

# METHODIK ZUM ENTWURF EINER BETÄTIGUNGSKINEMATIK MIT ROTATORISCHEM ANTRIEB FÜR EIN FAHRWERKSYSTEM

D. Doberstein, F. Thielecke, TU Hamburg-Harburg, Institut für Flugzeug-Systemtechnik  
Nesspiel 5, 21129 Hamburg, Germany

W. Hufenbach, O. Renner, T. Ritschel, TU Dresden, Institut für Leichtbau und  
Kunststofftechnik  
Holbeinstraße 3, 01062 Dresden, Germany

K.-H. Modler, TU Dresden, Institut für Festkörpermechanik  
Helmholzstrasse 10, 01069 Dresden

## Zusammenfassung

Die Motivation beim Entwurf von Kinematiksystemen besteht in der Regel in der Optimierung des Systems bezüglich eines oder auch mehrerer Designkriterien. Oftmals ist jedoch aufgrund der Vielzahl von Einflüssen sowie der hohen Komplexität schon von einfachen Systemen eine rein analytische Auslegung mit hohem Aufwand verbunden. Im Rahmen dieses Artikels werden rechnergestützte Hilfsmittel zur Lösung einzelner Teilaufgaben beschrieben, deren systematisch abfolgende Anwendung zu einer Entwurfsmethodik für kinematische Systeme führt. Die Methodik wird am Entwurfsbeispiel einer elektrischen Fahrwerksbetätigung mit einem rotatorischem Antrieb erläutert. Das Verfahren umfasst dabei den Entwicklungsprozess vom Kinematikentwurf bis hin zur Systemauslegung mit abschließendem Funktionsnachweis.

## SCHLAGWORTE

Kinematik; Mehrkörpersimulation; Fahrwerk; Fahrwerksbetätigung; Getriebesynthese;

## ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

EMA	ElektroMechanischer Aktuator	
MKS	MehrKörperSimulation	
$F$	[-]	Gesamtfreiheitsgrad
$M$	[Nm]	Moment
$b$	[-]	Bewegungsgrad
$f$	[-]	Freiheitsgrad
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$l$	[mm]	Länge
$t$	[s]	Zeit
$\delta$	[rad]	Fahrwerkswinkel
$\varphi$	[rad]	Rotationswinkel
$\omega$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

## 1. EINLEITUNG

Die Betätigung der Fahrwerke heutiger Verkehrsflugzeuge erfolgt üblicherweise durch hydraulische Zylinder, welche in der Regel über die hydraulischen Konstantdrucknetze des Flugzeuges versorgt werden. Durch die Widerstands-

steuerung mittels Drosseln und Servoventilen treten hierbei jedoch hohe Strömungsverluste in Form von Wärme auf. Des Weiteren ist, insbesondere aufgrund der äußeren Einsatzbedingungen der Fahrwerke, eine hohe Wartungsintensität und die Gefahr von Leckagen gegeben. Zudem ist die Betätigungszeit des Fahrwerks infolge der Drosseln abhängig von äußeren Lasten. Ausgehend vom Konzept eines *More Electric Aircraft* bestehen daher auch für den Bereich der Fahrwerke Bestrebungen, die hydraulische Betätigung langfristig durch einen rein elektromechanischen Aktuator (EMA) zu ersetzen.

Durch Hydraulikzylinder lassen sich prinzipbedingt bei vergleichsweise kleiner Baugröße große Kräfte aufbringen. Daher werden diese häufig bei einem kleinen wirksamen Hebelarm in der Nähe der Drehachse des Fahrwerksbeins angelenkt, um den erforderlichen Zylinderhub möglichst gering zu halten. Die Verwendung von EMAs führt hingegen bei großen Betätigungslasten in der Regel zu hohen Systemgewichten. Der Wechsel von einem hydraulischen Linearantrieb zu einem elektrischen Antriebssystem ist daher unweigerlich mit einer Neukonzeption der Fahrwerkskinematik mit dem Ziel der Verringerung von Betätigungslasten verbunden.

Die Konzeption einer Fahrwerksbetätigung beinhaltet mehrere Entwicklungsstufen, welche sich durch die logisch abfolgende Anwendung unterschiedlicher Verfahren bearbeiten lassen. Hieraus kann eine systematische Entwurfsmethodik abgeleitet werden, welche den Entwicklungsvorgang vom Kinematikentwurf bis hin zum abschließenden Nachweis der Systemfunktion umfasst. Die Erläuterung dieser Entwurfsmethodik sowie die beispielhafte Anwendung zum Entwurf

einer elektrischen Fahrwerksbetätigung mit rotatorischem Antrieb ist Inhalt dieses Artikels.

## 2. KINEMATIKSYNTHESE

Konventionelle hydraulisch betätigte Bugfahrwerke werden oft als sechsgliedriges Koppelgetriebe ausgeführt (vgl. Bild 2.1). Das zentrale Federbein dient hier zur Aufnahme der Bugrad-Baugruppe und stützt sich dabei über eine zweiteilige Kniestrebe (oberer und unterer Stützstrebe) in Fahrtrichtung gegen die Rumpfstruktur ab. Ein weiterer im Verbindungsgelenk der Stützstreben angeordneter Kniehebel sorgt für die Verriegelung des Fahrwerks in ausgefahrenem Zustand. Für die Entriegelung sowie die Fahrwerksbetätigung kommen zwei getrennte Hydraulik-Aktuatoren zum Einsatz.

EMAs besitzen ein geringeres massespezifisches Leistungsvermögen als hydraulische Aktuatoren und liefern somit bei gleichem Gewicht geringere Aktuatorkräfte. Um den hohen Leichtbaugrad der bereits ausgereiften hydraulischen Fahrwerkssysteme in etwa beibehalten zu können, soll das zu entwickelnde Fahrwerk mit nur einem Aktuator auskommen. Darüber hinaus ist die neue Kinematik so zu gestalten, dass die Fahrwerksbetätigung durch einen vorteilhaften Verlauf des Übersetzungsverhältnisses ohne ungünstige Lastspitzen am Antrieb erfolgt. Weitere Randbedingungen für die Synthese entstehen durch die Bauraumvorgaben sowie durch die Gewährleistung weiterer Systemfunktionen. Dazu gehört das sichere Ausfahren allein durch das Eigengewicht (Freefall) etwa bei defektem Antrieb sowie eine zuverlässige Verriegelung des ausgefahrenen Fahrwerksbeins.

Die methodische Synthese der neuen Fahrwerkskinematik mit Hilfe moderner Analyse- und Optimierungsmethoden wird nachfolgend erläutert. Schwerpunkte sind dabei die qualitative Konzeptfindung sowie die Getriebesynthese mit ersten Abschätzungen zu den kinematischen Größen.

