

INTERDISZIPLINÄRE SYNTHESE VON KLAPPENFÜHRUNGSMECHANISMEN

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

ÜBERSICHT

Die Entwicklung von Landeklappenführungsmechanismen ist bis auf den heutigen Tag weitgehend von einer heuristischen Vorgehensweise sowie dem großen Erfahrungshorizont der Entwicklungsingenieure geprägt. Aktuelle Bestrebungen in der Forschung zielen auf eine effiziente Nutzung von rechnergestützten Recourcen und Methoden. Im Rahmen des vorliegenden Artikels wird der Entwicklungsstand dieser Forschungsaktivitäten hinsichtlich einer Methodik zur Unterstützung und Beschleunigung des Entwurfsprozesses aufgezeigt. Dazu gehören eine effiziente Beschreibung und kinematische sowie kinetostatische Berechnung zunächst ebener Mechanismen, welche die Eingangsdaten für eine anschließende Bewertung bereitstellen.

Auf dieser Grundlage wird ein technisch orientierter Qualitätswert für das jeweils untersuchte Getriebe mit verschiedenen Funktionalen bezüglich der aerodynamischen Leistungsfähigkeit, dem zu installierenden Gewicht und der notwendigen Leistung des Systems sowie der ausreichenden kinematischen Definition gewonnen. Anhand dieser Bewertung optimiert ein übergeordneter Genetischer Algorithmus die geometrischen Parameter und damit die Qualität des vorgegebenen Mechanismustyps.

SCHLAGWORTE

Bewertungsfunktional; ebene Kinematik; Flap; Führungsgetriebe; Gap; Genetische Algorithmen; Getriebesynthese; Optimierung; Landeklappen; Overlap; Shroud;

1 EINLEITUNG

Der Entwurf von Führungsmechanismen für Landeklappen ist ein „*einzigartiger und anspruchsvoller*“ [9] Prozeß, an dem verschiedene Disziplinen des Flugzeugbaus beteiligt sind. Die Aerodynamik gibt die Landeklappen- und Flügelhinterkantengeometrie sowie die einzuhaltenen Klappenstellungen vor. Aus dem aerodynamischen Entwurf sind auch die vorläufigen Luftlasten an der Landeklappen für diese Klappenstellungen bekannt. Anschließend wird die Vorgabe von der Systementwicklung in mögliche Führungsgetriebe umgesetzt. Die Strukturentwicklung analysiert und bewertet deren Konstruktion hinsichtlich Gewicht, Komplexität und Kosten. Bei dem derzeitigen Entwurfsprozeß von Führungskinematiken für Landklappensysteme herrscht insofern eine weitgehende Trennung

zwischen der Synthese und der Analyse: Für die Synthese wird ein vielversprechender Kinematiktyp ausgewählt, mit gewählten Definitionsparametern (Anschlußpunkte an der Landeklappen, Lage der Antriebselemente, etc.) versehen und entsprechend der aerodynamisch geforderten Klappenstellungen entwickelt. Anschließend erfolgt eine Analyse und Bewertung des Lösungsvorschlages durch den Entwickler.

Dieser Vorgang ist ein teilweise manueller Iterationsprozeß, der sich so oft wiederholt, bis ein Lösungskompromiß gefunden ist. Trotz der Verwendung moderner Rechnersysteme, hängt es von einer intuitiv geschickten Wahl der Definitionsparameter ab, wie schnell eine brauchbare Lösung gefunden wird. Der Entwurf von Führungsmechanismen ist daher immer noch in weiten Teilen ein heuristischer Prozeß, der maßgeblich von der Erfahrung des Entwicklers beeinflusst wird. Einfache Typen von Führungsmechanismen mit wenigen – meist drei – exakt zu erfüllenden Klappenstellungen lassen sich oft mit geschlossenen analytischen oder geometrischen Verfahren synthetisieren. Für neuartige Hochauftriebssysteme, die mit komplexen Führungsmechanismen beispielsweise ein kontinuierliches Positionieren der Klappen ermöglichen sollen, existieren keine geschlossenen Syntheseverfahren [2]. Hier bieten rechnergestützte Optimierer einen guten Ansatz zur Lösung dieser Aufgabe.

