

Schlussbericht zum Vorhaben

“SAH”

Next Move

Design & Assembly Concepts of Next Generation of Moveables

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

gemäß Nebenbestimmungen NKBF 98, Nr.8.1

ZE: Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH Pfänderstraße 50-52, 88161 Lindenberg Tel.: +49 (0)8381 46-0	Förderkennzeichen: FKZ 20W1512E
Vorhabenbezeichnung: SAH – Strukturintegrierte Antriebseinheit für Hochauftriebssysteme	
Laufzeit des Vorhabens: 01.01.2016 bis 31.03.2020	
Berichtszeitraum: Januar 2016 bis März 2020	
Prepare: 26.10.20 Program Manager Michael Meyer 	Approve: 26/10/20 Portfolio Manager Sebastian Ziehm 

© Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH 2020. The reproduction, distribution and utilization of this document, as well as the communication of its contents to others without explicit authorization, is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. The original released document is located in the PLM-System. Check the validation level of the copy prior to use.

Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH

Pfänderstrasse 50-52 - 88161 Lindenberg im Allgäu / Germany

INHALTSVERZEICHNIS

2	Abkürzungsverzeichnis	3
3	Aufgabenstellung	3
4	Projektstruktur	5
5	Einführung und Zusammenfassung	5
6	Technische Ergebnisse in der Programmlaufzeit	7
6.1	Maintenance Free Ball Screw Aktuator.....	7
6.2	BSA Konzept Wing of Tomorrow	23
6.3	Unterauftrag P3 Engineering und TU Hamburg	27
6.3.1	Unterauftrag P3.....	27
6.3.2	Unterauftrag TU Hamburg, Spindelauslegungsparameter und Endurance Tests.	27
7	Benutzte bekannte Verfahren und Schutzrechtsanmeldungen	43
8	Verwendete Fachliteratur und , Informations- und Dokumentendienste.....	43
9	Notwendigkeit und Angemessenheit der Arbeit	44
10	Verwertbarkeit der Ergebnisse	44
11	Fortschritt bei anderen Stellen	45
12	Unterbeauftragungen und Partner.....	46
13	Veröffentlichungen	46
14	Stand des Vorhabens gegenüber ursprünglicher Arbeits-, Termin-, Kostenplanung	47
15	Anlagen	48
15.1	Erfolgskontrollbericht.....	48
15.2	Berichtsblatt	48
15.3	Document Controll Sheet	48

2 Abkürzungsverzeichnis

BSA	Ball Screw Actuator
DDR	Detailed Design Review
DDGB	Down Drive Gearbox
FAL	Final Assembly Line
ID	Incremental Development
KGT	Kugelgewindetrieb
LLI	Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH
MF	Maintenance Free
PDR	Preliminary Design Review
R&T	Research and Technology
SAH	Strukturintegrierte Antriebseinheit für Hochauftriebssysteme
THSA	Trimmable Horizontal Stabilizer
WOT	Wing of Tomorrow

3 Aufgabenstellung

Im Vorhaben Next Move - SAH wird untersucht, welche Potentiale hinsichtlich Gewichts- und Kostenminimierung bei Hochauftriebssystemen vorhanden sind. Hierbei werden in einem gesamtheitlichen Ansatz Struktur, System, Auslegung, Fertigung und Montage betrachtet.

Der Beitrag von Liebherr zu den Verbundzielen ist die Erhöhung des Integrationsgrades bei Hochauftriebssystemen durch innovative Zusammenführung von Struktur und Systemkomponenten.

Die Entwicklung künftiger Flugzeuge zielt auf Wirtschaftlichkeit und Umweltfreundlichkeit der Luftfahrzeuge ab. Deshalb wird im Bereich der Hochauftriebssysteme ein verstärktes Augenmerk auf Reduzierung der Montageaufwände in der FAL (Plug & Fly Ansätze) und

Reduzierung des Luftwiderstandes (Reduzierung der Flap Supportbreiten) gelegt. Für beide Themen wird eine Erhöhung des Integrationsgrades von Struktur und System vorausgesetzt. Zudem wird aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, eine Wartungsfreiheit der Aktuatorik gefordert.

Ziel des Vorhabens Next Move / SAH ist es daher, eine fertigungs- und montageoptimierte Plug & Fly-Lösung für ein verteiltes Hinterkantenklappensystem zu entwickeln, bei dem vormontierte, gekapselte Teil- oder Komplettlösungen zur Endmontage direkt an das Flugzeug geliefert werden. Hieraus ergibt sich, dass sowohl die Fertigungs- und Montagezeit des Gesamtflugzeuges als auch die Wartungszeit verringert werden kann, da System und Gesamtflugzeug, ähnlich der Triebwerksfertigung, zeitgleich und unabhängig gefertigt werden können.

Um das Verbundprojekt im Bereich der Systeme möglichst gut zu unterstützen, wurde seitens Liebherr ein wartungsfreier Spindelaktuator (Ball Screw Aktuator) als wichtiger Bestandteil des Antriebssystems konzeptioniert und ausgelegt. Um die Auslegung des Aktuators möglichst ideal gestalten zu können, sollen bereits bestehende Auslegungsmethodiken verglichen werden.

Das Fördervorhaben SAH wurde zum 01.01.2016 gestartet und inklusive einer Verlängerung und Aufstockung seitens LLI bis zum 31.03.2020 erfolgreich bearbeitet.

4 Projektstruktur

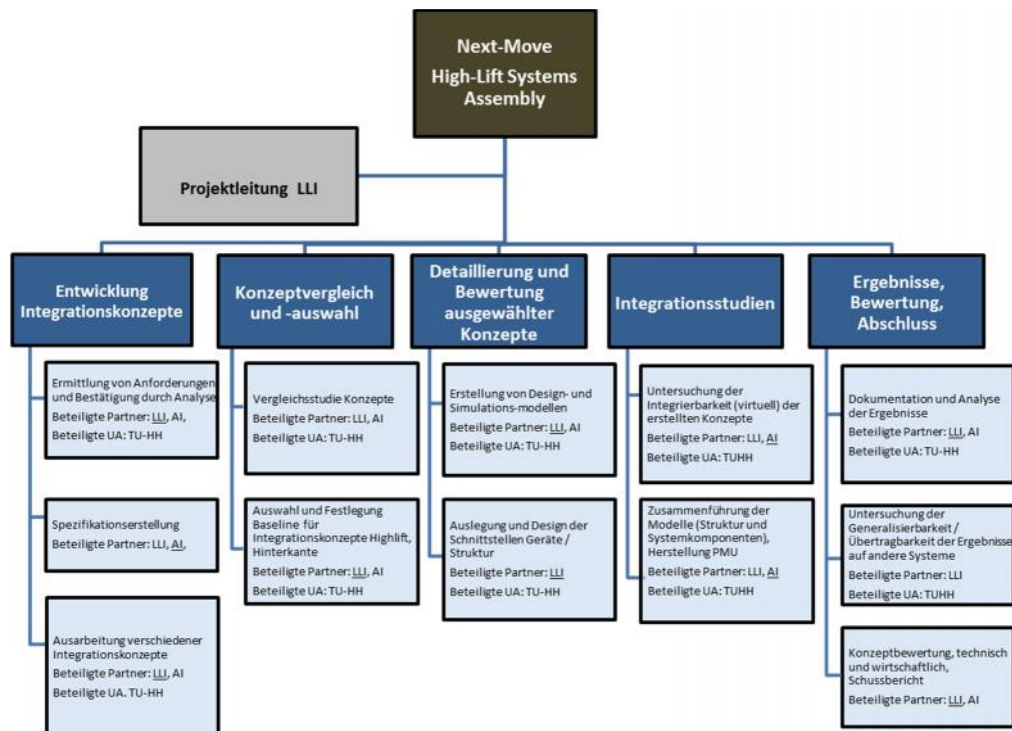


Fig. 1 Projektstruktur zum Ursprungsantrag AP2100 (High Lift)

Im Ursprungsantrag waren die einzelnen Arbeitspakete unterteilt in die Entwicklung möglicher Integrationskonzepte, Konzeptauswahl eines wartungsfreien Kugelrollspindelaktuators, sowie das Design und die Ausarbeitung eines geeigneten Konzeptes. Aufgrund der Basisänderung seitens des Verbundführers Airbus von den Anforderungen vom A320 ID Flügel hin zum Design und den Anforderungen des WOT (Wing of Tomorrow) wurde seitens LLI ein Verlängerungs- und Aufstockungsantrag gestellt und die Design Arbeiten nochmals hinsichtlich der neuen Anforderungen angepasst und mit dem neuen Design ein erfolgreiches PDR und DDR mit dem Verbundführer durchgeführt.

5 Einführung und Zusammenfassung

Folgende Arbeiten wurden in der Projektlaufzeit bis 31.03.2020 durchgeführt.

- Definition der Anforderungen an einen Maintenance Free Ball Screw Aktuator
- Erstellung einer notwendigen Spezifikation

- Fail Safe und Maintenance-free BSA Konzepte betrachtet
- Auslegungsmethodik für Spindelaktuatoren durchgeführt
- Test- und Versuchsmatrix erstellt
- Analyse der Airbus Kinematik und der Flap-Klappe
- Fail Safe Design Analyse
- Maintenance Free BSA Konzept erarbeitet
- Integrationsuntersuchungen des Maintenance Free-BSAs am Aero Flap Support
- Erarbeitung einer Auslegungsmethodik für Spindelaktuatoren durch die Technische Universität Hamburg auf Basis abrasiven Verschleißes
- Testrig Definition und Konstruktion des Ball Screw Aktuators
- Fail Safe Konzepte erarbeitet und bewertet
- Konzeptuntersuchung zum Volumenausgleich bei MF BSAs
- Prüfstandskonstruktion für Spindeltests finalisiert
- Prüfstandsmontage für Spindeltests begonnen
- Testszenarien definiert
- PDR Review für BSA Design A320 ID Konzept abgeschlossen
- Abschluss Trade Studie zu Skew Detection und zu Dual Load Path Konzepten
- Maintenance Free BSA Konzept auf vorläufige Randbedingungen der Wing of Tomorrow angepasst
- Identifikation von offenen Themen bezüglich Verwertbarkeit des Konzepts im Wing of Tomorrow Demonstrator
- Verlängerungs- und Aufstockungsantrag seitens LLI gestellt
- Diskussion der neuen Anforderungsbedingungen aus WOT mit Airbus und Prüfung möglicher Compliance und Non Compliance des zukünftigen WOT BSA Designs
- Durchführung der Endurance Tests an den Spindeln (erfolgreicher Test der letzten zwei KGT's)
- Weiterentwicklung von zwei Auslegungsmethoden auf Basis Adhäsion und Abrasion
- Bearbeitung und Erstellung einer Übereinstimmungsmatrix bezüglich der Randbedingungen für WOT
- Detaillierte Konstruktionsausarbeitung bis zur PDR und DDR Reife (Basis WOT Design)
- Last- und Performance-Analyse des WOT Designs
- Festigkeits- und Ausfallwahrscheinlichkeitsanalyse
- Entwicklung und Integration des magnetorestriktiven Drehmomentensensors
- Abschlussarbeiten der Endurance Spindeltests durch den UA TUHH und Erstellung des Abschlussberichts

- Durchführen eines erfolgreichen PDR's und DDR's mit dem Verbundführer Airbus
- Abschluss der Tests und Analyse des Unterauftrags mit der TU Hamburg

6 Technische Ergebnisse in der Programmlaufzeit

6.1 Maintenance Free Ball Screw Aktuator

Im ersten Schritt fanden mehrere Abstimmungsmeetings mit dem Verbundführer Airbus statt. Darin wurden unter anderem die nun angepasste Zielsetzung der Arbeiten von Liebherr innerhalb von Next Move, auf die Bedürfnisse des HAP 1 besprochen und festgelegt. Ebenfalls wurde ein erster Workshop zur Hochintegration des Maintenance-Free Ball Screw Aktuators mit dem Aero Flap Support durchgeführt. Seitens Airbus wurden im ersten Schritt mittels einer Spezifikation die ersten Anforderungen definiert.

- Lasten
- Zyklen
- Ausfahrlänge
- Kinematische Anforderungen
- Interfaces
- Maintenance Anforderungen
- Fail Safe Anforderungen
- Bauraumanforderungen

Ein erstes Konzept für einen „Maintenance Free“ Ball Screw Aktuator wurde erarbeitet, der möglichst die Einbaubedingungen der vier verschiedenen Flap Supports entspricht. Parallel dazu wurden intensiv Fail Safe Designs untersucht und geprüft, ob diese für im Konzept des „Maintenance Free“ Ball Screw Aktuators umsetzbar wären und welche zusätzlichen Maßnahmen zu treffen sind, um sogenannte schlafende Fehler zu vermeiden.

Ebenso wurde weiter an der Auslegungsmethodik für Spindelaktuatoren, sowie die Definition geeigneter Prüfkörper und eines Testaufbaus, für die Verschleißuntersuchungen an Kugelrollspindeln in Zusammenarbeit mit der TU Hamburg gearbeitet.

Im ersten Schritt lag der Fokus der Arbeiten auf der Detaillierung des Maintenance Free Ball Screw Aktuator Designs. Erste Details zu Gehäuse, Kardangelenk, Spindel, Schubrohr usw. sowie Integrationsaspekte wurden ausgearbeitet.

