

UNTERSUCHUNGEN ZUR LASTLIMITIERUNG ELEKTROMECHANISCHER AKTUATOREN IN DER PRIMÄREN FLUGSTEUERUNG

T. Pielburg, F. Thielecke, Institut für Flugzeug-Systemtechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg, Nesspriel 5, 21129 Hamburg, Deutschland.

Zusammenfassung

Der vorliegende Artikel beschreibt den Entwurf einer Lastlimitierungsfunktion für einen elektromechanischen Aktuator in der primären Flugsteuerung. Die elektronische Lastlimitierungsfunktion soll die Stellkraft des Aktuators entgegen exzessiver Luftlasten oder äußerer Klemmkraften auf einen zulässigen Wert begrenzen. Der Konzeptentwurf erfolgt anhand des Modells eines Querruderstellsystems mit einer hybriden Aktuatorkonfiguration aus passivem elektrohydraulischen Servoaktuator und aktivem elektromechanischen Aktuator. Außerdem ist die Umsetzung der Lastlimitierungsfunktion an einem Aktuatorprüfstand beschrieben.

1. EINLEITUNG

Bei der seit Jahren diskutierten Einführung elektromechanischer Aktuatoren (EMA) in die primäre Flugsteuerung von Verkehrsflugzeugen stehen den erwarteten Vorteilen im Vergleich zu den konventionellen und über mehrere Flugzeuggenerationen optimierten, elektrohydraulischen Servoaktuatoren (EHSA), wie reduzierter Installations- und Wartungsaufwand sowie Systemgewichtsreduktion auf Flugzeugebene, Diversität und Optimierung der Leistungsversorgung trotz intensiver Entwicklungen immer noch Hürden wie höheres Komponentengewicht, ggf. benötigte Motorkühlung, nicht auszuschließendes Klemmen erforderlicher Getriebekomponenten, ein schlechter Rückwärtswirkungsgrad und eine hohe reduzierte Masse (Massenträgheit bezogen auf die Ausgangsstellbewegung) gegenüber. Vermutlich sind einige der Herausforderungen erst mit einer Anpassung der Stellsystemkonfiguration von wenigen Flächen mit redundanten Aktuatoren hin zu mehreren redundanten Flächen mit einzelnen Aktuatoren zufriedenstellend zu lösen.

Eine weitere Fragestellung, mit der ein EMA im Vergleich an einem EHSA gemessen werden kann und die in diesem Artikel betrachtet wird, ist eine optionale Lastlimitierungsfunktion, d. h. eine Limitierung der maximalen Stellkraft eines Aktuators. So ist durch die Zulassungsvorschriften eine Auslegung der Struktur und Systeme auf eine maximale Last von 125% der berechneten Luftlasten gefordert [1]. Das bedeutet aber auch, dass bei gewichtsoptimaler Auslegung die maximale Kraft des Stellsystems selbst auf diesen Wert begrenzt werden muss. Natürlich bringt ein Stellsystem gemäß *actio est reactio* nur eine übermäßige Stellkraft auf, wenn eine entsprechende Gegenkraft besteht. Somit ist die Lastlimitierungsfunktion unter zwei Auslegungsbedingungen zu betrachten: erstens das Auftreten exzessiver Luftlasten und zweitens der Eintritt eines äußeren Klemmfalles, d. h. ein Klemmen der Steuerflächenkinematik selbst oder eines redundanten zweiten Aktuators.

Ein EHSA kann mit geringer Massenträgheit der Kolbenstange, geringen Reibverlusten und dem einfachen Zusammenhang aus Stellkraft, Lastdruck und Kolbenfläche relativ genau auf die Maximalkraft ausgelegt werden. Auch bleiben die Beschleunigungskräfte im Klemmfall aufgrund der geringen Massenträgheit der bewegten Kolbenstange gering. Problematisch ist mit Blick auf die erreichbare

maximale Stellkraft die Auslegung auf einen reduzierten Systemdruck. Allerdings kann die maximale Widerstandskraft vergleichsweise einfach mit einer Limitierung der Kammerdrücke durch den Einsatz von Druckbegrenzungsventilen begrenzt werden.

Die Auslegung eines EMA, der sich im Allgemeinen aus E-Motor, ggf. Untersetzungsgetriebe und Spindelaktuator mit insgesamt hoher Gesamtgetriebeuntersetzung zusammensetzt, macht mit parametrisch unsicherer Bauteilreibung, höheren Beschleunigungskräften aufgrund der internen Massenträgheiten und hohen Winkelgeschwindigkeiten ggf. eine Überproportionierung des Motorantriebsmoments und damit der erreichbaren Stellkräfte erforderlich. In erster Linie erscheint es aber durch die hohe reduzierte Masse und den schlechteren Rückwärtswirkungsgrad aufgrund der daraus folgenden hohen Laststeifigkeit kritisch, dass der EMA auch bei reduzierter Motorleistung von einer anliegenden Überlast ausreichend schnell zurückgetrieben wird. So muss der EMA ggf. entgegen der eigenen Trägheit aktiv aus der Überlast herausgefahren werden. Genauso ist die schiebende Trägheit beim Einfahren in eine Überlast oder eine Klemmstelle zu bremsen, um ein Wirken zusätzlicher hoher Beschleunigungslasten zu reduzieren. Die hohe reduzierte Masse von EMA, d. h. die auf die lineare Ausgangsstellbewegung bezogene Massenträgheit, folgt aus dem zwar geringen Trägheitsmoment des Motors und ggf. Getriebes und der insgesamt hohen Getriebeuntersetzung, die bei Bezug auf die Ausgangsstellbewegung quadratisch eingeht

$$(1) \quad m_{red} = J \cdot i_{EMA}^2,$$

sodass bei gängigen Trägheitsmomenten und Gesamtuntersetzungen leicht reduzierte Massen im Bereich von mehreren Tonnen entstehen.

Eine Evaluierung mechanischer Konzepte zur Lastlimitierung, wie z. B. Überlastkupplungen, hat die grundsätzlichen Hindernisse dieser Lösungen aufgezeigt: hohes Gewicht, zusätzliche mechanische Komplexität, Unsicherheiten im An- und Absprechverhalten. Eine antriebsseitige Anordnung zwischen Motor und Getriebe erlaubt eine leichte Ausführung, Unsicherheiten multiplizieren sich aber über die Getriebeübersetzung und die Trägheiten werden nicht vollständig abgekuppelt, vielmehr erhöht die Kupplung die reduzierte Masse des Aktuators. Abtriebsseitig ist eine Überlastkupplung nur realistisch bei rotatorischer Abtriebsbewegung des EMA, die vorherrschenden hohen

Momente erfordern aber eine entsprechende schwere Ausführung.

Mit dem Einsatz von permanentmagneterregten Synchronmotoren (PMSM), die mit hoher Dynamik und hervorragenden Regeleigenschaften Momentenregelungszeitkonstanten von wenigen Millisekunden aufweisen, ist es beim EMA hingegen möglich, in kürzester Zeit reglungstechnisch auf eine Überlast zu reagieren, sodass hiermit ein Ansatz zur Lastlimitierung gegeben ist.

Die Verwendung einer Lastlimitierungsfunktion ist insbesondere für Spoileraktuatoren denkbar. Im Folgenden werden die Untersuchungen zur Lastlimitierungsfunktion hingegen exemplarisch an einem Simulationsmodell eines hybriden A320 Querruderstellsystems vorgenommen. Einer der beiden konventionellen redundanten parallel angeordneten EHSA ist in dem hybriden System durch einen äquivalenten EMA ersetzt - eine wahrscheinliche Konfiguration, um EMA in die primäre Flugsteuerung zu integrieren [2]. Das System und die Modellierung werden in Kapitel 2 beschrieben. Für eine Lastlimitierungsfunktion ist es erforderlich, die Stellkraft des EMA zu kennen. In Kapitel 3 werden kurz Methoden diskutiert die Stellkraft aus den verfügbaren Sensorsignalen zu schätzen, um nach Möglichkeit auf eine zusätzliche Lastsensorik verzichten zu können. In Kapitel 4 wird dann ein Konzept zur Lastlimitierung vorgestellt und für das Simulationsmodell ausgelegt. Da für das modellierte Querruderstellsystem keine Möglichkeit zur Verifizierung der Ergebnisse besteht, wird in Kapitel 5 die Realisierung der Lastabregelung an einem alternativen Prüfstandsystem, einem aus Industriekomponenten aufgebauten EMA, geschildert.

