

# ELEKTRISCHE ANTRIEBSSYSTEME FÜR EIN EINZELNES LANDEKLAPPENSEGMENT

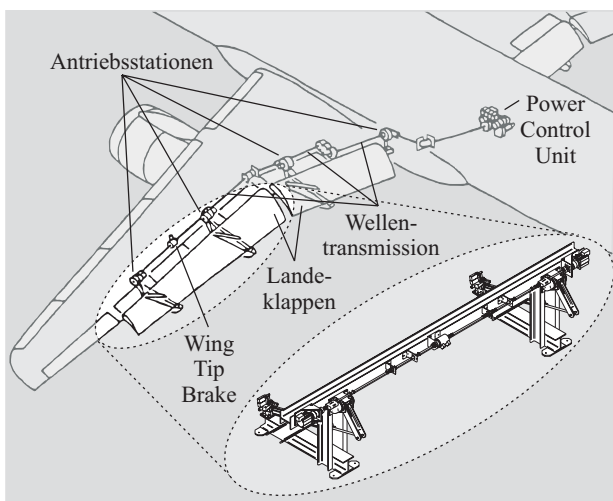
**T. Neuheuser, B. Holert, U. B. Carl**  
Technische Universität Hamburg–Harburg  
Arbeitsbereich Flugzeug–Systemtechnik, D-21071 Hamburg

## ÜBERSICHT

Der vorliegende Artikel stellt den Entwurf des Regelungskonzeptes eines Antriebssystems für ein einzelnes Landeklappensegment auf Basis elektrischer Stellglieder vor. Dazu wurden auf Basis nichtlinearer Simulationsmodelle der verschiedenen Komponenten des Antriebssystems unterschiedliche Regelungs- und Antriebskonzepte des Systems untersucht und ein Konzept entwickelt, das die Positionssignale der elektrischen Motore zur Rückführung und Synchronisation der Antriebsstationen verwendet. Im Rahmen der Untersuchungen ist ein Prüfstand errichtet worden, der die geometrischen und strukturellen Verhältnisse des Antriebssystems einer AIRBUS A320–Außenklappe repräsentiert. Die Ergebnisse der Prüfstandversuche zeigen, dass solche Systemkonzepte zur Funktions- und Leistungssteigerung neuer Hochauftriebssysteme realisierbar sind.

## 1 EINLEITUNG

In Bild 1 ist das konventionelle Hochauftriebssystem eines AIRBUS A320 dargestellt. Die zur Positionsvariati-



**BILD 1:** Konventionelles Landeklappenantriebssystem eines AIRBUS A320 und Abbildung des äußeren Klappensystems am Prüfstand

on der Landeklappen notwendige mechanische Leistung wird von einer zentralen hydromechanischen Antriebsein-

heit (engl. Power Control Unit) bereitgestellt. Die Momentenübertragung an die einzelnen Antriebsstationen und die Synchronisation der Landeklappen beider Flügelhälften erfolgt mit einer zusammenhängenden Wellentransmission (engl. tip to tip). An den Antriebsstationen zweigt jeweils ein Antriebsstrang ab, wodurch die zugehörige Kinematik der Landeklappe angetrieben wird. Mit Hilfe einer Wellenbremse an den Flügelspitzen (engl. Wing Tip Brake) kann das System im Falle eines Wellenbruchs festgesetzt werden.

In Zusammenarbeit mit der LIEBHERR AEROSPACE LINDENBERG GMBH wurden im Rahmen des Vorhabens *Prozesskette Hochauftriebssysteme mit multifunktionalen Steuerflächen (Pro-HMS)*, das im Luftfahrtforschungsprogramm des BMWi gefördert wird, Einzelantriebe von Landeklappen untersucht, deren Segmente auf beiden Flügelhälften mechanisch nicht gekoppelt sind. Einzelklappenantriebe führen zu einer vereinfachten Integration des Wellenstrangs in die Flugzeugstruktur und bieten den Vorteil einer höheren Teilverfügbarkeit beziehungsweise einer weicheren Degradation der Leistung des Hochauftriebssystems bei Fehlern. Durch spannungswidrig differenzierbare oder gar stufenlose Klappenpositionierungen lassen sich Leistungssteigerungen im Steig- und Sinkflug bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen und Beladungszuständen erreichen. Im Weiteren wird in diesem Artikel nur der in Bild 1 gekennzeichnete Bereich der Außenbordlandeklappe eines AIRBUS A320 betrachtet. Das heißt, aus den angeführten Gründen wird das Antriebsteilsystem der Außenbordlandeklappe aus dem Wellenstrang herausgetrennt und mit eigenen elektrischen Stellgliedern versehen. Das sich so ergebende Teilsystem wird an einem Prüfstand, der Originalkonfiguration annähernd identisch, abgebildet (siehe Bild 1). In diesem Antriebssystem bilden zwei über einen Cross-Shaft mechanisch verbundene elektrische Antriebe die redundanten Stellglieder des Systems, so dass dieses auch bei Ausfall eines Antriebs weiterhin funktionsfähig bleibt (engl. fail-operational). Die speziellen Anforderungen an die Antriebsregelung ergeben sich aus dem Regelungsziel, bei simultan aktiven Motoren möglichst geringe Cross-Shaft-Momente zu übertragen und einen Gleichlauf der Antriebsstationen zu erreichen, sowie in bestimmten Betriebsbereichen einen motorischen und einen generatorisch arbeitenden Motor (engl. Force-Fight) zu verhindern. Hierfür wurde ein nichtlinea-

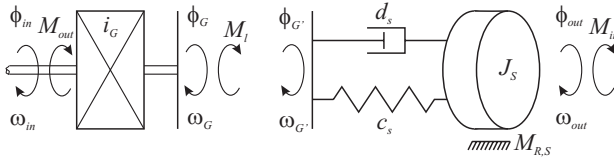
res Simulationsmodell des Prüfstands erstellt, um verschiedene Antriebskonzepte auf ihre Eignung zur Erreichung des Regelungsziels zu untersuchen. Die Synchronisation der beiden Flügelhälften wird durch eine übergeordnete Regelung und Überwachung realisiert.

## 2 MODELL DER WELLENTREMISSION

Die Übertragung der Antriebsmomente erfolgt am Prüfstand durch Wellenkomponenten, wie sie in den Antriebstransmissionen der Landeklappen eines AIRBUS A320 verwendet werden. In diesem Abschnitt werden das nichtlineare physikalisch-mathematische Modell eines allgemeinen Wellenabschnitts und eines Cross-Shaft-Abschnitts eingeführt, die beliebige Teilabschnitte des Wellentransmissionstrangs abbilden.

### 2.1 Allgemeiner Wellenabschnitt

Um die mechanischen Wechselwirkungen eines beliebigen Bereichs der Wellentransmission des Systems durch eine Modellbeschreibung abzubilden, werden die zwei in Bild 2 abgebildeten separaten Teilmodelle eingeführt.



**BILD 2:** Schnittgrößen am allgemeinen Wellenabschnitt

Zum einen wird die statische Funktion eines Getriebes mit der Übersetzung  $i_G$  durch die Gleichung

$$(1) \quad \begin{bmatrix} \phi_G \\ \omega_G \end{bmatrix} = \frac{1}{i_G} \cdot \begin{bmatrix} \phi_{in} \\ \omega_{in} \end{bmatrix}$$

für Drehwinkel- und Drehgeschwindigkeit beschrieben. Ein am Getriebeausgang anliegendes Reaktionsmoment  $M_l$  wird durch das Getriebe in das auf vorangehende Abschnitte wirkende Störlastmoment mit

$$(2) \quad M_{F,S} = \begin{cases} \frac{M_l}{i_G} \cdot \frac{1}{\eta_G^+} & \text{für } \omega_{in} \cdot M_l \leq 0 \\ \frac{M_l}{i_G} \cdot \eta_G^- & \text{für } \omega_{in} \cdot M_l > 0 \end{cases}$$

übersetzt. Der Wirkungsgrad  $\eta_G$  beschreibt leistungsabhängige Verluste, die durch Verzahnungsverluste entstehen. Der Betrag des Wirkungsgrades  $\eta_G$  ist von der Richtung des Leistungsflusses abhängig, und es ergibt sich zwischen Vorwärtswirkungsgrad  $\eta_G^+$  und Rückwärtswirkungsgrad  $\eta_G^-$  der Zusammenhang [2]:

$$(3) \quad \eta_G^- = 2 - \frac{1}{\eta_G^+}$$

Zum anderen wird das dynamische Verhalten des Wellen-

abschnitts mit der NEWTONschen Bewegungsgleichung

$$(4) \quad \underbrace{\dot{\omega}_{out} \cdot J_S + d_s (\omega_{out} - \omega'_G) + c_s (\phi_{out} - \phi'_G)}_{M_l} = \dots \\ \dots = -M_{R,S} - M_{L,S}$$

modelliert. Darin werden alle Kennwerte auf ein mechanisches Ersatzmodell reduziert, das auf dem Drallsatz mit örtlich konzentrierten Parametern basiert. Der Parameter  $J_S$  enthält hierbei das Massenträgheitsmoment aller in diesem Wellenabschnitt eingebundenen Wellenelemente und die Nachgiebigkeit ist durch die Torsionssteifigkeit  $c_s$  wiedergegeben. Die Berücksichtigung einer schwachen Strukturdämpfung  $d_s$  ist für die numerische Simulation notwendig.