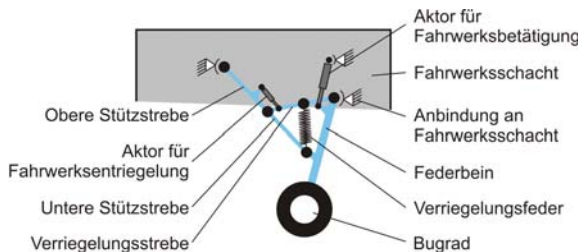


BILD 2.1: Kinematisches Konzept eines konventionellen Bugfahrwerks

### 2.1. Struktursynthese

Im Folgenden werden drei ausgewählte Basiskonzepte mit unterschiedlichen getriebetechnischen Lösungsansätzen vorgestellt und kurz bewertet.

#### Sechsgelenk-Konzept

Das Sechsgelenk-Konzept basiert auf der konventionellen Bauweise, wodurch die Getriebestruktur und damit auch der benötigte Bauraum weitgehend unverändert bleiben. Lediglich der Antrieb greift nicht mehr translatorisch am

Fahrwerksbein an, sondern wird als rotatorischer Antrieb in einem geeigneten Gelenkpunkt der kinematischen Kette positioniert (vgl. Bild 2.2 a). Mit einer günstigen Anordnung des Antriebs soll nach Möglichkeit sowohl die Betätigung, als auch die Entriegelung gewährleistet werden.

#### Eingelenk-Konzept

Beim Eingelenk-Konzept wird auf die Kniestrebe zur Abstützung des Fahrwerksbeins verzichtet (vgl. Bild 2.2 b). Der Antrieb kann hier vorteilhaft in der Schwenkachse des Fahrwerksbeins positioniert werden. Für die Übertragung von Betätigungs- und Bodenlasten wird eine Momentenstütze vorgesehen, die das Federbein gegenüber der Rumpfstruktur abstützt. Dazu ist außerdem eine Kupplung zu entwickeln, mit der das Fahrwerkbein gegenüber der Momentenstütze sicher arretiert werden kann. Für die Betätigung dieser Arretierkupplung ist etwa ein komplexes Schaltgetriebe als Sequencing-Einheit erforderlich, so dass mit dem EMA nacheinander die Schwenk- und die Arretierfunktion ausgeführt werden können. Ein Vorteil dieses Konzepts ist in der sehr kompakten Bauweise zu sehen, mit der ein relativ kleiner Fahrwerksschacht ermöglicht wird. Weiterhin können hierbei die Verriegelungsstreben eingespart werden. Durch das Fehlen einer Stützstrebe ergibt sich jedoch eine bedeutend höhere Biegebeanspruchung im Fahrwerksbein, was einen zusätzlichen Materialeinsatz an diesem Strukturteil erforderlich macht. Zusätzlichen Gewichtszuwachs bewirken die erforderliche hochbeanspruchte Arretiervorrichtung, sowie die technisch aufwändige Sequencing-Einheit.

#### Viergelenk-Konzept

Bild 2.2 c zeigt eine weitere Konzeptvariante mit einer durchgehenden Zug-Druck-Strebe anstelle der konventionellen Kniestrebe. Dieser Lösungsansatz eröffnet weitere Gewichtseinsparpotentiale, da der einachsige Beanspruchungszustand der Strebe somit für eine Faserverbund-Leichtbauweise nahelegt. Durch die gelenkige Lagerung eines Strebenendes am Fahrwerksbein und durch die Führung der Strebe in einer rumpfseitigen selbstausrichtenden Gleitbuchse kann eine Schwenkfunktion für das Fahrwerk realisiert werden. Als nachteilig ist der damit wachsende Bauraumbedarf im Fahrwerksschacht zu bewerten. Zudem ist die dauerhafte Klemmfreiheit der Gleitbuchse in Frage zu stellen. Das beschriebene Konzept ist aus getriebetechnischer Sicht eine Schubschwinge und gehört zur Gruppe der viergliedrigen Koppelgetriebe [1].

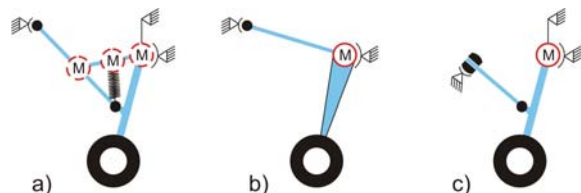


BILD 2.2: Prinzipdarstellung neuer Kinematiksysteme  
a) Sechsgelenk-Kinematik (Motorposition variabel)  
b) Eingelenk-Kinematik  
c) Viergelenk-Kinematik

Im Folgenden wird auf die Detaillierung des Sechsgelenk-Konzepts näher eingegangen.

## 2.2. Getriebeanalyse mit WinDAM

Die vergleichsweise geringe Leistungsdichte von elektromechanischen Antrieben führt zu der Forderung, mit einer geeigneten Fahrwerkskinematik ein weitgehend gleichmäßiges Antriebsmoment zu ermöglichen. Nur so kann eine optimale Motorauslastung gewährleistet und ein niedriges Systemgewicht erzielt werden. Aufgrund der Strömungskräfte am Fahrwerk und an den Klappen sowie durch Massen- und Federkräfte ergibt sich für eine Motorposition am oberen Schwenklager des Federbeins ein charakteristischer Momentenverlauf mit einer ausgeprägten Lastspitze kurz vor der sogenannten „Gear-Up-Position“ (vgl. Bild 2.3a). Durch eine Anpassung der Kinematik soll die Übertragungsfunktion so eingestellt werden, dass am angetriebenen Getriebeglied ein Lastmoment (Antriebsmoment) mit möglichst gleichmäßigem Verlauf wirkt. Bild 2.3c verdeutlicht den anzustrebenden Verlauf der Übertragungsfunktion.

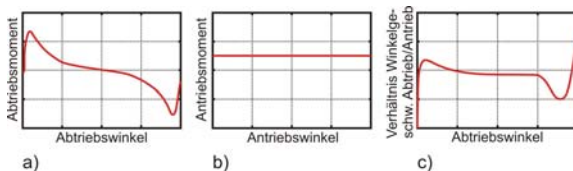


BILD 2.3: Ableitung der Übertragungsfunktion aus dem Lastmomentenverlauf bei Forderung eines konstanten Antriebsmomentes  
a) Lastmomentenverlauf am Federbein  
b) Angestrebter Momentenverlauf am Antrieb  
c) Resultierende Übertragungsfunktion 1. Ordnung

Zunächst ist zu prüfen, in wie weit eine Anpassung der Referenz-Kinematik notwendig ist, um einen günstigen Verlauf der Betätigungslasten einzustellen. Zur Ermittlung der Übertragungsfunktionen und zur Kinematik- bzw. Getriebesynthese kommt die Getriebeberechnungssoftware WinDAM zum Einsatz. Dabei werden vereinfachte zweidimensionale Modelle der Kinematik erstellt, wobei die Getriebeglieder als masselos abstrahiert werden. Überschneidungen der Getriebe-glieder werden zunächst zugelassen. Bild 2.4 zeigt das Modell der Referenz-Sechsglied-Kinematik in ausge-fahrener und eingefahrener Position.