2. SYSTEM- UND MODELLBESCHREIBUNG

Die Querruderbetätigung des A320 erfolgt mit zwei redundanten parallel angeordneten EHSA in aktiv-passiv Konfiguration. Für die Auslegung der Lastlimitierung wird dieses System zu einem hybriden Stellsystem geändert, indem der aktive EHSA durch einen aktiven EMA ersetzt wird. Der zweite EHSA bleibt im passiv-Modus bestehen. Die Kammern des passivierten EHSA sind über eine Blende kurzgeschlossen. Der EMA setzt sich zusammen aus einem permanentmagneterregten Synchronmotor, einem zweistufigen Stirnradgetriebe und einer Kugelumlaufspindel, sodass eine lineare Stellbewegung erreicht wird. Als erforderliche Sensorik sind ein Positionsaufnehmer für die Stellposition, ein Winkelpositionsaufnehmer für den Motorwinkel und Stromsensoren für die Motorphasenströme vorhanden. Der aktive EMA wird in einer Kaskadenregelung aus Strom-, Drehzahl- und Positionsregler betrieben.

2.1. Nichtlineares Modell

Das nichtlineare Modell des Stellsystems beschreibt den EMA, den passivierten EHSA, die Struktur- und Steuerflächenanbindung und die Steuerfläche. Das Modell ist außerdem um ein einfaches Luftlastmodell der Steuerfläche und ein Böenmodell erweitert, um Überlastfälle realitätsnah darstellen zu können. Die Struktur des Gesamtmodells ist in Bild 1 wiedergegeben. Die Teilmodelle werden im Folgenden erläutert.

2.1.1. Motormodell

Die Modellierung des PMSM ist im zweiphasigen Park-Koordinatensystem realisiert [4]. Das Modell setzt sich zusammen aus den Stromaufbaugleichungen in der d-Achse und der q-Achse

$$(2) \quad \frac{di_d}{dt} = \frac{1}{L_d} (u_d - Ri_d + \omega_{el} L_q i_q) ,$$

$$(3) \quad \frac{di_q}{dt} = \frac{1}{L_q} (u_q - Ri_q - \omega_{el} L_d i_d - \omega_{el} \Psi_{PM})$$

(mit den Phasenwiderständen R und Induktivitäten $L_{d,q}$, der Frequenz des rotierenden elektrischen Feldes ω und der magnetischen Flussverkopplung des Permanentmagneten Ψ_{PM}), der Gleichung für das elektrische Moment

$$(4) \quad M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} i_q + (L_d - L_q) i_d i_q)$$

(mit der Polpaarzahl Z_p) und der Bewegungsgleichung des Motors für die Position der Ausgangswelle

$$(5) \quad \frac{d\ddot{\phi}_{EM}}{dt} = \frac{1}{J_{EM}} (M_{el} - M_{EM,R} - M_{EM,Last})$$

(mit dem Massenträgheitsmoment des Rotors J_{EM}). Die Reibverluste werden mit $M_{EM,R} = d_v \omega_{EM}$ drehzahlabhängig beschrieben. Weiterhin gilt der Zusammenhang zwischen elektrischer und mechanischer Drehzahl $\omega_{el} = Z_p \omega_{EM}$.

2.1.2. Getriebemodell

Die Getriebeelemente werden durch eine Aneinanderreihung von mehreren, rotatorischen Feder-Masse-Schwingern beschrieben. Die Aufteilung erfolgt intuitiv nach Bauteilen. Die Bewegungsgleichung eines Feder-Masse-Schwingers ist gegeben mit:

$$(6) \quad J \ddot{\omega}_{ab} + d (\omega_{ab} - \omega'_{an}) + c (\varphi_{ab} - \varphi'_{an}) = -M_{Last} - M_R .$$

Die Trägheitsmomente und Torsionssteifigkeiten leiten sich aus den geometrischen Abmessungen ab. Die Strukturdämpfungen werden mit

$$(7) \quad d = 2 \cdot D_L \sqrt{J \cdot c}$$

unter Annahme eines Lehrschen Dämpfungsmaß von $D_L = 0,01$ Nms/rad für Wellentransmissionen berechnet [5]. Antriebsseitig werden Übersetzungen mit $M_{an} = M'_{an}/i$ und über eine Fallunterscheidung Spiel mit $\varphi'_{an} = 1/i \cdot (\varphi_{an} \pm \varphi_{Spiel}/2)$ berücksichtigt. Die Reibverluste einer Komponente werden jeweils durch Reibmodelle nach Stribeck mit unterschiedlich ausgeprägten Reibanteilen: Haftreibung, Coulombreibung und viskose Reibung, berücksichtigt. Die translatorisch bewegten Komponenten, Spindelmutter und Kolben, werden analog durch einen translatorischen Feder-Masse-Schwinger beschrieben.

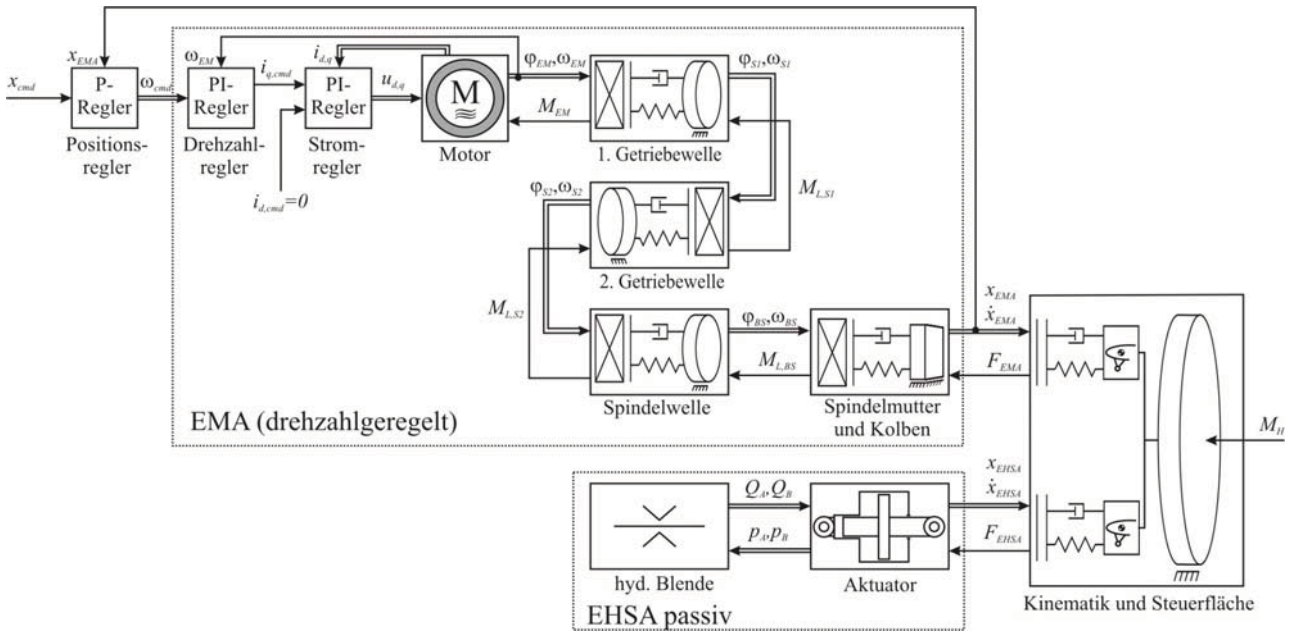


BILD 1. Gesamtmodell des hybriden Stellsystems

2.1.3. Modell passivierter EHSA

Ist der EHSA passiviert (damping mode), sind die Zylinderkammern zur Dämpfung des Gesamtsystems über eine hydraulische Blende miteinander verbunden. Das dynamische Verhalten des Aktuators in diesem Betriebszustand kann unter Vernachlässigung von Leckage durch folgende Gleichungen beschrieben werden: Druckaufbaugleichungen der Kammerdrücke des Zylinders

$$(8) \quad \frac{dp_A}{dt} = \frac{E_{öl}}{V_A} (Q_A - A_K x_{EHSA}) ,$$

$$(9) \quad \frac{dp_B}{dt} = \frac{E_{öl}}{V_B} (-Q_B + A_K x_{EHSA})$$

(mit dem Kompressibilitätsmodul des Öls $E_{öl}$, der momentanen Kammervolumina V_A, V_B und der Kolbenfläche A_K), der Durchflussgleichung der turbulenten hydraulischen Blende

$$(10) \quad Q = Q_A = Q_B = B_{Bl} \sqrt{|p_L|} \cdot \text{sign}(p_L)$$

(mit dem Blendenbeiwert B_{Bl} dem Lastdruck $p_L = p_B - p_A$) und der Bewegungsgleichung der EHSA-Stellposition x_{EHSA}

$$(11) \quad m_{EHSA} \ddot{x}_{EHSA} = A_K p_L - F_{R,EHSA} - F_{Last,EHSA}$$

mit Berücksichtigung von Reibverlusten $F_{R,EHSA}$.