Die Kopplung beider Teilmodelle erfolgt durch eine Modellierung des mechanischen Spiels, das über die Momentenkopplung  $M_l$  wiedergegeben wird. Im Spielbereich und mit den Bedingungen

$$(5) \quad \phi'_G = \begin{cases} \phi_{out} & \text{für } |\phi_G - \phi_{out}| < \frac{\phi_{bl}}{2} \\ \phi_G - \frac{\phi_{bl}}{2} & \text{für } (\phi_G - \phi_{out}) \geq \frac{\phi_{bl}}{2} \\ \phi_G + \frac{\phi_{bl}}{2} & \text{für } (\phi_G - \phi_{out}) \leq -\frac{\phi_{bl}}{2} \end{cases}$$

für den Verdrehwinkel sowie

$$(6) \quad \omega'_G = \begin{cases} \omega_{out} & \text{für } |\phi_G - \phi_{out}| < \frac{\phi_{bl}}{2} \\ \omega_G & \text{für } (\phi_G - \phi_{out}) \geq \frac{\phi_{bl}}{2} \\ \omega_G & \text{für } (\phi_G - \phi_{out}) \leq -\frac{\phi_{bl}}{2} \end{cases}$$

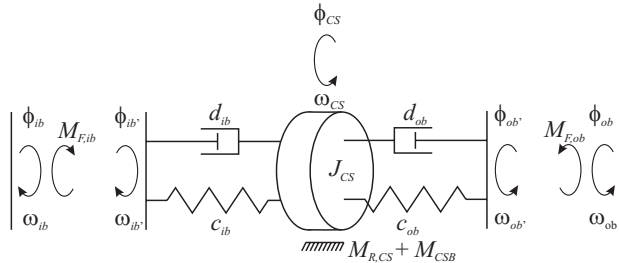
für die Drehgeschwindigkeit wird kein Schnittmoment  $M_l$  übertragen. Für die positive und negative Flanke mit dem Spiel  $\phi_{bl}$  erfolgt eine Mitnahme und formschlüssige Momentenkopplung. Durch diese Modellierung wird innerhalb des Spielbereichs  $\phi_{bl}$  kein inneres Moment durch die Steifigkeit  $c_s$  und Dämpfung  $d_s$  auf das Massenelement übertragen. Äußere Reibungsverluste  $M_R$  werden in der Bewegungsgleichung durch eine STRIBECK-Kurve repräsentiert.

So ergibt sich ein nichtlineares Modell für einen beliebigen Wellenabschnitt mit den Eingangsgrößen des Drehwinkels  $\phi_{in}$  und der Drehgeschwindigkeit  $\omega_{in}$  eines voranstehenden, antreibenden Abschnitts und einem Lastmoment  $M_{in}$  eines nachfolgenden Abschnitts. Auf jede Änderung der Eingangsgrößen reagiert der Wellenabschnitt mit einer Zustandsänderung und somit einer Veränderung der Ausgangsgrößen des Drehwinkels  $\phi_{out}$  und der Drehgeschwindigkeit  $\omega_{out}$ , mit denen ein nachfolgender Abschnitt angetrieben wird. Der jeweils voranstehende Abschnitt wird mit dem veränderten Reaktionsmoment  $M_{out}$  belastet.

### 2.2 Cross-Shaft-Abschnitt mit Bremse

Der strukturelle Aufbau der vollständigen Antriebstransmission erfordert ergänzend ein Element, das zwei allgemeine Wellenabschnitte an zunächst beliebiger Stelle

innerhalb des Cross-Shafts verkoppelt. In der hier vorgenommenen Modellierung beinhaltet der Cross-Shaft-Abschnitt mindestens den Bereich der Feststellbremse, die bei Aktivierung durch den Steuerstrom  $i_{BRSV}$  mit einem  $PT_1T_{tot}$ -Verhalten ein zum Reibungsmoment  $M_{R,CS}$  additives Bremsmoment  $M_{CSB}$  einprägt. In Bild 3 sind, in enger Anlehnung an den allgemeinen Wellenabschnitt, die Schnittgrößen des Cross-Shaft-Abschnitts wiedergegeben. Sein dynamisches Verhalten wird ebenfalls mit dem



**BILD 3:** Schnittgrößen am Cross-Shaft-Abschnitt

Drallsatz und örtlich konzentrierten Parametern durch die Gleichung

$$(7) \quad \dot{\omega}_{CS} \cdot J_{CS} + \underbrace{d_{ib}(\omega'_{ib} - \omega_{CS}) + c_{ib}(\phi'_{ib} - \phi_{CS})}_{M_{F,ib}} + \dots \\ \dots + \underbrace{d_{ob}(\omega'_{ob} - \omega_{CS}) + c_{ob}(\phi'_{ob} - \phi_{CS})}_{M_{F,ob}} = -M_{R,CS} - M_{CSB}$$

wiedergegeben. Dabei ergibt sich für einen derartigen Abschnitt aus den Eingangsgrößen der Drehwinkel  $\phi_{ib}$  und  $\phi_{ob}$  und der Drehgeschwindigkeiten  $\omega_{ib}$  und  $\omega_{ob}$  der beiden angekoppelten Elemente jeweils das Reaktionsmoment  $M_{F,ib}$  beziehungsweise  $M_{F,ob}$ . Die Koordinatenrichtungen drehen sich nach dieser Definition für alle auf die outboard-Seite bezogenen Zustandsgrößen um. Die Koppelung an den Cross-Shaft-Abschnitt erfolgt für die zwei angrenzenden Abschnitte über die Spielbereiche  $\phi_{bl,ib}$  und  $\phi_{bl,ob}$  und über die Steifigkeiten  $c_{ib}$  und  $c_{ob}$ .

Entsprechend den Gleichungen (5) und (6) wird unter den Bedingungen

$$(8) \quad \phi'_{ib} = \begin{cases} \phi_{CS} & \text{für } |\phi_{ib} - \phi_{CS}| < \frac{\phi_{bl,ib}}{2} \\ \phi_{ib} - \frac{\phi_{bl,ib}}{2} & \text{für } (\phi_{ib} - \phi_{CS}) \geq \frac{\phi_{bl,ib}}{2} \\ \phi_{ib} + \frac{\phi_{bl,ib}}{2} & \text{für } (\phi_{ib} - \phi_{CS}) \leq -\frac{\phi_{bl,ib}}{2} \end{cases}$$

$$(9) \quad \phi'_{ob} = \begin{cases} \phi_{CS} & \text{für } |\phi_{ob} - \phi_{CS}| < \frac{\phi_{bl,ob}}{2} \\ \phi_{ob} - \frac{\phi_{bl,ob}}{2} & \text{für } (\phi_{ob} - \phi_{CS}) \geq \frac{\phi_{bl,ob}}{2} \\ \phi_{ob} + \frac{\phi_{bl,ob}}{2} & \text{für } (\phi_{ob} - \phi_{CS}) \leq -\frac{\phi_{bl,ob}}{2} \end{cases}$$