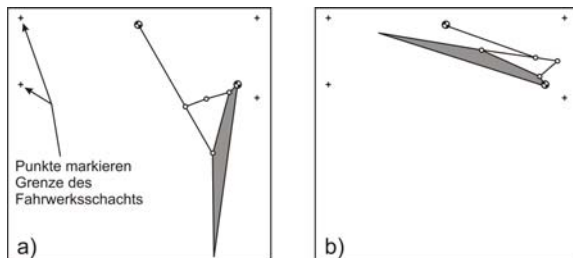


BILD 2.4: Getriebesimulation der Referenz-Kinematik mit WinDAM  
a) Ausgefahrener Zustand  
b) Eingefahrener Zustand

An diesem Modell wurde zunächst eine virtuelle Variation der Motorposition durchgeführt und über die Energiebilanz das jeweilige Antriebsmoment aus dem Lastmoment ermittelt. Die so errechneten Antriebsmomente sind in Bild 2.5 dargestellt.

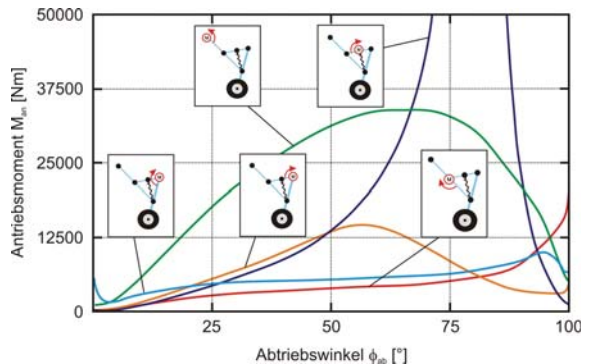


BILD 2.5: Antriebsmomentenverläufe der unveränderten Referenzkinematik bei verschiedenen Motorpositionen

Die bei allen Motorpositionen auftretenden Momenten-spitzen von mehr als 8.000 Nm führen zu dem Schluss, dass eine alleinige Substitution des Antriebs bei Beibehaltung der kinematischen Abmessungen nicht zielführend ist. Um einen gleichmäßigeren Verlauf des Antriebsmomentes zu gewährleisten, ist demnach die Anpassung der Kinematik erforderlich. Eine umfangreiche iterative Variantenstudie mit Hilfe der WinDAM-Applikation ergibt drei Vorzugsvarianten (A, B, C), die in Bild 2.6 schematisch dargestellt sind. Diese Vorzugsvarianten zeichnen sich durch einen gleichmäßigen Momenten-verlauf aus, der durch große Antriebswinkel, kurze Antriebsglieder sowie eine geeignete Anordnung der Glieder erreicht wird. Alle Varianten genügen den Bauraumanforderungen.

### Variante A

Gemäß Variante A wird die Stützstrebe durch einen Zweischlag (Glieder 7 und 8) angelenkt. Die Tragstruktur, bestehend aus Fahrwerksbein und Stützstrebe, bleibt dabei unverändert. Die Verriegelungsfunktion wird wie bei der Referenz-Kinematik durch eine entsprechende Verriegelungsstrebe realisiert, die durch Federn in einer leicht überstreckten Lage gehalten wird. Entriegelungs- und Betätigungsfunktion können ohne die Notwendigkeit einer Sequencing-Einheit mit einem Antrieb umgesetzt werden.

### Variante B

Bei Variante B wird die Stützstrebe am Kniegelenk durch einen sogenannten Zweischlag angelenkt. Der antreibende Zweischlag dient dabei gleichzeitig als Verriegelungsstrebe. Die Verriegelungsfeder kann analog zur Referenz-Kinematik zwischen dem Knickgelenk der Verriegelungsstrebe und dem Anlenkpunkt der unteren Stützstrebe am Federbein angeordnet werden. Auch diese Anpassung der Kinematik hat kaum Einfluss auf die Beanspruchung der Tragstruktur.

### Variante C

Bei Variante C handelt es sich um eine Viergelenk-Kinematik, bei der die Verriegelungsfunktion ohne eine zusätzliche Verriegelungsstrebe realisiert wird. Das Fahrwerk wird dabei durch einen Antrieb an der oberen Stützstrebe betätigt, wobei die neue Stützstrebe nun in Fahrtrichtung schwenkt. Mit diesem Getriebekonzept können zwar sehr günstige Antriebsmomentenverläufe erzielt werden, jedoch führen die kinematischen Änderungen auch zu einer erheblichen Anpassung der restlichen Fahrwerksstruktur. Die höheren strukturellen Beanspruchungen der Stützstrebe und des Fahrwerkbeins führen nach ersten Schätzungen zu einem Mehrgewicht von 30 %. Darüber hinaus wächst mit dieser Variante der benötigte Bauraum im Fahrwerksschacht.

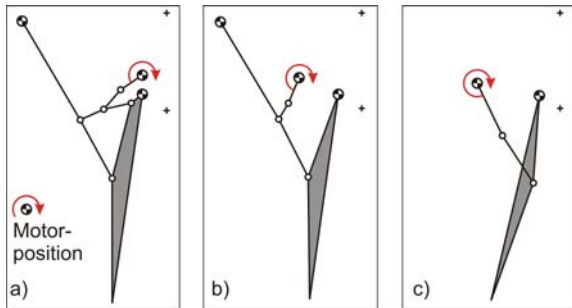


BILD 2.6: WinDAM-Modelle der Vorzugsvarianten  
a) Variante A  
b) Variante B  
c) Variante C

Die ausgewählten Vorzugsvarianten zeigen gegenüber der unveränderten Referenz-Kinematik weitaus günstigere Lastmomentenverläufe. Diese wurden in der im folgenden Abschnitt beschriebenen Maßsynthese weiter geglättet.

### 2.3. Maßsynthese mit APPROX

Die Maßsynthese, d.h. die Bestimmung der Gliedlängen für die erarbeiteten Koppelgetriebe, erfolgt mit Hilfe der an der TU Dresden entwickelten Getriebeoptimierungssoftware APPROX. Um den numerischen Aufwand in einem angemessenen Rahmen zu halten, wird die Anzahl der Variablen auf vier begrenzt. In einem zweistufigen Optimierungsprozess werden zunächst die optimalen Gliedlängen des jeweils antreibenden Zweischlags bestimmt. Danach wird der Variablenvektor um die Koordinaten des Anbindungspunktes des Zweischlags erweitert. Als Startwerte für die Gliedlängen werden die bereits optimierten Gliedlängen gewählt. Die angestrebte Übertragungsfunktion wird durch fünf kennzeichnende Werte im Momentenverlauf definiert und die Abweichung der tatsächlichen Übertragungsfunktion von der angestrebten Funktion an den fünf kennzeichnenden Stellen als Optimierungskriterium herangezogen. In Bild 2.7 ist der Einfluss des Anpassungs- und Optimierungsprozesses der Kinematik auf den Verlauf des Antriebsmomentes exemplarisch für Variante B dargestellt.