2.1.4. Steuerflächenmodell

Die Steuerfläche ist ebenfalls als rotatorischer Feder-Masse-Schwinger umgesetzt, jedoch mit zwei Schnittstellen zu EMA und EHSA. In dem Klappenmodell sind die Steifigkeiten und Strukturdämpfungen der Klappenstruktur und der Strukturanbindung des Aktuators berücksichtigt. Zudem ist die nichtlineare Kinematik zwischen Aktuators-

tellpositionen und Klappenwinkel auf Grundlage trigonometrischer Funktionen berücksichtigt. Auf die Steuerfläche wirken die Luftlasten aus dem Luftlastmodell.

2.1.5. Luftlastmodell

Die Berechnung der Luftlast an der Steuerfläche erfolgt nach Roskam [3]. Das Verfahren gilt für unterkritische Strömungsgeschwindigkeiten und ergibt eine gute Näherung für Anstellwinkel bis ca. $\alpha = 12^\circ$ und Ruderausschläge bis ca. $\delta = 20^\circ$. Das Scharniermoment der Steuerfläche ergibt sich zu

$$(12) \quad M_H = \frac{1}{2} \rho \cdot v_{TAS}^2 \cdot C_h \cdot S_f \cdot c_f$$

aus der Luftdichte ρ , der Fluggeschwindigkeit (true air speed) v_{TAS} sowie der Ruderfläche S_f und Rudertiefe c_f . Der Scharniermomentenbeiwert wird mit dem linearen Ansatz

$$(13) \quad C_h = C_{h0} + C_{h\alpha} \cdot \alpha + C_{h\delta} \cdot \delta$$

aus Anstellwinkel α und Klappenwinkel δ berechnet. Der Nullmomentenbeiwert C_{h0} für $\alpha = \delta = 0^\circ$ muss (aus Messungen) bekannt sein. Der Wert der partiellen Ableitungen des Scharniermomentenbeiwerts nach dem Anstellwinkel $C_{h\alpha} = \partial C_h / \partial \alpha$ sowie dem Ruderwinkel $C_{h\delta} = \partial C_h / \partial \delta$ kann nach einem Berechnungsverfahren, das auf skalierten Messergebnissen aus einer großen Anzahl von Windkanalversuchen beruht, für beliebige Klappen aus der jeweiligen Tragflügel- und Klappengeometrie in Abhängigkeit der Machzahl der Anströmgeschwindigkeit bestimmt werden.

Die aus den Luftlasten folgende Aktuatorlast kann insgesamt mit

$$(14) \quad F_{EMA,L} = \frac{1}{l_H(\delta)} \cdot \frac{\rho}{2} (v^2 + u_B^2) \cdot S_f \cdot c_f \cdot \left(C_{h,0} + C_{h,\alpha} \cdot \left(\alpha + \arctan\left(\frac{u_B}{v}\right) \right) + C_{h,\delta} \cdot \delta \right)$$

berechnet werden. Dabei gehen zusätzlich der wirksame Hebelarm zwischen Steuerfläche und Aktuator $l_H(\delta)$ als Funktion der Klappenposition und die Böengeschwindigkeit u_B , die im folgenden Abschnitt definiert ist, ein.

2.1.6. Böenmodell

Das verwendete Böenmodell ist in CS25.341 definiert [1]. Die folgenden Gleichungen sind der Vorschrift entnommen. Das Böenmodell beschreibt die Strömungsgeschwindigkeit einer vertikal oder lateral auf das Flugzeug wirkenden Böe. Der zeitliche Verlauf der Böengeschwindigkeit u_B ist auf Basis einer $(1-\cos)$ -Funktion in Abhängigkeit der Eindringtiefe s [m] des Flugzeugs in die Böe mit

$$(15) \quad u_B = \frac{U_{ds}}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi \cdot s}{H}\right) \right]$$

angegeben. Der Böengradient H beschreibt dabei die Distanz bis zum Erreichen der maximalen Böengeschwindigkeit. Dieser Parameter muss in der Auswertung zwischen 9 m (30 ft) und 107 m (350 ft) variiert werden. Die Böendesigngeschwindigkeit, die maximale Böengeschwindigkeit, ist mit

$$(16) \quad U_{ds} = U_{ref} \cdot \left(\frac{H}{350} \right)^{1/6}$$

definiert (Böengradient H in [ft]), wobei die Böenreferenzgeschwindigkeit U_{ref} von 17,07 m auf Meereshöhe linear bis auf 13,41 m in einer Höhe von 4572 m (15000 ft) und von diesem Wert weiterhin linear auf 6,36 m in 18288 m (60000 ft) abnimmt. Der Verlauf der Böengeschwindigkeit in Abhängigkeit der Eindringtiefe sowie des Böengradienten ist in Bild 2 verdeutlicht. Die Last des Querruders wird im Wesentlichen durch vertikale, aufwärtsgerichtete Böen beeinflusst. Aus der zusätzlichen Böenanströmung ergeben sich durch die vektorielle Addition mit der nominellen Anströmung eine erhöhte Anströmungsgeschwindigkeit und eine in diesem Fall bedeutendere Erhöhung des Anstellwinkels, die zusammen zu höheren Klappenlasten führen.

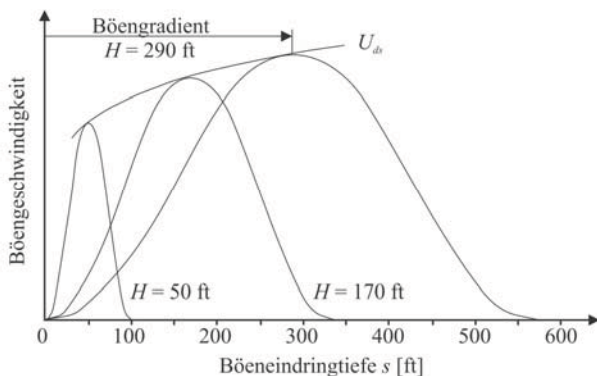


BILD 2. Definition von Böen nach CS [1]

2.2. Lineares Modell

Für die Untersuchungen zur Lastlimitierung wird ein lineares Modell des Stellsystems eingesetzt. Die lineare Systembeschreibung wird aus dem nichtlinearen Modell durch die folgenden Modellvereinfachungen abgeleitet:

- Der Strom in der d-Achse, der zur Einstellung eines optimalen Betriebspunkts des Motors durch die Stromregelung zu Null geregelt wird, wird für das lineare Modell des Motors zu Null angenommen, womit sich bereits eine lineare Beschreibung ergibt.
- Für die lineare Beschreibung der Getriebeelemente werden nichtlineare Reibanteile und Spiel vernachlässigt.
- In der Beschreibung des passivierten EHSA wird die Blende als laminar angenommen und die lineare Beschreibung des Durchflusses $Q = B_{Bl,lin} P_L$ verwendet.
- Die nichtlineare Klappenkinematik wird als Hebel mit konstanter Länge angenommen.
- Das Luftlastmodell wird in der dargestellten Form in dem linearen Modell nicht verwendet. Es wird jedoch ein konstanter maximaler Verstärkungsfaktor abgeleitet, der die Luftlast in Abhängigkeit der EMA-Stellposition beschreibt, siehe Kapitel 4.