für die Drehwinkel und

$$(10) \quad \omega'_{ib} = \begin{cases} \omega_{CS} & \text{für } |\phi_{ib} - \phi_{CS}| < \frac{\phi_{bl,ib}}{2} \\ \omega_{ib} & \text{für } (\phi_{ib} - \phi_{CS}) \geq \frac{\phi_{bl,ib}}{2} \\ \omega_{ib} & \text{für } (\phi_{ib} - \phi_{CS}) \leq -\frac{\phi_{bl,ib}}{2} \end{cases}$$

$$(11) \quad \omega'_{ob} = \begin{cases} \omega_{CS} & \text{für } |\phi_{ob} - \phi_{CS}| < \frac{\phi_{bl,ob}}{2} \\ \omega_{ob} & \text{für } (\phi_{ob} - \phi_{CS}) \geq \frac{\phi_{bl,ob}}{2} \\ \omega_{ob} & \text{für } (\phi_{ob} - \phi_{CS}) \leq -\frac{\phi_{bl,ob}}{2} \end{cases}$$

für die Drehgeschwindigkeit und mit den Spielwinkeln  $\phi_{bl,ib}$  und  $\phi_{bl,ob}$  des Cross-Shaft-Abschnitts auf die jeweils angrenzenden Abschnitte im Spielbereich kein Reaktionsmoment  $M_{F,ib}$  beziehungsweise  $M_{F,ob}$  übertragen. Somit wird der mechanische Effekt des Spiels aller im Cross-Shaft-Abschnitt enthaltenen Wellenelemente abgebildet. Ziel der zu entwerfenden Regelung ist es, ein durch den Cross-Shaft zwischen den Antriebsstationen übertragenes Moment zu minimieren. Um die Vorgänge im Cross-Shaft besser beurteilen zu können, werden in späteren Simulationen die Differenzwinkel

$$(12) \quad \Delta\phi_{CS,ib} = \phi_{ib} - \phi_{CS} \quad \text{und} \quad \Delta\phi_{CS,ob} = \phi_{CS} - \phi_{ob}$$

zwischen den Wellenenden und dem Rotationskörper im Cross-Shaft betrachtet. Befindet sich einer der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$  und  $\Delta\phi_{CS,ob}$  im zugehörigen Spielbereich  $\phi_{bl,ib}$  beziehungsweise  $\phi_{bl,ob}$ , so kann kein Reaktionsmoment  $M_{F,ib}$  beziehungsweise  $M_{F,ob}$  übertragen werden. Das bedeutet, dass kein Moment  $M_{CS}$  durch den Cross-Shaft hindurch übertragen wird. In der Modellierung des Cross-Shaft-Abschnitts nach Bild 3 werden in der folgenden Definition des Cross-Shaft-Momentes weiterhin Reibung und dynamische Momente eliminiert und es ergibt sich:

$$(13) \quad M_{CS} = \begin{cases} 0 & \text{für } \begin{matrix} M_{F,ob} = 0 \quad \vee \\ M_{F,ib} = 0 \quad \vee \\ M_{F,ob} = M_{F,ib} \end{matrix} \\ M_{F,ib} - \dot{\omega}_{CS} J_{CS} \dots \\ \dots - M_{R,CS} - M_{CSB} & \text{für } |M_{F,ib}| > |M_{F,ob}| \\ -M_{F,ob} + \dot{\omega}_{CS} J_{CS} \dots \\ \dots + M_{R,CS} + M_{CSB} & \text{für } |M_{F,ob}| > |M_{F,ib}| \end{cases}$$

### 3 ANTRIEBSMODELL

Im untersuchten Systemkonzept übernehmen zwei Elektromotore die Aufgabe der Stellglieder. Die verwendeten Antriebseinheiten müssen daher bezüglich ihrer Drehzahl und des abgegebenen Motormomentes mit einer hohen Dynamik regelbar sein. Permanentmagneterregte Synchronmaschinen erscheinen wegen ihres geringen Gewichts, langer Lebensdauer und geringen Verschleiß für eine solche Anwendung in einem Transportflugzeug geeignet.

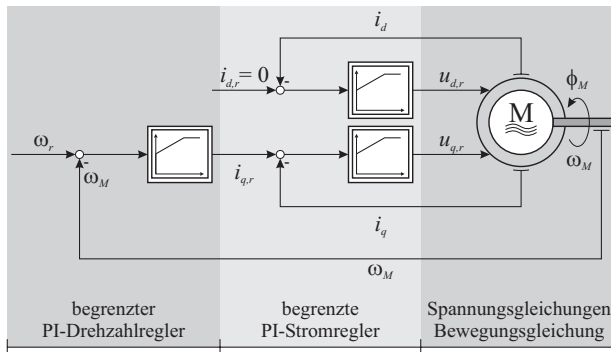
#### 3.1 Motorgleichungen

Die mathematische Beschreibung der permanentmagneterregten Synchronmaschine erfolgt mit Hilfe der PARKSchen

Koordinaten-Transformation [1, 4]. Sie transformiert das ortsfeste, dreiphasige Erregerwicklungssystem mit den Induktivitäten  $L_a, L_b, L_c$  auf ein rotierendes zweiphasiges Wicklungssystem mit den Induktivitäten  $L_d$  und  $L_q$ . Im Resultat ergeben sich konstante Gegeninduktivitäten, und es können magnetische Asymmetrien eines Maschinenteils berücksichtigt werden [5]. Die folgenden physikalischen Größen dienen der mathematischen Beschreibung des Motors im zweiphasigen  $d$ - $q$ -Koordinatensystem:

$\Psi_d, \Psi_q$	Summe der magnetischen Flüsse in Richtung der rotierenden $d$ - bzw. $q$ -Achse
$\Psi_{PM}$	Magnetischer Fluss des Permanentmagneten
$L_d, L_q$	Induktivität der rotierenden $d$ - bzw. $q$ -Achse
$u_{d,r}, u_{q,r}$	Auf die Induktivität $L_d$ bzw. $L_q$ übertragene begrenzte Referenzspannung
$i_d, i_q$	Im Motor durch die auf der $d$ - bzw. $q$ -Achse liegenden Spule erzeugter Strom
$R$	Ohmscher Widerstand der Wicklungen
$\omega_{el}$	Winkelgeschwindigkeit des elektrischen Drehfeldes
$\phi_M$	Winkelposition des Rotors
$\omega_M$	Winkelgeschwindigkeit des Rotors
$\omega_r$	Referenzwinkelgeschwindigkeit des Rotors
$Z_p$	Polpaarzahl des Rotors
$M_{el}$	Im Luftspalt zwischen Rotor und Stator wirkendes Moment
$M_{L,M}$	Auf den Motor wirkendes Lastmoment
$M_{R,M}$	Im Motor wirkendes Reibungsmoment
$J_M$	Massenträgheitsmoment des Rotors

Die Struktur der permanentmagneterregten Synchronmaschine ist in Bild 4 dargestellt.



**BILD 4:** Modellierung der permanentmagneterregten Synchronmaschine

### 3.2 Antriebsregelung

Die Eingangsgrößen der elektrischen Maschine bilden die Spannungen  $u_{d,r}$  und  $u_{q,r}$ . Nach [11, 10] ergeben sich die Motorströme  $i_d$  und  $i_q$  aus dem Differentialgleichungssystem

$$(14) \quad \frac{\partial i_d}{\partial t} = \frac{1}{L_d}(u_{d,r} - R \cdot i_d + \omega_{el} \cdot L_q \cdot i_q),$$

$$(15) \quad \frac{\partial i_q}{\partial t} = \frac{1}{L_q}(u_{q,r} - R \cdot i_q - \omega_{el} \cdot \Psi_{PM} - \omega_{el} \cdot L_d \cdot i_d)$$

und das elektrische Moment im Luftspalt zu

$$(16) \quad M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_d \cdot i_q - \Psi_q \cdot i_d)$$

Die Zustandsgrößen der Motorbewegung  $\phi_M$  und  $\omega_M$  werden mit dem elektrischen Moment  $M_{el}$ , dem Reibungsmoment  $M_{R,M}$  und den äußeren Lastmomenten  $M_{L,M}$  durch die Bewegungsgleichung

$$(17) \quad J_M \frac{\partial \omega_M}{\partial t} = M_{el} - M_{R,M} - M_{L,M}$$

beschrieben.

