

KONZEPTE UND METHODEN FÜR EINE RECHNERGESTÜTZTE AUSLEGUNG DER ANTRIEBSSYSTEME VON HOCHAUFTRIEBSSYSTEMEN

M. Pfennig, F. Thielecke, TU Hamburg-Harburg, Institut für Flugzeug-Systemtechnik,
Nesspriel 5, 21129 Hamburg, Germany

Übersicht

Die Auslegung und Dimensionierung von Antriebssystemen für Landeklappen ist ein aufwendiger und iterativer Prozess. Im Rahmen dieses Artikels wird ein Konzept für eine umfassende Rechnerunterstützung bei der Systemauslegung vorgestellt. Eine gute Prognose von Lastspitzen, die infolge von Fehlerszenarien auftreten, ist eine zentrale Aufgabe der Systemspezifikation, um einerseits eine ausreichende Festigkeit der belasteten Komponenten zu gewährleisten, andererseits aber eine Überdimensionierung und so unnötige Bauteilmassen zu vermeiden. Ein Ansatz zur Approximation dieser Lastspitzen im Vorentwurf, dessen Ergebnisse sowie die Umsetzung für eine möglichst weitgehende Automatisierung dieser Berechnungen werden hier vorgestellt. Neben der Vorstellung wesentlicher Bestandteile des Konzeptes wird die Möglichkeit, eine Optimierung des Gesamtsystems in verschiedenen Entwicklungsphasen zu realisieren, diskutiert.

SCHLAGWORTE

Antriebssysteme; Constraint-Netze; Flugzeugsysteme; High-Lift; Hochauftriebssystem; Optimierung; Vorentwurf

ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

CAE	Computer Aided Engineering
DD	Down Drive
GB	Gear Box
ICSP	Interval Constraint Satisfaction Problem
PDU	Power Drive Unit
RA	Rotary Actuator
SFCC	Slat Flap Control Computer
TL	Torque Limiter
WTB	Wing Tip Brake

E	[J]	Energie
J	[kgm ²]	Massenträgheitsmoment
N	[—]	Anzahl
T	[Nm]	Drehmoment
c	[Nm/rad]	Torsionssteifigkeit
d	[Nms/rad]	Dämpfung
t	[s]	Zeit
n	[rpm]	Drehzahl
φ	[rad]	Winkel
τ	[Nm/m ²]	Schubspannung
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

1 EINLEITUNG

Die Auslegung der Antriebssysteme der sekundären Flugsteuerung ist durch viele Anforderungen und Randbedingungen bestimmt. Gerade zu Beginn der Systementwick-

lung führen unsichere Informationen und häufige Änderungen der Vorgaben zu vielen zeitaufwendigen Iterationen. Die Häufigkeit der Iterationen und die Komplexität des betrachteten Systems erfordern daher ein hohes Maß an Erfahrung und oft stark vereinfachende Modelle zur Bestimmung von wichtigen Kenngrößen. Im Laufe der Systemauslegung nimmt die Menge an gesicherten und verfügbaren Informationen zu, so dass erst in späteren Entwicklungsphasen die Möglichkeit für die Erstellung eines detaillierten und zuverlässigen Systemmodells zur Analyse gegeben und der erforderliche Aufwand dafür zu rechtfertigen ist.

Die Komponenten von Landeklappenantriebssystemen sind hauptsächlich Torsionsbeanspruchungen ausgesetzt. Hohe Geschwindigkeitsgradienten, wie sie vor allem bei einem schnellen Festsetzen des Antriebssystems auftreten, führen zu Lastspitzen, die dimensionierend sein können. Eine genaue Abschätzung dieser Lastspitzen mit wenigen Informationen ist daher besonders im Vorentwurf wichtig, um sowohl eine ausreichende Festigkeit zu gewährleisten als auch eine Überdimensionierung zu vermeiden. Ein Hauptbestandteil dieses Artikels ist daher die Bewertung von geeigneten Ansätzen zur Bestimmung von Lastspitzen infolge transients Vorgänge.

Eine CAE-Software soll entwicklungsbegleitend Unterstützung für die verschiedenen Phasen des Auslegungsprozesses anbieten und definierbare, häufig durchzuführende Berechnungen möglichst automatisieren. Das Konzept für dieses Vorhaben, das in Zusammenarbeit mit AIRBUS Deutschland durchgeführt wird, ist in den folgenden Abschnitten ausführlich erläutert. Dabei werden die wesentlichen Bestandteile vorgestellt und Möglichkeiten für

eine Systemoptimierung diskutiert.

2 SYSTEMBESCHREIBUNG

Heutige Hochauftriebshilfen werden über einen verzweigten Antriebsstrang mit einer zentralen, im Flugzeugrumpf befindlichen Antriebseinheit (Power Drive Unit, PDU) verstellt. Bild 1 zeigt die mechanische Kopplung von hochübersetzenden Spindel- oder Rotationsaktuatoren, welche die Klappenbewegung einleiten. Die Wellentransmission stellt so eine synchrone Bewegung der Stellflächen sicher. Der Antriebsstrang besteht aus Umlenk- und Abzweiggetrieben, Wellen- und Anschlusselementen, wie z.B. Flanschverbindungen sowie Lagerungen in der Struktur. Neben diesen Elementen, die lediglich der Momentenübertragung dienen, findet man weitere aktive und passive Elemente. An den äußeren Enden der Transmission befinden sich meist Wellenbremsen (Wing Tip Brake, WTB). Mechanische Lastbegrenzer (Torque Limiter, TL) an den Aktuatoreingängen schützen die Klappenstruktur vor Überlasten, während optional Systemlastbegrenzer (System Torque Limiter, STL) das Lastmoment in den flügelseitigen Antriebssträngen begrenzen und so häufig eine weitere Gewichtsreduktion der Klappen- und Antriebsstruktur ermöglichen.

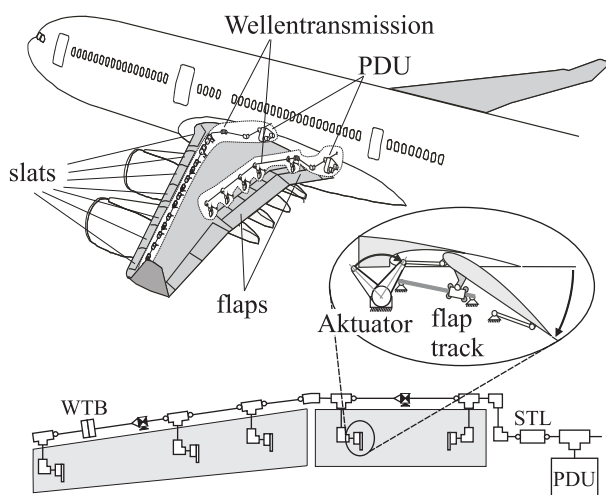


BILD 1: Antriebssysteme an Vorder- und Hinterkante des Flügels

2.1 Merkmale der Systementwicklung

Die Neuentwicklung eines Hochauftriebssystems ist ein iterativer und interdisziplinärer Vorgang. Der Entwicklungsprozess des Hochauftriebssystems ist stark abhängig von den Vorgaben vorangehender Untersuchungen und Randbedingungen. Die aerodynamische Gestaltung der Flaps und Slats sowie deren Positionierung bestimmt die Lasten auf die Landeklappen. Je nach Ausführung der Klappenkinematik ergeben sich unterschiedliche Maximallasten, die an den Aktuatoren aufzubringen sind. Über das verlustbehaftete Transmissionssystem ist wiederum das erforderliche Drehmoment der Antriebseinheit zu bestimmen. Die konstruktive Ausgestaltung der Wellentransmission ist dabei durch den zur Verfügung stehenden Bauraum einge-

schränkt.