2 FÜHRUNGSMECHANISMEN

Frühe Flugzeugentwürfe kamen ganz ohne Hochauftriebssysteme oder mit einfachen Klappenlagerungen aus. So gelang beispielsweise bei der DOUGLAS DC-9 die Realisierung mit nur einem Drehgelenk, dem PIVOT-Gelenk. Höhere Fluggeschwindigkeiten und Abflugmassen sowie die immer effizientere aerodynamische Auslegung der Tragflächen fordern immer leistungsfähigere Hochauftriebssysteme für Transportflugzeuge. Die Leistungssteigerung wird insbesondere durch eine Vergrößerung der Flügelfläche an der Hinterkante bei wenig erhöhtem Widerstand erreicht. Hierzu werden Landeklappen aus einer großen Überdeckung zwischen Klappe und Hauptflügel mit der sogenannten FOWLER-Bewegung s_F weit aus der Flügelhinterkante nach hinten ausgefahren (Bild 2). Erst am Ende dieser Bewegung wird die Profilwölbung des Tragflügels durch eine Rotation der Landeklappen signifikant erhöht. Eine solche komplexe Führungsaufgabe ist

durch ein PIVOT-Gelenk nicht zu realisieren. Inzwischen existieren daher eine Vielzahl unterschiedlicher Typen von Mechanismen zur Realisierung derartiger Aufgaben.

In der Literatur [9, 12, 2] werden verschiedene Grundtypen von Klappenführungsmechanismen angegeben, die sich durch ihre geometrische Anordnung, die Art der Gelenke und den Grad der Komplexität unterscheiden. Mechanismen, welche ausschließlich mit Drehgelenken aufgebaut sind, heißen „linkage-Systeme“; sie sind unter anderem bei Flugzeugen des Typs BOEING YC-14, BOEING 747SP, BOEING 777 und BOEING 767 zu finden. Andere Mechanismen kommen nur mit Dreh-Schubgelenken aus und werden „track-Systeme“ genannt; die AIRBUS A300/A310 und die BOEING 707 basieren hierauf. Kinematiken aus einer Kombination beider Gelenkart sind folglich „track/linkage-Systeme“ und kommen bei Flugzeugen des Typs AIRBUS A330/A340, AIRBUS A320, DOUGLAS DC-8 und CARAVELLE zur Anwendung.

Die meisten der angeführten Führungsmechanismen sind Viergelenkketten, die teilweise mit einem Zweischlag als Antrieb versehen sind, wie z.B. der A330/A340-Mechanismus in Bild 2. Es existieren aber auch komplexere sechsgliedrige Mechanismen wie beispielsweise das in Bild 1 dargestellte STEPHENSON-1-Getriebe der BOEING 767. Bei erhöhter Bauteile- und Gelenkzahl sind WATT'sche und STEPHENSON'sche Gelenkketten besonders für komplexe Führungsaufgaben geeignet [17].

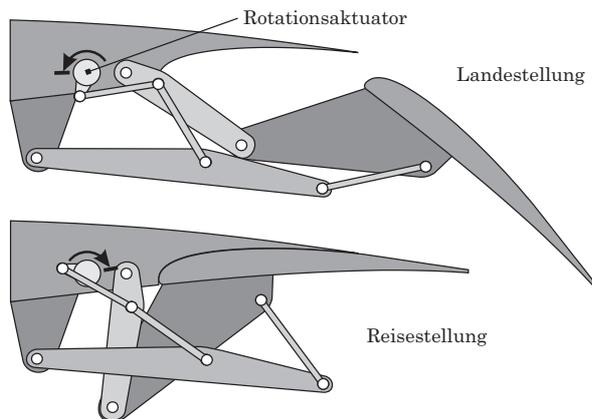


BILD 1: STEPHENSON-1-Getriebe angetrieben durch Zweischlag (BOEING 767 Klappenführungsmechanismus)

2.1 Getriebebeschreibung

Um aus der Lösungsvielfalt möglicher Mechanismen die im Anwendungsfall optimale finden zu können, ist es notwendig, eine möglichst allgemeine und effiziente generische Beschreibungsform zu finden, wobei diese hier zunächst auf Einfachspaltklappen beschränkt ist. Die Abstraktion eines Mechanismus ist in Bild 2 am Beispiel des AIRBUS A330/A340 Systems dargestellt. Die Klappenführung wird bei diesem Mechanismus über eine Viergelenkkette als track/linkage realisiert, die von einem Rotationsaktuator und einer Pendelstütze als zusätzlicher Zweischlag angetrieben wird.