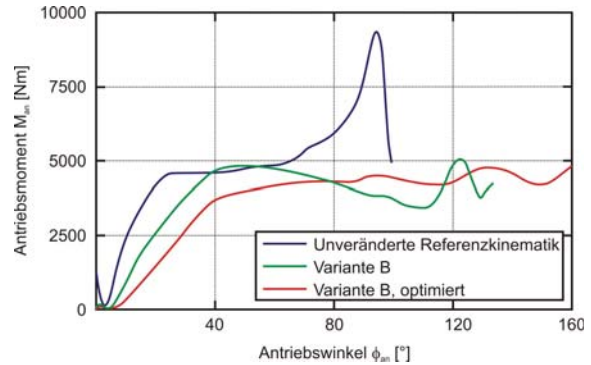


BILD 2.7: Optimierung des Antriebsmomentenverlaufs für die Kinematik-Variante B

### 2.4. Konzeptbewertung und -auswahl

Zur Konzeptauswahl werden die erarbeiteten Kinematikvarianten in einer Bewertungsmatrix (vgl. Tabelle 2.1) unter Berücksichtigung ihrer Eignung hinsichtlich Funktionalität, Leichtbaupotential und Bauraumbedarf zusammengefasst.

Die Bewertung der Konzeptvarianten führt zum Ausschluss der Varianten A und C. Variante B stellt aufgrund des günstigen Momentenverlaufs und des hohen Leichtbaupotentials eine viel versprechende Lösung dar. Die weitere Detaillierung dieser Variante ist in den folgenden Abschnitten beschrieben.

TAB 2.1: Konzeptbewertung

Aspekt	Gewichtung	Variante A	Variante B	Variante C
Downlock / Downlock-Release	5	3	3	1
Freefall Fähigkeit	5	3	3	2
Max. Aktuatorlast / Lastverlauf	4	1	2	3
Systemgewicht	3	2	3	1
Konstruktiver Aufwand	3	2	3	1
Bauraumverletzung	2	2	2	3
Gesamtwertung		<b>50</b>	<b>60</b>	<b>39</b>
Erläuterung: 1: schlecht 2: neutral 3: gut				

### 3. MEHRKÖRPERSIMULATION UND DESIGNSTUDIE

Das für den Kinematikentwurf in Abschnitt 2 erläuterte analytische Verfahren betrachtet als Einflussgröße für die Getriebe-synthese allein die Getriebeübersetzung, um hiermit die optimale Übertragungskinematik für einen möglichst geringen und gleichmäßigen Lastverlauf zu ermitteln. Darüber hinaus wird der Betätigungslastverlauf jedoch auch von weiteren Faktoren, wie z.B. Gelenkreibung, Trägheitseffekten und internen Kraftelementen beeinflusst. Für eine explizite Systemauslegung ist eine Berücksichtigung dieser Faktoren unerlässlich. Die Mehrkörpersimulation (MKS) erweist sich hier als eine geeignete Methode, um die in Abschnitt 2



durchgeführte Getriebesynthese zu verifizieren und deren Basis die für eine Komponentenauswahl vertiefte Systemanalyse durchzuführen.

### 3.1. Methodik der MKS

Ein mechanisches Mehrkörpersystem beschreibt im Allgemeinen ein System, welches sich aus einer endlichen Anzahl von Körpern und Verbindungselementen zusammensetzt. Zur Modellbildung wird ein reales System in Form eines Mehrkörpersystems in der Regel vereinfacht durch eine begrenzte Anzahl starrer Körper wiedergegeben, welche durch verschiedene masselose Verbindungselemente in ihren Freiheitsgraden eingeschränkt werden. Durch die Mehrkörpersimulation lässt sich das dynamische Bewegungsverhalten eines mechanischen Systems, welches durch die Bewegung der Teilkörper und ihre mechanischen Bindungen und Kräfte untereinander bestimmt wird, erfassen und beschreiben. Das MKS-Modell liefert unter Vorgabe von Anfangs- und Randbedingungen die Bewegungsabläufe und die dabei an den Körpern wirkenden Kräfte und Momente.

### 3.2. MKS des Fahrwerksystems

Das Softwarepaket MSC.ADAMS ist ein standardmäßig eingesetztes Programmsystem für die Mehrkörpersimulation. Es wird für die hier vorgestellte Kinematikanalyse verwendet. Die Mehrkörperuntersuchung des Fahrwerksystems ist in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

#### 3.2.1. Aufbau des MKS-Modells

Das dreidimensionale Mehrkörpermodell wird nach dem Prinzip des in Abschnitt 2 entworfenen Fahrwerksystems (vgl. Bild 2.6 b) gebildet. Als Systemgrenze wird die Aufhängung der Fahrwerkskomponenten an der Flugzeugstruktur definiert. Die Einzelkomponenten werden aus einfachen, elementaren, homogenen Körpern aufgebaut und geben in vereinfachter Form die Struktur des realen Systems wieder (Bild 3.1). Mit Erzeugung eines geschlossenen, homogenen Körpers errechnet ADAMS bei Angabe der Dichte automatisch die Masse, die Lage des Massenschwerpunktes und das Massenträgheitsmoment des Körpers.

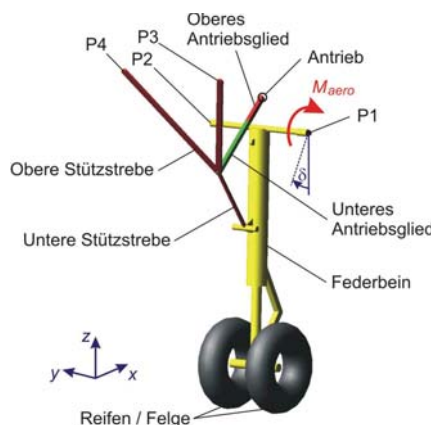


BILD 3.1: Schematische Darstellung des MKS-Modells

Um bei der Verwendung einer vereinfachten Geometrie jedoch die wahren Massenverhältnisse wiederzugeben, werden die genannten Elementeigenschaften an dieser Stelle nach den Eigenschaften von realen Fahrwerksbauteilen definiert.

Die Verbindung der Elemente untereinander sowie mit der Umgebung erfolgt durch verschiedene Arten von Gelenken. Eingesetzte Gelenktypen sind in der Hauptsache Drehgelenke (1 Freiheitsgrad), Drehschubgelenke (2 Freiheitsgrade) und Kugelgelenke (3 Freiheitsgrade). Die Anzahl der Körper ergibt sich für das Modell zu  $n = 7$ , die Anzahl der Gelenke zu  $g = 9$ . Nach der allgemeinen Formel für die Freiheitsgradberechnung [3]

$$(3.1) \quad F = b \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^g (b - f_i),$$

errechnet sich der Gesamtfreiheitsgrad zu  $F = 1$ . Das System ist somit bei Vorgabe eines Antriebs zwangsläufig.