Fail Safe Design

Laut den Anforderungen von Airbus ist ein Fail Safe Design des Ball Screw Aktuators anzustreben. Dieser bietet die Möglichkeit, Fehlerlasten an der Klappe zu reduzieren, die sonst beim Bruch eines Lastpfades entstehen würden. Bei Airbus wurde im zivilen Bereich seit A310 keine Ball Screw Aktuatoren mehr eingesetzt. Diese hatten einen doppelten Lastpfad, welcher mechanisch sehr komplex ausgeführt ist. Daher ist bei der Entwicklung eines Fail Safe Designs, der A310 Aktuator ein erster Anhaltspunkt. Ziel ist eine Reduzierung der Komplexität sowie Prüfung, ob der doppelte Lastpfad „wirklich“ den heutigen Fail Safe Anforderungen entspricht. Parallel wurden auch Konzepte bekannt aus THSA Anwendungen analysiert, um im weiteren Projektfortschritt ein Konzept abzuleiten, dass sowohl die sehr strikten Einbaubedingungen als auch die Maintenance-Free Anforderungen erfüllen können.

Lösungskonzepte Fail-Safe

Um die später genannten Konzepte besser einordnen zu können ist es notwendig die Aufgabenstellung zur Anforderung Fail-Safe zu kennen. In der Spezifikation genannten Anforderung von Airbus wird die Funktion Fail-Safe als optionale Forderung gestellt. Die Forderung zielt auf eine Gewichtseinsparung auf Strukturseite ab, indem bei Versagen eines Lastpfades des Aktuators dieser weiterhin zumindest seine Lasthaltefunktion erfüllen kann. Allerdings kann auf eine Fail-Safe Bauweise verzichtet werden, wenn sie die Integration des Ball Screw Actuators einschränken würde.

Die Anforderung wurde weiter präzisiert. So soll bei einem Ausfall des ersten Lastpfades im Aktuator kein Flugzustand der Kategorie Catastrophic oder Hazardous entstehen. Die Verfahrfunktion des Aktuators muss allerdings nicht weiter gewährleistet sein. Weiterhin darf es durch Fehlerfälle zu keinem schlafenden Fehler im Aktuator kommen. Das bedeutet weder ein Ausfall des ersten noch des zweiten Lastpfades darf unbemerkt bleiben. Gleichzeitig darf zur Erfüllung dieser Forderung nicht von der Anforderung zur Wartungsfreiheit abgewichen werden.

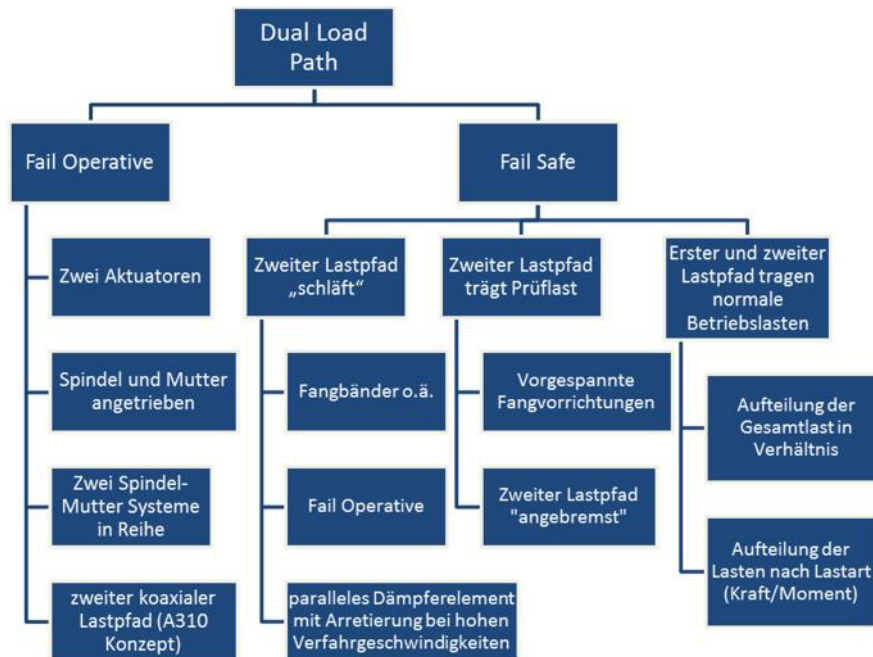


Fig. 2 Übersicht über Fail-Safe Prinzipien in einem mechanisch angetriebenen Kugelspindelaktuator

In Fig. 2 ist eine Übersicht über die recherchierten Möglichkeiten einen mechanisch angetriebenen Kugelspindeltrieb Fail-Safe zu gestalten. Anschließend wurden die gefundenen Fail-Safe Konzepte nach vorher definierten Kriterien bewertet. Dabei spiegeln die Kriterien sowohl die Anforderungen an die Ausführung der Fail-Safe Anforderung wieder, als auch die Anforderungen an das gesamte System Klappenaktuator. Aufgrund einer Bewertung wurden die besten zwei Konzepte ausgewählt und weiterverfolgt. Die beste Lösung nach der Bewertung ist die Aufteilung der Lasten nach der Belastungsart, im Anwendungsfall ein Lastpfad, der die axial übertragenen Luftlasten führt, und einer, der das Antriebsmoment der Spindel überträgt. Im Fehlerfall kann jeder der Lastpfade auch die Last des anderen übernehmen, löst dabei aber eine Arretierung des Aktuators aus. Ein einfacheres Prinzip ist die Verwendung eines parallelen Dämpferelements mit Arretierung bei hohen Verfahrgeschwindigkeiten.

Die Recherche zum Thema Fail-Safe von mechanischen Aktuatoren zeigte, dass eine Ausgestaltung und die damit verbundene weitere Bewertung sehr stark vom Design des Systems abhängen. Aus diesem Grund wurde die weitere Analyse der Fail-Safe Konzepte auf Systemarchitektur-Ebene weitergeführt. Im Kapitel Konzeptentscheidung wird dieses Thema wieder aufgegriffen.

Maintenance-free BSA Design

Seit der A310 Entwicklung wurden im zivilen Luftfahrtbereich bei Airbus keine Ball Screw Aktuatoren mehr eingesetzt. Neben Klappen und kinematischen Gründen, ist auch die Wartungsintensität dieser Geräte ausschlaggebend dafür, dass auf Rotary Aktuatoren gesetzt wurde. Durch die einbaubedingten Anforderungen an einen Aero Flap Support, wie er im HAP 1 entwickelt wird, ergab sich nun ein Bedarf für einen Linear-Aktuator (BSA). Damit dieser auch wirtschaftlich betrieben werden kann, sollte er möglichst wartungsfrei sein.

Durch die offenliegende Spindel des Ball Screw Aktuators, wird regelmäßig Verschmutzung aufgrund von Spritzwasser, Staub usw. aufgesammelt. Dies führt auch dazu, dass die Fettschmierung die Verschmutzungspartikel aufnimmt bzw. das Fett ausgespült wird. Aus diesem Grund bedarf es bisher einer regelmäßigen Wartung der Aktuatoren.

Im Berichtszeitraum wurden Recherchen zu wartungsfreien, bzw. wartungsarmen Aktuator Konzepten durchgeführt. Hierzu gehören:

- Innen-Spindeln
- Faltenbalg-Abdeckungen
- Teleskop Abdeckungen
- Teleskop Spindeln

Analyse der Airbus Kinematik

Das Hochauftriebssystem (Hinterkantenklappen) des Referenztragflügels A320 besteht aus zwei separaten Klappensegmenten, der inneren- und äußeren Hinterkantenklappe. Jedes Klappensegment wird an jeweils zwei Flügelstationen rotatorisch gelagert. Das Ausfahren der Klappe erfolgt über eine rein rotatorische Bewegung an einem fixen Drehpunkt und nicht über eine Kombination aus Rotation und Translation wie bei heutigen Hinterkantenklappensystemen für Verkehrsflugzeuge üblich. Die vier Flügelstationen zur Aufnahme der Klappenlagerung sowie des BSA Antriebs sind in Fig. 3 dargestellt.

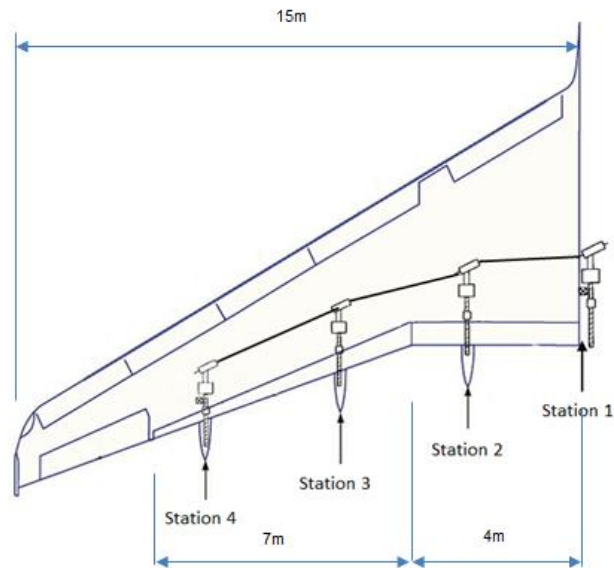


Fig. 3 Skizze des Hochauftriebssystems mit Nummerierung der Aktuatoren

Die BSA an den vier Stationen werden über Transmissionswellen von einem im Rumpf installierten, zentralen Antrieb angetrieben. Die Aktuatoren nehmen über jeweils eigene Abzweiggetriebe ihr Antriebsmoment von dieser Welle ab.

Die Analyse der Kinematik basiert auf dem von Airbus zur Verfügung gestellten 3D Modell des Referenztragflügels. Neben der neuartigen rotatorischen Klappenkinematik sind darin auch weitere Systembauteile wie die Transmissionswellen und Kabelschächte enthalten, die Einfluss auf die Bauraumanalyse haben.

Für die Entwicklung des BSA Basisversion stehen insbesondere die Flügelstationen 3 und 4 im Fokus, da bei Station 3 die größten Lasten wirken und Station 4 den kleinsten Bauraum aufweist. Zudem müssen die BSA an Stationen 3 und 4 sowohl vertikal als auch horizontal schwenkbar sein wie in Fig. 4 dargestellt.

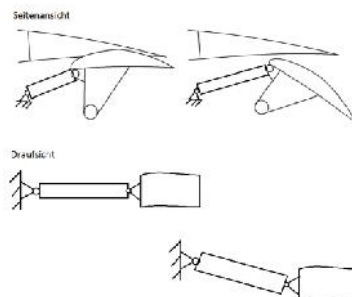


Fig. 4 Schematische Bewegung der Aktuatoren an Station 3 und 4

Der zur Verfügung stehende Bauraum wird hauptsächlich durch die lasttragende Verkleidung der Klappenmechanik und deren Beschlüge eingeschränkt. Der Flügelkasten selbst stellt ein Hindernis für die Verbindungswelle („Down Drive“) von der Transmissionswelle zum BSA dar.

Aus dem 3D Modell wurde eine Bauraumenvelope abgeleitet in der der BSA inkl. „Down Drive“ vollständig integriert werden muss.

Zur quantitativen Bestimmung der BSA Einbaulängen, Hübe und Schwenkwinkel wurde ein Balkenmodell verwendet.

Identifikation und Definition von Anforderungen

Die Anforderungen an das BSA Design ergeben sich zum einen aus Kinematik- und Bauraumanalyse zum anderen aus der Spezifikation von Airbus. Damit können folgenden „Top-Level“ Anforderungen zusammengefasst werden:

Anforderung	Beschreibung
Bauraum	Bauraumenvelope Station 3 (als Quader approximiert): Bauraumenvelope Station 4 (als Quader approximiert):
Performance	Erforderlicher max. Hub: Geschwindigkeit für vollständiges Ein- bzw. Ausfahren: Ultimative Stellkräfte:
Systemeigenschaften	Systemarchitektur: Mechanischer Antrieb mit Kugelspindel Gewicht: Kleiner oder gleich „State of the Art“ Geared Rotary Actuator
Integration	Bewegungsfreiheiten (Schwenkwinkel) Einbaulängen (eingefahren):
„Maintenance Free“	Wartungsaufwand gleich als bei „State of the Art“ Geared Rotary Actuator.
„Load-Sensing“ (Optional)	Optionale Lastmessung über die Bewegung des Aktuators, falls dadurch die Integration des BSA nicht unverhältnismäßig erschwert wird.

„Fail-Safe“ (Optional)	Anforderung ist durch damit verbundene, mögliche Gewichtseinsparungen im Hochauftriebssystem motiviert. Sollte dies nicht realisierbar sein oder in einen unverhältnismäßig hohen Integrationsaufwand resultieren kann diese Anforderung vernachlässigt werden. Zwingend ist jedoch in einem Fehlerfall im Aktuatorsystem sicherzustellen, dass kein Flugzustand der Kategorie „Catastrophic“ oder „Hazardous“ ausgelöst werden kann. Weiterhin dürfen keine nicht prüfbareren, „schlafenden“ Fehler enthalten und der Wartungsaufwand möglichst gering sein. Weiterhin dürfen keine zulassungsrelevante Wartungsvorgaben mit dem BSA Konzept einhergehen.
---------------------------	---

Tab. 1 Top Level Anforderungen an den BSA

Detailfunktionsanalyse des ausgewählten Referenzaktuators

Als Referenz für die BSA Neuentwicklung diente ein Airbus A310 Kugelspindelaktuator in „Fail-Safe“ Bauweise. Die Fail Safe Bauweise ist bei diesem Aktuator durch die Verwendung von zwei unabhängigen Lastpfaden realisiert.

Die Funktionen sind aufgeteilt in den Lastpfad für das Antriebsmoment und in den Lastpfad für die axialen Kräfte, die durch die aerodynamischen Kräfte auf die Hinterkantenklappe verursacht werden.