3. MODELLBASIERTE LASTSCHÄTZUNG

Für eine Lastlimitierungsfunktion muss die wirkende Aktuatorlast bekannt sein. Um den Mehraufwand eines zusätzlichen Lastsensors zu vermeiden, wurden Konzepte zur modellbasierten Lastschätzung auf Grundlage der bereits vorhandenen Sensoren des EMA am nichtlinearen Modell untersucht. Als Sensorsignale stehen hierfür der momentenbildende Motorstrom, die Motorposition und Drehzahl sowie die Stellposition des EMA zur Verfügung. Als Ausgangspunkt jeder Lastschätzung kann der über weite Gebiete des Betriebsbereichs näherungsweise gültige proportionale Zusammenhang von Motorstrom und elektrischem Motormoment für Vollpolmaschinen, der aus (4) mit $L_d \approx L_q$ folgt,

$$(17) \quad M_{el} = \frac{3}{2} Z_p \Psi_{PM} i_q = k_t \cdot i_q$$

genutzt werden. Gegebenenfalls kann die Vermessung eines kt-Kennfelds in Abhängigkeit von Drehzahl, Moment und Motorstrom diesen Zusammenhang stützen. Die Kenntnis des Motormoments allein ist jedoch nicht ausreichend. Einfluss nehmen außerdem die inneren Trägheiten des Aktuators, aus denen bei Beschleunigungsvorgängen Massenkräfte resultieren. Bei einer Lastschätzung können diese sehr exakt aus einem Getriebe Modell berechnet werden. Die wesentliche Unsicherheit bei der Lastschätzung stellt jedoch die innere Reibung des EMA dar, die sich aufgrund der Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen kaum ausreichend genau durch ein Modell abbilden lässt. Ein modellbasierter Vergleich verschiedener Ansätze zur Lastschätzung hat als aussichtsreiches Konzept eine Lastschätzung auf Basis eines Luenberger-Beobachters ergeben. Der Beobachter beschreibt auf einfache Weise mit zwei Zuständen das Motormoment, die Trägheiten und viskose Reibung des Aktuators. Als Eingangsgröße erhält der Beobachter den gemessenen Motorstrom, als Ausgangsgrößen die Winkelposition und Winkelgeschwindigkeit des Motors. Die innere Rückfüh-

rung des Beobachters wird als unbekannte Störgröße also als die gesuchte Aktuatorlast interpretiert. Die geschätzte Last wird anschließend um eine berechnete zusätzliche Reiblast korrigiert. Der Korrekturwert wird aus einem Vergleich der gemessenen Torsion des Gesamtsystems von Motorposition bis Stellposition des EMA und einer berechneten theoretischen Torsion des Aktuators ermittelt. Ohne weiter auf Details einzugehen, zeigt die Beschreibung das grundlegende Problem aller untersuchten Lastschätzansätze. Zwar kann mit einer Bilanzierung der Gesamttorsion hier im Idealfall eine sehr gute Lastschätzung erreicht werden, Unsicherheiten in der Realisierung wie Parameterunsicherheiten und Messabweichungen, insbesondere die Auflösung der Positionsmessung verschlechtern das Schätzergebnis aber deutlich. Für EMA mit wenigen Getriebestufen (direct drive) und insgesamt geringer Getriebeübersetzung, bei denen interne Reibverluste und deren Auswirkungen auf eine Lastschätzung gering ausfallen, mag eine Lastschätzung einsetzbar sein. Für den hier betrachteten EMA konnte unter Berücksichtigung von realistischen Sensor- und Modellunsicherheiten eine Lastschätzung mit einer Abweichung von nicht weniger als 10 % der nominellen Maximallast erreicht werden. Für eine Lastlimitierung erscheint dieses Vorgehen deshalb als ungeeignet.

4. KONZEPT UND AUSLEGUNG DER LASTABREGELUNG

Durch die Lastabregelung soll erreicht werden, dass der EMA unter einer äußeren Überlast nachgibt, sodass sich die Stellposition hin zu niedrigeren Lasten ändert. Dabei stellt sich zunächst die Frage, ob eine Böenlast durch ein Zurückfahren der Klappenposition ausreichend reduziert werden kann. Eine Analyse des Luftlastmodells hat dabei gezeigt, dass beim untersuchten System der maximale Lastgradient infolge einer Böe nach (14) unter Variation der Parameter Fluggeschwindigkeit sowie -höhe, Böengradient, Anstellwinkel und Klappenposition immer kleiner ist als eine Lastreduktion durch Verfahren des EMA mit maximaler Stellgeschwindigkeit in Gegenrichtung, sodass eine Lastlimitierung grundsätzlich möglich ist. Die Lastlimitierung soll durch einen lastabhängigen Eingriff in die EMA-Regelung realisiert werden. Die grundlegenden Anforderungen an eine Lastlimitierungsfunktion sind hier:

- keine Einschränkung des nominellen Betriebsverhaltens, d. h. keine Einschränkung der Stelleistung bis 100% maximaler operativer Last (berechnete Maximallast),
- Limitierung der Lasten auf 120% maximaler operativer Last,
- stabiles Verhalten der Lastlimitierung, kein Aufschwingen zwischen Last und Stellposition,
- keine Überschreitung von maximalen Regelgrößen.

Für die Lastlimitierung muss die Aktuatorlast bekannt sein, für den Entwurf wird im Folgenden zunächst von einer idealen Lastmessung ausgegangen.

Als Eingriffsmöglichkeiten in die Regelung des EMA bieten sich die Führungs- bzw. Stellgrößen der einzelnen Schleifen der Kaskadenregelung an, vgl. Bild 3. Für den innersten Regelkreis, die Stromregelungen, sind die Stellgrößen die Phasenspannungen u_d, u_q nicht sinnvoll zu verwenden. Die Führungsgröße der Stromregelkreise bzw. Stellgröße des Drehzahlregelkreises, der Sollstrom $i_{q,cmd}$ ist hingegen prädestiniert für eine Lastlimitierung. Über weite Bereiche des Betriebsbereichs eines PMSM ist der Motorstrom in guter Näherung proportional zum erzeugten elektrischen Moment des Motors $M_{el} = k_t \cdot i_q$, eine Motorstromreduktion ist somit gleichbedeutend einer Begrenzung des Motormoments. Eine kleine elektrische Zeitkonstante der Stromregelung ergibt somit auch die genannte kleine Momentenregelungszeitkonstante, die eine schnelle Reduktion des Stellmoments erlaubt. Eine weitere Eingriffsmöglichkeit in die Regelung, die betrachtet werden soll, ist die lastabhängige Reduktion der erlaubten Stellgeschwindigkeit des EMA. Der Eingriff erfolgt hier in das Solldrehzahlsignal des Drehzahlregelkreises. Die dritte und letzte Eingriffsmöglichkeit ist die lastabhängige Begrenzung der Stellposition des EMA, die durch den Eingriff in das Sollpositionssignal realisiert ist. Der Positionsregelkreis weist als äußere Schleife der Kaskadenregelung jedoch die geringste Dynamik auf, was für eine Lastabregelung nachteilig ist. In Bild 3 sind alle drei untersuchten Konzeptvarianten der Übersicht halber gemeinsam dargestellt, eine Verwendung ist aber natürlich nur einzeln sinnvoll.

Die Abregelung der Führungsgrößen erfolgt linear in Abhängigkeit der EMA-Last nach dem in Bild 4 gezeigten Muster für alle drei Varianten prinzipiell gleich. Im nominellen Lastbereich (-100% bis 100% maximale operative Last $F_{EMA}/F_{op,max}$) sind die Führungsgrößen auf ihre nominellen, auslegungsbedingt zulässigen Maximalwerte begrenzt: der maximale Motorstrom $i_{q,max}$, die maximalen Stellgeschwindigkeit ω_{max} und die maximale Stellposition x_{max} . Überschreitet die Aktuatorlast die maximal erwartete operative Last, beginnt entsprechend der Lastlimitierungsvariante die Reduktion der zugehörigen maximal zulässigen Führungsgröße. Für positive Lasten beginnt oberhalb von 100% der maximalen operativen Last bei einer Last $F_{LL,low}$ die lineare Reduktion der maximal zulässigen Führungsgröße von dem nominellen Maximalwert beginnend. Bei einer Last von $F_{LL,0}$ ist die max. Führungsgröße auf null limitiert, steigt die Last weiter an wird die maximale Führungsgröße auf negative Werte begrenzt, sodass für die Motorstrom- und Stellgeschwindigkeitslimitierung ein aktives Verfahren in die Gegenrichtung folgt. Die Führungsgrößenreduktion kann bis hin zur minimal zulässigen

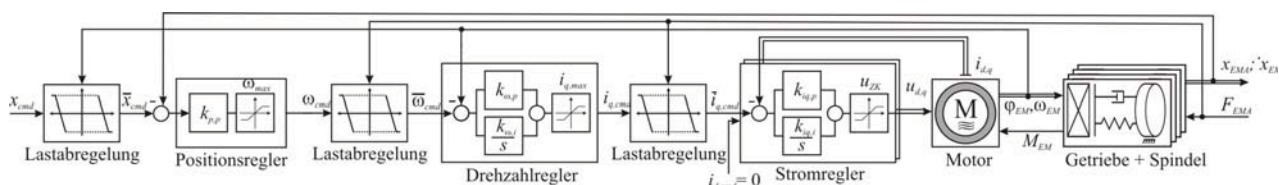


BILD 3. Eingriffsmöglichkeiten in die EMA-Regelung zur Lastlimitierung

Führungsgröße ($-i_{q,max}, -\omega_{max}, -x_{max}$) bei der Last $F_{LL,high}$ fortgesetzt werden. Für die Stellgeschwindigkeitsabregelung ist dies erforderlich, um mit maximaler Stellgeschwindigkeit in Gegenrichtung auf die Überlast reagieren zu können. Für die Stellpositionsabregelung ist dies nötig, damit diese im gesamten Stellbereich aktiv ist. Für die Motorstromabregelung muss keine Abregelung auf die minimal zulässige Führungsgröße erfolgen, da für eine Beschleunigung des Aktuators unter helfender Last nicht das volle Motormoment erforderlich ist.