Weiterhin kann das komplexe Antriebssystem in einige Subsysteme unterteilt werden: die Aktuatorik samt Antriebsstrang, die Antriebseinheit (PDU) und die Steuerungs- und Überwachungseinheit (Slat Flap Control Computer, SFCC). Diese Teilsysteme haben viele Schnittstellen und beeinflussen so auch gegenseitig ihren Auslegungsprozess. Der Schwerpunkt dieses Artikels liegt auf der Auslegung der mechanischen Elemente der Wellentransmission.

Aufgrund der Kürze der Entwicklungszeiträume muss mit der Entwicklung des Antriebssystems und dessen Subsystemen bereits begonnen werden, bevor alle Eingangsgrößen endgültig feststehen. Ein weiterer Einflussfaktor, der gerade für das Antriebssystem besondere Bedeutung hat, ist die Tatsache, dass die verwendeten Einzelelemente gewichtsoptimierte, zertifizierte Flugzeugkomponenten und somit keine Standardelemente mit bekannten Kenngrößen sind. Somit lassen sich charakteristische Kennwerte, wie z.B. Massenträgheitsmomente oder Reibverluste, zunächst nur abschätzen. Zum Zeitpunkt der Vorentwicklung sind somit die Eingangsgrößen, aber auch Randbedingungen und Komponentendaten noch nicht festgelegt oder aber mit Unsicherheiten behaftet. Im Laufe der Entwicklung ändern sich diese Angaben, was zu einer Überprüfung der Systemanforderungen und ggf. zu einer Anpassung führt.

3 AUSLEGUNG DER TRANSMISSION

Bei der konstruktiven Gestaltung der einzelnen Elemente des Antriebsstranges sind verschiedene Anforderungen zu erfüllen. Die Festigkeit der Maschinenelemente muss unter allen, auch fehlerhaften, Betriebsbedingungen sichergestellt sein.

Um ein möglichst gewichtsoptimales Antriebssystem zu entwerfen, weisen die Aktuatoren hohe Übersetzungsverhältnisse auf, so dass eingangsseitig relativ niedrige Drehmomente erforderlich sind. Daraus resultieren hohen Drehzahlen der Transmission. Die langen und schnell drehenden, dünnwandigen Wellenelemente neigen aufgrund ihres Eigengewichts zu biegekritischen Schwingungen. Bei der Auslegung ist daher u.a. sicherzustellen, dass die stationäre Drehzahl des Gesamtsystems unter allen Betriebszuständen einen ausreichenden Abstand zu entsprechenden biegekritischen Eigenformen aufweist.

Die mechanischen Übertragungsglieder der Wellentransmission müssen aber vor allem ein Drehmoment übertragen und somit auf Torsion ausgelegt werden. Während die Antriebseinheit redundant aufgebaut ist, besitzt der Wellenstrang nur einen Lastpfad. Um eine ausreichende Festigkeit der mechanischen Übertragungsglieder zu garantieren und ein Versagen auszuschließen, ist eine gute Kenntnis der maximalen Belastungen unter allen Einsatzbedingungen erforderlich. Insbesondere zwei Fehlerfälle verursachen hohe Lastspitzen im System.

Zum einen ist dies ein Klemmfall, der in der Klappenführung oder einem Getriebe auftreten kann. Ein solcher Klemmfall führt dazu, dass bestimmte Teile des Antriebssystems mit dem maximalen Antriebsmoment der PDU belastet werden,

auch wenn im Nennbetrieb nur ein Bruchteil dieses Drehmomentes zu übertragen ist.

Lastbegrenzer limitieren in einem solchen Fall für weite Teile des Antriebsstranges das durchgeleitete Motormoment. Das abrupte Festsetzen und die Trägheit des Antriebssystems führen allerdings zu einer Verdrillung und somit zu einem starken Anstieg der übertragenen Drehmomente im Wellenstrang. Der Systemlastbegrenzer limitiert zwar das von der Antriebseinheit eingeleitete Moment, die Lastspitzen an der Klemmstelle lassen sich aber dadurch nicht vermeiden.

Weiterhin ist davon auszugehen, dass die mechanische Kopplung der Transmission während des Betriebs an einer Stelle, z.B. durch einen Bruch, verloren gehen kann. Das würde dazu führen, dass ein oder mehrere Klappen-segmente von der Antriebseinheit entkoppelt sind, so dass ihre Bewegung durch die anliegenden Luftlasten und anfallende Reibverluste bestimmt wird. Um diese unkontrollierten Klappenbewegungen zu verhindern, werden als Reaktion nach Erkennen des Fehlers die Wellenbremsen gesetzt, was zu einem abrupten Stillstand des beschleunigten Teilsystems führt. Aufgrund der Trägheit des Systems treten dann sehr hohe Lastspitzen auf, die für die mechanischen Komponenten dimensionierend sein können. In den folgenden Abschnitten werden Ansätze erläutert, die eine Abschätzung dieser Lastspitzen bieten.

3.1 Ansätze zur Bestimmung von Maximallasten

Aufgrund der zahlreichen Änderungen von Vorgaben und Komponenten- bzw. Systemparametern während des Vor-entwurfes kommen bisher oft nur einfache Abschätzungen von Maximallasten in Folge von Fehlerfällen zum Einsatz. Eine praktische Möglichkeit, mit wenigen Daten eine Abschätzung für solche Lastspitzen in Teilen des Antriebsstranges zu erstellen, ist in [8] beschrieben. Das betrachtete Teilsystem wird dort in einen Einmassenschwinger überführt. Dafür sind zunächst das reduzierte Massenträgheitsmoment J_{red} und die erste Eigenfrequenz ω_0 für den linearen Torsionsschwinger zu bestimmen. Die Eigenfrequenz lässt sich z.B. mit Hilfe des Restgrößenverfahrens [7] aus den einzelnen Verdrehsteifigkeiten und Massenträgheitsmomenten bestimmen. Mit Hilfe der Torsionssteifigkeit

$$(1) \quad c_{red} = \omega_0^2 \cdot J_{red}$$

erhält man einen Einmassenschwinger, der die erste Eigenform des zu betrachtenden Antriebsstranges wiedergibt. Dieses Feder-Masse-System approximiert nun das dynamische Verhalten des betrachteten Teilantriebsstranges. Bei einem schnellen Übergang des Torsionsschwingers von einer maximalen Geschwindigkeit ω_{max} in den Stillstand wird die gesamte kinetische Energie in die potentielle Energie der Torsionsfeder übergehen. Diese erreicht bei einer Verdrillung ϕ_{max} ihren Maximalwert, ebenso das Drehmoment der Torsionsfeder:

$$(2) \quad E_{kin,max} = E_{pot,max}$$

$$(3) \quad \Rightarrow \frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \omega_{max}^2 = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \Delta\phi_{max}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_{max}^2}{c_{red}}$$

$$(4) \quad \Rightarrow T_{max} = \omega_{max} \cdot \sqrt{c_{red} \cdot J_{red}}$$

Der gewählte Ansatz nutzt starke Vereinfachungen und berücksichtigt weitere Einflüsse, wie z.B. die Bremsdauer, nicht. Die Ergebnisse unterliegen somit hohen Unsicherheiten. Nichtsdestotrotz konnten so in der Vergangenheit hilfreiche Ergebnisse insbesondere in der Vorentwurfsphase gewonnen werden [8]. Weiter bietet der Ansatz den Vorteil, dass nur Massenträgheitsmomente und die Torsionssteifigkeiten der Elemente bekannt sein müssen.