Die Lastpfade werden im Lastbegrenzer („Torque Limiter“, TL) aufgeteilt. Der primäre Lastpfad wirkt über einen Kegelradsatz direkt auf die Spindel des Kugelspindeltriebs. Der sekundäre Lastpfad verfügt über ein eigenes Kegelradpaar, das das Antriebsmoment über eine koaxiale Welle durch die Spindel führt. Zwischen der Welle des sekundären Lastpfades und der Spindel ist ein „Verdrehspiel“ vorgesehen. Bei Versagen des primären Lastpfades kann die Spindel nach Aufholen des „Verdrehspiels“ über den sekundären Lastpfad vom äußeren Ende her angetrieben werden. Dieses „Verdrehspiel“ bewirkt auch, dass der sekundäre Lastpfad im Normalfall lastlos mitläuft.

Der A310-Aktuator beinhaltet ein Fail-Safe Konzept, dass auch für den neu zu entwickelnden BSA zum Einsatz kommen kann. Verbesserungspotential liegt bei diesem Konzept darin, dass es einen schlafenden Fehler aufweist, der regelmäßige Überprüfungen nötig macht. Der sekundäre Lastpfad läuft im Normalbetrieb lastlos mit, falls er versagen sollte kann dies nur durch Betätigung der Prüfvorrichtung mit einem passenden Werkzeug erkannt werden.

Weiteres Verbesserungspotenzial liegt im Bereich der Spindel, die bei diesem Aktuator offen läuft und mit Fett geschmiert wird. Deshalb sind kurze Wartungsintervalle erforderlich, um neues Fett in die Spindelmutter zu füllen und damit auch eventuell eingedrungenen Schmutz zu

entfernen. Zudem kann durch die offene Bauweise Wasser in die Spindelmutter eindringen, dass in der Reiseflughöhe gefrieren und den Aktuator blockieren oder beschädigen kann.

Recherche Lösungskonzepte Fail-Safe

Im Hinblick auf die Nachteile des Referenzaktuators wurden weitere „Fail-Safe“ Lösungskonzepte erarbeitet. Ein triviales Lösungskonzept wäre eine redundante Installation mit zwei Geräten jedoch wirkt sich dies stark negativ auf Gewicht und Gesamtsystemkosten aus.

Da Kugelspindeltriebe in der Luftfahrt häufig angewendet werden, gibt es dementsprechend eine Vielzahl an Patenten zu Kugelspindeln mit Fail-Safe oder Dual-Load-Path Konzepten.

Diese lassen sich zu folgenden Gruppen zusammenfassen:

Serielle Kugelspindeln:

Neben der Kugelmutter, die auf einer primären Spindel verfährt, ist eine weitere Spindel angebracht, die ebenfalls angetrieben werden kann. Bei Fressen einer dieser Kugelspindeltriebe kann zwar kein voller Hub mehr verfahren werden, aber eine eingeschränkte Funktionalität ist immer noch möglich.

Parallele Kugelspindeln:

Zur platzsparenden Konstruktion können Kugelspindeln parallel oder auch koaxial integriert werden. Dieses Prinzip zeichnet sich dadurch aus, dass bei Blockieren oder Ausfall einer dieser Kugelspindeltriebe die andere den vollen Hub gewährleisten kann. Zur Synchronisation sind aufwendige Getriebe nötig.

Maintenance-free BSA Design

Die Forderung nach einem möglichst wartungsfreien Ball Screw Aktuator für Hinterkantensysteme stellt eine besondere Herausforderung in diesem Fördervorhaben da. Der Aktuator soll zusätzlich in der Lage sein die konische Schwenkbewegung (in alle drei Raumrichtungen) einer Hinterkantenklappe mit auszuführen. Ebenso soll ein Aktuator Konzept definiert werden, dass durch möglichst geringe Änderungen am Design, alle Hublängen des Hochauftriebssystems abdeckt.

Untenstehende Abbildung zeigt eine Prinzipskizze eines „Maintenance Free/ Reduced“ Ball Screw Aktuator Konzeptes.

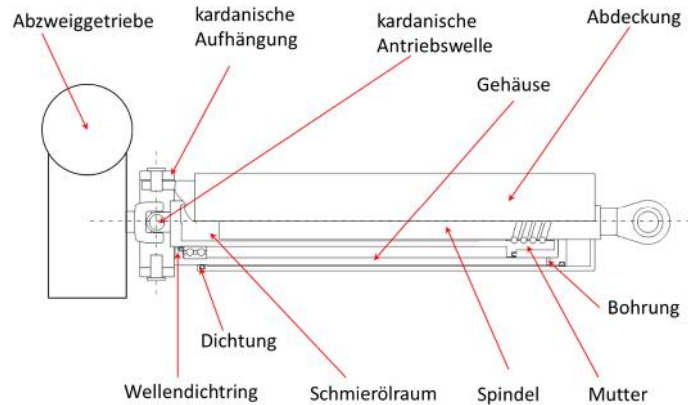


Fig. 5 Prinzipskizze Maintenance free BSA

Der Spindelantrieb besteht aus zwei Hauptbaugruppen

- Aktuator mit Spindel- Muttereinheit
- Abzweiggetriebe

Die Spindelmutter Einheit des Aktuators ist kardanisch in der Flügelstruktur aufgehängt. Das Kardangelk des Abzweiggetriebe, der Ausgang und die Eingangswelle der Spindelmutter Einheit haben einen gemeinsamen Mittelpunkt. Durch diese Anordnung werden die Betriebslasten in eine axiale Komponente (Luftlasten) und in ein erforderliches Antriebsmoment zerlegt. Die Luftlasten werden direkt in die Struktur eingeleitet. Das Antriebskardangelk überträgt nur das Drehmoment das für den Betrieb notwendig ist und kann dementsprechend dimensioniert und effizient ausgelegt werden.

Beide kardanischen Komponenten sind mit wartungsfreien Lagerungen ausgeführt. Die Spindelmuttereinheit arbeitet nach dem Prinzip „translating screw“, d. h. die Mutter wird angetrieben (gedreht) und die Spindel bewegt sich (im ersten Design). Die Spindelmutter ist mit einem Rohr verbunden. Die eine Seite des Rohrs ist in einem Gehäuse drehbar gelagert und mit dem Kardangelk des Abzweiggetriebe verbunden. Am anderen Ende des Rohrs befindet sich die Spindelmutter mit integrierten Kugelumlenkstückchen. Die Spindel taucht in das Antriebsrohr. Mit klemmfreien Endanschlägen wird der Hub begrenzt. Das komplette Gehäuse ist mit einer Abdeckung, die von der Spindel axial mitbewegt wird, geschützt. An der Trennstelle ist eine Kolbenstangendichtung eingebaut. Das Antriebsrohr ist mit Getriebeöl gefüllt. Durch die Hubbewegung wird stets die Schmierung der Spindel und der Kugelumlenkstücke

gewährleistet. Die Hubbewegung kann genutzt werden um aus dem Antriebsrohr ausgetretenes Öl durch eine Bohrung wieder zurück zu fördern. Durch die Tauchschmierung und die Kapselung ist mit einer langen Lebensdauer der beweglichen Komponenten zu rechnen. Verschmutzung des Schmiermittels und Wasseraufnahme wie bei herkömmlichen Spindelantrieben üblich, sind bei intakten Dichtungen minimiert. Da das Volumen des Aktuators im ein- und ausgefahrenem Zustand nicht identisch ist, muss auf einen Druckausgleich geachtet werden um Leckagen zu minimieren.

Das Abzweiggetriebe ist fest mit der Struktur des Flügels verbunden. Der Verlauf der angeschlossenen Transmissionswellen ist dadurch hubunabhängig. Das Abzweiggetriebe kann beliebig ausgeführt sein. Im Inneren können Kegelräder, Stirnräder Schneckenantriebe usw. verbaut sein. Höhen- Abstands- und Winkelversätze können dann ausgeglichen werden. Die Integration eines mechanischen Drehmomentbegrenzers oder eines Drehmoment Sensors ist möglich. Das Getriebe ist ölgeschmiert und abgedichtet und in der Regel wartungsfrei. Die Antriebswelle des Getriebes endet mit einem Kardangelenk.

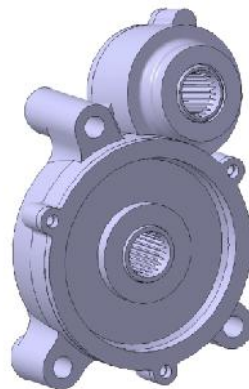


Fig. 6 Winkelgetriebe

Integration in Aero Flap Support

Bei der Integration des MF-BSAs stellt der geringe Bauraum im Aero Flap Support, eine besondere Herausforderung dar. Vor allem die Integration des Abzweiggetriebes von der Transmission zum MF-BSA, gestaltet sich als schwierig, da der Abstand zwischen Transmissionsebene und Rear Spar sehr gering ist.

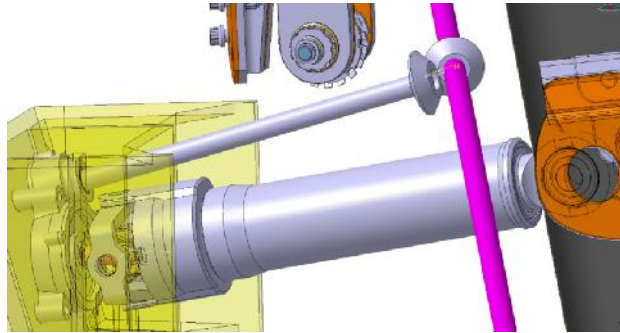


Fig. 7 Integration MF-BSA

Ebenfalls wird von Liebherr ein Vorschlag für eine Designänderung der Main Bridge zur leichteren Integration des Aktuators erarbeitet. Nebenstehende Abbildung zeigt den aktuellen Stand des Main Bridge Design-Vorschlags. Ein intensiver Austausch dazu findet in regelmäßigen Abständen mit den Verbundpartnern statt.

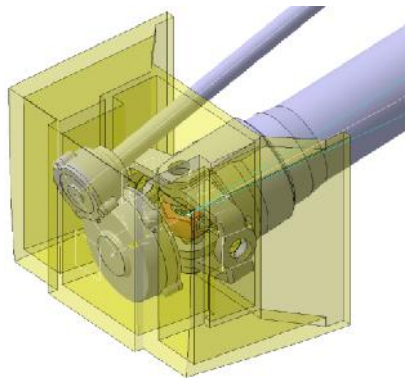


Fig. 8 Integration in Main Bridge

Als eine Variationsmöglichkeit verbleibt noch die Wahl zwischen Kugelspindeltrieben in „travelling spindle“ Bauweise, bei der die Mutter den angetriebenen Teil darstellt und die Spindel verfährt, und der „travelling nut“ Bauweise, bei der die Spindel angetrieben wird und die Mutter daran entlang verfährt.

Mehr Varianten bietet das Design der mechanischen Verbindung zwischen der Antriebswelle und dem beweglichen Aktuator. Von diesem Design hängt wiederum die Befestigung des Aktuators an der Struktur ab.

Um die verschiedenen Möglichkeiten darzustellen und mögliche Kombinationen aufzuzeigen wurde ein Morphologischer Kasten verwendet.

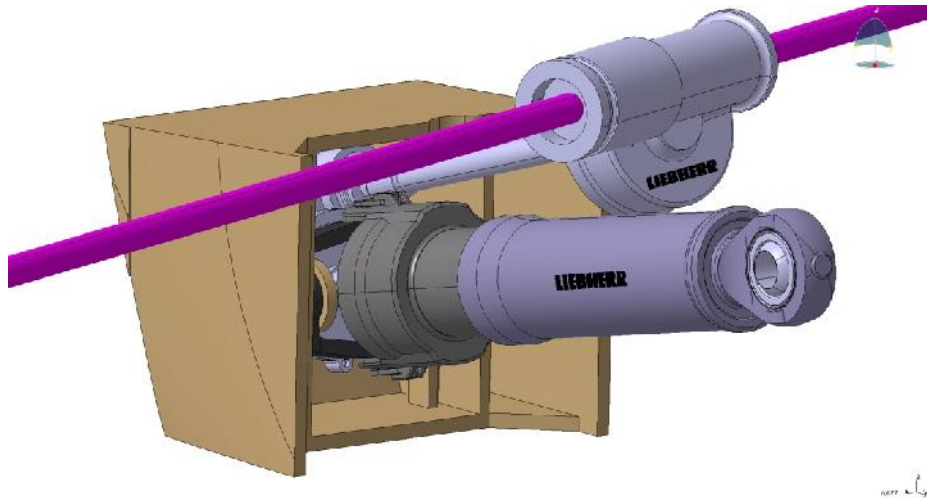


Fig. 9 Erster Entwurf des BSA1 Konzepts

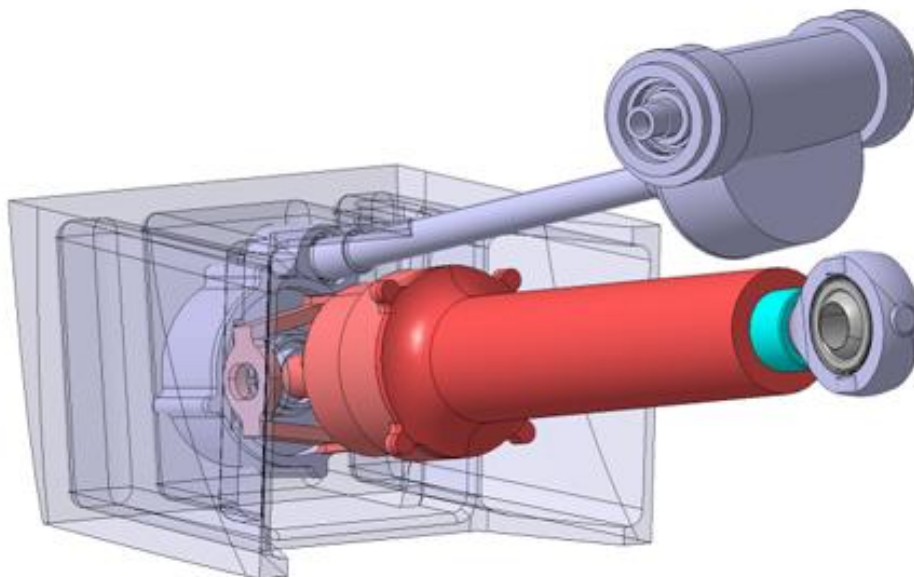


Fig. 10 Ansicht des BSA1b Konzepts

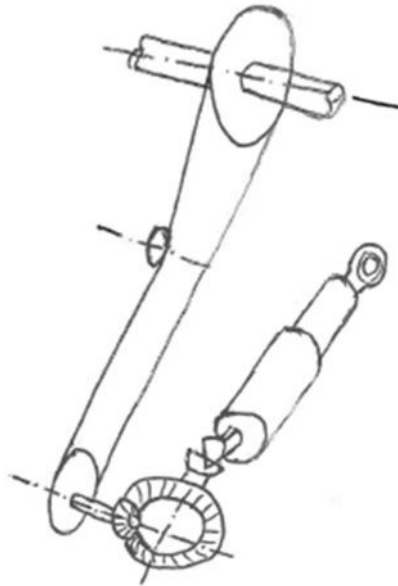


Fig. 11 Skizze für das BSA Kette Konzept

Die fünf Konzepte wurden anschließend genauer betrachtet und nach den vorher definierten Kriterien bewertet. Die Bewertung erfolgte nach demselben Muster wie schon die Bewertung der Fail Safe Konzepte. Auch hier bedeutet die höchste Punktzahl das beste Konzept.