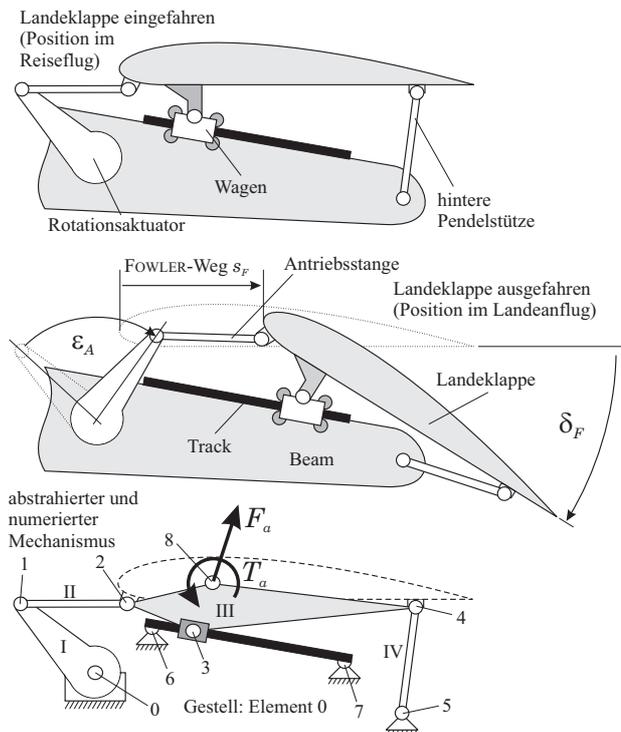


BILD 2: Aufbau, Funktion, Abstraktion und Numerierung eines AIRBUS A330/A340 Klappenführungsmechanismus

Neben der Anzahl der Elemente n_E und der Knotenanzahl n_K (bei dem Mechanismus in Bild 2 ist $n_K = 9$ und $n_E = 5$) stellen die Knotenkoordinaten $(y_{K,i}, z_{K,i})$ in der Definitionsstellung sowie Tabellen zur Zuordnung der Elementtypen und der Knoten zu den Elementen die Basisinformation dar, aus der der Mechanismus aufgebaut wird. Es genügen die fünf Elementtypen Gestell, Pendelstütze, Biegeträger, Rotationsantrieb und Schubantrieb, um einen Mechanismus darzustellen. Als Biegeträger wird ein Element definiert, das mit mindestens drei Gelenken behaftet ist und daher auch Biegemomente erfährt. Nachdem die Zuordnung der Knoten zu den Elementen bekannt ist, werden den n_K Knoten nun die Gelenkart bzw. weitere Funktionen in einer Tabelle zugewiesen. Auch hier wird die sehr große Anzahl der möglichen Gelenkart in der Ebene – nach IRLINGER [4] sind es 20 – auf vier reduziert. Sie genügen zur vollständigen Beschreibung der zu untersuchenden Getriebe:

- **Fixiertes Gelenk bzw. Antrieb:** Festes Gelenk. Kann sinnvollerweise nur der Antrieb sein, der den letzten Freiheitsgrad des Getriebes bindet
- **Drehgelenk:** Freie Drehung eines Gelenkes um die senkrecht zur Untersuchungsebene stehende Drehachse
- **Dreh-Schub-Gelenk, linear:** Freie Drehung eines Gelenkes um die senkrecht zur Untersuchungsebene stehende Drehachse, freie lineare Schubrichtung entlang einer Linie zwischen zwei Bezugspunkten

- **Dreh-Schub-Gelenk, bogenförmig:** Freie Drehung eines Gelenkes um die senkrecht zur Untersuchungsebene stehende Drehachse, freie kreisbogenförmige Schubrichtung entlang eines Kreisumfangs zwischen zwei Bezugspunkten und einem Mittelpunkt