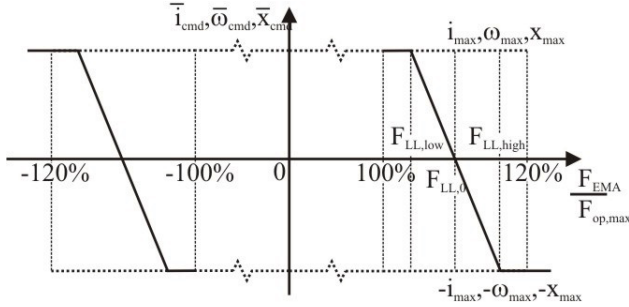


BILD 4. Varianten der Führungsgrößenlimitierung in Abhängigkeit der Aktuatorlast

Für positive Lasten kann die Abregelung der maximal zulässigen Stellgeschwindigkeit wie folgt angegeben werden:

$$(18) \quad \bar{\omega}_{cmd,max} = \begin{cases} \omega_{max} & \text{für } F_{EMA} < F_{LL,low} \\ \frac{2\omega_{max}(F_{LL,0} - F_{EMA})}{F_{LL,high} - F_{LL,low}} & \text{für } F_{LL,low} < F_{EMA} < F_{LL,high} \\ -\omega_{max} & \text{für } F_{EMA} > F_{LL,high} \end{cases}$$

Die Abregelung für negative Lasten ist analog ausgeführt. Bei der Auslegung der Lastabregelungen muss $F_{LL,low}$ als Beginn der Abregelung gewählt werden. Hierbei müssen mit dem Abstand zur maximalen nominellen Last die Messgenauigkeit der Lastsensorik und die Hysterese der Lastabregelung berücksichtigt werden, um eine Beeinflussung des nominellen Lastbereichs zu vermeiden. Des Weiteren muss mit der Wahl der Last $F_{LL,high}$ die Steigung der Abregelung so gewählt werden, dass eine ausreichende Abregelung vor Erreichen der Grenzlaster 120% $F_{EMA}/F_{op,max}$ sichergestellt ist. Dabei müssen Sensorungenauigkeiten, Totzeiten und Phasenverzögerungen durch Sensorik, Elektronik und Filterung sowie die Hysterese der Abregelung, d. h. die Nachlaufzeit der Regelung, berücksichtigt werden.

4.1. Stabilitätsbetrachtung

Mit der Wahl der Lasten, bei der die Abregelung beginnt und die maximale Abregelung erreicht ist, ist auch die Abregelungsverstärkung, d. h. der proportionale Zusammenhang zwischen Last und abgeregelter Stellgröße im Überlastfall, hier z. B. für die Drehzahlabregelung mit

$$(19) \quad k_{abr,\omega} = \frac{2\omega_{max}}{F_{LL,high} - F_{LL,low}}$$

bestimmt. Da sich im Überlastbereich die Stellposition durch die Lastlimitierung in Abhängigkeit der Last und die

Last wiederum in Abhängigkeit der Stellposition einstellen, ergibt sich ein geschlossener Kreis gemäß Bild 5, für den eine Stabilitätsüberprüfung erforderlich ist, bzw. dessen Stabilität bei Auslegung der Abregelungsverstärkung berücksichtigt werden muss, um eine Schwingungsanregung im Überlastbereich zu vermeiden.

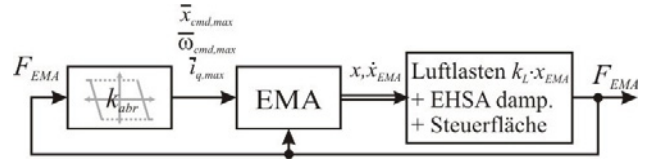


BILD 5. Geschlossener Kreis im Überlastbereich

Als weitere Verstärkung ist in dem Kreis die Aktuatorlast anzusehen. Diese kann zum einen aus dem Luftlastmodell und zum anderen aus einem Klemmfall her resultieren. Um die Stabilitätsuntersuchung am linearen Modell durchzuführen, wird eine lineare Beschreibung der Luftlast in Abhängigkeit der Stellposition des EMA gewählt

$$(20) \quad F_L = k_{L,max} \cdot x_{EMA}$$

Der Luftlastverstärkungsfaktor $k_{L,max}$ wird dabei als maximaler Gradient der Luftlast in Abhängigkeit einer Stellpositionsänderung aus (14) zu

$$(21) \quad k_{L,max} = \frac{1}{l_{H,min}^2} \cdot \frac{\rho_{max}}{2} \cdot v_{TAS,max}^2 \cdot S_f \cdot c_f \cdot C_{H,\delta}$$

abgeleitet. Ist ein Klemmfall relevant, kann die Last in Abhängigkeit der Steifigkeiten des Aktuators c_A , der Strukturanbindung c_{SA} und Steuerflächenanbindung c_{KA} des Aktuators mit

$$(22) \quad F_K = \frac{k_{KF}}{\frac{1}{c_A} + \frac{1}{c_{SA}} + \frac{1}{c_{KA}}} \cdot x_{EMA}$$

bestimmt werden. Für die Stabilitätsanalyse wird der Luftlastverstärkungsfaktor verwendet, da dieser für das betrachtete System größer ausfällt als die Verstärkung im Klemmfall und damit kritischer hinsichtlich der Stabilität ist. Die Stabilitätsüberprüfung erfolgt anhand der offenen Strecke des geschlossenen Kreises in Bild 5 mit dem Phasen- und Amplitudenrandkriterium. Im Umkehrschluss können mit der Forderung üblicher Stabilitätsreserven ($PM=40^\circ-60^\circ$) für das Führungsverhalten von Regelkreisen die maximal möglichen Verstärkungen der Abregelungen k_{abr} ermittelt werden.

Auf Grundlage der Stabilitätsbetrachtung muss die Positionsabregelung sehr flach gewählt werden. Die Abregelung müsste bereits bei $F_{LL,low} = 50\% F_{op,max}$ beginnen, damit bei $F_{LL,0} = 110\% F_{op,max}$ die Nullstellung der Klappe erreicht ist. Die Positionsabregelung scheidet somit aus. Die Stellgeschwindigkeitsabregelung hat eine ausreichende Stabilität, um die Abregelung innerhalb des Überlastbereichs von $F_{LL,low} = 105\% F_{op,max}$ bis $F_{LL,high} = 115\% F_{op,max}$ zu realisieren. Es bleibt somit jeweils ein Lastbereich von $5\% F_{op,max}$ zu den Grenzen des Überlastbereichs, um Unsicherheiten zu berücksichtigen. Für die Stromabrege-

lung kann die maximale Abregelung von $F_{LL,low} = 100\% F_{op,max}$ bis $F_{LL,high} = 120\% F_{op,max}$ gewählt werden. Somit bleibt kein Lastbereich für Unsicherheiten. Jedoch muss es nicht erforderlich sein, den Strom auf den Maximalwert in Gegenrichtung zu limitieren, vielmehr kann eine Abregelung auf $\bar{i}_{cmd} = 0$ A oder auf einen geringfügigen Strom in Gegenrichtung von $\bar{i}_{cmd} = -10\% \cdot \bar{i}_{max}$ A (positive Last) ausreichend sein, sodass ebenfalls Lastbereiche zur Berücksichtigung von Unsicherheiten zur Verfügung stehen.