	Gewichtung	BSA1	BSA1b	BSA1c	BSA2	BSA Kette
Kleiner Bauraum (Abstände zur Struktur)	5	2	4	3	3	1
Geforderte Schwenkbarkeit des Aktuators	5	3	3	3	2	3
Geringes Systemgewicht	3	2	3	3	3	4
Einfache Montage im Flugzeug	1	3	3	4	5	3
Erfüllung Maintenance Free	5	5	5	2	5	4
Erfüllung Fail Safe (bzw. Möglichkeit)	2	2	2	1	2	1
Einfache Variationsmöglichkeiten (Stationen)	2	4	4	3	3	4
Niedriges Technologierisiko	3	3	3	3	3	3
Summe		80	93	70	89	74

Fig. 12 Bewertungsmatrix der Systemarchitekturen

Bei der Bewertung ist zu erkennen, dass die Konzepte BSA1b und BSA2 einen wesentlichen Vorsprung gegenüber den anderen Konzepten haben. Da diese beiden Konzepte in der Bewertung dicht beieinanderlagen, wurde beschlossen beide einen Detaillierungsgrad weiter zu verfolgen, bevor die Entscheidung für eines der Konzepte fällt.

Konzeptvergleich

Das Konzept BSA1b besteht aus einem Kugelspindelaktuator in „traveling nut“ Bauweise, welcher durch ein Gehäuse gekapselt ist, sodass die Kugelspindel mit einer Ölfüllung geschmiert werden kann. Dieses Konzept ermöglicht einen wartungsfreien Betrieb über den vorgegebenen Zeitraum.

Das Konzept BSA2 unterscheidet sich hauptsächlich in der Art des Abzweigstrangs. Der Aktuator selbst ist ebenfalls in der Bauart „travelling nut“ ausgeführt, gekapselt und ölgefüllt.

Aufgrund dieses Nachteils des Bauraums beim Konzept BSA2 fällt auch die erneute Bewertung der beiden verbleibenden Konzepte zugunsten des BSA1b Konzepts aus.

Definition des Konzepts für Volumenausgleich

Aufgrund der Anforderung, dass der Aktuator für etwa 10.000 Flugzyklen wartungsfrei sein soll, wurde entschieden die Kugelspindel in einem Gehäuse zu kapseln und mit Öl zu schmieren. Durch die Längenänderung des Aktuators beim Aus- und Einfahren verändert sich auch das umschlossene Volumen des Aktuators. Dieser Volumenunterschied führt zu einem Unterdruck von etwa 0,5bar. Dieser Unterdruck reicht in der Regel schon aus, um an der Dichtung anliegendes Wasser oder Verschmutzung in den Aktuator einzusaugen. Bei Hydraulik- oder Pneumatik Zylindern, die im Aufbau prinzipiell ähnlich sind, besteht diese Gefahr nicht, da dort immer ein Überdruck zur Außenwelt hin herrscht.

Ein Lösungskonzept muss den Druckunterschied ausgleichen und gleichzeitig verhindern, dass Schmutz oder Wasser in das Gehäuse eindringen kann.

Drei vielversprechende Konzepte wurden identifiziert und auf ihre Anwendbarkeit geprüft. Das Konzept mit dem besten Abschluss gegen Umwelteinflüsse von außen besteht aus einem zusätzlichen Gefäß, das eine Membran oder Blase aus einem textilverstärktem tieftemperaturfesten Kunststoff enthält. Wenn der Aktuator eingefahren ist, hat die Blase ihr größtes Volumen. Wenn der Aktuator ausfährt wird das Medium in der Blase über einen

Schlauch in den Aktuator übertragen, um das sich erhöhende Volumen auszufüllen. Solche Geräte sind aus Anwendungen in der Tiefseehydraulik bekannt, können aber nicht ohne weiteres in der Luftfahrt angewendet werden.

Ein weiteres Lösungskonzept sieht einen Luftaustausch mit der Umgebung vor. Dieser Luftaustausch soll frei von Spritzwasser und Wassertröpfchen sein. Dafür wird die einströmende Luft entlang einer Spirale gegen die Schwerkraft nach oben geführt. An den Gangwänden kann sich dann Wasser und Verschmutzung absetzen. Von diesem Konzept sind zwei Varianten vorstellbar, die sich in der Größe unterscheiden. Die größere Variante mit einem Volumen, das größer als das ausgetauschte Volumen des Aktuators sein sollte, bietet den Vorteil, dass sich eine Grenzschicht zwischen der aus dem Aktuator ausgeströmten Luft und der aus dem freien einströmenden Luft bildet. Dadurch verringert sich der Luftaustausch und somit der Feuchtetransport zusätzlich.

Das dritte Konzept sieht einen Luftaustausch über eine ePTFE Membran vor. Dieses Konzept ist weit verbreitet in der Automobilindustrie zum Druckausgleich von Getriebegehäusen und ähnlichem. Bekannt ist die ePTFE Membran vor allem durch Produkte der Firma Gore. Das Material der Membran ist so modifiziert, dass keine feste Verschmutzung und kein flüssiges Wasser durchdringen können. Ein Luftaustausch und ein Transport von Luftfeuchtigkeit ist aber nicht ausgeschlossen.

Die Bewertung der verschiedenen Konzepte erfolgt nach bekanntem Schema.

	Gewichtung	Ausgleichsgefäß mit Membran	offener Druckausgleich	offener Druckausgleich großes Volumen	Luftdurchlässige Membran
					
Maintenance Free	5	4	5	5	4
Zuverlässigkeit	3	3	4	4	3
Belastung der Gehäusedichtungen	4	4	5	5	4
Abdichten gegen Schmutz und Feuchtigkeit	5	5	1	3	1
Gewicht/ Bauraum	3	2	5	2	5
Kosten	2	2	4	3	4
Bewertung*		80	85	84	73

Fig. 13 Bewertungsmatrix für das Konzept Volumenausgleich

Nach der Bewertung ist das Konzept mit dem kleinen Druckausgleichselement ausgewählt worden. Dieses bietet die beste Kombination aus kleinem Bauraum und zuverlässiger Funktion. Die Dichtwirkung ist zwar nur gering, aus Erfahrung von anderen Projekten aber ausreichend.

Gehäusedesign

Die Einführung eines Gehäuses zur Erfüllung der „Reduced Maintenance“-Forderung eröffnete eine neue Möglichkeit zur Aufhängung des Aktuators an der Struktur. Der Beispiel- Aktuator aus dem Airbus A310, verfügt über ein Kardangelenke, das zum einen den Antrieb der Spindel überträgt, zum anderen die axialen Lasten von der Spindel in die Lagerung überträgt. Ein solches Design würde beim Next Move Aktuator zu einem sehr massiven Kardangelenke und zu einer sehr schweren Lagerung führen. Während der Aktuator im A310 Hochauftriebssystem nur kleine Winkel über das Kardangelenke ausgleicht, wird der Aktuator im Next Move Projekt über einen höheren Winkel hinaus geschwenkt. Bei einem solchen Winkel zusammen mit den hohen axialen Lasten würden enorme Radiale Lasten über das Kardangelenke in die Lagerung übertragen werden.

Stattdessen wird bei Next Move das Antriebsmoment getrennt von den axialen Lasten übertragen. Im unteren bzw. in Flugrichtung vorderen Teil des Gehäuses sitzt die Lagerung der

Kugelspindel. Die beiden Schrägkugellager übertragen die Lasten auf das Gehäuse, welches mit einem Kardanrahmen an der Struktur der Landeklappenaufhängung befestigt ist.

6.2 BSA Konzept Wing of Tomorrow

Während des Projekts wurde seitens des Verbundführers Airbus in Abstimmung mit dem Projektträger die Zielplattform vom Airbus A320 ID hin zum Wing of Tomorrow (WoT) Demonstrator verändert. Diese Veränderung bezüglich Kinematik und Form der HighLift Strukturbauteile hat natürlich Einfluss auf die Aktuatorik-Komponenten. Die veränderten Randbedingungen bezüglich Hub, Last und Einbauraum der Aktuatoren konnten, wegen des bereits weit fortgeschrittenen Design-Standes und den nicht im Projekt abdeckbaren Mehraufwänden einer Neu-Konstruktion nicht berücksichtigt werden.

Im ersten Schritt konnte allerdings eine rudimentäre Studie angefertigt werden, die eine Konzept-Überarbeitung bezüglich der geänderten WoT Randbedingungen darstellt. Hierzu wurden die Flap Stationen 5 und 6 untersucht.

Aus den Untersuchungen ergibt sich, dass das BSA Konzept auch für die WoT Randbedingungen geeignet scheint und einen wichtigen Baustein für zukünftige effiziente Flügelarchitekturen darstellt. Allerdings zeigen die Untersuchungen auch einige kritische Stellen auf, an denen speziell die Integration im lasttragenden Fairing und mit der neuartigen Flap-Klappe eine große Herausforderung darstellt.

Zum Ausräumen der Unsicherheiten wurde ein detailliertes Design des BSA notwendig inklusive detaillierter Stress- und Performance-Untersuchungen. Diese Untersuchung kann die Verwertungsperspektive der Technologie erhöhen, ist aber wie oben dargestellt im Budgetrahmen (Ursprungsantrag) nicht darstellbar.

Aufgrund dessen wurde seitens des Verbundführers und Liebherr ein Verlängerungsantrag gestellt und durch Liebherr darüber hinaus ein Aufstockungsantrag. Im Aufstockungsantrag wurden die folgenden Themen adressiert.

- Design Iterationen in Zusammenarbeit mit Airbus zur Vermeidung von Bauteil Interferenzen (BSA zu Strukturbauteilen)
- Detailliertes Design der BSA Komponenten inklusive DDGB (Down Drive Gearbox und Transmission)
- Performance Analyse zur Ermittlung der neuen Betriebslasten

- Detaillierte Festigkeitsanalyse der Bauteile zur Absicherung der Abmessungen
- PDR und DDR als Designabschluss mit dem Verbundführer Airbus

Anschließend wurde mit dem Verbundführer Airbus die Compliance und Non Compliance zu den aktuellen Anforderungen vorab diskutiert und der Einfluss auf das zukünftige Design abgeschätzt.

Nach der inhaltlichen Änderung vom A320 ID hin zu den Begebenheiten des WOT wurde die Konstruktion dementsprechend angepasst und alle relevanten Kalkulationen durchgeführt, anschließend wurde mit dem Verbundpartner Airbus ein PDR sowie ein CDR durchgeführt.

Dies beinhaltete im Detail:

Neukonstruktion des Aktuator Designs und der Komponenten wie der Down Drive Gearbox und des Down Drive Shafts sowie alle relevanten Detailkonstruktionen. Des Weiteren die Ausdetaillierung der Kugelrollspindel sowie der Getriebestufen und dem magnetorestriktivem Drehmomentensensor.