Die Eingangsgrößen  $u_{d,r}$  und  $u_{q,r}$  ergeben sich als Ausgangsgrößen zweier begrenzter PI-Stromregler. Auf die Modellierung eines Umrichters wurde verzichtet, da der verwendete Umrichter über eine Schaltfrequenz von mehreren kHz verfügt [6], und seine Dynamik somit deutlich über den Zeitkonstanten der hier betrachteten elektrischen und mechanischen Komponenten liegt. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen bestätigte sich dieses Verhalten in verschiedenen Vergleichssimulationen. Der Sollwert des Stroms der  $d$ -Achse ergibt sich mit Hilfe der PARKschen-Transformation unmittelbar zu  $i_{d,r} = 0$ . Der Sollwertstrom  $i_{q,r}$  entsteht als Ausgangsgröße eines PI-Drehzahlreglers, der die Sollwertfolge der Motordrehzahl  $\omega_M$  des Systems sichert.

### 3.3 Parameter

Die einzelnen Systemparameter sind im Nennbetriebsfall aus Herstellerangaben bekannt. Um außerhalb dieses Betriebspunktes eine realitätsnahe Abbildung des Motorverhaltens zu erlangen, wurde zunächst in einem Vorversuch ein Reibungsmodell der Motore ermittelt. In einem weiteren Schritt sind Kennlinienfelder der Momentenkonstante  $k_t$  bestimmt worden. Allgemein beschreibt dieser Faktor das Verhältnis zwischen Luftspaltmoment und Querstrom

$$(18) \quad k_t = \frac{M_{el}}{i_q}$$

und verändert im Allgemeinen seinen Wert insbesondere in Abhängigkeit der Motorlastmomente  $M_{L,R}$  und -drehzahl  $\omega_M$ . Um diese nichtlinearen Effekte in einem erweiterten Simulationsmodell der permanentmagneterregten Synchronmaschine abzubilden, wird die analytische Bestimmung des magnetischen Flusses des Permanentmagneten mittels der Gleichung

$$(19) \quad M_{el} = \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot \Psi_{PM} \cdot i_q \quad \Leftrightarrow \quad \Psi_{PM} = \frac{2 k_t}{3 Z_p}$$

in der Beschreibung der Bewegungsgleichung (17) der permanentmagneterregten Synchronmaschine berücksichtigt [11, 10]. Die Gleichung (19) gilt einschränkend unter der Annahme  $i_d = 0$  und wird allgemein und mangels einer genaueren analytischen Beschreibungsmöglichkeit dieses Zusammenhanges in der Literatur verwendet. Diese Näherung kann nicht ohne weiteres in die Spannungsgleichungen (14) und (15) übernommen werden und wird daher konservativ abgeschätzt. Weiterhin wurden in Vergleichsmessungen die Parameter der bereits erwähnten PI-Strom- und Drehzahlregler identifiziert.

Mit den so ermittelten Parametern konnte das Modell der permanentmagneterregten Synchronmaschine validiert werden.

## 4 MODELLSTRECKE

Der folgende Abschnitt stellt zunächst den schematischen Aufbau des Prüfstands vor. Im Weiteren wird die vollständige nichtlineare mathematische Abbildung des Einzelklappenantriebs dargestellt.

### 4.1 Schematischer Aufbau des Prüfstands

Der schematische Aufbau des in Bild 1 vorgestellten Prüfstands ist in Bild 5 dargestellt. Die in diesem Bild ver-

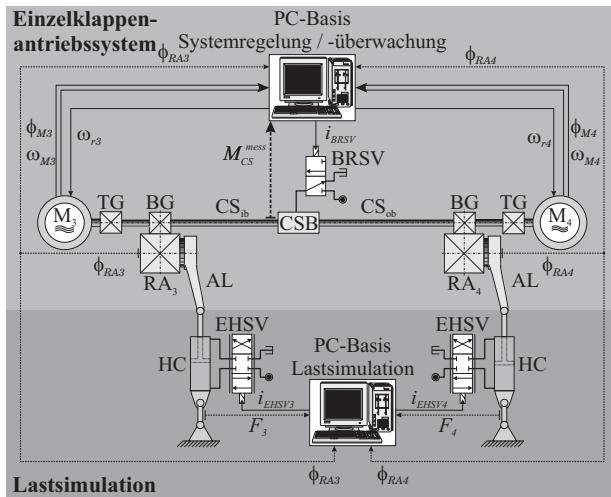


BILD 5: Schematischer Aufbau des Prüfstands

wendeten Abkürzungen stammen in vielen Fällen von ihrer englischsprachigen Übersetzung und sind im Folgenden kurz zusammengefasst.

- AL Hebelarm des Aktuators (*engl. Actuator Lever*)
- BG Abzweiggetriebe (*engl. Branch Gear*)
- BRSV Elektrisches 3/2-Schaltventil (*engl. Brake Solenoid Valve*)
- CS Koppelnde Wellentransmission (*engl. Cross Shaft*)
- CSB Feststellbremse (*engl. Cross Shaft Brake*)
- EHSV Elektrohydraulisches 4/3-Wege-Servoventil
- HC Hydraulischer Differenzdruckzylinder
- M Permanentmagneterregte Synchronmaschine, Motor
- RA Rotatorischer Aktuator (*engl. Rotary Actuator*)
- TG Übersetzungsgetriebe (*engl. Transmission Gear*)

Das Einzelklappenantriebssystem besteht aus einer übergeordneten Systemregelung und -überwachung. Die Regelung gibt in Abhängigkeit der Position der RA  $\phi_{RA3}$  und  $\phi_{RA4}$  die zunächst identischen Sollfrequenzen  $\omega_{r3}$  und  $\omega_{r4}$  an die beiden permanentmagneterregten Synchronmaschinen  $M_3$  und  $M_4$  vor. Die Ziffern 3 und 4 repräsentieren hierbei die dritte und vierte Antriebsstation, die sich an der Außenbordlandeklappe befinden. Im direkten Anschluss an jeden der Motore wird das von ihm aufgebrachte Drehmoment von einem TG übersetzt und mittels der nachfolgenden Wellentransmission an die Abzweiggetriebe BG übertragen. Die BG treiben jeweils zum einen den RA der entsprechenden Antriebsstation an, der über den

AL mit der Landeklappe verbunden ist. Zum anderen verzweigen die BG zu jeweils einem Wellenende der mechanisch koppelnden Wellentransmission des CS. Im CS ist die CSB angeordnet, die ein Feststellen des gesamten Antriebssystems erlaubt, sobald das Schaltventil BRSV durch den Steuerstrom  $i_{BRSV}$  angesteuert wird. An zentraler Position ist eine Momentenmesswelle angeordnet, die im CS wirkende Momente  $M_{CS}^{mess}$  detektiert.

Ohne weitere Regelung werden im Einzelklappenantriebssystem den Antrieben  $M_3$  und  $M_4$  in jedem Lastfall stets die identischen Solldrehzahlen  $\omega_{r3}$  und  $\omega_{r4}$  vorgegeben. Da die Motore in der Realität nie identische Parameter besitzen, entsteht durch die unabhängige Drehzahlregelung beider Motore überlagert durch unsymmetrische Lasten infolge Spoileraus schlägen oder Böen an den RA eine Positionsdifferenz  $\phi_{M3} - \phi_{M4} \neq 0$  der Motorwellen. Als Folge kommt es zu einer Verdrehung der Wellenenden des CS, die nicht mehr abgebaut werden kann, da der übergeordneten Systemregelung keine Information über diese Zustände zur Verfügung steht. Letztlich kommt es somit zum Betrieb mit Force-Fight zwischen den Antrieben. Die Notwendigkeit einer Antriebsregelung ergibt sich also nicht nur aus dem Regelungsziel möglichst geringe Cross-Shaft-Momente zu übertragen, sondern auch Betriebsbereiche mit einem motorisch und einem generatorisch arbeitenden Motor zu verhindern.

Um die auf das System wirkenden aerodynamischen Lasten zu simulieren, sind die AL der RA, wie ebenfalls in Bild 5 dargestellt, mit hydraulischen Differenzdruckzylindern HC verbunden. Eine auf der Lastseite übergeordnete Regelungseinheit steuert mittels der Ströme  $i_{EHSV3}$  und  $i_{EHSV4}$  zwei Servoventile EHSV an und erzeugt somit in Abhängigkeit der Positionen der RA  $\phi_{RA3}$  und  $\phi_{RA4}$  die Kräfte  $F_3$  und  $F_4$  in den HC. Auf diese Weise können die real auftretenden, unsymmetrischen Lastmomente an den RA realisiert werden.