4.2. Simulation

Zur Veranschaulichung der Arbeitsweise der Lastlimitierung sind in diesem Abschnitt zwei Simulationen mit dem nichtlinearen Modell des Stellsystems dargestellt. In den Simulationsverläufen in Bild 6 und Bild 7 kann das Systemverhalten ohne Lastlimitierung, mit Motorstromabregelung und Stellgeschwindigkeitsabregelung verglichen werden. Die Abregelungsverstärkungen sind gemäß der Stabilitätsbetrachtung im vorherigen Abschnitt gewählt. In den Simulationsverläufen sind jeweils die Last F_{EMA} , die Stellposition x_{EMA} , die Stellgeschwindigkeit v_{EMA} und die Führungsgrößen i_{cmd} , ω_{cmd} der Regelkreise des EMA dargestellt. Die Simulationsverläufe in Bild 6 zeigen ein Absenken der Stellfläche durch das Einfahren des EMA mit Gegenlast. Kurz vor dem Erreichen der Endposition zum Zeitpunkt $t = 0,4$ s wirkt eine Böe auf die Steuerfläche.

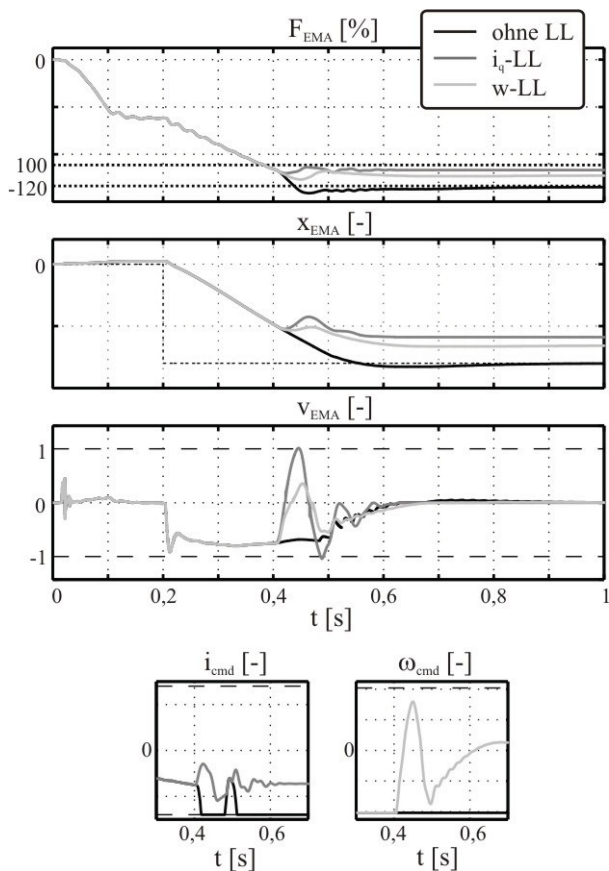


BILD 6. Simulation des nichtlinearen Modells ohne Lastlimitierung, mit Motorabregelung und Stellgeschwindigkeitsabregelung

In der Simulation ohne Lastlimitierung wird durch das Einwirken der Böe sowie durch die stellpositionsabhängige Luftlast die zulässige Grenzlast überschritten. Mit der Lastlimitierungsfunktion weicht der Aktuator kurzzeitig unter der Böenlast zurück. Außerdem wird die kommandierte Sollposition nicht angefahren, sondern es stellt sich eine reduzierte Klappenposition bei zulässiger Last ein. Dies sind bei der Drehzahlabregelung eine Last von $110\% F_{op,max}$ und bei der Stromabregelung eine Last von ca. $105\% F_{op,max}$, bei Letzterem entsprechend dem Momentengleichgewicht zwischen Last und Motormoment. In der zweiten Simulation in Bild 7 wirkt eine Böe zum Zeitpunkt $t = 8$ s nach Erreichen der Sollposition bei an näherndem Stillstand des Aktuators. Vor der Böe besteht bereits eine Luftlast von ca. $100\% F_{op,max}$. Die zusätzliche Böenlast reicht zwar nicht um die Grenzlast zu überschreiten, jedoch werden beide Abregelungen aktiv und der EMA fährt kurzzeitig zurück, um im Anschluss an die Böe die Sollposition wieder einzuregeln.

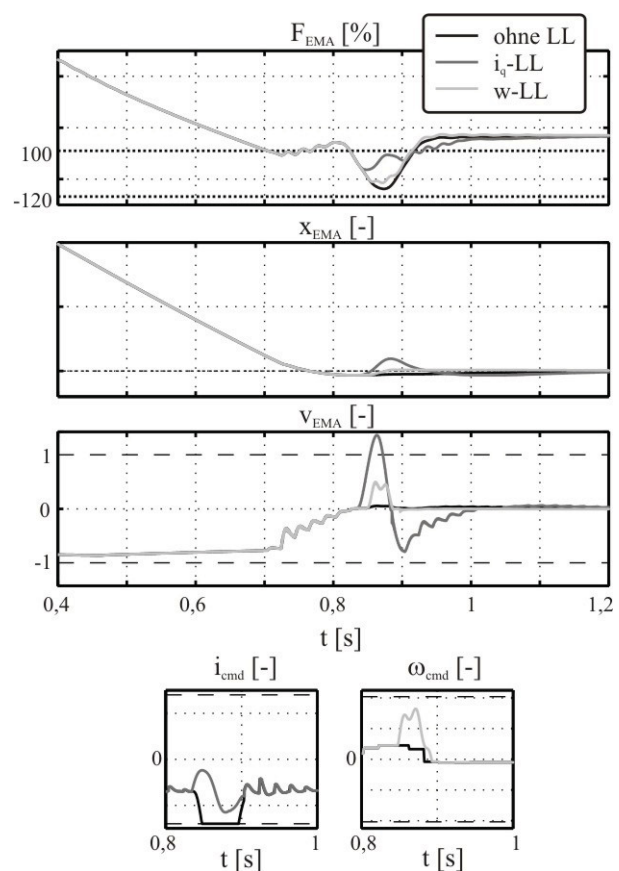


BILD 7. Simulation des nichtlinearen Modells ohne Lastlimitierung, mit Motorstrom- und Stellgeschwindigkeitsabregelung

Dabei wird deutlich, dass die Geschwindigkeitsabregelung bei Stillstand des Aktuators erst spät bei $110\% F_{op,max}$ einsetzt. Die Stromabregelung wirkt früher und es wird eine größere Lastreduktion erreicht. Allerdings überschreitet der Aktuator während des Abregelvorgangs, durch die Last beschleunigt, die maximale Stellgeschwindigkeit, da der Drehzahlregelkreis durch die Strombegrenzung unterbrochen ist. Die Unterbrechung des Positionsregelkreises durch die Stellgeschwindigkeitsabregelung ist hinsichtlich des Überschreitens maximaler Stellposition aufgrund des

Lastminimums im Bereich der Klappenmittelstellung unkritisch. In beiden Simulationsszenarien wird außerdem ersichtlich, dass die Stromabregelung für das betrachtete System, nicht wie anfangs vermutet, bis auf Ströme in Gegenrichtung erfolgen muss. In beiden Fällen wird der Strom auf nicht weniger als 10 % des Maximalstroms limitiert und eine ausreichende Abregelung erreicht.

5. PRÜFSTANDSVERSUCHE

Das Lastlimitierungskonzept mit Stellgeschwindigkeitsabregelung wurde zur Verifizierung des Entwurfsvorgehens an einem alternativen Prüfstandssystem umgesetzt. Das Prüfstandssystem ist in Bild 8 gezeigt und wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

5.1. Prüfstandssystem

Der EMA am Prüfstand setzt sich zusammen aus industriellen Standardkomponenten. Ein Servomotor treibt eine Kugelumlaufspindel direkt an. Die Kugelumlaufspindel ist über einen Schlitten mit einem hydraulischen Servoaktuator, der zur Lastsimulation dient, verspannt. Der Servoaktuator wird über Messung der Kammerdrücke kraftgeregelt. Für die Lastlimitierung ist im Lastpfad des EMA, zwischen Schubstange und Schlitten eine Kraftmessdose verbaut. Des Weiteren ist zur Überwachung und Auswertung zwischen Motor und Spindel eine Momentenmesswelle vorgesehen. Der Motor ist mit einem Resolver ausgestattet. Die Strom- und Drehzahlregelung erfolgt durch den zugehörigen Umrichter. Die übrige Ansteuerung und Regelung des Prüfstands ist mit einem dSPACE Echtzeitrechnersystem realisiert. Dabei erfolgt die Positionsregelung des EMA über den Motorresolver.