### Körper

Die Hauptkomponente der Fahrwerkstruktur stellt das Federbein dar, welches im Modell hauptsächlich durch zylinderförmige Elemente approximiert ist. Es ist in den Punkten P1 und P2 (vgl. Bild 3.1) schwenkbar um die y-Achse in der Flugzeugstruktur gelagert. Für die Betätigung des Fahrwerks ist der Flugzustand der maßgebliche Fall. Die für den Bodenbetrieb relevanten Funktionen, wie z.B. Stoßdämpfung und Lenkung, werden dabei in einer separaten Untersuchung betrachtet. Für das Federbein ist an dieser Stelle im Modell daher keine Stoßdämpferfunktion vorgesehen und zudem auch kein Lenksystem implementiert.

Die zweiteilige Stützstrebe, welche das Federbein im ausgefahrenen Zustand nach vorne gegen die Flugzeugstruktur abstützt, ist durch Streben wiedergegeben und in den Punkten P3 und P4 ebenfalls schwenkbar um die y-Achse gelagert.

Da der Antrieb zu einem späteren Zeitpunkt als separates Modell eingebunden wird, sind im MKS-Modell lediglich die Anbindungsstreben an den Aktuator wiedergegeben.

### Lasten

Der Gesamtbetätigungslastverlauf setzt sich aus verschiedenen Lastanteilen zusammen, deren Größen vom jeweiligen Flugzustand abhängig sind. In der hier beschriebenen Analyse werden die folgenden Lastanteile berücksichtigt:

- g-Lasten
- aerodynamische Lasten
- Gelenkreibung
- Last durch Verriegelungsfedern

Da aus den Ergebnissen der Mehrkörperanalyse die Auslegungskriterien für den EMA abgeleitet werden sollen, wird bei der Modellierung die im Betrieb maximal auftretende Betätigungslast zugrunde gelegt.

Im ADAMS-Modell wirkt auf alle Bauteile standardmäßig die Erdbeschleunigung  $1g$  ( $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$ ). Zur Berücksichtigung von Lastvielfachen, resultierend aus Flugmanövern, wird im Weiteren eine Beschleunigung von  $2g$  angenommen.

Die aerodynamische Last auf Federbein und Stützstrebe

ist durch ein resultierendes Lastmoment  $M_{aero}(\delta)$  repräsentiert, welches um den Drehpunkt des Federbeins angreift (Bild 3.1). Das aerodynamische Lastmoment ist als Funktion in Abhängigkeit des Fahrwerkswinkels  $\delta$  definiert.

Die Gelenkreibung wird in ADAMS spezifisch für jedes Gelenk definieren. Eingangsgrößen des in ADAMS verwendeten Reibmodells stellen die Reaktionskräfte des Gelenks sowie optionale Vorspannkräfte dar. Berücksichtigt wird sowohl die statische (coulombsche) als auch die dynamische (viskose) Reibung. Die Verriegelungsfedern sind durch als in ADAMS zur Verfügung stehende Federelemente mit den entsprechenden Federwerten modelliert.

### 3.2.2. Verifikation des entworfenen Getriebes

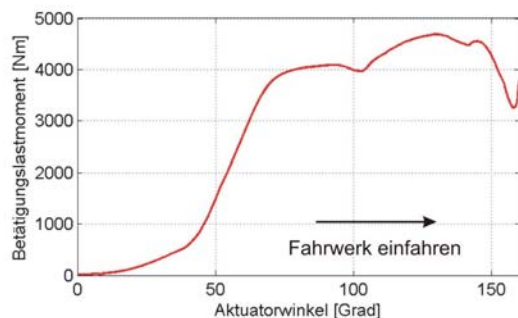


BILD 3.2: Betätigungslastverlauf als Ergebnis der MKS

Bild 3.2 zeigt das Ergebnis der Ermittlung des dynamischen Betätigungslastverlaufes für die in Abschnitt 2 entworfene Betätigungs kinematik nach der Methode der MKS. Für die Simulation ist eine Einfahrzeit des Fahrwerks von 9 s bei konstanter Aktuatordrehgeschwindigkeit angenommen. In einem Vergleich mit Bild 2.7 wird deutlich, dass die analytische Getriebesynthese aus Abschnitt 2 durch die MKS-Simulation weitestgehend bestätigt wird. Der Verlauf der Betätigungs last ähnelt stark dem dort ermittelten Lastverlauf.

Die Abweichungen der Verläufe lassen sich durch die unterschiedlichen Analysemethoden und die dadurch leicht veränderten Lastannahmen deuten. Ausgangsgrundlage der Getriebesynthese war ein statischer Betätigungs lastverlauf, welcher durch Versuche an einem realen, jedoch konventionell angetriebenen Fahrwerk bestimmt wurde. Bei der MKS-Analyse sind hingegen auch dynamische Effekte und Veränderung der Systemparameter, wie z.B. durch die verschobene Position und Länge der Verriegelungsfedern, in der Lastsimulation berücksichtigt. Die Erhöhung des Lastmomentes im Bereich um einen Aktuatorwinkel von 130 Grad lässt sich durch eine erhöhte Gelenkreibung infolge vergrößerter Strukturbelastungen deuten. Das Ansteigen des Lastmomentes bei Erreichen der Einfahrposition resultiert ebenfalls aus einer erhöhten Gelenkreibung, wobei diese an dieser Stelle auf eine Verspannung des Systems hindeutet.

### 3.3. Methodik Designoptimierung

Im vorangegangenen Abschnitt wurde mit Hilfe der MKS der Betätigungs lastverlaufes unter Berücksichtigung von

dynamischen und strukturellen Effekten ermittelt. Eine analytische Optimierung des Systems wie in Abschnitt 2 würde sich allerdings bei diesem Detaillierungsgrad sehr aufwändig darstellen, da die Wirkung der Einflussfaktoren auf das System sowie auch deren Abhängigkeiten untereinander bekannt sein und berücksichtigt werden müssten.

Mit der so genannten *Designoptimierung* bietet sich eine Methode, mit welcher die Optimierung eines MKS-Systems auf empirische Weise durchgeführt werden kann. Das Verfahren basiert auf dem Prinzip des *Design of Experiments* und ist als Funktion in der Software ADAMS implementiert. Bei der Designoptimierung werden im Vorwege definierte Designparameter, für welche die Optimierung durchgeführt werden soll, in mehreren Iterationsschritten systematisch nach einem internen Optimierungsalgorithmus innerhalb definierten Grenzen variiert. Die Werte der Designparameter konvergieren dabei gegen ihren späteren Endwert. Als Wertungskriterium wird für jeden Schritt die zu optimierende Eigenschaft betrachtet, wobei so viele Iterationen durchgeführt werden, bis keine Verbesserung des Ergebnisses mehr erzielt werden kann. Um die Anzahl der notwendigen Iterationen gering zu halten, sollten die Parametergrenzen mit Hilfe von Abschätzungsmethoden bereits möglichst eng um den zu erwartenden Optimalwert gewählt werden. Hierfür eignen sich beispielsweise *Designstudien*, anhand derer die Einflüsse einzelner Designparameter analysiert werden können.