Das Erstellen eines nichtlinearen Simulationsmodells und dessen Simulation ermöglicht zwar eine detailliertere und zuverlässigere Analyse des dynamischen Systemverhaltens auch nach Fehlerfällen, allerdings erfordert ein solches Modell viele Eingangsdaten, wie z.B. Reibparameter, und einen hohen Rechenaufwand. Beide Eigenschaften sind für einen möglichst frühen Einsatz in der Entwurfsphase ungeeignet.

Eine Alternative zu den genannten Ansätzen ist das Erstellen eines linearen Simulationsmodells mit möglichst hoher Ordnung. Dies wird hier am Beispiel des Airbus A380 Landeklappenantriebsstranges untersucht.

4 ANALYSE TRANSIENTER VORGÄNGE AM BEISPIEL DES AIRBUS A380

Aufgrund der hohen Anzahl von Elementen und Abtrieben eignet sich das Flap-Antriebssystem des Airbus A380 besonders gut für eine Untersuchung der Güte eines linearen Modells zur Bestimmung von Lastspitzen infolge von Fehlerfällen. Bild 2 zeigt die Systemarchitektur. Das Halbsystem eines Flügels besteht aus sechs Aktuatoren, die über Abzeiggetriebe mit dem Hauptwellenstrang verbunden sind. Dieser enthält außerdem Winkelgetriebe, Wellenelemente und -verbindungen sowie Lagerstellen. Ein Systemlastbegrenzer und eine Wellenbremse vervollständigen das Transmissionssystem.

Dieser Antriebsstrang ist nun durch ein lineares System zu beschreiben. Zur Vereinfachung werden die Abtriebsstationen zu einem reduzierten Massenträgheitsmoment zusammengefasst, so dass die verzweigte Struktur im Modell entfallen kann und ein Torsionsschwinger entsteht. Sind die Massenträgheitsmomente J_i und die Torsionssteifigkeiten c_i der Elemente bekannt, so kann ein lineares Modell erstellt werden.

Im Folgenden werden die Untersuchungen für einen definierten Endpunkt eines Teilsystems des Antriebsstranges untersucht. Werden die angrenzenden Elemente fortlaufend indiziert, so lautet die lineare Bewegungsgleichung des i -ten Elementes

$$(5) \quad J_i \cdot \ddot{\omega}_i = T_i + c_i \cdot (\phi_{i-1} - \phi_i) + d_i \cdot (\omega_{i-1} - \omega_i)$$

Als Eingangsgrößen lassen sich die Drehzahl des betrachteten Endpunktes ω_{i-1} sowie das erforderliche Drehmoment T_i am Ausgang definieren. Die Bewegungsgleichung

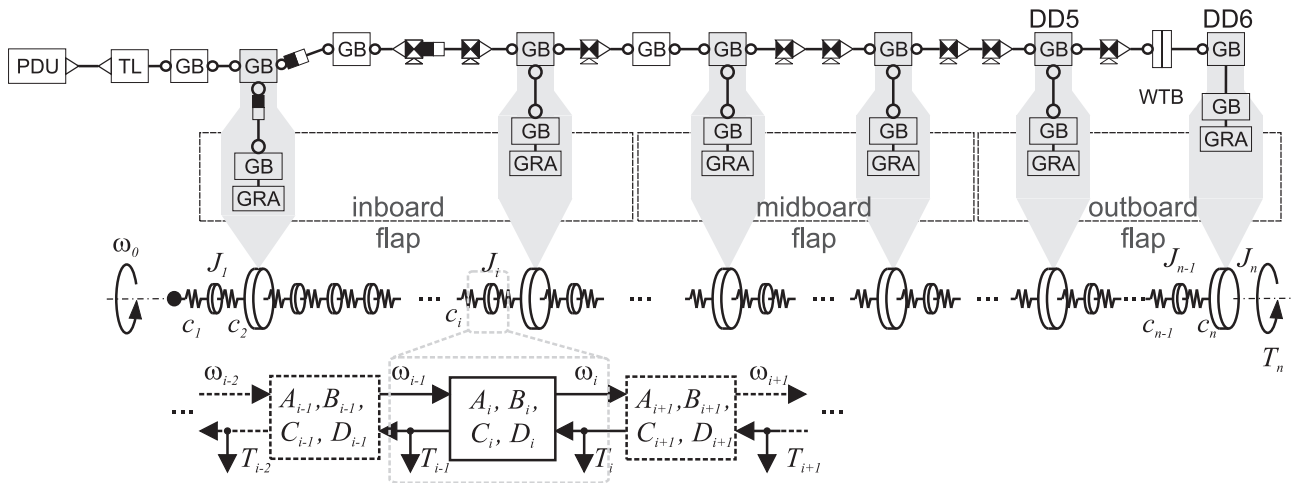


BILD 2: Flap-Antriebsarchitektur des Airbus A380 und Überführung in einen linearen Torsionsschwinger

kann so in eine Zustandsraumdarstellung mit dem Zustandsvektor $x = [\varphi_{i-1} \ \varphi_i \ \omega_i]$ sowie dem Eingangsvektor $u = [T_i \ \omega_{i-1}]$ und dem Ausgangsvektor $y = [T_{i-1} \ \omega_i]$ überführt werden. Da insbesondere während der Vorentwicklung noch keine Informationen über die Strukturdämpfung oder viskose Reibanteile bekannt sind, wird dieser Wert hier als Funktion der Federsteifigkeit abgeschätzt mit $d_i = \text{const} \cdot c_i$.

Die Zustandsraumdarstellung ermöglicht ein leichtes Verknüpfen der einzelnen Bewegungsgleichungen zur Beschreibung des Gesamtsystems. Die Eingangsgrößen der gesamten Schwingerkette sind ein Lastmoment sowie die Drehzahl ω_0 an der zu untersuchenden Stelle. Durch die Vorgabe der Eingangs-drehzahl lassen sich nun auch die Beschleunigungs- oder Vorzögerungsvorgänge, wie z.B. eine Bremsdauer, genauer berücksichtigen als in [8].

Zur Überprüfung der Genauigkeit dieses Ansatzes soll das Modell des Airbus A380 Antriebsstranges für die Analyse eines Fehlervorgangs mit vielen Unsicherheitseinflüssen eingesetzt werden. Ein Wellenbruch wird zwischen der Antriebseinheit und dem ersten Abtrieb simuliert. Als Referenz stehen Messdaten eines Prüfstandes des Originalsystems zur Verfügung. Zunächst erfolgt ein Verstellen der Landeklappen gegen die aufgeprägten Luftlasten. Zum Zeitpunkt t_1 wird die mechanische Verbindung zur Antriebseinheit gelöst und das abgetrennte Halbsystem in die Gegenrichtung beschleunigt, wie in Bild 3 dargestellt. Nach der Fehlererkennung werden die Wellenbremsen zum Zeitpunkt t_2 gesetzt und führen zu einem Stillstand des freien Teilsystems. Die Simulation liefert die resultierenden Lastspitzen, welche sowohl für die Transmissionselemente als auch für die Wellenbremse auslegungsrelevant sind.

Dafür ist in einem ersten Schritt der Geschwindigkeitsverlauf nach Eintritt des Fehlers zu approximieren. Bild 3 zeigt den gemessenen Drehzahlverlauf des Testsystems sowie die Näherung. Diese beruht auf den Annahmen, dass sich das Teilsystem zunächst annähernd starr verhält und durch ein konstantes Moment beschleunigt wird. Aufgrund der Vorspannung in den Transmissionswellen ist die Zeitspan-

ne bis zur Drehrichtungsumkehr, wie in der Darstellung zu erkennen, sehr kurz und wird hier vernachlässigt.