Die Lasten des Prüfstandsystems sind deutlich geringer als am betrachteten Querruderstellsystem. Die maximale operative Last, die zu $100\% F_{op,max} = 4000 \text{ N}$ festgelegt wird, beträgt ca. ein Zehntel der Werte des Querruderstellsystems. Die maximale Stellgeschwindigkeit ist mit $v_{EMA,max} = 0,15 \text{ m/s}$ ca. viermal größer. Die für die Bestimmung der Abregelungsverstärkung wichtige maximale Motordrehzahl beträgt $\omega_{max} = 47 \text{ rad/s}$.

5.2. Auslegung Lastlimitierung

Der Entwurf der Lastlimitierung mit Stellgeschwindigkeitsabregelung ist entsprechend dem geschilderten Vorgehen erfolgt. Der EMA des Prüfstandssystems wurde zunächst modelliert, das Modellverhalten durch den Vergleich mit gemessenen Frequenzgängen und Sprungantworten validiert und anschließend die maximale Abregelungsverstärkung anhand des abgeleiteten linearen Systemmodells bestimmt. Mit einer Phasenreserve von $PM=60^\circ$ kann die

Gesamtverstärkung in der Lastabregelung aus Lastanstieg und Abregelungsverstärkung insgesamt zu

$$(23) \quad k_{abr,\omega} \cdot k_{L,max} = 45000 \text{ rad/s/m}$$

bestimmt werden. Um mit einem dem Querruderstellsystem vergleichbaren Überlastbereich zu arbeiten, wird die Abregelungsverstärkung zu $k_{abr,\omega} = 0,1 \text{ rad/s/N}$ gewählt, sodass sich die folgenden Punkte der Abregelung ergeben:

$$(24) \quad \begin{aligned} F_{LL,low} &= 100\% \cdot F_{op,max} = 4000 \text{ N}, \\ F_{LL,0} &= 111,75\% \cdot F_{op,max} = 4470 \text{ N}, \\ F_{LL,low} &= 123,5\% \cdot F_{op,max} = 4940 \text{ N}. \end{aligned}$$

Dies setzt folglich eine maximale Lastverstärkung von $k_{L,max} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ voraus.

5.3. Versuchsergebnisse

Am Prüfstandssystem wurden zunächst Versuche mit einer positionsabhängigen Last, vergleichbar einem Klemmen, gefahren. Bild 9 zeigt zum Vergleich Messverläufe sowohl mit als auch ohne Lastlimitierung. Zum Zeitpunkt $t = 2 \text{ s}$ erfolgt ein Sollpositionssprung auf $0,048 \text{ m}$ und die Last beginnt, ab einer Aktuatorposition von $0,01 \text{ m}$ mit einer Steigung von $k_L = 3 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ proportional und entgegengesetzt zur Stellposition zu steigen. Ohne Lastlimitierung steigt die Last bis zur Maximalkraft des Servozylinders von ca. 6000 N . Unter dem Einfluss des Lastanstiegs beginnt die Stellgeschwindigkeit des EMA etwas einzubrechen, da die Regelung des EMA insgesamt relativ weich eingestellt ist, um der Dynamik der Lastsimulation gerecht zu werden. Mit Lastlimitierung wird die Last auf ca. $F_{LL,0} = 111,75\% \cdot F_{op,max} = 4470 \text{ N}$ begrenzt. Dabei bleibt der EMA trotz des vorgegebenen Sollpositionssprungs in einer Stellposition von $0,026 \text{ m}$ stehen. Das begrenzte Söldrehzahlsignal zeigt deutliche Rauschspitzen, die aus dem Rauschanteil der ungefilterten Lastmessung folgen und über die Lastlimitierung aufgeprägt werden. Das Rauschen überträgt sich aufgrund der relativ geringen Dynamik der Drehzahlregelung zwar nicht kritisch auf das Stellverhalten des EMA, belastet diesen aber, sodass der lastlimitierte Betrieb in dieser Form nicht über länger Zeiträume bestehen sollte und ggf. ein Monitor vorgesehen sein muss, der das System aufgrund eines erkannten Klemmens außer Betrieb setzt.

In Bild 10 sind weiter Versuchsverläufe mit unterschiedlichen Lastverstärkungen größer der maximalen Lastverstärkung dargestellt. Mit zunehmender Lastverstärkung ist die Destabilisierung der Lastlimitierung anhand des längeren Einschwingvorgangs zu erkennen. Dabei ist allerdings anzumerken, dass der Einschwingvorgang hier

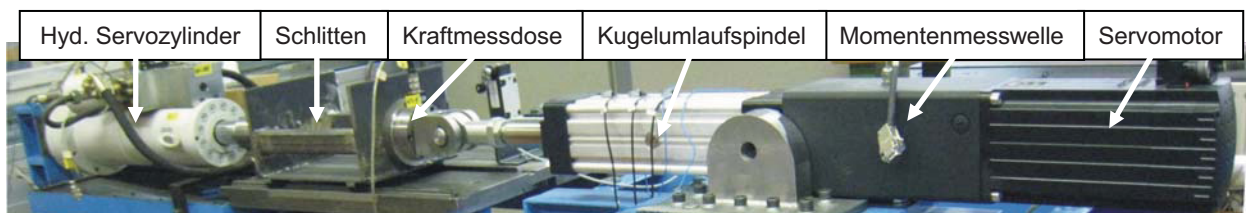


BILD 8. EMA-Prüfstand

durch eine nicht ideale Lastsimulation eine zusätzliche Dämpfung erfährt. Des Weiteren hat sich eine Erhöhung der Abregelungsverstärkung am Prüfstand als kritisch herausgestellt. Schon ab einer Abregelungsverstärkung von $k_{abr,\omega} = 0,12 \text{ rad/s/N}$ kommt es, angeregt durch Messrauschen zu einer Grenzwandlung, die sich über die Lastregelung verstärkt. Als Ursache werden hier die in der Auslegung aufgrund unbekannter Parameter nicht berücksichtigten Bauteilsteifigkeiten des Schlittens und der Kraftmessdose angesehen, wodurch wenig gedämpfte Eigenfrequenzen bestehen, die zur Schwingung angeregt werden. Bild 11 zeigt einen abschließenden Versuch mit positionsabhängiger Last und gleichzeitiger Böenlast wiederum mit und ohne Lastlimitierung. Es wird eine Sollposition von 0,02 m vorgegeben. Es liegt eine Grundlast von 1000 N am EMA an, zusätzlich wird eine positionsabhängige Last mit einer Lastverstärkung von $k_L = 3 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ beginnend bei einer Stellposition von 0,01 m aufgebracht. Die Böe wird bei einer Stellposition von 0,002 m ausgelöst und hat eine Länge von 0,2 s sowie eine Amplitude von 3600 N. Durch kurzzeitige Reduktion der Stellgeschwindigkeit und ein kurzes Zurückschwenken der Aktuatorposition kann die Last gut limitiert werden.

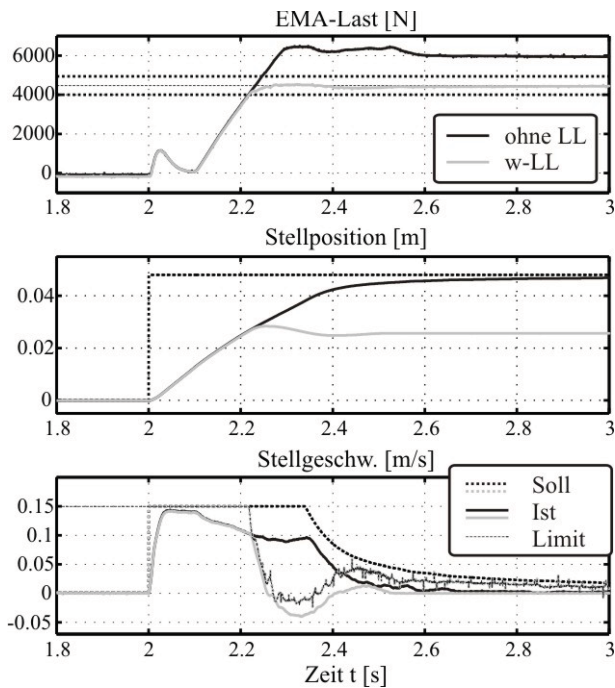


BILD 9. Prüfstandsversuch mit positionsabhängiger Last ($k_L = 3 \cdot 10^5 \text{ N/m}$)

