l_1$ der UG-Variante vorgegeben.

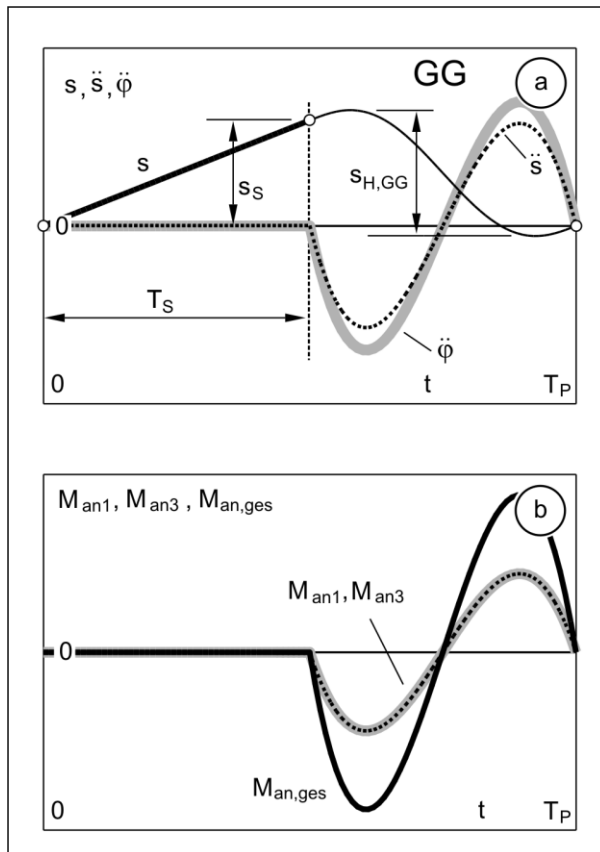


Bild 7:
GG-Variante für die
Bewegungsaufgabe „Synchronfahrt“

Für die GG-Variante ergeben sich damit die in Bild 7a gezeigten Beschleunigungsverläufe. Sie bestehen im ersten mit T_S bezeichneten Abschnitt aus der Synchronphase mit der Beschleunigung 0 während der Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit und im zweiten Abschnitt aus einem Übergangsverlauf für Abbremsung, Rücklauf und wieder Erreichung der Synchrongeschwindigkeit.

Für diesen Übergang wurde exemplarisch ein einfaches Polynom 5. Grades für den Wegverlauf über der Zeit gewählt, das hier einen Hub $s_{H,GG}$ zwischen seinen Umkehrlagen annimmt, der etwas kleiner ist als der getriebetechnisch vorgegebene Hub $s_{H,UG}$ der UG-Variante bei umlaufendem Antrieb. Mit diesen Beschleunigungsverläufen ergeben sich zwangsläufig die in Bild 7b gezeigten proportionalen Verläufe der Drehmomentanteile.

Etwas komplizierter ist die Bewegungsauslegung für eine optimale UG-Variante, die wiederum umlaufend angetrieben werden soll, denn nur dann – wenn überhaupt – ist eine antriebsentlastende Wirkung des U-Getriebes erreichbar. Gemäß [6] und [11] empfiehlt es sich dazu, zunächst nur für die eigentliche Synchronphase die Soll-Bewegung am Abtrieb vorzugeben und damit die dazu erforderliche Antriebsdrehbewegung an der Kurbel in der Synchronphase zu ermitteln. Anschließend wird diese so bestimmte Teilbewegung an der Kurbel mit einem geeigneten Übergangsverlauf zu einem vollständigen Umlauf ergänzt. Wenn die

Grenzen des Synchronweges s_S im Gesamthub s_H des U-Getriebes nicht zu nahe an dessen Totlagen liegen, bleiben die erforderlichen Drehmomentanteile am Antrieb in der eigentlichen Synchronphase relativ gering und erreichen ihre Spitzenwerte in der Rücklaufphase. Wie groß das Gesamtantriebsdrehmoment dabei letztlich wird – kleiner, etwa gleich oder durch- aus auch größer als bei der GG-Variante – hängt zunächst von den Abmessungen des U- Getriebes ab, sehr stark aber auch von dem gewählten Bewegungsverlauf in der Rücklauf- phase.