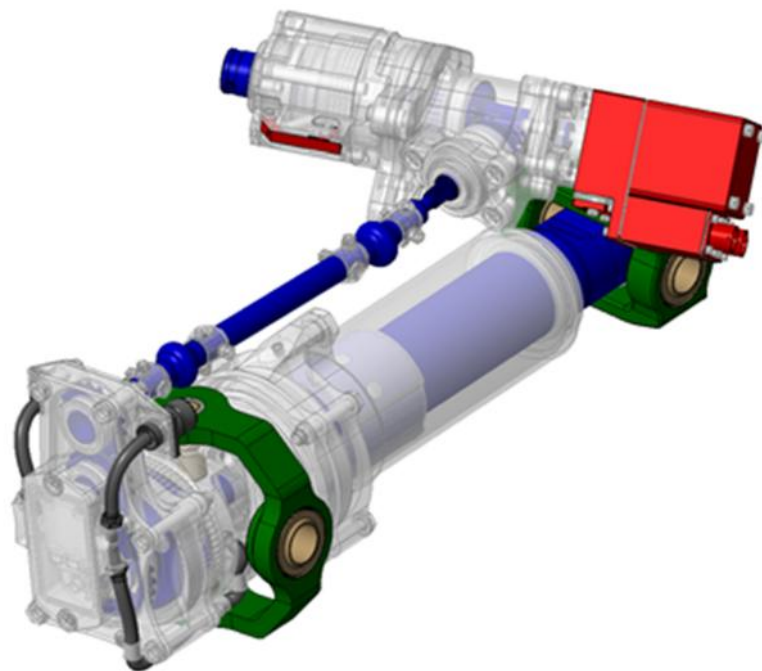


Fig. 14 WOT Aktuator design mit Down Drive Shaft und Down Drive Gearbox

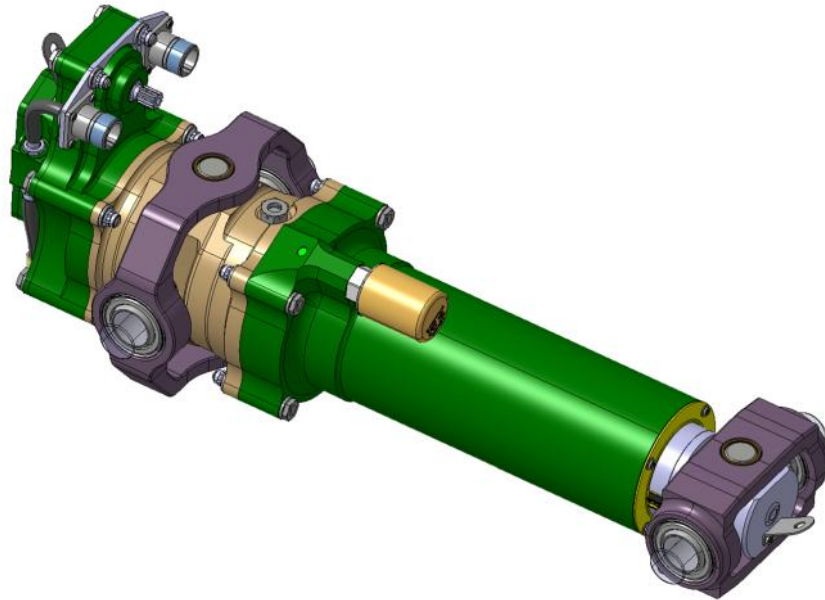


Fig. 15 BSA WOT Design mit Atmungsventil

Anschließend wurden die notwendige Last und Performance Analysen durchgeführt um die Leistungsdaten des Aktuator Designs zu überprüfen und mit den Vorgaben aus der Spezifikation des Verbundführers Airbus abzugleichen wie:

- Notwendiges Eingangsdrehmoment und resultierende Ausgangslast
- Ausfahrgeschwindigkeit des Aktuators
- Notwendige „Torque Limiter“ Einstellungen
- Alle internen und externen Lasten

Des Weiteren wurden für alle Geräte und Komponenten die Festigkeitsanalyse durchgeführt, wie:

- Komponenten des Down Drive Getriebes und des Torque Limiters
- Berechnung des Down Drive Shafts
- BSA Komponenten wie
 - Getriebeteile
 - Kugelrollspindel (Spindel und Mutter)
 - Ösenkopf und Schubrohr
 - Kardangelenke und deren Aufhängepunkte an der Flugzeugstruktur

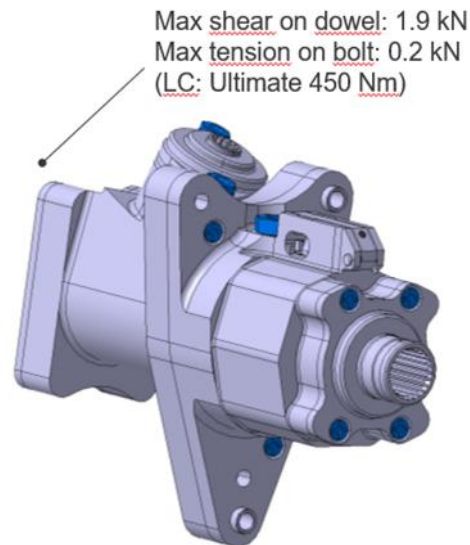


Fig. 16 Beispiel Resultierende Lasten an der Down Drive Gearbox

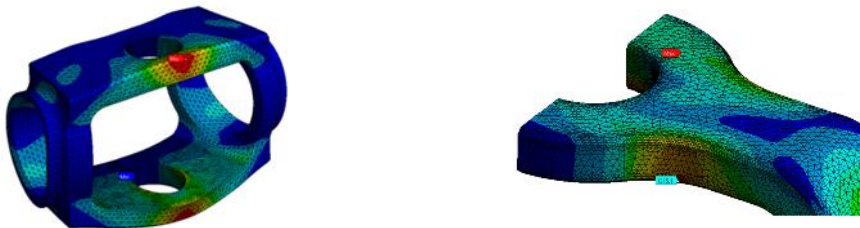


Fig. 17 Beispiel Ergebnis Festigkeitsberechnung vorderes und hinteres Kardangelenk

Des Weiteren wurde im Detail der Torque Sensor ausgelegt, der das interne Drehmoment im Aktuator an der Getriebeausgangswelle misst. Aus Redundanzgründen ist dieser Duplex ausgeführt und misst die Innenverformung und Außenverformung der Welle unter Last.

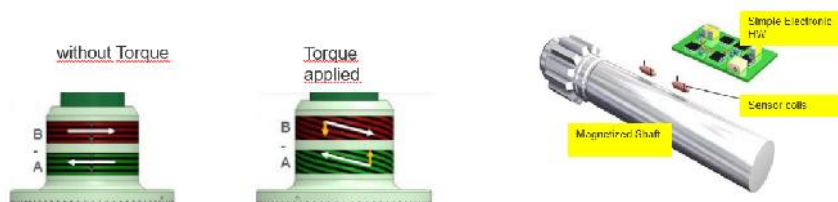


Fig. 18 Prinzip der Drehmomentenmessung

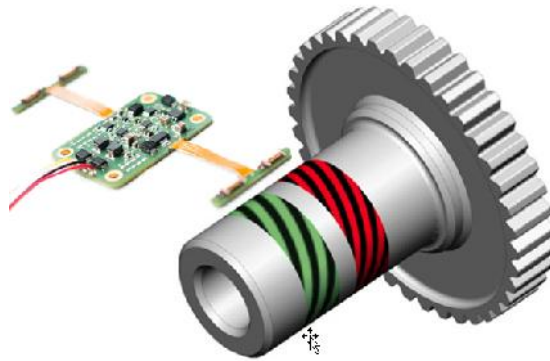


Fig. 19 Messprinzip im BSA an einer Getriebewelle

Im Anschluss an die Ausarbeitung und das Design wurde mit dem Verbundführer ein erfolgreiches PDR und anschließend ein erfolgreiches DDR durchgeführt.

6.3 Unterauftrag P3 Engineering und TU Hamburg

Mit den Unterauftragnehmern TU Hamburg Harburg und P3 Group wurden die Arbeitsinhalte abgestimmt und in einem Angebot festgehalten. Die Arbeiten bei der TU Hamburg Harburg konnten im ersten Halbjahr 2016 gestartet werden. Die Arbeiten der P3 Group hatten im September 2016 begonnen.

6.3.1 Unterauftrag P3

Die Firma P3 arbeitete am ersten Konzept für die Anforderungen des A320 ID wie im Kapitel 6.1 zu sehen mit (Konstruktionsunterstützung). Des Weiteren arbeiteten sie ein Konzept aus um den Wassereintrag in den Aktuator abschätzen zu können. Details hierzu sind auch in Kapitel 6.1 zu sehen.

6.3.2 Unterauftrag TU Hamburg, Spindelauslegungsparameter und Endurance Tests

Im Rahmen des Projektes Next-Move wurden am Institut für Flugzeug-Systemtechnik an der Technischen Universität Hamburg (TUHH) Lebensdauertests mit Kugelgewindetrieben (KGTs) durchgeführt. Ziel dieser Tests ist die Ermittlung einer verbesserten Lebensdauerberechnungsmethodik für Kugelgewindetriebe in luftfahrttechnischen Anwendungen.

Übersicht Prüflinge

Es wurden insgesamt sechs KGTs untersucht, die alle die gleichen Eigenschaften besitzen.

Übersicht Testszzenarien und Zeiten

Die Testszzenarien sollten verschiedene Belastungsszenarien des KGT abbilden. Hierzu zählt einmal der Einfluss eines Langhubs sowie eine veränderte axiale Belastung. Letztere wurde auch gewählt, da die Hertz'schen Kontaktpressungen durch das Testen im Bereich der dynamischen Tragzahl des KGT für den Werkstoff eigentlich zu groß sind und Frühversagen provozieren können. Aus Gründen der beschleunigten Testbarkeit wurde dies jedoch im Vorwege der Tests als Grundlast angenommen.

Übersicht Umgebungsbedingungen

Bei diesen Untersuchungen wurden für alle Tests die gleichen Umgebungsbedingungen vorausgesetzt. Für die Schmierung wurde das Lubcon Turmogearoil mit einer konstanten Tauchschmierungsemulation verwendet (das Öl wird aus dem KGT aufgefangen und über ein Reservoir in den KGT rezirkuliert). Querkräfte und zusätzliche Verschmutzungen wurden nicht untersucht. Die Tests fanden bei unregelmäßiger Raumtemperatur statt. Dies ist in Tab. 2 zusammengefasst.

Prüfling	Querkraft	Verschmutzung	Temperatur	Schmierung
1.01				
1.02				
1.03				
1.04	Nicht berücksichtigt	Nicht berücksichtigt	Ungeregelte Raumtemperatur (Hallentemperatur)	Tauchschmierung (emuliert) Turmgeöil 18 AF
1.05				
1.06				

Tab. 2 Umgebungsbedingungen für die Untersuchungen

Übersicht Test Rig

Das Testrig, mit dem die Untersuchungen stattfanden, ist schematisch in Fig. 20 dargestellt.

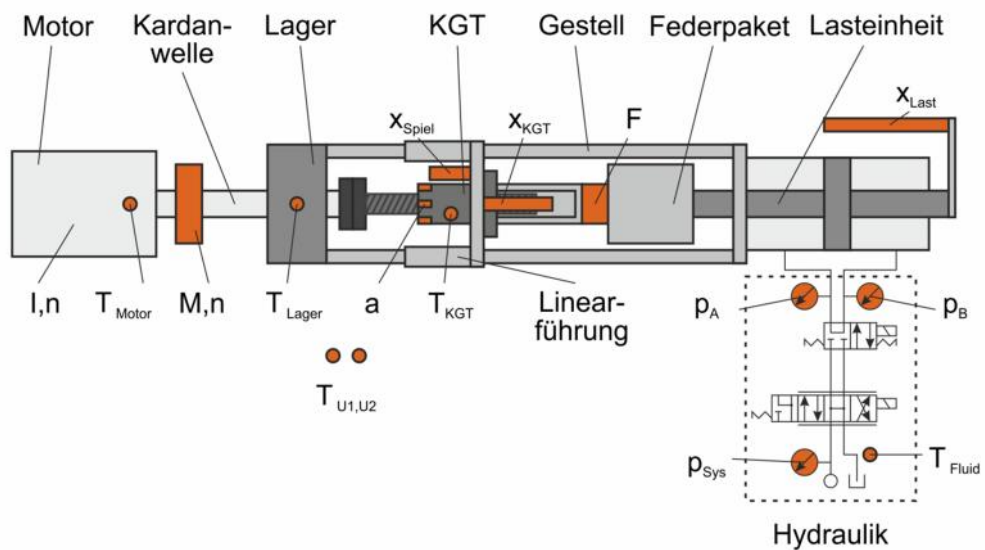


Fig. 20 Schematische Darstellung des Testrigs

Von links nach rechts befinden sich für den Antrieb des KGTs ein Motor, eine Kardanwelle, eine Lagerung und der KGT, in dem die rotatorische Bewegung des Motors in eine lineare Bewegung umgesetzt wird. Dieser wird durch einen hydraulischen Linearzylinder und ein Federpaket belastet. Lagerung und Lasteinheit sind über ein Gestell miteinander verbunden. Die Mutter ist über Gleitlager linear geführt.

Neben dem Aufbau des Testtrigs sind die Positionen der durch Sensoren aufgenommenen Werte dargestellt. Aus dem Motorumrichter werden einerseits die Motordrehzahl, andererseits der Motorstrom und auch die Motortemperatur geliefert (I , n und T_{Motor}). Am Ausgang der Getriebestufe des Motors ist ein Messflansch angebracht, der das Moment auf den Motor und die Drehzahl der Spindel misst (M , n). Neben den Umgebungstemperaturen (T_{U1} und T_{U2}) wird auch am Lager die Temperatur überwacht (T_{Lager}). Am KGT selbst sind drei Beschleunigungssensoren (a), ein Wegmessgeber (x_{KGT}) für den Endurance-Betrieb, ein Wegtaster speziell für Spielmessungen (x_{Spiel}) und ein Temperatursensor (T_{KGT}) angebracht. Die Kraft auf den KGT wird über eine Kraftmessdose hinter dem Federpaket bestimmt (F). Für die Lasteinheit werden die Position des Kolbens (x_{Last}) und die Drücke in den beiden Kammern (p_A und p_B) gemessen. Im Zulauf wird der Systemdruck abgenommen (p_{Sys}) und im Rücklauf die Temperatur der Hydraulikflüssigkeit (T_{Fluid}).