#### 3.3.1. Festlegung der Designparameter

Zur Anwendung der Designoptimierung auf die betrachtete Betätigungs kinematik werden zunächst die zu optimierenden Designparameter festgelegt. Ermittelt werden soll zum Einen die optimale Position des EMA, repräsentiert durch die x- und z- Koordinate bei ebener Kinematikbetrachtung. Als weiterer Designparameter wird zudem das Teilungsverhältnis  $l_1/l_2$  der beiden Antriebsglieder herangezogen, wobei hier die Forderung besteht, dass die beiden Glieder in der vollständig ausgefahrenen Position eine gestreckte Lage zueinander haben. Die Parameter sind in Bild 3.3 graphisch dargestellt. Das Optimierungskriterium ist durch das Maximum des Betätigungs lastverlaufes gegeben, welches minimiert werden soll. Startwerte der Designparameter sind durch die ermittelten Kinematikpunkte aus Abschnitt 2 gegeben. Zur Festlegung der Parametergrenzen wird für jeden Parameter eine Designstudie durchgeführt. Hierzu wird der jeweilige Parameter um seinen Startwert in konstanten Abständen systematisch variiert und die Wirkung auf das Optimierungskriterium verglichen. Das Ergebnis einer solchen Designstudie ist in Bild 3.4 beispielhaft für das Teilungsverhältnis  $l_1/l_2$  dargestellt. Die Variationsgrenzen für diesen Parameter werden anhand des Ergebnisses auf 0,45 – 0,51 abgeschätzt. Die Festlegung der Grenzen für die übrigen Parameter erfolgt analog.

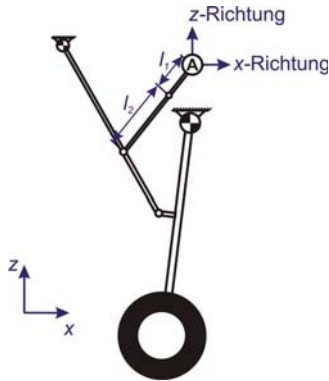


BILD 3.3: Zeichnerische Darstellung der Designparameter

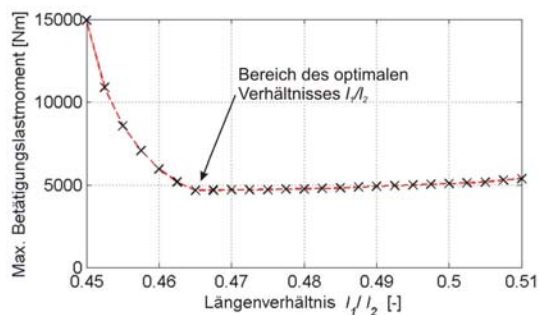


BILD 3.4: Designstudie für den Parameter  $l_1/l_2$  (Anzahl der Variationen: 25)

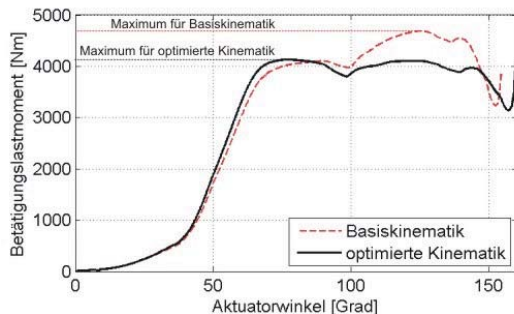


BILD 3.5: Vergleich des Betätigungslastverlaufes der optimierten Kinematik und der Ausgangskinetik

### 3.3.2. Ergebnisse der Designstudie

Die Designoptimierung durchläuft mit den vorgegebenen Randbedingungen 5 Iterationsschritte. Der resultierende Betätigungslastverlauf der optimierten Kinematik ist in Bild 3.5 mit der bisherigen Kinematik verglichen. Es wird deutlich, dass anhand der Designoptimierung das maximale Betätigungslastmoment von 4690 Nm auf 4130 Nm reduziert werden kann. Die Senkung des Maximalmoments wird insbesondere durch einen größeren Aktuatorabtriebswinkel und damit eine günstigere kinematische Übersetzung erzielt. Auch bei der optimierten Kinematik ist der starke Anstieg

des Lastmomentes kurz vor Erreichen der Einfahrposition zu beobachten. Diese deutet auf eine hohe Sensitivität des Systems an dieser Stelle gegenüber Parameterverschiebungen hin und ist bei einer konstruktiven Realisierung als kritisch zu betrachten, da aufgrund von Fertigungstoleranzen die Positionen der Kinematikpunkte nur bedingt eingehalten werden können.

## 4. ANTRIEBSMODELLIERUNG UND GESAMTSYSTEMSIMULATION

Die im vorangegangenen Abschnitt durchgeführte Designoptimierung führt zu einer kinematisch optimalen Konfiguration in Bezug auf ein geringes maximales Betätigungslastmoment. Das ermittelte Maximum des Betätigungslastmomentes stellt gleichzeitig auch die bedeutendste Auslegungsforderung für den EMA dar, da die Baugröße des Antriebs maßgeblich durch das maximal aufzubringende Moment bestimmt wird.

Im folgenden Abschnitt wird beispielhaft eine elektromechanische Antriebseinheit definiert, welche die gegebenen Funktionsanforderungen erfüllt. Unter Verwendung dieser Antriebseinheit soll das dynamische Verhalten des Gesamtsystems bestätigt und der abschließende Funktionsnachweis erbracht werden. Da die Software ADAMS nur sehr eingeschränkt zur Simulation von elektrischen Systemen geeignet ist, wird stattdessen ein Simulationsmodell des EMA in der Softwareumgebung MATLAB/SIMULINK aufgebaut. Im Anschluss werden Optionen für die Synthese der beiden Teilmodelle zu einem Gesamtsystemmodell diskutiert.

### 4.1. Verwendete Antriebskomponenten

Aufgrund der Charakteristik elektrischer Antriebsmaschinen, welche ihre höchste Effektivität in der Regel bei hohen Drehzahlen besitzen, ist für die Realisierung des Ein- und Ausfahrvorganges (Schwenkwinkel am EMA-Abtrieb ca. 200 Grad) ein entsprechend hoch untersetzendes Übertragungselement zu verwenden. Als geeignet erweisen sich hierfür Rotationsgetriebe nach dem Prinzip der *Taumelradgetriebe*, mit welchen sich in einer einzigen Getriebestufe Übersetzungsgraden von mehr als 100 erzielen und große Drehmomente übertragen lassen [4]. Für die beschriebene Anwendung wird beispielhaft ein Taumelradgetriebe mit einer Untersetzung  $i = 160$  gewählt.

Als Antriebseinheit wird eine bürstenlose, permanentmagneterregte Synchronmaschine eingesetzt. Aufgrund der fehlenden Erregerwicklungen zeichnet sich dieser Motortyp durch einen hohen Wirkungsgrad, einen geringen Verschleiß sowie gegenüber konventionellen Antrieben durch ein geringes Motorvolumen und –gewicht aus. Durch die Ansteuerung mittels Umrichter sind zudem eine hochdynamische Regelung und eine Unabhängigkeit von der Netzfrequenz gegeben.