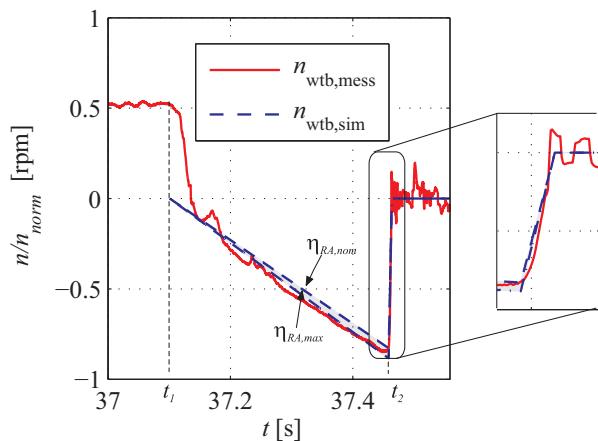


BILD 3: Abschätzung der Maximaldrehzahl nach einem Wellenbruch mit konst. Beschleunigung

Es bleibt somit die Bestimmung des Beschleunigungsmomentes. Dieses kann unter Berücksichtigung der verzweigten Antriebsarchitektur und den Wirkungsgraden und Verlustmomenten für einen entsprechenden stationären Betriebspunkt leicht berechnet werden. Zur Berechnung werden die Lastmomente an den Aktuatoren benötigt. Die dem Prüfstand aufgeprägten Lasten schwanken in diesen Zeitraum leicht und wurden daher für die Berechnung gemittelt. Das Ergebnis ist das Schnittmoment an der Stelle des Wellenbruchs, welches als konstantes Beschleunigungsmoment angenommen wird, da dieses Drehmoment während des Einfahrvorganges von der Antriebseinheit aufgebracht werden muss, um eine gleichmäßige Bewegung sicherzustellen. Die Wirkungsgrade der Rotationsaktuatoren unterliegen einigen Unsicherheiten. Für die Bestimmung der maximalen Lastspitzen wird daher zusätzlich die Beschleunigung des Teilsystems bei maximalen Aktuatorwirkungsgraden betrachtet. Aus den bestimmten Schnitt-

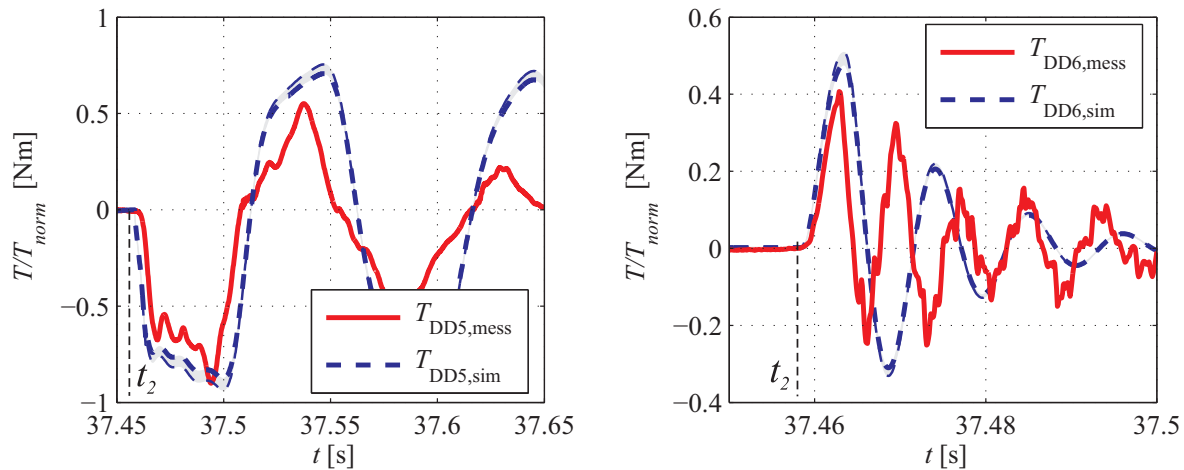


BILD 4: Lastspitzen in der Wellentransmission nach Auslösen der Wing Tip Brake

momenten $T_{s,nom}$ und $T_{s,max}$ ergibt sich ein konstanter Geschwindigkeitsgradient

$$(6) \quad \dot{\omega} = T_s / J_{red}$$

für das Teilsystem mit dem reduzierten Massenträgheitsmoment J_{red} . Die Ergebnisse dieser Abschätzung sind in Bild 3 dargestellt.

Die Approximation liefert sehr gute Ergebnisse für den untersuchten Fall. Die Abweichungen zur Messung betragen nicht mehr als 2.53% bei Verwendung der nominellen Aktuatorwirkungsgrade bzw. 4.05% unter der Annahme von maximalen Wirkungsgraden.

Im zweiten Schritt gilt es nun, die Torsionsmomente während des Abbremsvorganges in der Transmission zu ermitteln. Dafür ist der Torsionsschwinger zunächst in zwei Teilmodelle aufzuspalten. Das erste Modell beschreibt die Bewegung des Antriebsstranges von der Stelle des Wellenbruchs bis zur Wing Tip Brake, während für den Bereich von der Wellenbremse bis zur Flügelspitze ein zweites Modell zum Einsatz kommt. Die vorgegebene Drehzahl steigt linear an und ist nach einer spezifizierten Bremsperiode Null. Da die Torsionsbelastung für den untersuchten Fall im wesentlichen durch die Geschwindigkeitsänderung bestimmt wird, können äußere Lastmomente vernachlässigt werden. Nach dem abrupten Abbremsen der beschleunigten Teilsysteme des Antriebsstranges lassen sich erwartungsgemäß die hohen Lastspitzen in den Transmissionselementen beobachten.

Bild 4 zeigt die Ergebnisse von Messungen an den Abtrieben (Downdrives, DD), die an die WTB grenzen. Die Schwingungsform des realen Antriebsstranges kann durch das vereinfachte lineare Modell in beiden Fällen gut abgebildet werden. Nichtlineare Eigenschaften der Komponenten wie mechanisches Spiel und Reibungseffekte scheinen bei der Betrachtung der untersuchten Fehlerszenarien daher vernachlässigbar zu sein. Das maximale Lastmoment tritt rumpfseitig an der Wellenbremse auf, da das entspre-

chende Teilssystem ein deutlich höheres Massenträgheitsmoment aufweist. Das Reaktionsmoment der Bremse ergibt sich aus der Summe der Schnittmomente an der entsprechenden Stelle und kann so auch aus den linearen Simulationen bestimmt werden. Tabelle 1 zeigt die Genauigkeit

$$(7) \quad \Delta T_{rel} = (|T_{sim}| - |T_{mess}|) / |T_{mess}|$$

der Ergebnisse, die mit den genannten Vereinfachungen erzielt wurden. Weiterhin sind im Vergleich dazu die Ergebnisse mit der eingangs vorgestellten Methode des Einmassenschwingers angegeben.