### 4.2 Nichtlineares Modell des Prüfstands

Mit den definierten nichtlinearen Modellen eines allgemeinen Wellenabschnitts nach Bild 2, des Cross-Shaft-Abschnitts aus Bild 3 und der permanentmagneterregten Synchronmaschine aus Bild 4 ergibt sich das Gesamtsystem-Modell wie in Bild 6 wiedergegeben. Die die Wellentransmission antreibenden permanentmagneterregten Synchronmaschinen sind durch die dargestellten Abschnitte Motor 3 und Motor 4 repräsentiert. Die mechanische Anbindung der Motore an die RA an der jeweiligen Antriebsstation wird durch die Abschnitte Shaft 3 und Shaft 4 repräsentiert. Darüberhinaus bilden die RA in dieser Modellierung jeweils einen eigenen Wellenabschnitt. In diesem Aufbau erhalten beide Motore das identische Referenzdrehzahlsignal  $\omega_r$ . Jeder Motor überträgt auf den nachfolgenden Wellenabschnitt Shaft 3 beziehungsweise Shaft 4 einen Drehwinkel  $\phi_{M3}$  und  $\phi_{M4}$  und eine Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{M3}$  beziehungsweise  $\omega_{M4}$ , mit denen der Abschnittseingang bewegt wird. Gleichzeitig werden die Motore durch die Momente  $M_{L,M3}$  beziehungsweise  $M_{L,M4}$  belastet, die sich als Reaktionsmomente aus den Zuständen des Wellenabschnitts ergeben. Um die Funktion des Ab-

zweiggetriebes zu realisieren, werden die Bewegungszustandsgrößen  $\phi_{S3}$  und  $\omega_{S3}$  des Abschnitts Shaft 3 sowohl auf den Abschnitt des Rotary Actuators 3, als auch auf den Eingang des Cross-Shaft-Abschnitts übertragen, und der Abschnitt Shaft 3 durch die Summe  $M_{L,S3}$  der Reaktionsmomente  $M_{F,RA3}$  aus dem Rotary Actuator 3 und  $M_{F,ib}$  des Cross-Shafts belastet. Auf Seite der Antriebsstation 4 ist das Modell äquivalent aufgebaut. Die im Flug auf den Rotary Actuator 3 beziehungsweise Rotary Actuator 4 wirkenden Luftlastmomente sind in Kennlinien abgelegt, die durch die Größen  $M_{L,RA3}$  und  $M_{L,RA4}$  eingeprengt werden.

## 5 REGELUNGSKONZEPT

Für eine Regelung zur Verminderung der Cross-Shaft-Momente stehen grundsätzlich zwei unterschiedliche Konfigurationen des Systems zur Auswahl.

Zum einen ist die Realisierung einer sogenannten *Master-Slave* Konfiguration der Motore möglich, bei der das Signal der Soll-drehzahl  $\omega_r$  nur an den Master-Antrieb übertragen wird. Als Sollsignal des Slave-Motors kann beispielsweise das im Drehzahlregler des Master-Motors erzeugte Stromsignal  $i_{q,r}$  verwendet werden. Damit werden allerdings beide Motore stets mit gleichem Drehmoment  $M_{L,M3} = M_{L,M4}$  belastet und unsymmetrische Lastmomente  $M_{L,RA3} \neq M_{L,RA4}$  an den Rotationsaktuatoren durch ein Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  auf beide Motore gleichmäßig verteilt. Dies entspricht nicht dem Regelungsziel. Weiterhin ist eine Strom- oder Drehzahlvorgabe des Slave-Antriebs vorstellbar, die nur auf einer Positionsdifferenz der Motorwellen oder der Cross-Shaft-Wellenenden beruht. Nachteil einer derartigen Realisierung wäre, dass der Slave-Motor, im Vergleich zum Master, für eine höhere Leistung ausgelegt sein müsste, um der Dynamik des Master-Motors folgen zu können. Diese Überlegungen haben gezeigt, dass Master-Slave Konfigurationen entweder das vorgegebene Regelungsziel einer Minimierung des Cross-Shaft-Moments  $M_{CS}$  nicht erfüllen oder nicht einfacher zu realisieren sind als sogenannte *Master-Master* Konfigurationen.

Bei dieser zweiten Möglichkeit der Master-Master Konfiguration werden an die Motore unterschiedliche Soll-drehzahlensignale  $\omega_{r,3}$  und  $\omega_{r,4}$  mit dem Ziel übertragen, möglichst geringe Cross-Shaft-Momente  $M_{CS}$  durch eine lastunabhängige Synchronisation der Positionen der Motore zu erreichen. In dieser Konfiguration können beide Motore für gleiche Leistungen ausgelegt sein, und im Idealfall wird jeder Motor mit einem Moment  $M_{L,M3}$  beziehungsweise  $M_{L,M4}$  entsprechend der individuellen Lasten  $M_{L,RA3}$  und  $M_{L,RA4}$  am jeweils zugehörigen Rotationsaktuator belastet, und es tritt kein Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  auf. Das entsprechende Regelungskonzept einer Master-Master Konfiguration mit einer in die nichtlineare Regelstrecke implementierten Rückführung wird im Folgenden beschrieben.

### 5.1 Prinzip der Motorsignalerückführung

Das Prinzip der gewählten Regelung des Systems ist in Bild 6 wiedergegeben. Bei diesem Regelungskonzept er-

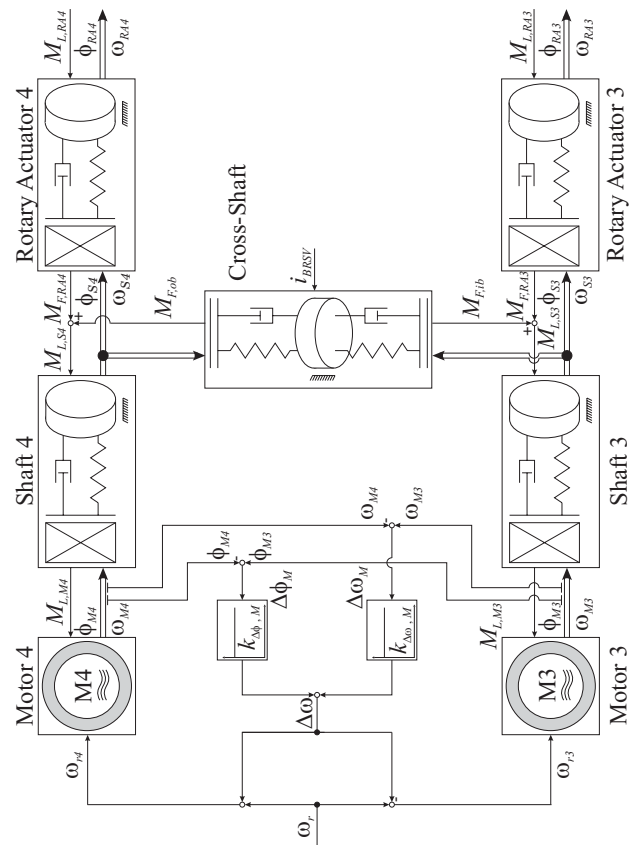


BILD 6: Struktur des nichtlinearen Simulationsmodells mit Motorsignalerückführung

halten die Motore voneinander getrennte Drehzahlvorgaben  $\omega_{r,3}$  und  $\omega_{r,4}$ , die durch vorzeichenverschiedene Einkopplung der Korrekturdrehzahl  $\Delta\omega$  nach

$$(20) \quad \omega_{r,3} = \omega_r - \Delta\omega \quad \text{und} \quad \omega_{r,4} = \omega_r + \Delta\omega$$

erfolgt. Dabei ergibt sich in der Rückführung die Korrekturdrehzahl  $\Delta\omega$  durch Verstärkung des Differenzwinkels  $\Delta\phi_M$  der Motorwellen mit dem Faktor  $k_{\Delta\phi,M}$ . Bei einem beispielsweise vorauseilenden Motor 3 entsteht somit eine positive Korrekturdrehzahl  $\Delta\omega$ , die nach Gleichung (20) ein Bremsen des Motors 3 und Beschleunigen des Motors 4 zur Folge hat. Die Drehzahlensignale  $\omega_{M3}$  und  $\omega_{M4}$  entsprechen einer reinen Differentiation der Drehwinkelsignale  $\phi_{M3}$  und  $\phi_{M4}$  und eilen daher den Winkelsignalen um  $\frac{\pi}{2}$  rad voraus. Der zweite Term der Korrekturdrehzahl  $\Delta\omega$  wirkt aufgrund dieses Zusammenhangs bei geeigneter Verstärkung der Differenzdrehzahl

$$(21) \quad \Delta\omega_M = \omega_{M3} - \omega_{M4}$$

mit dem Faktor  $k_{\Delta\omega,M}$  dämpfend auf die Rückführgröße  $\Delta\omega$ . Damit berechnet sich die Korrekturdrehzahl  $\Delta\omega$  nach

$$(22) \quad \Delta\omega = k_{\Delta\phi,M} \cdot \Delta\phi_M + k_{\Delta\omega,M} \cdot \Delta\omega_M,$$