Vergleich der Ergebnisse: Axialspiel und Steifigkeit

Für die Bewertung der Lebensdauer wurde in den sechs Tests das gemessene Axialspiel herangezogen. Das Axialspiel wurde dabei nicht kontinuierlich, sondern diskret zu verschiedenen Zeitpunkten gemessen. Hierzu wurden im Laufe der Tests mehrere, verschiedene Testverfahren angewandt, die hier kurz dargestellt werden sollen. Anschließend werden die gemessenen Axialspielwerte sowie die Steifigkeiten aller Prüflinge diskutiert.

Allgemeine Messmethoden für Axialspiel und Steifigkeit

Das Axialspiel wurde am Prüfstand zu diskreten Zeitpunkten gemessen. Dazu wurde der laufende Test unterbrochen und der Motor abgeschaltet. Die Antriebsseite wurde daraufhin mechanisch verklemmt. Mit der Lasteinheit wurde zunächst die Last rampenförmig erhöht, für kurze Zeit gehalten und dann verringert. Auch diese wurde für kurze Zeit gehalten. Abschließend wurde die Mutter wieder entlastet. Diese Prozedur erfolgte mit langsamer Geschwindigkeit. In dieser Zeit wurde die Verschiebung der Mutter gemessen.

Die Ermittlung des Axialspiels erfolgt anschließend automatisiert, wie in Fig. 21 exemplarisch für Prüfling 1.01 gezeigt. Durch den oberen Abschnitt und den unteren Abschnitt der Kraft-Weg-Kurve wird eine Gerade gelegt, deren Steigung der Steifigkeit (entweder in Druck- oder in Zugrichtung entspricht). Der Abstand der Schnittpunkte beider Geraden mit der horizontalen Achse ergeben das Axialspiel.

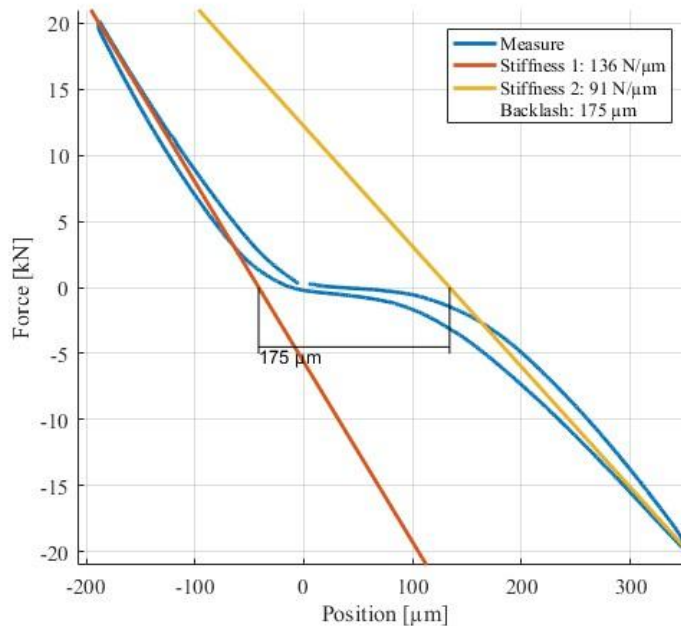


Fig. 21 Bestimmung des Axialspiels und der Steifigkeiten anhand einer Messung von Prüfling 1.01

Für den Prüfling 1.01 wurde noch eine händische Arretierung der Antriebsseite genutzt, ab Prüfling 1.02 erfolgte die Arretierung über einen Klemmmechanismus mit einem Pneumatikzylinder. Dies ermöglichte auch für die Prüflinge 1.02, 1.03 und 1.04 eine automatisierte Spielmessung

Die Verschiebung der Mutter wurde auf zwei Arten gemessen. Für die Prüflinge 1.01, 1.02, 1.03, 1.05 und 1.06 wurde ein hochauflösender LVDT mit einem geringen Messbereich über eine Halterung, die sich am Prüfstands Bett befand, axial an die Mutter montiert. Hierbei wurde der Prüfstand als Referenzpunkt gewählt.

Für die Prüflinge 1.06 und 1.04 wurde derselbe LVDT über eine Vorrichtung an der Spindel befestigt, wodurch das direkte Axialspiel zwischen Mutter und Spindel gemessen werden konnte.

Trotz dieser zweiten Messvariante ist die Messung des Axialspiels nicht trivial. Zusätzlich durchgeführte Messungen an einer Spindel über den Umfang der Mutter verteilt haben gezeigt,

dass zwar die Reproduzierbarkeit eines Ergebnisses an einer Stelle gegeben ist, sich die Ergebnisse auf dem Umfang verteilt aber stark voneinander unterscheiden. Dadurch wird es notwendig, immer an der gleichen Stelle zu messen, um Trends auf Basis der Differenz von Initialspiel und maximalem Axialspiel zu erkennen. Eine Messung des realen Axialspiels ist aufgrund des Einflusses des Messprinzips und -aufbaus auf die Messung selbst sowie eines schwer zu differenzierenden Einflusses der Steifigkeit auf das Spiel vor allem bei geringen Spielwerten nur schwer möglich.

Vergleich der Axialspiel- und Steifigkeitswerte

Beim Vergleich der Ergebnisse fällt vor allem auf, dass die Prüflinge 1.04 und 1.06 viel höhere Steifigkeiten und geringe Axialspielwerte aufweisen. Dies ist dem Messaufbau hinsichtlich der Lage des LVDT, der für die Messung der axialen Mutterverschiebung genutzt wird, geschuldet.

Es ist auch zu erkennen, dass die Zugsteifigkeit bei allen Prüflingen geringer ist, als die Drucksteifigkeit. Zudem sinkt diese kurz vor dem Versagen des Prüflings bei so gut wie allen Prüflingen stärker ab, als die Drucksteifigkeit.

Weiterhin ist erkennbar, dass die Zeitpunkte, an denen maximales Axialspiel auftritt sowie auch das Axialspiel selbst stark variiert. Zudem werden unterschiedliche initiale Axialspielwerte gemessen. Prüfling 1.03 stellt dabei einen besonderen Ausreißer dar, da das initiale Axialspiel stark von dem der anderen abweicht.

Vor allem bei Prüfling 1.05 ist der starke Einfluss des Lagerverschleißes auf das gemessene Axialspiel ersichtlich. Dies ist ebenfalls dem Messaufbau geschuldet.

Zusammenfassung der Ergebnisse des Axialspiels

Zunächst muss festgehalten werden, dass durch den Messaufbau das Axialspiel zwischen Spindel und Mutter möglichst direkt gemessen werden sollte. Einen robusten Messaufbau hierfür zu finden ist nicht trivial.

Die Ergebnisse, gerade der Axialspielwerte, zeigen ein etwas diffuses Bild. Obwohl einige Prüflinge vor dem Erreichen ihrer endgültigen Lebensdauer ausgespannt wurden zeigt sich keine klare Tendenz zu einem belastbaren Lebensdauerwert. Aus den hier dargestellten Ergebnissen lässt sich zudem keine klare Aussage darüber treffen, ob ein Lastprofil mit einem Langhub zu einer im Vergleich zu einem Lastprofil ohne Langhub höheren Lebensdauer führt.

Mit Hinblick auf Prüfling, wo im Laufe des Tests zweimal, einmal in der Mitte und einmal am Ende, das Axiallager verschleißbedingt ausgetauscht wurde, kann zudem nicht ausgeschlossen werden, dass der Verschleiß dieser Komponente einen Einfluss auf den Verschleiß des eigentlichen Prüflings besitzt. Eine Bewertung hierbei ist nicht möglich, da der Einfluss des Lagers vor und nach dem Umbau nicht quantifizierbar ist.

Alles in allem lassen sich auch mit dem zweiten, direkten Messaufbau keine Aussagen über ein definitives Axialspiel, sondern lediglich über Trends der Axialspielentwicklung machen.

Vergleich der Ergebnisse: Kontinuierlich aufgenommene Messgrößen

Aufgrund der Vielzahl aufgenommener Messgrößen soll an dieser Stelle eine Auswahl vergleichend dargestellt werden. Vergleich der Ergebnisse: Kontinuierlich aufgenommene Messgrößen. Es zeigt sich vor allem, dass bei zwei Prüflingen Bereiche großer Streuung zu sehen sind. Diese fallen mit dem Zeitpunkt des Ausfalls der Lagerungen zusammen. Für Prüfling 1.01 und 1.02 ist zum Ende des Prüfzeitraums ein Anstieg des Momentes bzw. des Stromes erkennbar, was auf einen erhöhten Verschleiß des KGT schließen lässt, da in diesem Bereich auch das Axialspiel stark ansteigt.

Bezogen auf den KGT lässt sich also festhalten, dass bei hohem Verschleiß, also auch hohem Axialspiel, auch das Moment und der Motorstrom ansteigen. Sowohl Moment als auch Motorstrom sind für Prüfling 1.04 im Mittel niedriger, da hier mit der halben Axiallast getestet wurde. Nicht nur in den Messwerten von Moment und Motorstrom, sondern auch in den in Abbildung 8 gezeigten Temperaturdifferenzen zwischen der Oberfläche der Mutter und der Umgebung zeigt sich ein Anstieg bei zunehmendem Axialspiel.

Prüfling	Mittlere Umgebungstemperatur [°C]
1.01	20,4
1.02	26,6
1.03	22,6
1.04	20,5
1.05	25,7
1.06	20,0

Tab. 3 Mittlere Umgebungstemperatur

Vergleich der Ergebnisse: Erreichte Zyklen und Befundung

In diesem Abschnitt sollen sowohl die erreichten Lastzyklen als auch die Ergebnisse der Befundung dargestellt werden. Eine abschließende Erläuterung und Beschreibung der auftretenden Verschleißmechanismen findet sich in Abschnitt 7.

Erreichte Lastzyklen

Wie bereits erwähnt wurde, erreichten die Prüflinge alle teilweise stark differierende Lebensdauern bzw. Lastzyklenzahlen. Dabei ist anzumerken, dass Prüfling 1.03 bereits ein hohes, initiales Axialspiel aufwies. Die im Vergleich viel höhere Lebensdauer von Prüfling 1.04 resultiert wahrscheinlich aus der geringeren Grundlast. Verknüpfungen zwischen erreichten Lastzyklen und Befundung werden weiter unten im Bericht gezogen.

Befundungsergebnisse

Die Befundung aller Prüflinge erfolgte rein optisch, wobei der KGT zunächst demontiert wurde. Die KGT-Mutter wurde jeweils aufgeschnitten, um die Laufbahnen befunden zu können. Zudem wurde das Schmieröl der Prüflinge unter einem Mikroskop untersucht.

Alles in allem zeigen sich für die Spindel häufig plastische Verformungen sowie Abplatzer und Pittings. An der Mutterlaufbahn sind ähnliche Verschleißspuren sichtbar, diese sind allerdings nicht so stark ausgeprägt. Die Kugeln sind häufig verformt und teilweise gebrochen sowie verfärbt. Die Umlenkungen zeigen teilweise keine Abnutzungserscheinungen und teilweise Ausbrüche sowie Ansätze von Stillstandsmarkierungen. Das Schmieröl ist größtenteils mit Partikeln versetzt und vor allem bei Prüflingen, die über einen längeren Zeitraum gelaufen sind auch verschmutzt.

Weitere Erkenntnisse

Im Zuge der sechs Tests sind sowohl im Ablauf der Tests als auch prüfstandsseitig einige Erkenntnisse gewonnen worden, die an dieser Stelle aufgelistet werden sollen.

Prozessablauf

Hinsichtlich des Prozessablaufs bot es sich an, dort, wo keine Langhübe durchfahren wurden, die automatische Spielmessung zu nutzen, um die reale Testzeit zu erhöhen und den Test auch nachts durchführen zu lassen. Dabei muss allerdings sichergestellt sein, dass der durchzufahrene Positionsbereich innerhalb des Messbereichs des LVDT liegt (der LVDT ist während des gesamten Tests montiert) und dieser auch fest an der Spindel montiert ist. Das heißt auch, dass der vorgestellte zweite Messaufbau für die Spielmessung zu empfehlen ist.

Weiterhin zeigte sich, dass der anfangs verwendete Partikelzähler aufgrund des optischen Zählverfahrens keine verlässlichen Ergebnisse geliefert hat. Aufgrund der geringen Fluidmenge und der damit verbundenen geringen Durchflussmenge sowie der geringen Durchflussgeschwindigkeit war ein auf einem anderen Messprinzip beruhender Partikelzähler nicht integrierbar. Die Anbindung des Zählers konnte zudem nicht ideal „luftfrei“ ausgeführt werden, was zu fehlerhaften Messergebnissen führte.

Prüfstandskomponenten

Aufgrund des Umstandes des Lebensdauertests für KGTs beeinträchtigen diese Tests auch die Lebensdauer des Prüfstandes. Hierbei ist vor allem darauf zu achten, möglichst wenig Komponenten (und wenn dann sehr starre und keine spielbehafteten) im Antriebs- oder Laststrang zu nutzen. Aus diesem Grund wurde nach dem Test von Prüfling 1.01 daher die zunächst genutzte Kardanwelle durch eine starre Lamellenkupplung ersetzt. Im Laststrang musste zudem die aus Aluminium gefertigte Schubstange aufgrund von Versagen durch Krieeffekte ausgetauscht werden. Auch ein Servoventil musste aufgrund von auffälligem Klemmverhalten, das nach einer längeren Stillstandszeit auftrat, ausgetauscht werden.

Neben diesen Komponenten war vor allem der Verschleiß der Axiallager auffällig. Dies wird im folgenden Abschnitt gesondert betrachtet.

Verschleiß der Axiallager

Für die Tests wurde eine Lagerkartusche der Firma SKF genutzt. Diese Kartusche ist aus vier Schrägkugellagern in einer Doppel-O-Anordnung aufgebaut. Dadurch besitzt das Lager eine 2,3-fach höhere dynamische, axiale Tragzahl als die KGTs.