TAB 1: Lastspitzen in der Wellentransmission nach Auslösen der Wing Tip Brake im Vergleich zu Messwerten

Modell / Position	ΔT_{rel} in [%]	
	$\eta_{RA,nom}$	$\eta_{RA,max}$
DD5 (lin. Modell 137-ter Ordn.)	-2.67	3.89
DD6 (lin. Modell 11-ter Ordn.)	17.04	24.95
WTB (aus obigen Modellen)	1.04	7.86
DD5 (nach Gl.(4))	21.28	29.47
DD6 (nach Gl.(4))	206.59	227.30
WTB (aus obigen Ergebnissen)	76.25	88.15

Besonders hervorstechend sind hierbei die Abweichungen des Einmassenschwinger-Modells in dem kurzen Teilabschnitt, der den letzten Abtrieb enthält. Daraus resultieren deutlich höhere Lastspitzen an der Wellenbremse. Die linearen Modelle höherer Ordnung liefern sowohl für die Auslegung der Transmissionselemente als auch für die Dimensionierung der Wellenbremsen deutlich genauere Ergebnisse. Geht man von den bestmöglichen Aktuatorwirkungsgraden aus, so erfährt das Teilsystem eine höhere Beschleunigung und die Geschwindigkeit zum Bremsbeginn weicht etwas stärker von den gemessenen Werten ab. In Konsequenz sind auch die Lastspitzen in diesem Fall etwas höher.

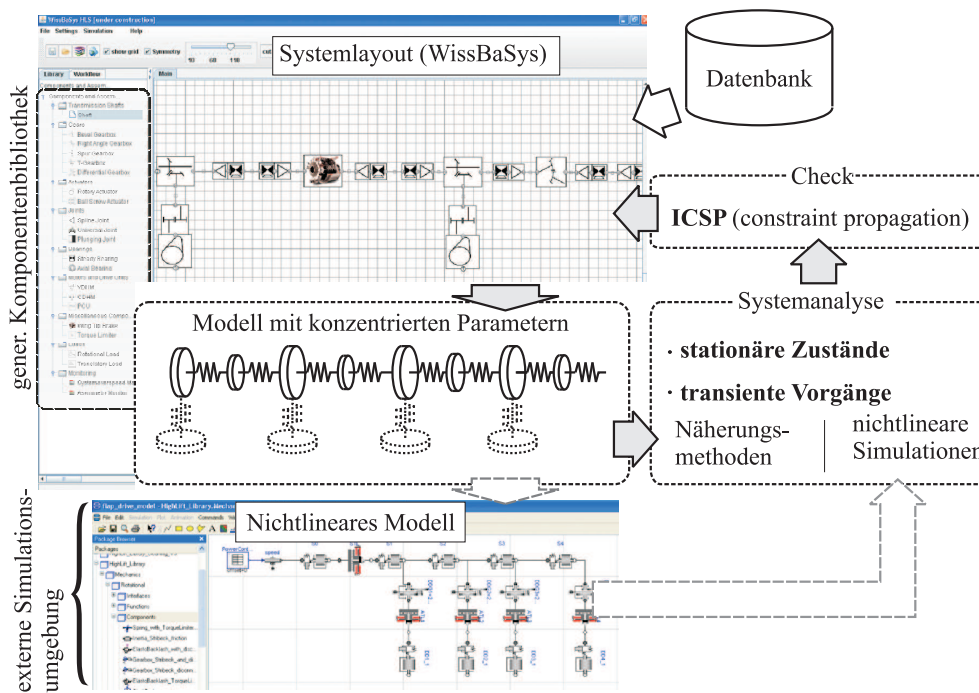


BILD 5: Übersicht, Funktionalitäten von WissBaSys

Die Rechenzeit für das Lösen des linearen Schwingungsproblems ist vernachlässigbar kurz, so dass sich dieser Ansatz sehr gut für den Einsatz in der Vorentwicklung eignet, vorausgesetzt, das Aufstellen des Systemmatrizen lässt sich ebenfalls mit vertretbarem Aufwand bewerkstelligen bzw. automatisieren.

Auch wenn der Ansatz zur Bestimmung von dimensionierenden Lastspitzen durch einen linearen Torsionsschwinger erster Ordnung gerade bei längeren Teilstrecken des Antriebsstranges gute Ergebnisse liefern kann und für Aussagen über ein qualitatives Verhalten ausreichend ist, so bietet sich ein lineares System höherer Ordnung für den Entwicklungsprozess an, um ein starke Überdimensionierung zu verhindern und ein möglichst gewichtsoptimales Antriebssystem zu entwerfen.

5 RECHNERUNTERSTÜTZTE SYSTEMAUSLEGUNG

Ziel des hier vorgestellten Vorhabens *Wissensbasierte Auslegung der Antriebssysteme von Hochauftriebssystemen (WissBaSys)* ist eine durchgehende Rechnerunterstützung für den Auslegungsprozess der Antriebssysteme von Landeklappen. Auf diese Weise sollen die Entwicklungszeiten weiter reduziert und bestehendes Know-how besser genutzt und archiviert werden können.

Das Konzept für eine entsprechende CAE-Software zeigt Bild 5. In dieser Entwicklungsumgebung lässt sich graphisch eine Antriebsarchitektur aus Bibliothekskomponenten erstellen. Komponentendaten sind übersichtlich dargestellt. Der Benutzer kann diese eingeben oder aus einer umfangreichen, externen Datenbank direkt importieren. Das schnelle Importieren von Daten bereits bekannter Kom-

ponenten bietet besonders während des Vorentwurfes die Möglichkeit, unbekannte Parameter aus bekannten Daten abzuschätzen und sehr schnell vollständige Datensätze für erste Berechnungen nutzen zu können.

Komponentenobjekte lassen sich aus einer generischen Bibliothek entnehmen, in der die Parametrierung der Elemente sowie komponentenspezifische Eigenschaften, wie funktionale Abhängigkeiten zwischen Komponentenparametern und die Zusammenhänge zwischen Ein- und Ausgangsgrößen, definiert sind. Durch das Aneinanderreihen und Verbinden dieser Objekte zu einem Gesamtsystem lassen sich für stationäre Zustände sehr schnell erste Berechnungen, z.B. zur Auslegung der Antriebseinheit, durchführen. Einfache funktionale Zusammenhänge in Form von Gleichungen und Ungleichungen, die die Beziehungen zwischen Komponenten- und bzw. oder Systemparametern beschreiben, werden in einem ICSP (siehe 5.2) zusammengefasst. Auf diese Weise lassen sich Anforderungen sehr gut automatisiert überprüfen. Durch die Möglichkeit einer unidirektionalen Auswertung der Funktione kann flexibel auf verschiedene Fragestellungen im Vorentwurf reagiert werden.

Ein Ziel des Vorhabens ist die Realisierung einer Systemsynthese. Die in [3] beschriebene Optimierung von Klappenführungsmechanismen könnte so um das Antriebssystem erweitert werden. Um eine Systemsynthese zu ermöglichen, ist die Ermittlung von dimensionierenden Lasten entscheidend. Wie bereits in Abschnitt 3 erläutert, ist dafür eine Analyse transienter Vorgänge erforderlich. Der in Abschnitt 4 beschriebene Ansatz ermöglicht gute Aussagen aus wenigen Information und bietet sich für eine solche Systemsynthese an.

Da innerhalb dieses Tools sowohl die Anordnung der ein-

zelen Komponenten als auch deren Kennwerte definiert sind, soll eine weitergehende Unterstützung durch eine Schnittstelle zu einer Simulationsumgebung für nichtlineare Modelle ermöglicht werden. Die Modellierungssprache MODELICA ist objektorientiert und unterscheidet zwischen der Modellierung von generischen Komponenten innerhalb einer Bibliothek und der Systemmodellierung durch Verknüpfung von Instanzen der Bibliothekselemente. Ist eine geeignete Komponentenbibliothek für nichtlineare Simulationen in MODELICA verfügbar, so scheint eine automatisierte Übertragung der Informationen von Antriebsarchitektur und Komponentendaten in ein nichtlineares Modell realisierbar.