Zusätzlich werden noch zwei Typen von Hilfspunkten eingeführt:

- **Lastangriffspunkt:** Angriffspunkt der eingepprägten Luftlast F_a und des Ausgleichmomentes T_a
- **Hilfspunkt:** Richtungspunkt für Schubrichtungen, Kreismittelpunkt oder indirekter Anbindungspunkt über Dreh-Schub-Gelenke

Weiterhin ordnet eine Tabelle den einzelnen Knoten Berechnungsmodule zur kinematischen Beschreibung sowie die Indices der dafür notwendigen Hilfspunkte zu. Die Abarbeitung der Module in der durch die Tabelle festgelegten Reihenfolge führt zur vollständigen kinematischen Beschreibung des Getriebes. Dieses sehr effiziente Verfahren lehnt sich eng an die in der VDI-Richtlinie 2720 [16] vorgeschlagenen Vorgehensweise an, wobei der Katalog der verfügbaren Module auf ein für die hier gegebene Aufgabe ausreichendes Minimum verringert wurde. Mit diesem Verfahren lassen sich alle Getriebe mit niedrigen Assurgruppen abstrahieren. Exotische Ausnahmen wie beispielsweise das STEPHENSON-2-Getriebe lassen sich nicht auf diese Weise berechnen, sondern nur mit vergleichsweise zeitaufwendigen iterativen Verfahren lösen [5] und werden daher in der hier vorgestellten Methode nicht berücksichtigt.

Die folgende Liste der benötigten Kinematikmodule definiert die unterschiedlichen Funktionen. Unterstützend stellt Bild 3 die Basismodule dar, wobei die Hilfspunkte in der vom Modul angewandten Reihenfolge numeriert sind und der zu berechnende Punkt jeweils grau ausgefüllt ist:

- **Gestellfester Punkt, GND:** Diese ist die einfachste aller verwendeten Methoden. Ein gestellfester Punkt bleibt über die gesamte Berechnung an seinem originären Ort.
- **Drehantrieb, DAN:** Mit einer Winkelvorgabe φ wird aus der Definitionsstellung die gedrehte Stellung berechnet. Hilfspunkte sind der Drehpunkt selbst und der zu drehende Knoten.
- **Schubantrieb:** Vergleichbar zum Drehantrieb wird hier ein Schub an einem linearen Dreh-Schub-Gelenk vorgegeben.
- **Führung eines Gliedpunktes, FGP:** Sind die Positionen zweier Knoten eines Elements als Hilfspunkte bekannt, können mit diesem Modul alle weiteren auf diesem Element berechnet werden.
- **Zweischlag mit drei Drehgelenken, DDD:** Die Verbindung zweier drehbar gelagerter Elemente kann mit der Berechnung eines Schnittpunktes der beiden

Kreise gebildet werden. Hilfspunkte sind die Mittelpunkte der Kreise.

- **Zweischlag mit linearem Dreh-Schub-Gelenk als Anschluß, DDSI:** Von einem ersten Hilfspunkt ausgehend wird mit zwei weiteren Richtungspunkten ein Schnittpunkt der entsprechenden Gerade mit dem Kreis um den ersten Hilfspunkt als neuer Knotenpunkt bestimmt.
- **Zweischlag mit Kreisbogen-Dreh-Schub-Gelenk als Anschluß, DDSk:** Dieses Modul funktioniert ähnlich dem zuvor angeführten DDSI, jedoch gleitet die Schiebehülse nicht auf einer linearen Führung, sondern auf einer kreisbogenförmigen. Hierfür wird ein zusätzlicher vierter Hilfspunkt benötigt, der den Mittelpunkt des Kreisbogens darstellt.
- **Eigentlicher Kinematik-Antrieb:** Liegt der eigentliche mechanische Antrieb der Kinematik außerhalb der das Führungsgetriebe schließenden Gelenkkette, wie dies oft bei dem Antrieb der Kinematik über einen Zweischlag der Fall ist, so ist es sinnvoller, einen virtuellen Antrieb *innerhalb* der Gelenkkette zu vereinbaren, da sich dann alle Knoten geschlossen berechnen lassen. In diesem Fall ist der virtuelle Antriebsweg nicht mehr identisch mit dem tatsächlichen. Daher errechnet dieses Modul den tatsächlichen mechanischen Weg zur weiteren Bewertung (Darstellung, Antriebswegsteuerung, kinematische Übersetzung des Getriebes).