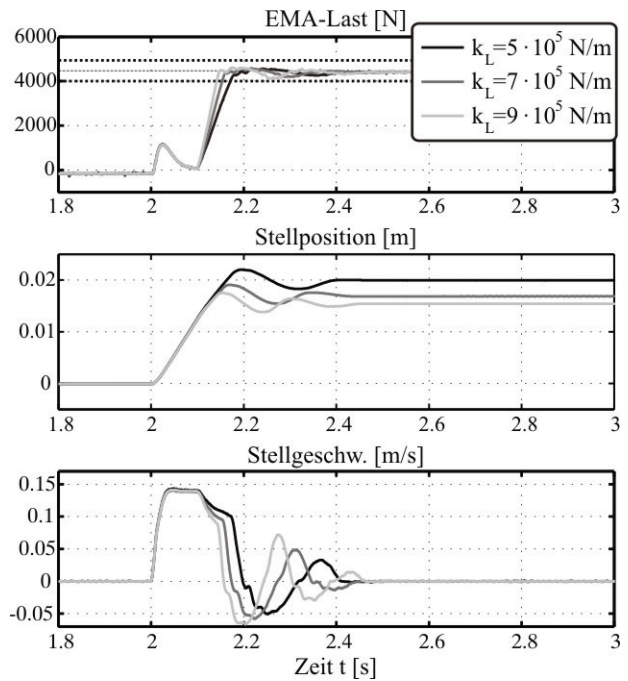


BILD 10. Prüfstandsversuche mit positionsabhängiger Last und unterschiedlichen Lastverstärkungen

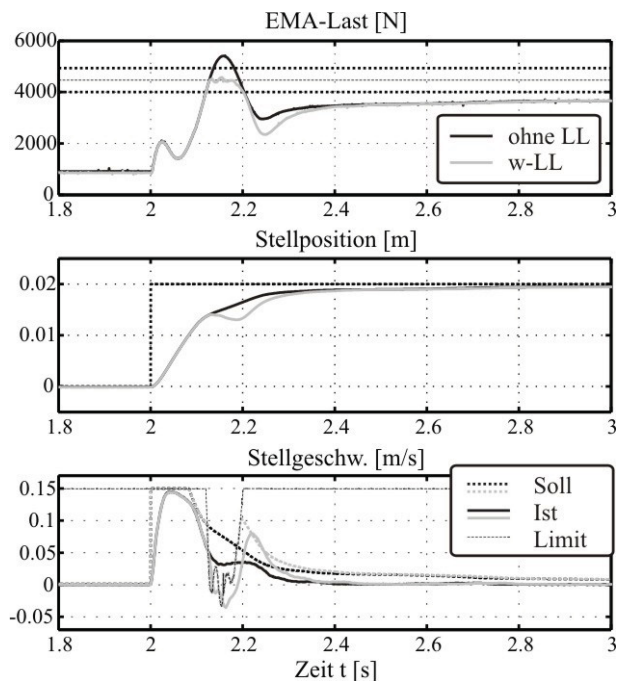


BILD 11. Prüfstandsversuch mit positionsabhängiger Last und zusätzlicher Böenlast

6. ZUSAMMENFASSUNG UND DISKUSSION DER ERGEBNISSE

Mit der Einführung von EMA stellt sich die Frage nach einer Lastlimitierungsfunktion, abgeleitet aus der einfachen Realisierbarkeit einer solchen Funktion für EHSA durch die Verwendung von Druckbegrenzungsventilen. Vor dem Hintergrund nur eingeschränkter mechanischer Lösungen und einer dynamischen Regelbarkeit des eingesetzten Motortyps werden drei Eingriffsmöglichkeiten in die Regelung des EMA zur Lastlimitierung untersucht. Bei Überlast können die Führungsgrößen der Kaskadenregelung des EMA Sollmotorstrom, Solldrehzahl und Sollposition in Abhängigkeit der Last reduziert werden, sodass ein Nachgeben oder auch aktives Herausfahren aus der Überlast und damit eine Lastreduktion resultiert. Da eine Schätzung der Aktuatorlast aus bereits vorhandenen Sensorsignalen, wie Untersuchungen gezeigt haben, kein ausreichend genaues Ergebnis liefert, wird eine Lastmessung vorausgesetzt. Mit der Rückführung der Last auf die Stellgrößen ergibt sich im Überlastfall eine geschlossene Regelschleife, deren Stabilität überprüft werden muss, und die entscheidenden Einfluss auf die Wahl der Abregelungsverstärkung, dem proportionalen Zusammenhang zwischen Überlast und Abregelung, hat.

Die Lastlimitierung wird zunächst an einem Modell eines hybriden Querruderstellsystems aus passivem EHSA und aktivem EMA betrachtet. Das Stellsystemmodell ist erweitert durch ein Luftlast- und Böenmodell der Steuerfläche, mit denen realitätsnah Überlastfälle nachgezeichnet und der für die Lastlimitierung wichtige Zusammenhang zwischen Aktuatorposition und Aktuatorlast, die Lastverstärkung, untersucht werden können. So kann festgestellt werden, dass ein Zurückfahren des Aktuators mit maximaler Stellgeschwindigkeit ausreicht, um Böenlasten auszugleichen. Zudem kann die maximale Lastverstärkung für die Stabilitätsuntersuchung abgeleitet werden.

Die Stabilitätsuntersuchung am linearen Modell des Stellsystems ergibt, dass mit der geforderten Stabilitätsreserve für die Positionsabregelung keine ausreichend steile Abregelung im Überlastbereich erreicht werden kann. Die Motorstrom- und Stellgeschwindigkeitsabregelung können hingegen mit ausreichender Stabilität realisiert werden.

Die Motorstromabregelung bietet mit der Proportionalität zwischen Motorstrom und Moment eine gute Abregelung mit schnellem Ansprechen. Nachteilig ist allerdings die Unterbrechung des Drehzahlregelkreises im Überlastfall, sodass während der Abregelung Überdrehzahlen möglich werden.

Die Drehzahlabregelung zeigt eine etwas größere Stabilitätsreserve, jedoch ein langsames und bei kleinen Drehzahlen auch verspätetes Ansprechen. Trotzdem führt die Drehzahlabregelung zu einer guten Lastlimitierung mit bestehender Begrenzung der maximalen Stellgeschwindigkeit. Die Unterbrechung des Lastregelkreises ist weniger kritisch, weil die Lasten zum einen zur Klappenmittelstellung ein Minimum aufweisen.

In dargestellten Prüfstandsversuchen konnte das Entwurfsvorgehen zur Lastlimitierung validiert und die grundlegende Funktionsfähigkeit der Stellgeschwindigkeitsabregelung belegt werden.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die vorgestellte Lastlimitierung eine genaue Kenntnis und modelltechnische Beschreibung des Systems erfordert, damit Systemeigenschaften mit Einfluss auf die Lastenstehung wie Bauteileigenschaften und Lasten richtig bewertet werden

und das Risiko des Aufschaltens des Lastmesssignals auf die Führungsgrößen beurteilbar ist. Offen bleibt natürlich die Forderung nach einem Lastsensor, der den Anforderungen hinsichtlich Standfestigkeit und Zuverlässigkeit unter den Betriebsbedingungen eines Aktuators der primären Flugsteuerung gerecht wird. Es scheint allerdings, dass die Kenntnis von Systemlasten in der Luftfahrt zunehmend gefragt ist, sodass in näherer Zukunft die Verfügbarkeit eines einsetzbaren Lastsensors zu erwarten ist. Weiterhin kritisch muss das Problem der Klemmwahrscheinlichkeit von EMA gesehen werden. Denn ein Klemmfall des passiven EMA in der hybriden Aktuatorkonfiguration würde bedeuten, dass dieser die Luftlast und die Stellkraft des zweiten aktiven Aktuators und damit maximal die doppelten operativen Luftlasten trägt – in diesem Fall nützt auch eine Lastlimitierung nichts.

- [1] Certification Specifications for Large Aeroplanes CS-25. European Aviation Safety Agency, 19 September 2007.
- [2] Olaf Cochoy, Susan Hanke, and Udo. B. Carl. Concepts for position and load control for hybrid actuation in primary flight controls. *Aerospace Science and Technology*, 11:194–201, 2007.
- [3] Roskam, Jan: *Airplane Design Part VI: Preliminary Calculation of Aerodynamic, Thrust and Power Characteristics*. Darcorporation, 1987.
- [4] Schröder, D.: *Elektrische Antriebe 2 – Regelung von Antrieben*. Berlin: Springer, 1995.
- [5] Schlecht B.: *Maschinenelemente 2*. Pearson Studium; München 2010.