In den folgenden Abschnitten werden der Aufbau der Komponentenbibliothek sowie des Constraint-Netzes und ein Konzept zur Nutzung der in Kapitel 4 vorgestellten Methode zur Bestimmung von Lastspitzen genauer erläutert.

5.1 Komponentenbibliothek

Die Komponentenbibliothek enthält bereits vordefinierte Elemente, die für die betrachteten Antriebssysteme typisch sind, kann aber beliebig verändert und erweitert werden. Den Komponentenobjekten sind Parameter zuzuweisen, für die sich wiederum Werte oder Wertebereiche in Form von Intervallen als Erfahrungswerte hinterlegen lassen. Weiterhin ist es möglich, den Komponenten Gleichungen und Ungleichungen zuzuordnen, die für die Auslegung relevant sind oder zur Abschätzung bestimmter Parameter benutzt werden können. Für Wellenelemente beschreiben

$$(8) \quad T_{zul} = \frac{\pi}{16} \cdot (D^3 - d^3) \cdot \tau_{zul} \quad \text{und}$$

$$(9) \quad T_{max} \leq T_{zul}$$

exemplarisch hinterlegte Bedingungen für die Torsionsfestigkeit. Dabei ist das zulässige Torsionsmoment T_{zul} durch Innen- und Außendurchmesser sowie die zulässige Torsionsspannung τ_{zul} des verwendeten Materials bestimmt. Weiterhin ist zu beachten, dass das zulässige Torsionsmoment nicht überschritten werden darf.

Jedem Bibliotheksobjekt sind mechanische Anschlüsse zuzuordnen. Neben den Zusammenhängen zwischen Komponentenparametern ist in jedem Element zu definieren, wie bestimmte (Schnitt-)Größen an diesen Ein- und Ausgängen zu einander in Beziehung stehen. So sind z.B. bei der Momentenübertragung Reibverluste und Getriebeübersetzungen in der jeweiligen Komponente zu berücksichtigen. Diese Angaben dienen als Grundlage für spätere stationäre Berechnungen auf Systemebene.

5.2 Constraint-Netzwerk

Als *Constraint* bezeichnet man Bedingungen oder Einschränkungen von Objekten oder Beziehungen zwischen diesen [2]. Für die Auslegung des eingangs beschriebenen Antriebssystems sind dies Gleichungen und Ungleichungen, also mathematische Zusammenhänge, die Variablen zueinander in Beziehung setzen. Die Variablen in dieser Beschreibung haben kontinuierliche Wertebereiche, so dass das Netzwerk aus Variablen und funktionalen Zusammenhängen zwischen diesen durch ein *Interval Constraint*

Satisfaction Problem (ICSP) beschrieben werden kann. Ein ICSP ist wie folgt definiert [6]:

Definition: Ein ICSP $P = (V, D, C)$ ist definiert durch

- eine Menge von Variablen $V = \{X_1, \dots, X_n\}$,
- eine Menge von kontinuierlichen Wertebereichen $D = \{D_1, \dots, D_n\}$, wobei D_i der Variable X_i zugeordnet ist und
- eine Menge von Constraints $C = \{C_1, \dots, C_m\}$, die eine numerische Beziehung zwischen Teilmengen aus V herstellen.

Bei der Bildung von Instanzen aus Bibliothekskomponenten werden die zugehörigen Gleichungen und Ungleichungen zu einem bestehenden (Un-)Gleichungssystem hinzugefügt. Zusätzlich können komponentenübergreifende Gleichungen und mathematisch formulierte Anforderungen und Randbedingungen auch auf Systemebene das *Constraint-Netz* erweitern.

Eine Beschreibung des Problems als ICSP bietet sich vor allem dann an, wenn verfügbare Informationen über eine Unschärfe verfügen und das Ungleichungssystem unterbestimmt ist [6]. Beide Eigenschaften liegen während der Vorentwurfsphase des Antriebssystems vor. Komponenten- und Systemparameter lassen sich häufig noch nicht exakt bestimmen oft aber auf ein Intervall beschränken. Weiterhin liegen viele Freiheitsgrade vor.

Ein ICSP ist dann konsistent bzw. erfüllbar, wenn alle Variablen V_i einen Wert innerhalb ihres zulässigen Wertebereiches D_i einnehmen und gleichzeitig alle *Constraints* C erfüllt sind. Für die Auswertung von *Constraint-Netzen* existieren verschiedene Methoden. Der Grad der erreichbaren Konsistenz hängt dabei von der gewählten Methode ab. Für den Einsatz zur Antriebssystemauslegung wird die lokale Toleranzpropagation [5] benutzt, die zwar lokale aber keine globale Konsistenz erreicht. Lokale Konsistenz kann die Existenz einer Lösung auch dann nicht garantieren, wenn keine Inkonsistenz festgestellt wird.

Der gewählte Auswertungsalgorithmus beruht dabei auf sogenannten *solution functions*, die in *Constraints* implizit enthalten sind [4], d.h. die Funktionen werden jeweils nach allen darin enthaltenen Variablen aufgelöst. Das Lösen des Ungleichungssystems erfolgt dann ungerichtet. Durch die Propagierung der Intervallgrenzen der Variablen durch das Netzwerk können ihre Wertebereiche meist deutlich eingeschränkt werden.

Auch wenn die so bestimmte Wertemenge nicht zwangsläufig eine Lösung enthält, so bringt dieser Ansatz gerade für das vorliegende Problem viele Vorteile mit sich:

- Es ist gewährleistet, dass keine vorhandenen Lösungen verloren gehen. Wird hingegen Inkonsistenz festgestellt, kann sicher keine Lösung vorliegen. Die zweite Eigenschaft kommt hier stärker zum Tragen, da so eine sehr schnelle Prüfung aller Anforderungen und Randbedingungen ermöglicht wird.

- Zwar besteht die Möglichkeit, bei Unsicherheit einer Parameterbelegung ein Intervall anzugeben, Ziel ist aber die Belegung aller Parameter mit einem exakten Wert. Je exakter die Informationen im Verlauf des Auslegungsprozesses werden, um so mehr Daten können dann durch ein Punkintervall vorgegeben werden. Wenn alle Variablen mit einem eindeutigen Wert belegt sind, entspricht lokale Konsistenz auch globaler Konsistenz. Wird keine Inkonsistenz festgestellt, ist die Lösung zulässig.
- Der Algorithmus zur Propagierung der *Constraints* arbeitet schnell, so dass in kürzester Zeit eine relativ gute Überprüfung der Wertebelegung hinsichtlich ihrer Zulässigkeit erfolgen kann.
- Die Auswertung des Ungleichungssystems erfolgt ungerichtet. Unabhängig davon, welcher Variablenwert vorgegeben wird, lassen sich die Wertebereiche der anderen Variablen einschränken. Insbesondere in frühen Entwicklungsphasen, in denen verschiedene Fragestellungen betrachtet werden und sich Vorgaben häufiger verändern, kann diese Eigenschaft sehr vorteilhaft sein. Für das Ungleichungssystem (8)-(9) könnte so z.B. die Wellengeometrie aus einem vorgegebenen Torsionsmoment bestimmt oder aber ebendieses aus den Wellenabmessungen berechnet werden.