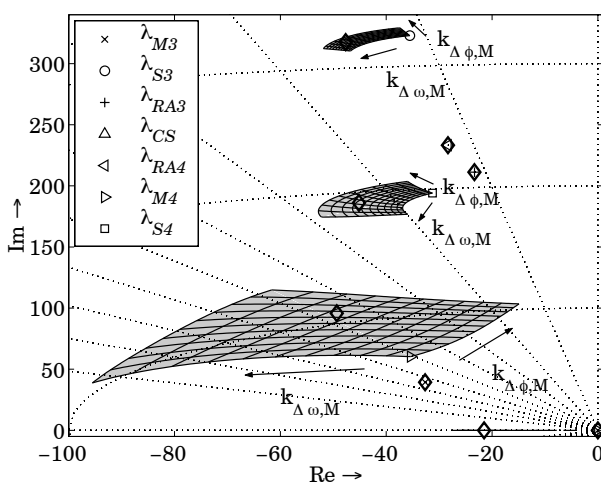
was auch als Drehzahlregler mit PI-Verhalten bezeichnet werden kann. Mit diesem Konzept wird eine lastunabhängige Synchronisation der Positionen  $\phi_{M3}$  und  $\phi_{M4}$  der Motorwellen erreicht.

Für den Betrieb der permanentmagneterregten Synchronmaschinen sind Winkelgeber notwendig, um den Winkel  $\phi_M$  zwischen Rotor und Stator zu ermitteln. Da mit Hilfe dieses Signals die Drehfeldausrichtung der Motore realisiert wird, verfügt die angewendete Sensorik über eine hohe Diskretisierungsfeinheit und niedrige Abtastzeit [9]. Die hohe Auflösung und Genauigkeit des Motorpositionssignals ermöglicht eine Differentiation zu den Drehzahlsignalen  $\omega_{M3}$  und  $\omega_{M4}$ . Um die vorgestellte Rückführung zu realisieren, ist daher keine zusätzliche Sensorik notwendig.

## 5.2 Reglerentwurf

Für das unregelte System ist in einem ersten Schritt das lineare Zustandsraummodell 20. Ordnung aufgestellt worden. Eine Untersuchung der Eigenwerte  $\lambda_{i,ol}$  der zugehörigen Systemmatrix  $A_{ol}$  (engl. open loop) ergab Quasistabilität des Systems [7, 3]. Mit Hilfe der Hautuskriterien konnte weiterhin vollständige Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit des Systems festgestellt werden [8].

Dieses Zustandsraummodell wurde dann um die Motorsignalarückführung zum Zustandsraummodell des geschlossenen Regelkreises erweitert, mit dessen Hilfe sinnvolle Kennwerte der Reglerparameter  $k_{\Delta\phi,M}$  und  $k_{\Delta\omega,M}$  für die Rückführung gesucht werden. Grenzwerte für die Reglerparameter ergeben sich zunächst aus dem Quasistabilitätskriterium nach [3]. Die sich ergebenden Trajektoriengebiete der Eigenwerte  $\lambda_{i,cl}$  der zugehörigen Systemmatrix  $A_{cl}$  (engl. closed loop) in der komplexen Ebene sind für die Reglerparameter  $k_{\Delta\phi,M} \in [0, 60] \frac{1}{s}$  und  $k_{\Delta\omega,M} \in [0, 0.6]$  in Bild 7, aufgrund der Symmetrieeigenschaften auf den II. Quadranten beschränkt, dargestellt. Vereinfachend ist weiterhin ein Polpaar nicht abgebildet, dessen Lage sich weit links in der komplexen Ebene befindet und nur unwesentlich durch die Variation der Reglerparameter  $k_{\Delta\phi,M}$  und  $k_{\Delta\omega,M}$  beeinflusst wird. Die Ausgangspunkte sind gesondert symbolisch gekennzeichnet und repräsentieren das Polstellen-Bild für  $k_{\Delta\phi,M} = 0 \frac{1}{s}$  und  $k_{\Delta\omega,M} = 0$ . Der

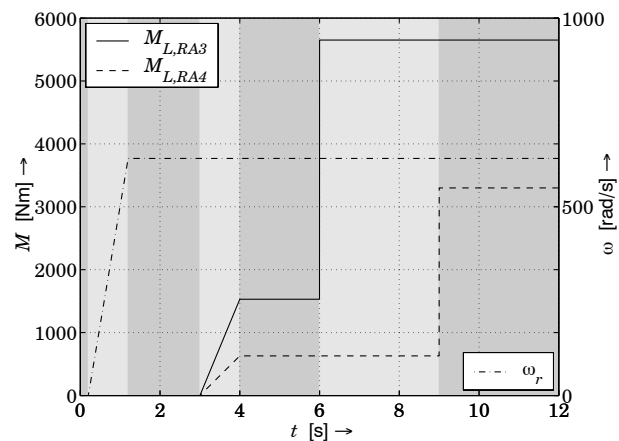


**BILD 7:** Eigenwerte  $\lambda_{i,cl}$  der Systemmatrix  $A_{cl}$  in der komplexen Ebene für  $k_{\Delta\phi,M} \in [0, 60] \frac{1}{s}$  und  $k_{\Delta\omega,M} \in [0, 0.6]$

Verlauf der Trajektorien macht deutlich, dass Quasistabilität ebenso für Reglerparameter oberhalb der oberen Intervallgrenzen erreicht werden kann. Größere Reglerparameter  $k_{\Delta\phi,M}$  und  $k_{\Delta\omega,M}$  führen zu einer vergrößerten Korrekturdrehzahl  $\Delta\omega$ , die in der permanentmagneterregten Synchronmaschine durch die Begrenzungen der Ausgangsgrößen der PI-Strom- und Drehzahlregler nicht mehr in jedem Fall umgesetzt werden können. Die Reglerparameter werden daher im Folgenden derart festgelegt, dass sich für die von der Rückführung beeinflussten Eigenwerte vergrößerte Dämpfungen ergeben. Die sich ergebenden Eigenwerte  $\lambda_{i,cl}$  der Systemmatrix  $A_{cl}$  für die Werte  $k_{\Delta\phi,M} = 40 \frac{1}{s}$  und  $k_{\Delta\omega,M} = 0.4$  sind in Bild 7 mit dem Symbol  $\diamond$  markiert.

## 5.3 Simulation

Um die Eigenschaften des Systems beurteilen zu können, wird das in Bild 8 dargestellte Referenzlastprofil eingeführt und im Folgenden kurz erläutert. Es legt die Eingangsgrößen des Systems für eine Simulation fest. Die grau gekennzeichneten Bereiche im Hintergrund markieren jeweils ein Zeitintervall des Lastprofils; sie werden in den späteren Bildern der verschiedenen Simulationsergebnisse zur leichteren Identifizierung der Intervalle abgebildet.



**BILD 8:** Referenzlastprofil der Simulation

- $t \in [0.0, 0.2] \text{ s}$   
Kommandierter Stillstand der Motore und keine Lastmomente an den Rotationsaktuatoren, um den Ruhezustand des Simulationsmodells zu Beginn einer Simulation sicherzustellen.
- $t \in [0.2, 1.2] \text{ s}$   
Rampenförmige Erhöhung der Solldrehzahl auf Nenn Drehzahl der Motore. Es wirken weiterhin keine Lastmomente auf die Rotationsaktuatoren.
- $t \in [1.2, 3.0] \text{ s}$   
Stationäre Eingangsgrößen, um ein Abklingen transienter Bewegungen im System zu ermöglichen.
- $t \in [3.0, 4.0] \text{ s}$

Unsymmetrisch rampenförmige Vergrößerung der Lastmomente an den Rotationsaktuatoren auf Werte, die bei voll ausgefahrener Landeklappen wirken. Somit wird ein zeitlich gestauchter Ausfahrvorgang der Klappe ohne Spoiler simuliert.