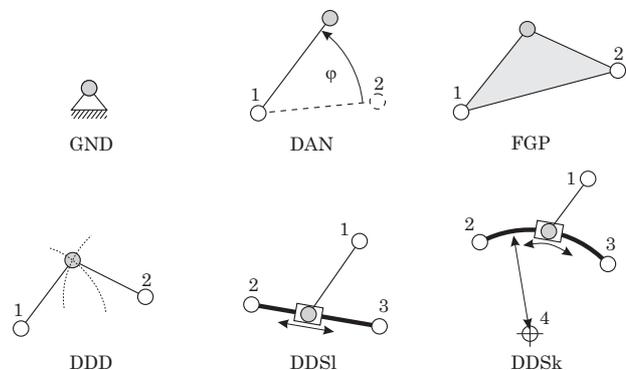


BILD 3: Implementierte Grundmodule der kinematischen Berechnung

Zur Ermittlung von Overlap, Gap und der Spaltkonvergenz (Bild 4) sowie zur bildlichen Darstellung der Ergebnisse der kinematischen Berechnung ist es notwendig, die Geometrien der Shroud und der Klappe (Flap) als Polygonzüge zu definieren. Dazu werden die Koordinaten der Polygonenpunkte in je einer Tabelle abgelegt. Da die Antriebslasten sowie die Lasten in den Gelenken des Getriebes kinetostatisch berechnet werden sollen, müssen die eingepprägten Kräfte definiert werden. Diese vorzugebenden Luftlasten ergeben sich aus den aerodynamischen Voruntersuchungen, denen auch die Vorgaben für die Klappenpositionierung entstammen. Abhängig

vom Klappenwinkel δ_F werden die Normalkraft N_F , die Kraft in Richtung der Klappentiefe (*chordwise*) T_F und die Rücklage x_F des Druckpunktes von der Profilnase bezogen auf die lokale Klappentiefe (*chord*) c_F an mehreren Stützstellen angegeben (Bild 4). Aus diesen lassen sich später die Luftlast F_a und ein Ausgleichsmoment T_a berechnen (Bild 2). T_a muß eingeführt werden, um statt des mit x_F wanderenden Druckpunktes, einen festen Punkt auf der Profilhene als Lastangriffspunkt definieren zu können.

2.2 Getrieberechnung

Um einerseits nicht unnötig viele Klappenstellungen auszuwerten, aber andererseits keine zu großen Sprünge im Verlauf des errechneten Klappenwinkels zu bekommen, verfügt der Kinematikalgorithmus über eine Schrittweitensteuerung. Hiermit wird der Ungleichförmigkeit der Übersetzung des Mechanismus von Antriebsweg auf den Klappenwinkel Rechnung getragen. Es wird das gewünschte Klappenwinkelinkrement $\Delta\delta_{F0}$ vorgegeben und mit dem erzielten verglichen. Das Inkrement $\Delta\varepsilon_A$ des Antriebsweges folgend auf den i -ten Berechnungsschritt ergibt sich dann durch den folgenden Zusammenhang:

$$(1) \quad \Delta\varepsilon_{A,i+1} = \frac{\Delta\varepsilon_{A,i} \cdot \Delta\delta_{F0}}{\Delta\delta_{F,i} \cdot \Delta\delta_{F,i-1}}$$

Die maximale Anzahl der Berechnungsschritte ist damit variabel und wird nach Abschluß der Kinematikberechnung in dem Parameter i_m abgelegt. Die maximal zulässige Anzahl an Schritten wird vorher festgelegt. Dies soll verhindern, daß eine Optimierung mit unnötig großen Datenmengen verlangsamt wird.