### 4.2. Modellbeschreibung des EMA

Eine abstrahierte Darstellung des in MATLAB/SIMULINK erstellten EMA-Modells nach [2] ist in der linken Hälfte von Bild 4.1 erkennbar. Charakteristisch für die Motorsteuerung des bürstenlosen Gleichstrommotors ist die Kaskadenstruktur des Strom- und Drehzahlreglers. Die Eingänge des Motormodells sind die kommandierte Sollgeschwindigkeit  $\omega_{Soll}$  sowie das Lastmoment  $M_{L,M}$ .

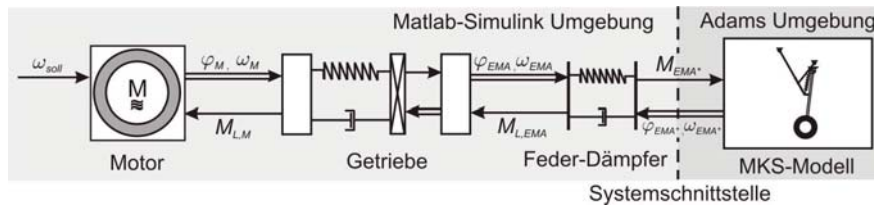


BILD 4.1: Struktur des Gesamtsimulationsmodells bei Co-Simulation

Ausgänge des Motors sind der Rotationswinkel  $\varphi_M$  sowie die Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle,  $\omega_M$ . Das Untersetzungsgetriebe ist vereinfacht durch ein ebenfalls in Bild 4.1 aufgeführtes Feder-Dämpfer-Element mit der Steifigkeit  $c_G$  sowie dem Dämpfungsfaktor  $d_G$  wiedergegeben. Eingänge des Getriebemodells sind der Rotationswinkel  $\varphi_M$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_M$  des Motors sowie das Reaktionsmoment der Fahrwerkskinematik,  $M_{L,kin}$ .

#### 4.3. Co-Simulation

Nach den vorangegangenen Abschnitten liegen jeweils ein Modell der Fahrwerkskinematik in der Softwareumgebung ADAMS sowie ein Modell des EMA in MATLAB/SIMULINK vor. Für eine Gesamtsystems simulation der Betätigung wird zunächst die Funktion der kombinierten Simulation (*Co-Simulation*) zwischen den Softwaresystemen ADAMS und MATLAB/SIMULINK beschrieben. Bild 4.1 zeigt hierzu die Struktur der kombinierten Einzelemente.

Die Co-Simulation erfolgt durch den synchronisierten Austausch von Werten bestimmter, im Vorfeld definierter Übergabevariablen. Im verwendeten Simulationsmodus *discrete mode* arbeiten die Solver der beiden Programme parallel, d.h. die Simulationen der jeweiligen Modelle erfolgen während eines definierten Zeitintervalls unabhängig voneinander. Nach Ablauf des Zeitintervalls werden die Werte der Übergabevariablen ausgetauscht und die Programme beginnen mit den neu erhaltenen Eingangswerten den nächsten Simulationsschritt.

Aufgrund der Programmeigenschaften von ADAMS ist es nicht möglich, rotatorische Größen, wie die Ausgangsgrößen des Getriebes, als Übergabevariablen zu importieren. Daher ist hinter dem Getriebe ein zusätzliches Feder-Dämpfer-Element eingefügt, dessen Schnittmoment  $M_{EMA}$  an ADAMS übergeben wird. Um die Dynamik des Systems nicht zu beeinflussen ist das Federelement im optimalen Fall als ideal steif zu betrachten, was bei der Co-Simulation aufgrund der Quantisierung der Werte der Übergabevariablen allerdings zu einer Instabilität des Systems führt. Eine verringerte Steifigkeit des Elements zeichnet sich hingegen durch starke Schwingungen in den Simulationsergebnissen ab.

Als weiterer Nachteil der Co-Simulation zwischen MATLAB/SIMULINK und ADAMS, welcher sich in der hier

beschriebenen Anwendung zeigt, ist die große Simulationsdauer aufgrund des parallelen Ablaufs der beiden Simulationsprogramme zu nennen. Zudem läuft die Simulation nur unter wenigen, spezifischen Randbedingungen zuverlässig stabil.

Vorteilhaft wäre aus den genannten Gründen die Nutzung einer einzigen Simulationsumgebung, welche die geforderten Disziplinen miteinander vereint. Im Folgenden wird daher die kinematische Abbildung des Fahrwerksystems in der MATLAB-Toolbox SIMMECHANICS beschrieben.

#### 4.4. Gesamtsystems simulation in der Matlab-Umgebung

Auch SIMMECHANICS bietet die Möglichkeit, kinematische Mehrkörpersysteme physikalisch zu modellieren. Aufgrund des sehr eingeschränkten Funktionsumfangs ist SIMMECHANICS allerdings nicht dazu geeignet, kinematische Systeme zu entwerfen und zu optimieren. Zudem werden komplexe Systeme aufgrund der abstrakten visuellen Darstellung sehr schnell unübersichtlich. SIMMECHANICS bietet als Toolbox von MATLAB/SIMULINK jedoch den Vorteil, dass dieses aus SIMULINK sehr leicht angesprochen werden kann und keine spezifische Schnittstelle definiert werden muss.

Für eine Optimierung der Gesamtsystems simulation wird daher auf Basis des bestehenden ADAMS-Modells ein vereinfachtes, 2D SIMMECHANICS-Modell abgeleitet, welches die relevanten dynamischen Eigenschaften in ausreichender Genauigkeit wiedergibt. Das EMA-Modell aus Bild 4.1 wird zudem so modifiziert, dass das Schnittmoment des EMA,  $M_{EMA}$ , als Übergabevariable an das Kinematikmodell übergeben wird. Die Rückkopplung enthält die Winkelposition  $\varphi_{EMA,ab}$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{EMA,ab}$  des EMA-Abtriebs. Diese Modifikation ermöglicht den Verzicht auf das in Abschnitt 4.3 eingefügte Feder-Dämpfer-Element. Die modifizierte Modellstruktur ist in Bild 4.2 zusammengefasst.