Dieses Verfahren der *Constraint*-Propagierung erfordert allerdings auch einige Voraussetzungen. So werden kontinuierliche Wertebereiche der Variablen vorausgesetzt. Nach Anwendung der mathematischen Operationen der *Constraints* werden ebenfalls ausschließlich kontinuierliche Intervalle berücksichtigt. Die zulässigen Funktionen müssen daher stetig und monoton sein. Da der Algorithmus auf den *solution functions* basiert, müssen die impliziten Funktionen aller eingegebenen Gleichungen und Ungleichungen gebildet werden können. Dies ist bei komplexen Gleichungen nicht immer gegeben. Für die vorliegende Problemstellung sind diese Voraussetzungen für die Beschreibung als ICSP in der Regel gegeben, so dass die sich daraus ergebenden Vorteile genutzt werden können.

5.3 Einbindung linearer Simulationen in die Programmumgebung

Der in Abschnitt 4 vorgestellte Ansatz, transiente Vorgänge im Antriebsstrang durch ein lineares Modell höchster Ordnung zu beschreiben, soll für den Einsatz im Vorentwurf zur Verfügung stehen. Während die Definition des zu untersuchenden Vorganges sowie die für eine Simulation erforderlichen Parameter innerhalb der *WissBaSys*-Umgebung bestimmt werden, kann die Aufstellung der Modellgleichungen sowie deren Lösung auch extern geschehen.

Für die Systemauslegung werden zunächst ausschließlich Klemm- bzw. Bremsfälle betrachtet. Dafür ist die Dauer vom Bremsbeginn bis zum Stillstand sowie die Position der Bremse bzw. des Klemmfalles vorzugeben. Weiterhin ist die

Geschwindigkeit ω_b zu Beginn des Abstoppens zu spezifizieren. Neben der Möglichkeit diese direkt einzutragen, kann alternativ noch eine Position für eine mechanische Entkopplung angegeben werden, die zuvor auftritt und eine Beschleunigung zur Folge hat. In diesem Fall ist zusätzlich die Beschleunigungsdauer zu definieren, so dass ω_b berechnet werden kann.

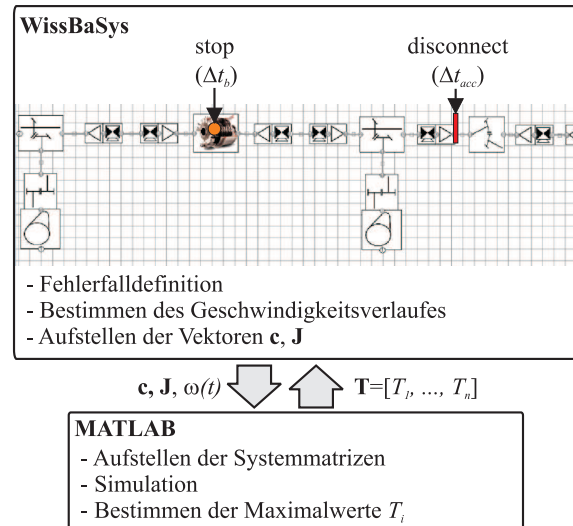


BILD 6: Schnittstelle für die Simulation eines linearen Modells

Aus diesen Angaben kann in einem ersten Schritt ein Geschwindigkeitsverlauf für das betrachtete Teilsystem an der Position der Bremse bzw. des Klemmens generiert werden. Mit Hilfe von Gleichung (6) kann der Geschwindigkeitsgradient während der Beschleunigungsphase einfach angenähert werden. Die in den einzelnen Komponenten hinterlegten Gleichungen ermöglichen die Berechnung des Beschleunigungsmomentes und eines reduzierten Trägheitsmomentes für die angegebene Position der Auftrennung des Antriebsstranges. In den Komponenten sind die Zusammenhänge für die Transformation von Masenträgheitsmomenten von der Eingangs- auf die Ausgangsseite angegeben, so dass durch einen rekursiven Algorithmus für beliebige Stellen und Teilabschnitte ein reduziertes Trägheitsmoment $J_{F,red}$ bestimmbar ist.

Im einem zweiten Schritt werden dann die einzelnen Masenträgheitsmomente und Torsionssteifigkeiten für den Torsionsschwinger gebildet. Für die Abtriebe wird ein reduziertes Trägheitsmoment bestimmt, danach werden alle Größen auf die angegebene Brems- bzw. Klemmstelle bezogen. Durch Angabe der Vektoren

$$\mathbf{J} = [J_1, \dots, J_n] \quad \text{und} \quad \mathbf{c} = [c_1, \dots, c_n]$$

sowie des Geschwindigkeitsprofils können anschließend alle weiteren Schritte auch extern vorgenommen werden. Das Aufstellen der linearen Bewegungsgleichungen sowie deren Verknüpfung und Lösung geschieht in der Numeriksoftware MATLAB. Über eine Schnittstelle können die obigen Parameter an eine externe *function* übergeben werden.

Der Algorithmus zum Aufstellen der Modellmatrizen ist so dem Benutzer zugänglich und bietet die Möglichkeit, auch andere Methoden nachträglich zu implementieren. MATLAB verfügt über Löser für das beschriebene lineare Schwingungsproblem. Die resultierenden Maximalwerte der übertragenden Drehmomente lassen sich aus den Ergebnissen extrahieren und über die Schnittstelle wieder in *WissBaSys* einlesen.

Auf diese Weise kann der in Abschnitt 4 erläuterte Ansatz in die Programmumgebung integriert werden und die jeweiligen Stärken der einzelnen Programme kommen zum Tragen. Die definierte Übergabe von Ein- und Ausgabeparametern ermöglicht auch nachträglich noch die Modifikation des gewählten Ansatzes. Weiterhin ist es möglich, für Variablen, wie z.B. die Beschleunigungszeit, anstelle eines Zahlenwertes eine Funktion anzugeben, so dass ein Wert über das *Constraint*-Netz bestimmt wird.

6 SYSTEMOPTIMIERUNG

Zusätzlich zu den bereits vorgestellten Funktionen der Rechnerunterstützung zur Auslegung von Landeklappenantriebssystemen soll eine Optimierung angeboten werden. Die Antriebsauslegung ist bezüglich mehrerer Kriterien zu bewerten, wie z.B. Gesamtsystemmasse und Bauraum, so dass eine mehrkriterielle Optimierung erforderlich ist. Ein solches Problem ist beschrieben durch eine Menge von Entscheidungsvariablen $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$ und eine Zielfunktion $\mathbf{f}(\mathbf{x})$, $\mathbf{f} \in \mathbb{R}^m$, die zu minimieren ist. Restriktionen bzw. *Constraints* der Form

$$(10) \quad \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq 0, \quad \mathbf{g} \in \mathbb{R}^p \quad \text{und}$$

$$(11) \quad \mathbf{h}(\mathbf{x}) = 0, \quad \mathbf{h} \in \mathbb{R}^q$$

können den Zielraum zusätzlich einschränken [1]. Das vorliegende Optimierungsproblem enthält kontinuierliche Entscheidungsvariablen und eine Vielzahl nichtlinearer Restriktionen in Form von Gleichungen und Ungleichungen, die wie in Abschnitt 5.2 beschrieben, ein ICSP darstellen.

Eine Eigenschaft mehrkriterieller Optimierung ist, dass keine eindeutige Lösung sondern eine Lösungsmenge das Optimum bildet. Diese *Pareto-Optimalität* resultiert aus der fehlenden Dominanz der Lösungsmenge. Ein Vektor \mathbf{x}_1 dominiert einen Vektor \mathbf{x}_2 dann, wenn er bezüglich aller Ziele mindestens so gut wie \mathbf{x}_2 und in mindestens einem Ziel klar besser als \mathbf{x}_2 ist. Bei den Lösungen der *Pareto-Front* liegt allerdings keine Dominanz vor. Eine Verbesserung eines Kriteriums ist dann nur noch durch eine Verschlechterung eines anderen Gütewertes zu erreichen.