Die Ermittlung der Knotenkoordinaten während der Bewegung des Mechanismus nutzt nahezu alle Informationen, die in dem vorigen Abschnitt angeführt wurden. In einem ersten Schritt werden die Hilfsparameter aus den obigen Definitionen der Bezugspunkte ermittelt, die über die Berechnung konstant bleiben. Je nach den zu verwendenden Kinematikmodulen sind dies Abstände zwischen Punkten, die beispielsweise einen Kreisradius beschreiben, oder der Winkel zwischen drei Punkten, die vor allem bei der Führung von Gliedpunkten notwendig sind, sowie Kenngrößen (vergleiche [16]), die zur Definition der gewünschten Lösung bei mehrdeutigen Methoden dienen, wie die eindeutige Festlegung eines von zwei möglichen Schnittpunkten zweier Kreise. Diese Parameter werden nach einem definierten Schema für jeden Punkt abgelegt, so daß bei jedem Rechenschritt unmittelbar darauf zugegriffen werden kann. So müssen diese Variablen nicht bei jedem Schritt neu berechnet werden.

Bei der weiteren Kalkulation wird nun, ausgehend von der Startstellung, der kinematische Antrieb entsprechend der oben angeführten Schrittweitensteuerung so lange verfahren, bis entweder im Erfolgsfall der in den Lasttabellen angegebene maximale Klappenwinkel oder sonst die maximal erlaubte Anzahl der Rechenschritte erreicht ist. Tritt das letztere ein oder während der Iteration ein kinematischer Fehler auf, so terminiert die Berechnung. Die Ergebnisse bis zum Auftreten eines Fehlers bleiben erhalten und dessen Art wird in einer Fehlermeldung angezeigt, so daß dieser nachvollzogen werden kann. Kinematische

Fehler können u.a. durch die Verknüpfung zweier oder mehrerer Elemente sowie durch ein Zerreißen des Mechanismus auftreten, beispielsweise wenn sich die Anbindungspunkte zweier miteinander verbundener Pendelstützen so weit voneinander entfernen, daß die Kreise um die Anbindungspunkte mit den Radien der jeweiligen Stützenlängen keinen Schnittpunkt mehr besitzen.

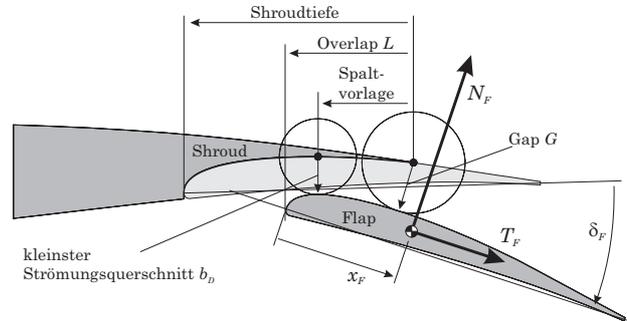


BILD 4: Definition von Gap, Overlap und Spaltvorlage an einer suboptimalen Klappenpositionierung

Da die gewünschten diskreten Klappenpositionen über das Parametertupel Gap, Overlap und zugeordnetem Klappenwinkel definiert wird, berechnet der Algorithmus die tatsächlich erreichten Werte dieses Tupels. Bild 4 gibt die Definitionen für eine exemplarisch suboptimale Klappenstellung an. Bei jedem Iterationsschritt wird geprüft, ob der Spalt zwischen Flap und Shroudgeometrie wie gewünscht konvergent ist. Dies geschieht, indem die Stelle des kleinsten Strömungsquerschnitts als der minimale Abstand zwischen den die Shroud beziehungsweise das Flap definierenden Polygonzügen ermittelt wird. Als Maß für eine eventuelle Spaltdivergenz wird die Vorlage dieses tatsächlichen Gaps vor der Hinterkante der Shroud auf die Tiefe der Shroudgeometrie bezogen. Demnach ist der entsprechende Parameter der Divergenz $c_D = 0$, wenn sich der Gap tatsächlich an der Hinterkante der Shroud befindet, beziehungsweise $c_D = 1$, wenn er am Anfang der Shroud liegt. Hierbei wird weiterhin der Wert der Breite des kleinsten Strömungsquerschnitts berechnet. Ein negativer Wert dieser Spaltbreite bedeutet eine geometrische Durchdringung der Flap und Shroudgeometrie. Diese Durchdringung wird ebenfalls bei der Bewertung des Getriebes berücksichtigt.