Für den abschließenden Funktionsnachweis der entworfenen Fahrwerksbetätigung ist im Folgenden ein vollständiger Einfahrvorgang simuliert. Dem drehzahlgeregelten Antriebsmotor ist hierbei eine konstante Drehgeschwindigkeit kommandiert, welche kurz vor Erreichen der Endposition gesenkt wird, um eine strukturelle Überbelastung in den Endanschlägen zu vermeiden. Bild 4.3 zeigt den simulierten Einfahrvorgang

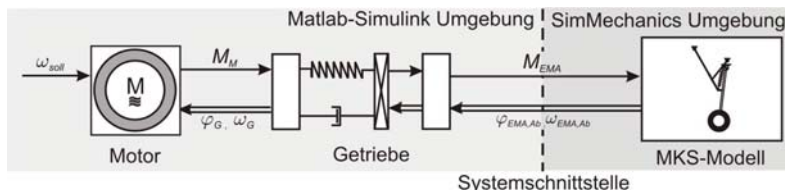


BILD 4.2: Struktur des Gesamtsimulationsmodells mit SimMechanics



anhand des Fahrwerkswinkels und des Aktuatorwinkels am Abtrieb. Der Einfahrvorgang wird bei  $t_{Start} = 1$  s gestartet. Das Fahrwerk erreicht seine Einfahrposition bei einem Fahrwerkswinkel von 80 Grad in ca. 9 s, was einer typischen Einfahrdauer eines Bugfahrwerksystems entspricht. Das durch den Elektromotor aufzubringende Antriebsmoment ist in Bild 4.4 dargestellt. Der charakteristische Verlauf des Betätigungslastmomentes aus Bild 3.2 ist auch in diesem Diagramm zu erkennen, wobei die Betätigungslast im SIMMECHANICS-Modell nur angenähert wurde, da das Augenmerk bei dieser Gesamtsystemsimulation auf der korrekten Wiedergabe des dynamischen Verhaltens des EMA liegt. Des Weiteren sind die An- und Abbremsvorgänge in Form von Momentensprüngen zu erkennen. Das hohe Haltemoment in der Einfahrposition bestätigt darüber hinaus die Vermutung einer hohen Sensitivität des Systems gegenüber Gelenkverschiebungen.

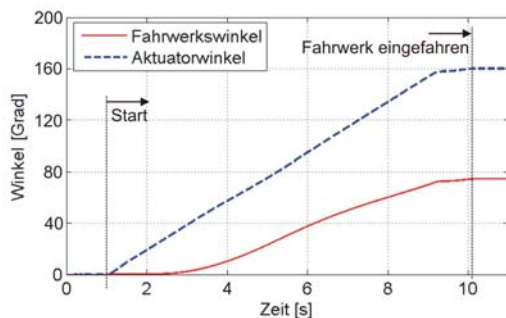


BILD 4.3: Fahrwerkswinkel und Aktuatorwinkel beim simulierten Einfahrvorgang

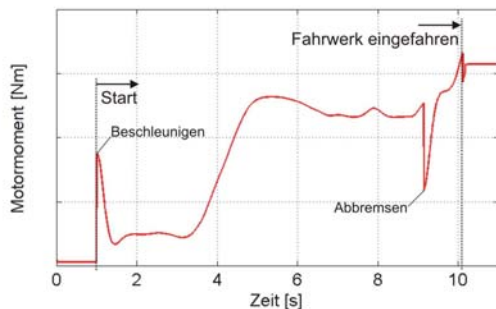


BILD 4.4: Antriebsmoment des Motors beim simulierten Einfahrvorgang

## 5. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Entwicklung komplexer Kinematiksysteme kann auch in Zeiten leistungsfähiger Computer- und Softwaresysteme nicht vollständig automatisiert werden und erfordert weiterhin die schöpferische Arbeit des Ingenieurs. Dennoch kann die Effizienz eines solchen Syntheseprozesses erheblich gesteigert werden, wenn vorhandene rechnergestützte Verfahren zur Analyse kinematischer Systeme sinnvoll miteinander verknüpft werden. Die daraus resultierende Methodik zur Kinematikentwicklung wird im vorliegenden Beitrag am Beispiel einer neuartigen Fahrwerkskinematik mit rotatorischem Antrieb erläutert.

In einem iterativen Prozess werden zunächst auf hohem Abstraktionsniveau neue Konzepte zur Struktur und

Anordnung von Kinematikgliedern und Motorpositionen erarbeitet. Die Bewertung und Auswahl wird dabei durch die Getriebeberechnungssoftware WINDAM, die eine effiziente Abschätzung von Bauraumbedarf und Übertragungsverhalten ermöglicht, unterstützt. Bevorzugt werden insbesondere Varianten mit gleichmäßiger Antriebslast auf niedrigem Niveau, da diese den Einsatz kostengünstiger und leichter Antriebe ermöglichen. Die so entstandenen Vorzugsvarianten ähneln der Referenzkinematik strukturell stark, besitzen jedoch weitaus günstigere Lastmomentenverläufe. Mit Hilfe der Software-Applikation APPROX gelingt es, vorhandene Lastspitzen in einem zweistufigen Optimierungsprozess weiter zu senken, so dass der Einsatz eines elektromechanischen Antriebs realistisch erscheint.

Die Mehrkörpersimulation erweist sich als eine geeignete Methode, um das Fahrwerksystem unter Berücksichtigung dynamischer Effekte in einer für eine Systemauslegung ausreichenden Genauigkeit wiederzugeben. Da ADAMS für die Abbildung von elektrischen Systemen nur sehr eingeschränkt geeignet ist, wird auf Grundlage der Ergebnisse der Mehrkörpersimulation eine geeignete Antriebseinheit ausgewählt und in MATLAB/SIMULINK modelliert. Für eine Gesamtsystemsimulation der Fahrwerksbetätigung wird die Durchführung einer Co-Simulation zwischen den Programmen ADAMS und MATLAB/SIMULINK geprüft. Es zeigt sich, dass Ergebnisse hierbei nur durch großen Aufwand in der Anpassung der Programmschnittstelle und durch Inkaufnahme langer Simulationszeiten erzeugt werden können. Eine effektivere Methode zur Kontrolle des dynamischen Systemverhaltens bietet sich hingegen durch die Einbindung eines vereinfachten Kinematikmodells in der SIMULINK-Toolbox SIMMECHANICS. Die Realitätsnähe der Simulationsergebnisse ist dabei in der Hauptsache durch die Güte des SIMMECHANICS-Modells bestimmt.

Anhand des vorliegenden Gesamtmodells lassen sich weitere, tiefergehende Fragestellungen und Eigenschaften des Fahrwerks untersuchen, wodurch ein präzises Systemdesign auf virtueller Basis gelingt. Aufwändige und teure Versuchsprogramme könnten auf diese Weise zukünftig minimiert und Entwicklungszeiten erheblich verkürzt werden. Natürlich eignet sich die vorgestellte Methodik auch für weitere Bereiche des Maschinenbaus, in denen komplexe Bewegungs- und Kraftübertragungsaufgaben durch kinematische Systeme zu lösen sind.

## LITERATUR

- [1] LUCK, K.; MODLER, K.-H.: *Getriebetechnik*. Berlin: Springer-Verlag, 1995.
- [2] COCHOY, O.; CARL, U.; THIELECKE, F.: *Integration and Control of Electromechanical and Electrohydraulic Actuators in a Hybrid Primary Flight Control Architecture*. In: Recent Advances in Aerospace Actuation System and Components, Toulouse, 2007.
- [3] KERLE, H. ; PITTSCHELLIS, R. ; CORVES, B. : *Einführung in die Getriebelehre*. 3. Aufl. Stuttgart: B.G.Teubner, 2007.
- [4] MÜLLER, H.: *Die Umlaufgetriebe*. Berlin: Springer Verlag, 1998.