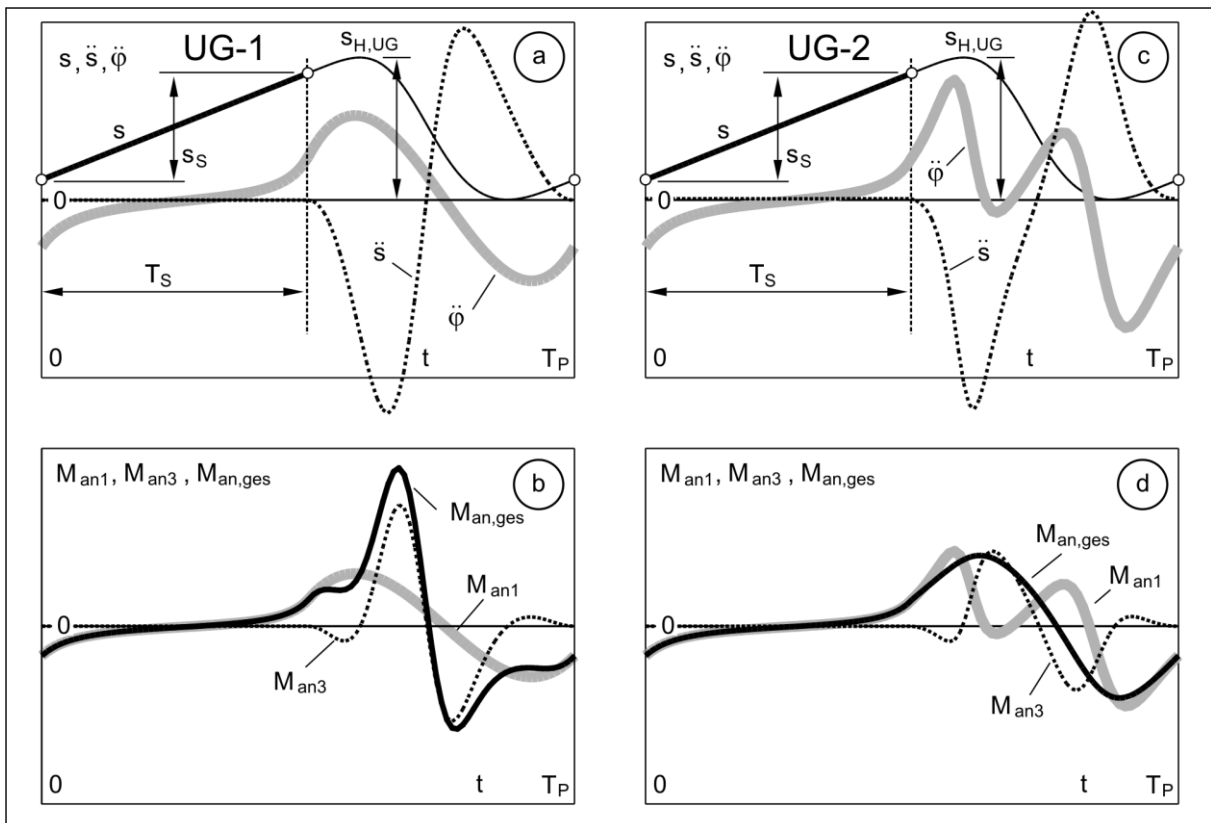


Bild 8:

UG-Varianten für die Bewegungsaufgabe „Synchronfahrt“

Bild 8 zeigt dazu exemplarisch zwei Auslegungsvarianten UG-1 und UG-2 für das gleiche U- Getriebe, aber mit unterschiedlichen Bewegungsverläufen im Rücklauf, die sich insbesonde- re im Vergleich der grau dargestellten Beschleunigungsverläufe φ'' am Antrieb in Bild 9a und 9c zeigen. Bei der ersten Variante UG-1 wurde die vorab berechnete, erforderliche Kurbel- drehung für die Synchronphase in der anschließenden Rücklaufphase mit einem üblichen Polynom 5. Grades für den Bewegungsablauf ergänzt. Es ergibt sich so ein recht harmo- nischer Gesamtverlauf der Antriebsbeschleunigung mit relativ geringen Maximalwerten und

der antriebsseitige Momentenanteil M_{an1} in Bild 9b bleibt demgemäß auch relativ gering. Es kommt bei dieser Auslegung aber zu einem sehr extremen Verlauf des abtriebsseitigen Momentenanteils M_{an3} mit deutlich höheren Spitzenwerten im mittleren Bereich der Rücklaufphase als bei der GG-Variante in Bild 7 und so auch zu einem Gesamtdrehmoment, dessen Spitzenwert hier nur wenig geringer ist als bei der GG-Variante und bei anderen Randbedingungen durchaus auch größer werden könnte.