- $t \in [4.0, 6.0]$  s  
Stationäre Eingangsgrößen, um ein Abklingen transientser Bewegungen im System zu ermöglichen.
- $t = 6$  s  
Sprunghafte Erhöhung des Lastmomentes an Antriebsstation 3 entsprechend vollem Spoilerausschlag.
- $t \in ]6.0, 9.0]$  s  
Stationäre Eingangsgrößen, um ein Abklingen transientser Bewegungen im System zu ermöglichen.
- $t = 9$  s  
Lastmomentensprung an Antriebsstation 4 entsprechend vollem Spoilerausschlag.
- $t \in ]9.0, 12.0]$  s  
Stationäre Eingangsgrößen, um ein Abklingen transientser Bewegungen im System zu ermöglichen.

Die in diesem Referenzprofil aufgrund von Spoilerausschlägen wirkenden asymmetrischen Lastmomente treten in dieser Form im Flug an einer AIRBUS A320 Außenklappe nicht auf, da ein Spoilerausschlag stets beide Stationen belastet. Hier wird dieser Fall dennoch zur Absicherung des Modellverhaltens bei theoretisch größtmöglichen Lastdifferenzen an den Stationen betrachtet. Das vollständige Ausfahren der Spoiler kann von einem heute verwendeten hydraulischen Stellsystem nicht ideal sprunghaft realisiert werden. Die im Referenzprofil angenommene sprunghafte Vergrößerung der Lastmomente durch Spoilerausschläge wird dennoch in den Simulationen betrachtet, um das Systemverhalten bei Anregung aller Eigenformen beurteilen zu können.

Im folgenden Bild 9 ist der zeitliche Verlauf der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$  und  $\Delta\phi_{CS,ob}$  und der Reaktionsmomente  $M_{F,ib}$  und  $M_{F,ob}$  des Cross-Shafts für die Reglerparameter  $k_{\Delta\phi,M} = 40 \frac{1}{s}$  und  $k_{\Delta\omega,M} = 0.4$  unter Einfluß des Referenzlastprofils dargestellt, um die Vorgänge im Cross-Shaft zu beurteilen. In Bild sind die Spielbereiche der inboard- und outboard-Seite des Cross-Shaft durch zusätzliche horizontale Linien gekennzeichnet. Bei der vorliegenden Vorzeichenkonvention wird immer dann ein Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  übertragen, wenn die Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$  und  $\Delta\phi_{CS,ob}$  vorzeichengleich den Spielbereich verlassen. Es ist zu erkennen, dass der Cross-Shaft während des Anfahrvorgangs zunächst von der inboard-Seite angetrieben wird und somit ein Reaktionsmoment  $M_{F,ib}$  übertragen wird. Der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ob}$  verläßt in dieser Zeit seinen Spielbereich nicht und es kommt somit zu keinem Reaktionsmoment  $M_{F,ob}$  und Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$ . Im Folgenden wechselt die Anlagenseite des Cross-Shafts und der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$  fällt in seinen Spielbereich, während der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$

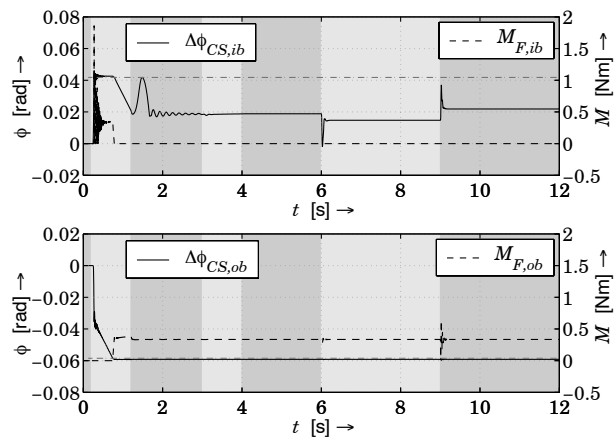


BILD 9: Zustandsgrößen am Cross-Shaft

diesen verläßt. Somit wird weiterhin kein Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  übertragen. Es ergibt sich während der Simulation keine weitere Änderung dieser Verhältnisse. Jedoch zeigt sich, dass der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$  in stationären Zuständen lastabhängig ist. Dies ergibt sich aus verschiedenen Torsionswinkeln der Shaft-Abschnitte, die sich bei synchronen Positionen der Motorwellen aus unsymmetrischen Lastmomenten  $M_{L,RA3}$  und  $M_{L,RA4}$  an den Antriebsstationen und ungleichen Steifigkeiten  $c_{S3}$  und  $c_{S4}$  der Shaft-Abschnitte ergeben. Auch unter dem Einfluss stark unsymmetrischer Lastsprünge zeigen sich nur geringe Transienten der Differenzwinkel  $\Delta\phi_{CS,ib}$  und  $\Delta\phi_{CS,ob}$ . Bild 10 zeigt das Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  und die auf die Motore wirkenden Lastmomente  $M_{L,M3}$  und  $M_{L,M4}$ . Wie bereits bei der Betrachtung der Differenzwinkel fest-

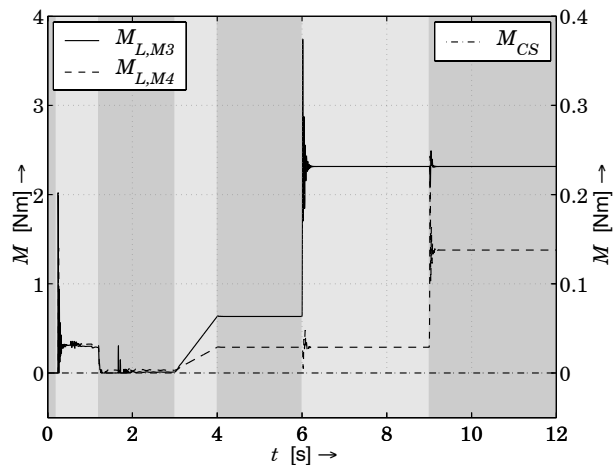


BILD 10: Momente

gestellt, wird während der gesamten Simulation kein Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  übertragen. Bei Betrachtung der Motorlastmomente wird deutlich, dass beide Motore während der gesamten Simulation stets im motorischen Betrieb arbeiten. Jeder Antrieb bringt exakt die an seiner Laststation wirkenden Lastmomente  $M_{L,M3}$  beziehungsweise  $M_{L,M4}$  auf. Das heisst beispielsweise bei sprunghaf-

haften Änderung des Lastmomentes  $M_{L,RA3}$  am Rotations-  
 aktuator 3, ändert sich in stationären Zuständen nur das  
 Motorlastmoment  $M_{L,M3}$  an Motor 3. Geringe Transienten  
 des Lastmomentes  $M_{L,M4}$  an Motor 4 entstehen nur durch  
 die Synchronisationsregelung. Weiterhin zeigt sich, dass  
 die Motorlastmomente zu keinem Zeitpunkt die maximal  
 zulässigen Werte überschreiten.

Insgesamt liegt mit dieser Motorsignallückführung ein An-  
 triebskonzept vor, das sehr gut geeignet ist, das Regelungs-  
 ziel Verhinderung des Force-Fight zwischen den Motoren  
 und möglichst geringe Cross-Shaft-Momente  $M_{CS}$  zu er-  
 reichen.

#### 5.4 Vergleichsmessung

Aufgrund der guten Simulationsergebnisse wurde das Re-  
 gelungskonzept der Motorsignallückführung am Prüfstand  
 implementiert. Das in Bild 8 vorgestellte Referenzlastpro-  
 fil wurde in leicht modifizierter Form aufgeprägt. Die Re-  
 glerverstärkungen wurden bei den Messungen auf die Werte  
 $k_{\Delta\phi,M} = 20 \frac{1}{s}$  und  $k_{\Delta\omega,M} = 0.2$  eingestellt.