Im Laufe der sechs Tests musste aufgrund von Verschleiß und einer zu hohen Reibung dreimal die Lagerkartusche ausgetauscht werden.

Nach dem Ausbau wurden zunächst die Axiallagerkartusche und anschließend die darin enthaltenen Schrägkugellager demontiert. Die aus der anschließenden Befundung gewonnenen Erkenntnisse sind im Folgenden dargestellt.

Befundung Lager 1

In Fig. 22 sind der Außenring, der Innenring sowie die Kugeln eines unbelasteten (Lager 2) und eines belasteten (Lager 3) Schrägkugellagers von Lagerkartusche 1 dargestellt.



Fig. 22 Außenring (oben), Innenring (Mitte) und Kugeln (unten) jeweils eines unbelasteten Lagers (links, Lager 2) und eines belasteten Lagers (rechts, Lager 3) von Lagerkartusche 1

Im Vergleich zum unbelasteten Lager zeigen sich auf den Laufflächen, sowohl des Innen- als auch des Außenrings Eindrückungen, Ausbrüche und Anzeichen von False Brinelling. Die Kugeln sind zwar verfärbt, wie auch das Lagerfett, wirken allerdings optisch vollkommen intakt. Es zeigt sich aber, dass die Kugeln in ihrem Durchmesser sowohl abgenommen haben als auch unrund geworden sind.

Der Mittelwert des Durchmessers der belasteten Lager ist messbar kleiner als der unbelasteten Lager. Zudem ist auch ersichtlich, dass die Messwerte der belasteten Lagerkugeln stärker streuen (Standardabweichung), was auf eine zunehmende Unrundheit schließen lässt.

Befundung Lager 2

In Fig. 23 sind der Außenring, der Innenring sowie die Kugeln eines unbelasteten (Lager 1) und eines belasteten (Lager 3) Schrägkugellagers von Lagerkartusche 2 dargestellt.



Fig. 23 Außenring (oben), Innenring (Mitte) und Kugeln (unten) jeweils eines unbelasteten Lagers (links, Lager 1) und eines belasteten Lagers (rechts, Lager 3) von Lagerkartusche 2

Für die zweite Lagerkartusche zeigt sich das gleiche Bild wie für die erste. Die Eindrückungen und Ausbrüche sind allerdings nicht so stark ausgeprägt, wie bei Lagerkartusche 1. Die Anzeichen von False Brinelling sind aber deutlich sichtbar. Auch hier zeigen die Kugeln Verfärbungen aufgrund des kontaminierten Lagerfettes, erscheinen auf den ersten Blick aber auch vollkommen intakt. Auch hier wurde der Durchmesser aller Kugeln mit einer Messschraube vermessen. Es zeigt sich allerdings nicht, dass die belasteten Lager stärker unrunde oder stark verkleinerte Kugeln aufweisen. Dies kann auch an der viel kürzeren Nutzungszeit des Lagers liegen.

Befundung Lager 3

In Fig. 24 sind der Außenring, der Innenring sowie die Kugeln eines unbelasteten (Lager 2) und eines belasteten (Lager 4) Schrägkugellagers von Lagerkartusche 3 dargestellt.



Fig. 24 Außenring (oben), Innenring (Mitte) und Kugeln (unten) jeweils eines unbelasteten Lagers (links, Lager 1) und eines belasteten Lagers (rechts, Lager 4) von Lagerkartusche 3

Auch die dritte Lagerkartusche besitzt ähnliche Verschleißanzeichen, wie die vorherigen, die aber noch stärker zu Tage treten. Bei dieser Kartusche war die interne Vorspannung höher, als bei den anderen, was ein Grund hierfür sein kann. Zusätzlich zur Sichtprüfung wurde das Lagerfett mikroskopiert. In Fig. 25 sind oxidierte Verschleißpartikel zu erkennen, was ebenfalls ein Anzeichen von False Brinelling sein kann.

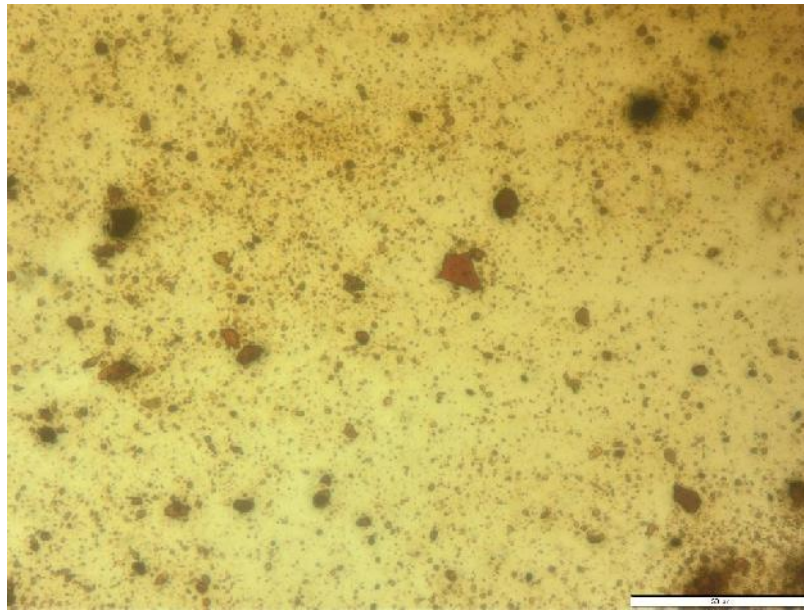


Fig. 25 Mikroskopiebild des Lagerfetts von Lagerkartusche 3 mit 50-facher Vergrößerung aufgenommen

Hier ist ein deutlicher Unterschied zwischen den unbelasteten und den belasteten Lagern ersichtlich. Es scheint sich hier also auch eine starke Unrundheit sowie eine Durchmesserabnahme der Kugeln einzustellen.

Erkenntnisse zum Axiallagerverschleiß

Allgemein lässt sich hinsichtlich des Lagerverschleißes festhalten, dass bei dieser Kurzhubbelastung offensichtlich False Brinelling vorliegt. Dies kann am besten anhand von Lagerkartusche 3 dargestellt werden, da sowohl oxidierte Verschleißpartikel als auch die Abnahme des Kugeldurchmessers Effekte des Verschleißbild sind. Die Durchmesserabnahme wird dabei so groß, dass die Kugeln in ihrer Laufbahn in Richtung des Außenrandes gedrückt

werden und es hier zu Ausbrüchen kommt, die auch bei Lagerkartusche 3 klar zu erkennen sind.

Schlussfolgerungen hinsichtlich auftretender Verschleißmechanismen

Zusammenfassend lässt sich hinsichtlich des auftretenden Verschleißes festhalten, dass der eigentlich erwartete, abrasive und adhäsive Verschleiß in Form von False Brinelling in den Axiallagern, jedoch nicht in den KGTs gefunden werden konnte. Hier trat vor allem Ermüdung als vorherrschender Verschleißmechanismus auf. Selbst bei Prüfling 1.04, wo eine geringere Last eingesetzt wurde, fand sich dieser Verschleißmechanismus.

Ein Grund hierfür kann darin liegen, dass durch die höhere Tragzahl der Lagerkartusche Ermüdung erst sehr viel später auftritt, als beim KGT und zudem keine Überlast durch zu hohe Hertz'sche Pressungen im Kontaktbereich erwartet werden kann. Das Versagen der Lager geht demnach also auf die Oszillation und nicht auf die Kraft zurück. Beim KGT verhält es sich hingegen anders herum. Auch durch die Halbierung der Last (Prüfling 1.04) wurde ein Ermüdungverschleiß, wie bereits bei den KGTs zuvor, sichtbar.

Eine weitere Erklärung kann der unterschiedliche Aufbau der beiden Komponenten sein. Wie bereits in [7] und [8] dargestellt, ähneln sich KGT und Schrägkugellager, jedoch besitzen Schrägkugellager keine Steigung, was dazu führt, dass sich die Kugeln immer in die gleiche Position auf Außen- und Innenring zurückbewegen. Dies führt zu einer ungleichmäßigen Belastung und zu False-Brinelling-Effekten.

Vergleich der Ergebnisse mit konventionellen Auslegungsmethoden

Für eine weitere Bewertung der Tests ist zu klären, inwieweit die einzeln erreichten Lebensdauerergebnisse von den vorab ausgelegten Lebensdauerwerten übereinstimmen oder abweichen. Hierzu soll zunächst nach DIN ISO 3408-5 sowie der Methode nach Harris, die Lebensdauer der KGTs und der Lager bestimmt werden. Anschließend werden diese mit den erreichten Werten verglichen.

Nach DIN berechnete Lebensdauer für KGT und Lager

Wie in [7] vorgestellt, ergibt sich die Berechnung der Lebensdauer nach der DIN-Methode auf Basis einer Tragzahl und einer mittleren, äquivalenten Last. Die Lebensdauer wird dabei in

einer Anzahl von Umdrehungen bzw. mit einer mittleren Drehzahl in Betriebsstunden ausgegeben. Für diesen vorliegenden Fall ist es jedoch schwierig die Anzahl der Umdrehungen auf eine bestimmte Art und Weise zu bestimmen, da de facto keine vollen Umdrehungen durchfahren werden, sondern es sich hier um oszillative Bewegungen handelt. Daher wird vergleichend die auch in [7] beschriebene Methodik nach Harris angewandt. Diese zielt direkt auf die Lebensdauer unter oszillativen Bewegungen ab und gibt daher auch eine Anzahl Lastzyklen als Ergebnis aus.

Da das Positionsprofil für die Berechnung der Lebensdauer unerheblich ist und auch der Einfluss des Langhubs auf die mittlere Drehzahl sehr gering ist, sind die berechneten Lebensdauerwerte für eine Grundlast von 30 kN sowie 15 kN für die zwei Berechnungsmethoden sowohl für einen KGT als auch für eine Lagerkartusche dargestellt.

Es zeigt sich, dass die nach Harris berechneten Lebensdauerwerte viel höher liegen, als nach der DIN-Methode, wobei eigentlich nach Harris aufgrund der Kritikalität des Belastungsprofils ein verringerter Lebensdauerwert stehen müsste. Daher wird von einem Vergleich der Harris-Methode mit realen Lebensdauerwerten abgesehen.

Ein Vergleich der Lebensdauerwerte nach der in [8] vorgestellten Methodik auf Basis abrasiven und adhäsiven Verschleißes wird an dieser Stelle nicht durchgeführt, da der in [8] beschriebene K-Faktor so eingestellt werden kann, dass jede beliebige Lebensdauer ermittelt werden kann. Dieser Faktor beinhaltet alle Einflüsse, die nicht auf anderem Wege von der Methodik abgedeckt werden und sollte gemäß Literatur auf Basis von Tests ermittelt und eingestellt werden. Da die Ergebnisse hinsichtlich der Lebensdauer und des erreichten Axialspiels stark schwanken, ist eine Anwendung der Methodik an dieser Stelle nicht sinnvoll.

Erreichte Lebensdauer der KGTs

Um nun die dargestellten Lebensdauerwerte (vor allem die, die nach der DIN-Methodik berechnet wurden) mit den real erreichten Lebensdauerwerten zu vergleichen, muss eine Umrechnung der aufgenommenen Lastzyklen in Betriebsstunden erfolgen. Die Lastzyklen werden daher über die Zyklendauer (Frequenz der Sinusschwingung) in Betriebsstunden ausgedrückt.

Es ist erkennbar, dass alle erreichten Lebensdauerwerte unterhalb der berechneten Lebensdauer liegen. Hier kann folglich von einem Frühversagen gesprochen werden.

Erreichte Lebensdauer der Lager

Hier wurde deutlich, dass die Diskrepanz zwischen berechneter und realer Lebensdauer noch größer ist, als bei den eigentlichen Prüflingen. Auch hier kann von Frühversagen gesprochen werden.

Zusammenfassung

Zusammenfassend zeigen die Tests, dass nicht nur der Prüfling, sondern auch weitere Komponenten, die auch real im Aktuator verwendet werden könnten, Verschleißproblematiken aufweisen. Hierzu zählt vor allem das Axiallager. Bei beiden Komponenten (KGT und Lager) konnte im Rahmen der Tests ein Frühversagen festgestellt werden. Der vorab angenommene Verschleißmechanismus von Abrasion und Adhäsion scheint aber nicht beim KGT, sondern allein beim Lager aufzutreten.

Ein mögliches Vorgehen für eine Validierung der in [8] beschriebenen Auslegungsmethodik ist in [8] dargelegt. Aufgrund der großen Streuung der erreichten Lebensdauerwerte ist es schwer, vorab festzulegen, wie groß die Datenbasis hierfür sein muss. Bzgl. des Verständnisses der Zusammenhänge zwischen Belastung und Verschleiß erscheint es sinnvoll, das Augenmerk zunächst genauer auf den Verschleißhergang also den Verschleißverlauf zu legen. Ein Ausspannen zu bestimmten Zeitpunkten erscheint hier sinnvoll.