Für das vorliegende nichtlineare, kontinuierliche Optimierungsproblem wird möglichst eine global optimale Lösung bzw. Lösungsmenge gesucht. Man unterscheidet drei Methoden zur Lösung dieses Problems:

- A-Priori-Methoden,
- A-Posteriori-Methoden und
- interaktive Methoden.

A-Priori-Methoden erfordern bereits vor der Optimierung eine Gewichtung der einzelnen Optimierungskriterien, so dass das mehrkriterielle in ein einkriterielles Optimierungsproblem überführt und dieses dann gelöst werden kann. Aufgrund der vorangegangenen Priorisierung kann ein eindeutiger Vergleich der *Pareto*-Lösungen erfolgen und eine eindeutige Lösung ermittelt werden. Dies erleichtert zwar den Entscheidungsprozess des Anwenders, verhindert aber, dass ähnlich gute Lösungen, die bei einer nur leicht abweichenden Gewichtung das Optimum darstellen würden, nicht gefunden werden.

Bei Verwendung von A-Posteriori-Methoden werden die *Pareto*-optimalen Lösungen gesucht. Der Anwender kann nach der Optimierung eine Priorisierung durchführen und einen Entwurf aus der Lösungsmenge auswählen. Interaktive Methoden erfordern meist einen hohen Aufwand des menschlichen Entscheiders und werden aus diesem Grund hier nicht weiter in Betracht gezogen.

Für die Wahl eines geeigneten Optimierungsalgorithmus ist zum Teil die Beschaffenheit der Zielmenge entscheidend. Man spricht von einer konvexen Menge, wenn für zwei beliebige Punkte dieser Menge ihre Verbindung auch vollständig in dieser Menge liegt [1].

Verfügbare Optimierungsalgorithmen lassen sich in deterministische und stochastische Algorithmen gliedern. Deterministische Verfahren, insbesondere diejenigen, die ein Gradientenverfahren anwenden, arbeiten meist sehr effizient. Allerdings besteht vor allem bei nicht-konvexen Mengen häufig die Gefahr, dass die Lösung nur ein lokales Optimum darstellt bzw. Teile der *Pareto-Front* nicht gefunden werden.

Stochastische Ansätze, wie z.B. Genetische Algorithmen (GA) oder Simulated Annealing (SA), benötigen meist eine erhöhte Rechenleistung, eignen sich aber auch für nicht-lineare Probleme mit nicht-konvexen Zielmengen. Da die Ausprägung der Zielmenge meist nicht bekannt ist, eignen sich nicht-deterministische Ansätze besonders gut, um ein globales Optimum zu bestimmen. Zudem kann der erhöhte Rechenaufwand teilweise durch die Eignung für eine Parallelisierung kompensiert werden.

Für das vorliegende Problem ist der Einsatz eines Genetischen Algorithmus zur Bestimmung der *Pareto*-optimalen Lösungsmenge geplant. Das ICSP bedarf dafür einer Transformation. Eine Menge von Entscheidungsvariablen ist zu bestimmen. Die Anzahl erforderlicher Entscheidungsvariablen beträgt

$$(12) \quad N_{ev} = N_v - N_c - N_{eq},$$

wobei N_v die Anzahl aller Variablen im ICSP ist, N_c die Zahl von Variablen beschreibt, deren Wertebereich bereits durch Vorgabe oder *Constraint*-Propagierung auf einen reellen Wert reduziert wurde, und N_{eq} die Anzahl vorhandener Gleichungen darstellt. Die Propagierung der *Constraints* im Vorfeld der Optimierung führt zusätzlich zu einer Begrenzung der Wertebereiche der Entscheidungsvariablen. Das *Constraint*-Netz ist in die Form (10)-(11) zu bringen. Der

Anwender kann abschließend eine Menge von Zielfunktionen $f_i(\mathbf{x})$ definieren, die es zu minimieren gilt.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Der vorliegende Beitrag präsentiert ein Konzept für eine weitgehende Rechnerunterstützung bei der Auslegung von Antriebssystemen für die Stellflächen der sekundären Flugsteuerung an den Flügelvorder- und -hinterkanten. Der Antriebsstrang ist hohen Torsionsbelastungen ausgesetzt, die häufig die Folge von Fehlerfällen sein können. Der Einsatz eines linearen Modells zur Approximation von Maximallasten in der Wellentransmission nach transienten Übergängen wurde hier exemplarisch am Landeklappenantriebssystems des AIRBUS A380 vorgestellt. Das Aufstellen eines linearen Modells und dessen Simulation eignen sich für den Einsatz in frühen Entwicklungsphasen, da auf diese Weise sehr schnell aus wenigen Eingangsgrößen systemspezifisierende Kennwerte ermittelt werden können. Der Einsatz in einem im Aufbau befindlichen CAE-Tool ist geplant. Kernelemente des Programms sind u.a. eine generische Komponentenbibliothek, in der Antriebselemente definiert werden, sowie ein inkrementell wachsendes (Un-)Gleichungssystem. Dieses wird hier als ein *Interval Constraint Satisfaction Problem* (ICSP) beschrieben, so dass dem Anwender die Vorteile einer *Constraint*-Propagierung zur Verfügung stehen.

Weiterhin ist die Implementierung eines mehrkriteriellen Optimierers für das vorliegende Problem der Auslegung des Antriebssystems angedacht. Die Beschreibung aller funktionaler Zusammenhänge in Form eines ICSP lässt sich für die Beschreibung des Optimierungsproblems nutzen. Generelle Eigenschaften der Mehrkriterienoptimierung sowie geeignete Ansätze wurden abschließend diskutiert.

DANKSAGUNG

Die Autoren danken der AIRBUS DEUTSCHLAND GMBH für die Förderung und freundliche Unterstützung des Forschungsprojektes *Wissensbasierter Entwurf der Antriebssysteme von Hochauftriebssystemen*.

LITERATUR

- [1] COLLETTE, Y.; SIARRY, P.: *Multiobjective Optimization*, Springer, Berlin u.a., 2003.
- [2] HOFSTEDT, P.; WOLF, A.: *Einführung in die Constraint-Programmierung*, Springer, Berlin, 2007.
- [3] HOLERT, B.: *Eine Methode zum mehrkriteriellen Entwurf der Führungsmechanismen in Hochauftriebssystemen von Transportflugzeugen*, Hamburg, Dissertation, Institut für Flugzeug-Systemtechnik, TU Hamburg-Harburg, 2005.
- [4] HYVONEN, E.: *Constraint Reasoning Based On Interval Arithmetic*, Proceedings of the 11th International Joint Conference on Artificial Intelligence, S. 1193-1198, Detroit, 1989.

- [5] HYVONEN, E.: *Constraint Reasoning Based on Interval Arithmetic: The Tolerance Propagation Approach*, Artificial Intelligence, Band 58, 1992.
- [6] LHOMME, O.: *Consistency Techniques for Numeric CSPs*, Proceedings of the 13th International Joint Conference on Artificial Intelligence, S. 232-238, Chambéry, 1993.
- [7] MAGNUS, K.; POPP, K.: *Schwingungen - Eine Einführung in physikalische Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen*, Teubner Verlag, Stuttgart, 1997.
- [8] RECHTER, H.: *Die Simulation als Hilfsmittel bei der Entwicklung und Integration der A330/340-Hochauftriebssysteme*, Deutscher Luft und Raumfahrtkongress Band I, Göttingen, 1993