Da die Motorlastmomente  $M_{L,M3}$  und  $M_{L,M4}$  am Prüfstand  
 nicht gemessen werden können, werden in Bild 11 die Mo-  
 torströme zwischen Simulation und Prüfstand verglichen.  
 Es ist zu erkennen, dass die Motorströme  $i_{q,3}^{mess}$  und  $i_{q,4}^{mess}$

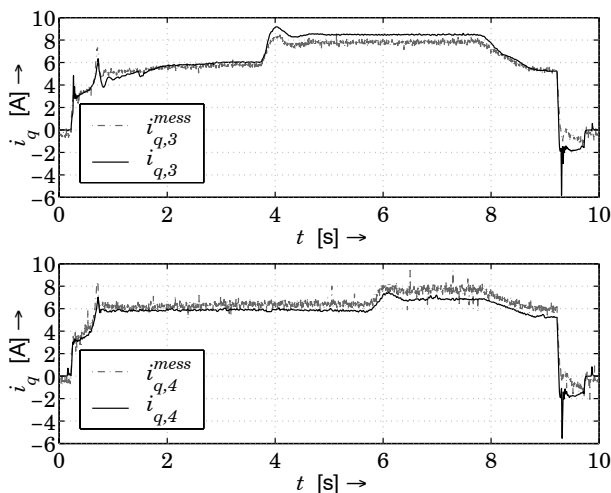


BILD 11: Querstrom der Motore

durch die Simulationenwerte  $i_{q,3}$  und  $i_{q,4}$  sehr gut abgebildet  
 werden. Die Vorzeichen der Motorströme zeigen während  
 der gesamten Simulation einen motorischen Betrieb an.  
 Weiterhin bestätigt sich, dass jeder Motor in stationären  
 Zuständen nur mit dem entsprechenden Lastmoment der  
 zugehörigen Antriebsstation belastet wird. Dies wird bei-  
 spielsweise bei einer Betrachtung des Lastsprungs auf Sta-  
 tion 3 deutlich, da in Motor 4 in stationären Zuständen  
 vor und nach dem Lastsprung gleiche Ströme  $i_{q,4}$  bezie-  
 hungsweise  $i_{q,4}^{mess}$  wirken. Weiterhin kann festgestellt wer-  
 den, dass während der Simulation keine unzulässig hohen  
 Ströme in den Motoren auftreten.

Bild 12 zeigt die im Cross-Shaft wirkenden Momente  
 in der Simulation sowie am Prüfstand. Dabei ergibt sich

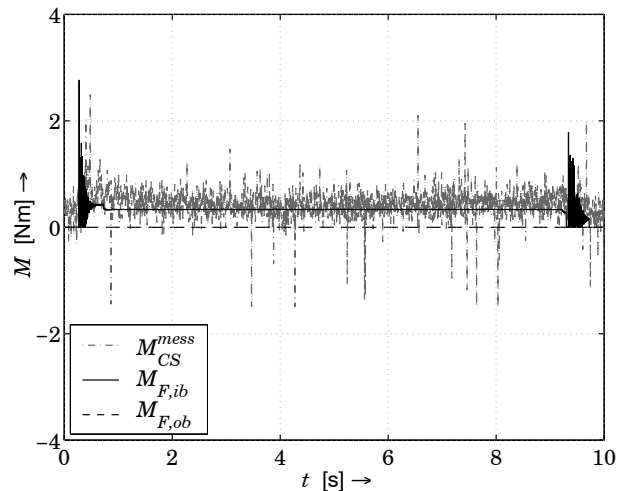


BILD 12: Cross-Shaft-Momente

eines der Reaktionsmomente  $M_{F,ib}$  oder  $M_{F,ob}$  stets zu  
 Null. Das heisst der Cross-Shaft befindet sich auf der je-  
 weils zugehörigen Seite im Spielbereich und es kann kein  
 Cross-Shaft-Moment  $M_{CS}$  übertragen werden. Es kommt  
 lediglich kurzzeitig zu einem Wechsel der Anlagenseite des  
 Cross-Shafts. Dieses Verhalten bestätigt sich bei Betrachtung  
 des gemessenen Cross-Shaft-Moments  $M_{CS}^{mess}$ . Es  
 zeigt sich im Versuch nur ein geringes stationäres Cross-  
 shaft-Moment  $M_{CS}^{mess}$ , das seinen Wert auch bei unsym-  
 metrisch und schnell aufgeprägten Lastmomenten nicht  
 verändert. Das heisst, durch äußere Störlasten entsteht kein  
 durch den Cross-Shaft übertragenes Moment. Das hier ge-  
 messene Moment  $M_{CS}^{mess}$  entspricht nur den Reibungs-  
 momenten und dynamischen Momenten im Cross-Shaft.

Insgesamt bestätigt sich damit am Prüfstand, dass das  
 gewählte Konzept der Motorsignallückführung sehr gut  
 zur Erreichung der Regelungsziele geeignet ist.

## 6 ZUSAMMENFASSUNG

Im vorliegenden Artikel ist ein Antriebskonzept für ein  
 einzelnes Landeklappensegment mit zwei, aus Gründen  
 der Redundanz über einen Cross-Shaft mechanisch mit-  
 einander verbundenen, elektrischen Stellgliedern vorge-  
 stellt worden. Ziel der zu entwerfenden Systemregelung  
 war ein Betrieb des Systems, bei dem möglichst geringe  
 Momente über den Cross-Shaft übertragen werden und  
 Betriebszustände mit einem motorisch und einem genera-  
 torisch arbeitenden Motor zu verhindern.

Hierfür wurden nichtlineare mathematisch-physikalische  
 Simulationsmodelle eines allgemeinen Wellenabschnitts,  
 des Cross-Shaft-Abschnitts und permanentmagneterregter  
 Synchronmaschinen entwickelt. Diese wurden dann zu ei-  
 nem Modell des unregulierten System verbunden.

Mit Hilfe dieses Modells wurde das Regelungskonzept  
 der Motorsignallückführung entwickelt und aufgrund guter  
 Simulationsergebnisse im Prüfstand implementiert.  
 Es zeigt sich, dass das Regelungskonzept der Motorsi-  
 gnallückführung sehr gut zur Erreichung des Regelungs-  
 ziels geeignet ist, da in allen Untersuchungen beide An-

triebe stets im motorischen Betrieb arbeiteten und auch bei stark unsymmetrisch und schnell veränderlichen äußeren Störlasten keine Momente durch den Cross Shaft übertragen werden.

In weiteren Untersuchungen werden An- und Abfahrsequenzen, eine geeignete Positionsregelung auch für kontinuierliches Positionieren der Landeklappen und die notwendigen Systemmonitore sowie eine geeignete Redundanzverwaltung entwickelt.

## DANKSAGUNG

Die Autoren danken der LIEBHERR AEROSPACE LINDENBERG GMBH für die Förderung und freundliche Unterstützung des Forschungsprojektes *Elektrische Einzel-landeklappenantriebe*.

## SCHRIFTTUM

- [1] BONFERT, K.: *Betriebsverhalten der Synchronmaschine*. Springer, Berlin, 1962.
- [2] CARL, U. UND WINKELMANN, C.: *Integrationsmethodik für Flugsteuerungssysteme der variablen Wölbung*. Abschlußbericht, 20A95050/BMBF, Arbeitsbereich Flugzeug-Systemtechnik, Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg, 1999.
- [3] FLIEGE, N.: *Systemtheorie*. B.G. Teubner, Stuttgart, 1991.
- [4] FRANSUA, A. UND MĂGUREANU, R.: *Electrical Machines and Drive Systems*. Technical Press, Oxford, UK, 1984.
- [5] HENNEBERGER, G.: *Elektrische Maschinen II*. Scriptum zur Vorlesung, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2000.
- [6] LEONHARD, W.: *Regelung elektrischer Antriebe*. Springer, Berlin, 2000.
- [7] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1 – Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer, Berlin, 1996.
- [8] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 2 – Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung einschleifiger Regelungen*. Springer, Berlin, 1997.
- [9] MOOG GMBH (HRSG.): *T200 Programmable Servo Drive — User's Manual*. Böblingen, 2000.
- [10] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe 2 - Regelung von Antrieben*. Springer, Berlin, 1995.
- [11] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. Springer, Berlin, 2000.