7 Benutzte bekannte Verfahren und Schutzrechtsanmeldungen

Es wurde folgende Gebrauchsmusteranmeldung beim Deutschen Patentamt eingereicht:

[1] 20 2016 006 848.3 Maintenance Reduced Ball Screw Actuator

8 Verwendete Fachliteratur und , Informations- und Dokumentendienste

[2] Kupfer, Christoph: Endurance – Spindeltest Messprotokoll Testspindel: 1.01. TUHH: FST-PB-2018-180, 2019

[3] Kupfer, Christoph: Endurance – Spindeltest Messprotokoll Testspindel: 1.02. TUHH: FST-PB-2018-181, 2019

[4] Kupfer, Christoph: Endurance – Spindeltest Messprotokoll Testspindel: 1.03. TUHH: FST-PB-2018-191, 2019

[5] Kupfer, Christoph: Endurance – Spindeltest Messprotokoll Testspindel: 1.04. TUHH: FST-PB-2019-203, 2019

[6] Kupfer, Christoph: Endurance – Spindeltest Messprotokoll Testspindel: 1.05. TUHH: FST-PB-2018-192, 2019

[7] Kupfer, Christoph: Endurance – Spindeltest Messprotokoll Testspindel: 1.06. TUHH: FST-PB-2019-202, 2019

[8] Kupfer, Christoph: Auslegungsmethoden und Berechnungsverfahren der Lebensdauer von Kugelgewindetrieben. TUHH: FST-PB-2016-002, 2017

[9] Kupfer, Christoph: Auslegungsmethoden für Kugelgewindetriebe unter Kurzhubbelastung. TUHH: FST-PB-2019-204, 2019

[10] 02_Next_Move_Performance_Analysis_20170926_V10.xlsx – Berechnung der Torque Limiter Settings und der relevanten Lastfälle zur Auslegungsrechnung

[11] [01 L-625-SP-0001 MF-BSA Specification Rev1.05.xlsx – Spezifikationsdokument mit den abgestimmten Anforderungen für die Entwicklung des Next Move Klappenantriebs

[12] 171012_Wassereintrag_v5.xlsx – Modellrechnung über den Wassereintrag für den Aktuator an Station 3

[13] Toleranzanalyse_v3.xlsx – Zusammenfassung der durchgeführten Toleranzanalysen

9 Notwendigkeit und Angemessenheit der Arbeit

Das Thema Modular Design bleibt im Fokus der Airbus R&T Strategie und ist Bestandteil der Airbus Roadmap. Das modulare Entwurfsprinzip / Entwurfskonzept findet grundsätzlich auch Beachtung im HAP 1 (Next Move), wo entsprechend integrierte Strukturkonzepte erarbeitet wurden. Airbus hat festgelegt für das Thema Aero Flap Support einen höheren Reifegrad anzustreben und von Systemseite das Thema Maintenance –free Ball Screw Aktuator zu priorisieren. Als Verwertung dieser Technologie werden alle zukünftigen Flugzeugentwicklungen und auch die Incremental Development Entwicklungen von laufenden Programmen gesehen. Somit wird auch von Liebherr Seite eine sehr gute Verwertungsmöglichkeit der zu entwickelnden Ball Screw Aktuator Konzepte gesehen.

Technologieentwicklungen auf dem Gebiet der Flugsteuerungssysteme finden in einem Markt mit hohen Eintrittsbarrieren für Neuerungen und enormem Preisdruck durch die Kunden statt.

Sie müssen daher im Wesentlichen von den Unternehmen eigenfinanziert werden.

Der hohe Kapitalbedarf bei gleichzeitig hohem Entwicklungsrisiko führt bei notwendig werdender Eigenfinanzierung daher im Allgemeinen auch zu einem technologisch eher konservativen Marktverhalten, wenn nicht ein besonderer Anreiz besteht, das technologische Risiko einzugehen. Öffentliche Anreizsysteme stellen eine wirtschaftlich wirksame Methode dar.

Auf der anderen Seite sind die Chancen und Möglichkeiten, welche die für das Vorhaben thematisierte Technologie bietet, als sehr groß einzuschätzen. Ohne die Förderung wäre es für die Fa. Liebherr nicht möglich gewesen das Thema in dieser Tiefe zu bearbeiten und ein am Ende ausgereiftes Design mit einem hohen Entwicklungsgrad zu realisieren.

10 Verwertbarkeit der Ergebnisse

Im ersten Schritt wurden die Konstruktion hinsichtlich der Anwendung im A320 ID Flügel als Basis entwickelt und anschließend an die Begebenheit der WOT Plattform angepasst. Aufbauend darauf erfolgt zurzeit in einem weiteren Projekt mit Airbus zusammen den entwickelten Demonstrator als Hardware umzusetzen und die Funktionsweise in unterschiedlichen Testkampagnen nachzuweisen. Einmal wird der Aktuator bei LLI an einem eigens entwickelten Prüfstand hinsichtlich Limit Last, Performance und Wassereintrag in einer umfangreichen Testkampagne überprüft. Nach den erfolgreichen Tests wird der Aktuator inklusive der Welle und der Down Drive Gearbox an den Projektpartner Airbus geschickt. Dort

ist geplant den kompletten Antriebsstrang inklusive BSA in einem Systemtestrig (IME-Integrated Moveable Evaluator) zu testen. Die Tests werden voraussichtlich in 2021 bei Airbus durchgeführt. Dies bedeutet das NextMove eine wichtige Basis geschaffen hat um die technologische Reife in Folgeprojekten zu erhöhen und die Attraktivität für den Kunden damit wesentlich zu steigern.

Die langfristige Verwertung besteht darüber hinaus in kommenden hochvolumigen Flugzeugprojekten als Lieferant berücksichtigt zu werden da ein Großteil der Entwicklung und damit des Risikos neuer Technologie abgedeckt und minimiert wurde. Gerade auch die Ergebnisse aus dem Unterauftrag der TU-Hamburg werden in unterschiedlichen laufenden und kommenden Projekten genutzt. Diese Ergebnisse sind ein wichtiger Baustein in der Nutzung von Kugelrollspindeln für die sekundäre und primäre Flugsteuerung in zukünftigen Flugzeugprogrammen in denen das Thema Verschleiß und Lebensdauer von mechanischen Komponenten (Mutter und Spindel sowie Lager und Getriebe) eine zentrale Rolle spielen.

11 Fortschritt bei anderen Stellen

Die Spezifikation für die Randbedingung und kontinuierliche Abstimmungsmeetings wurden mit der Fa. Airbus durchgeführt. Mit P3 Engineering wurden im ersten Schritt die Konzepte erarbeitet auch hinsichtlich des Kondenswasser Eintrag eines gekapselten Aktuators. Während der Projektlaufzeit wurden bei der Fa. Steinmeyer die Spindeln ausgelegt (Zusammenarbeit über das Projekt hinaus), die für eine solche Anwendung notwendig sind. Die TU Hamburg führte umfangreiche Untersuchung zur Dauerfestigkeit der Spindeln durch siehe Kapitel 6.3.2. Mit der Liebherr Elektronik GmbH (LEG) wurden die möglichen Konzepte für einen Torque Sensor erarbeitet der eine Duplex Innen- und Außen Messung ermöglicht.

12 Unterbeauftragungen und Partner

Partner und Verbundführer

Airbus Operations GmbH Airbus-Allee 1 28199 Bremen	Verbundführer Programm Next Move Spezifikationsvorgaben und Integrationsuntersuchungen
---	---

Unterbeauftragungen

Technische Universität Hamburg Institut für Flugzeug-Systemtechnik Technologiezentrum Hamburg-Finkenwerder Nesspiel 5 21129 Hamburg	Spindeltests und Auslegungsmethodik Auswertung und Berechnungsanalytik
P3 group GmbH Heilbronner Str. 86 70191 Stuttgart Deutschland	Auslegung erstes Aktuatordesign A320 ID Konstruktionsunterstützung Kondenswassereintragsrechnung & Konzept

13 Veröffentlichungen

Seitens LLI wurden keine Veröffentlichungen durchgeführt

14 Stand des Vorhabens gegenüber ursprünglicher Arbeits-, Termin-, Kostenplanung

Mit der Entscheidung des Verbundführers Airbus, die Next Move Aktivitäten näher an die Anforderungen von Wing oft Tomorrow anzugleichen, ergaben sich Verschiebungen sowie bei der Anforderungsdefinition als auch bei der Detaillierung des Designs sowie des notwendigen Budgets. Dies beinhaltete in Zusammenarbeit mit dem Verbundführer einen Antrag auf eine Laufzeitverlängerung und seitens LLI um einen Aufstockungsantrag. In der gesamten Projektlaufzeit konnten alle Ziele inklusive der Anpassung an das WOT Design erfolgreich bearbeitet und abgeschlossen werden.

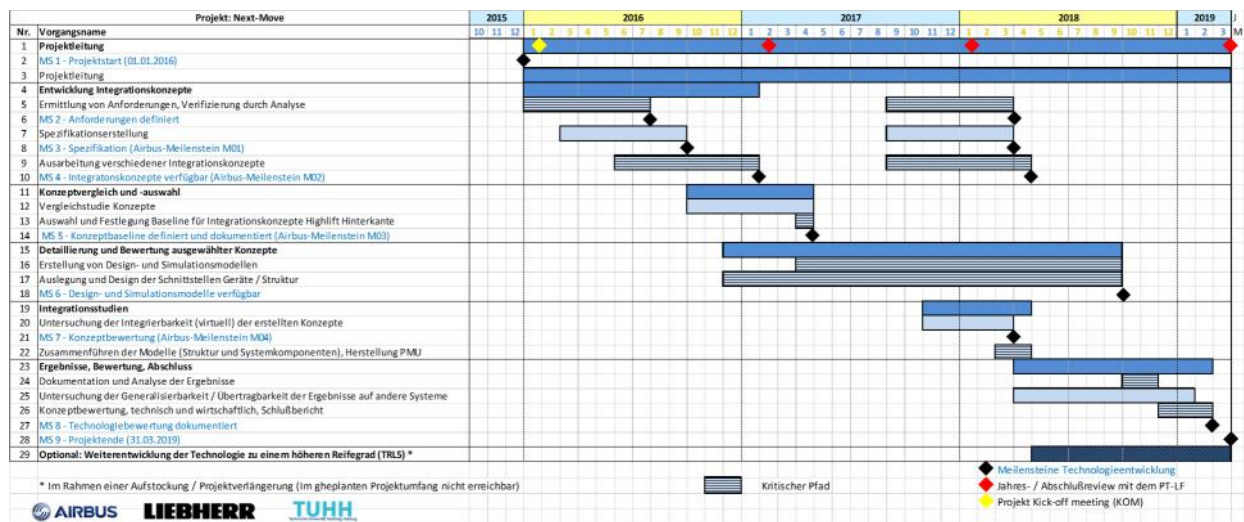


Fig. 26 Ursprungsterminplan

Tasks	2019										2020		
	March	April	May	June	July	August	September	October	November	December	January	February	March
Design Iteration													
Detailliertes Design													
Performance Analyse													
Det. Stress Analysis													
Project Closure Phase													

Fig. 27 Angepasster Terminplan für Verlängerung- und Aufstockungsantrag

15 Anlagen

15.1 Erfolgskontrollbericht

15.2 Berichtsblatt

15.3 Document Controll Sheet

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Fig. 1	Projektstruktur zum Ursprungsantrag AP2100 (High Lift)	5
Fig. 2	Übersicht über Fail-Safe Prinzipien in einem mechanisch angetriebenen Kugelspindelaktuator	9
Fig. 3	Skizze des Hochauftriebssystems mit Nummerierung der Aktuatoren	11
Fig. 4	Schematische Bewegung der Aktuatoren an Station 3 und 4	11
Fig. 5	Prinzipskizze Maintenance free BSA	15
Fig. 6	Winkelgetriebe	16
Fig. 7	Integration MF-BSA	17
Fig. 8	Integration in Main Bridge	17
Fig. 9	Erster Entwurf des BSA1 Konzepts	18
Fig. 10	Ansicht des BSA1b Konzepts	18
Fig. 11	Skizze für das BSA Kette Konzept	19
Fig. 12	Bewertungsmatrix der Systemarchitekturen	19
Fig. 13	Bewertungsmatrix für das Konzept Volumenausgleich	22
Fig. 14	WOT Aktuatordesign mit Down Drive Shaft und Down Drive Gearbox	24
Fig. 15	BSA WOT Design mit Atmungsventil	25
Fig. 16	Beispiel Resultierende Lasten an der Down Drive Gearbox	26
Fig. 17	Beispiel Ergebnis Festigkeitsberechnung vorderes und hinteres Kardangelenk	26
Fig. 18	Prinzip der Drehmomentenmessung	26
Fig. 19	Messprinzip im BSA an einer Getriebewelle	27
Fig. 20	Schematische Darstellung des Testrigs	29
Fig. 21	Bestimmung des Axialspiels und der Steifigkeiten anhand einer Messung von Prüfling 1.01	31
Fig. 22	Außenring (oben), Innenring (Mitte) und Kugeln (unten) jeweils eines unbelasteten Lagers (links, Lager 2) und eines belasteten Lagers (rechts, Lager 3) von Lagerkartusche 1 ...	37
Fig. 23	Außenring (oben), Innenring (Mitte) und Kugeln (unten) jeweils eines unbelasteten Lagers (links, Lager 1) und eines belasteten Lagers (rechts, Lager 3) von Lagerkartusche 2 ...	37
Fig. 24	Außenring (oben), Innenring (Mitte) und Kugeln (unten) jeweils eines unbelasteten Lagers (links, Lager 1) und eines belasteten Lagers (rechts, Lager 4) von Lagerkartusche 3 ...	38
Fig. 25	Mikroskopiebild des Lagerfetts von Lagerkartusche 3 mit 50-facher Vergrößerung aufgenommen	39
Fig. 26	Ursprungsterminplan	47
Fig. 27	Angepasster Terminplan für Verlängerung- und Aufstockungsantrag	47

TABELLENVERZEICHNIS

Tab. 1	Top Level Anforderungen an den BSA	13
Tab. 2	Umgebungsbedingungen für die Untersuchungen.....	29
Tab. 3	Mittlere Umgebungstemperatur	33