Alternativ zeigt Bild 8 rechts eine Auslegungsvariante UG-2, bei der für den Übergang in der Rücklaufphase ein so genanntes „Momenten-Polynom“ zugrunde gelegt wurde, siehe [6,11]. Der damit vorgegebene Beschleunigungsverlauf φ'' für die Rücklaufphase in Bild 8c scheint mit seinen hohen Spitzenwerten und seinem unruhigem Verlauf zunächst gar nicht günstig zu sein, aber in Bild 8d zeigt sich deutlich der angestrebte Effekt: Die beiden Momentenanteile M_{an1} und M_{an3} erreichen zwar etwa die gleichen Spitzenwerte wie bei der GG-Variante in Bild 7, aber sie verlaufen nun annähernd gegensinnig gerade so, dass sie sich in ihrer Addition zum Gesamtantriebsmoment mehr oder weniger gegenseitig aufheben. Insgesamt ergibt sich damit nicht nur ein sehr viel glatterer Drehmomentverlauf als bei der GG-Variante, sondern auch eine Reduktion des Spitzenwertes auf etwa 40%.

Dieser Teil-Effekt kann als spezielle Form des Teil-Effektes „Versatz der Spitzenwerte“ interpretiert werden, aber auch als angenäherte Form der so genannten „Eigenbewegung“ von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben, siehe [10]. Darunter versteht man denjenigen Bewegungsablauf, den ein Getriebe unter Massewirkungen annimmt, wenn in einem beliebigen Bewegungszustand der Antrieb abgeschaltet, das Antriebsmoment also zu Null gemacht wird. Der dann sich einstellende Bewegungsverlauf, würde – als Antrieb zwangsweise vorgegeben – in der hier genutzten Betrachtungsweise zu genau gegengleich verlaufenden Momentenanteilen führen. Mit exakter Eigenbewegung kann man natürlich nicht ganz bestimmte, präzise vorgegebene Anschlussbedingungen einer Bewegungsaufgabe erfüllen – z.B. hier den Anschluss an die exakt zu durchlaufende Synchronfahrt – aber man kann mit entsprechenden Ansätzen für das Bewegungsdesign sehr wohl erreichen, verlangte Randbedingungen wenigstens möglichst „eigenbewegungsnah“ zu erfüllen, so wie es das hier eingesetzte „Momenten-Polynom“ zeigt.

5. Literatur

- [1] Schneider, B. u. Locherer, G.: Elektronische Kurvenscheiben – Moderne Lösungen für die Antriebs- und Steuerungstechnik. VDI Berichte 958 (1992) S. 217-229
- [2] Köster, M.: Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Getriebe durch Motion-Control-Systeme – Bewegungsdesign und Systemauslegung. VDI Berichte 2116 (2010)
- [3] Eidam, J.: Beurteilung und Simulation des Betriebsverhaltens von lagegeregelten elektrischen Direktantrieben als „Elektronische Kurvenscheibe“. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 279. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997
- [4] Braune, R.: 22 Jahre Institut für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover – Ein Rückblick auf die Arbeiten am IfG von 1986 - 2008. VDI Berichte 2050 (2008)
- [5] Internetseite des Instituts für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover. www.ifg.uni-hannover.de/schwerpunkte.html
- [6] Braune, R.: Koppelgetriebe mit Servo-Antrieb in schnellen Verarbeitungsmaschinen. Tagungsband VVD 2006 zur Tagung „Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik“, TU Dresden 2006, S. 311-348
- [7] Callesen, M.: Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Koppelgetriebe durch Motion-Control-Systeme – Nutzungsaspekte, Betriebsverhalten und Bewegungsoptimierung. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 1146. Düsseldorf: VDI-Verlag 2008
- [8] Köster, M.: Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Koppelgetriebe durch Motion-Control-Systeme – Systemkonzipierung und praktischer Einsatz. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 1168. Düsseldorf: VDI-Verlag 2010
- [9] VDI 2742: Arbeitstitel „Bewegungsgesteuerte elektromechanische Antriebssysteme mit ungleichmäßig übersetzenden Getrieben mit dem Laufgrad $F=1$ “. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, in Vorbereitung
- [10] VDI 2149 – Blatt 1: Getriebedynamik – Starrkörper-Mechanismen. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1998
- [11] Braune, R.: Bewegungs-Design – Eine Kernkompetenz des Getriebetechnikers. VDI-Berichte 1567 (2000), S. 1 – 23