Nach der damit abgeschlossenen kinematischen Berechnung stehen folgende Ergebnisse zur Verfügung:

- Antriebshebelwinkel oder Antriebshub ε_A und zugeordneter Klappenwinkel δ_F , in Kombination kinematische Übersetzung
- Knotenkoordinaten y_k, z_k und damit die Elementlagen beim Verfahren des Mechanismus
- Gap G , Overlap L , Spaltdivergenz c_D , Spaltbreite b_D über Klappenwinkel δ_F

2.3 Lastberechnung

Die Informationen der Getriebedefinition und die Ergebnisse der vorgestellten kinematischen Berechnung, insbesondere der Gelenkkordinaten y_j und z_j sind die Grundlage für die anschließende Bestimmung der Momente T und Kräfte F_y , F_z in den n_j Gelenken (ohne Hilfspunkte) des Mechanismus. Dazu wird für jeden kinematischen Berechnungsschritt ein lineares Gleichungssystem aus der generischen Getriebeinformation aufgebaut.

$$(2) \quad \begin{aligned} F_{a,y} + \sum_j F_{y,n,j} &= 0, \\ F_{a,z} + \sum_k F_{z,n,j} &= 0, \\ T_a + \sum_k \left(T_{n,j} - F_{y,n,j} \cdot z_j + F_{z,n,j} \cdot y_j \right) &= 0. \end{aligned}$$

Zunächst werden für jedes Getriebeelement n die Gleichungen (2) für das Gleichgewicht der Kräfte- und Momente für alle auf dem Element befindlichen Gelenke j gegebenenfalls unter Berücksichtigung einer eingepprägten Luftlast F_a oder T_a aufgestellt (vergleiche [7]) und in das Gleichungssystem eingetragen. Die Indizierung der verschiedenen Lasten zu einer Spalte im Gleichungssystem wird in einer separaten Indextabelle abgelegt.

Bis auf die Lasten an den Gelenken, die mit dem Gestell verbunden sind, treten alle Gelenklasten mindestens zweimal auf, da ein inneres Gelenk des Mechanismus immer zu zwei Elementen gehört. Trennt man die Elemente, ergeben sich zwei Schnitrufer. Daher alternieren die Vorzeichen der Lastkoeffizienten bei jedem Eintrag in das lineare Gleichungssystem. Äußere Lasten, also alle Lasten, die am Gestell angreifen, treten nur einfach auf.

Ist die Matrix nach dem Eintragen der Gleichgewichtsbedingungen noch unterbestimmt, so müssen Gelenkbedingungen ergänzt werden (vergleiche [3]). Diese entstehen bei der hier getroffenen Einschränkung der Gelenkarten nur aus Dreh-Schubgelenken, die zwei Freiheitsgrade besitzen und bei denen jedoch die Krafrichtung mit dem zugehörigen Winkel φ_T als senkrecht auf dem Track stehend bekannt ist. Die Gelenkbedingung für ein Dreh-Schubgelenk j an dem Element n lautet:

$$(3) \quad F_{y,n,j} \cdot \sin \varphi_T - F_{z,n,j} \cdot \cos \varphi_T = 0.$$

Nach dem Hinzufügen dieser gegebenenfalls auftretenden Gelenkbedingungen ist bei gültiger Getriebedefinition (Antrieb bindet letzten Freiheitsgrad) das Gleichungssystem bestimmt. Dieses lineare Gleichungssystem wird für alle i_m Stellungen der Kinematik aufgestellt und anschließend mit dem GAUSS'schen Algorithmus gelöst. Um mögliche Rundungsfehler bei angemessener Rechenlaufzeit gering zu halten, ist der GAUSS'sche Algorithmus mit der PIVOTstrategie des relativen Kolonnenmaximums versehen [1]. Danach stehen die folgenden Informationen über die Lasten im Mechanismus zur weiteren Beurteilung zur Verfügung:

- Richtungen und Größen aller Momente und Kräfte in den Gelenken des Mechanismus als Reaktion auf die Luftlast
- Antriebslasten

3 GETRIEBESYNTHESE

Zur Synthese eines guten Getriebes wird der Konstrukteur von dem hier behandelten Werkzeug mit einer Optimierungsfunktion unterstützt. Diese soll den bisherigen teilweise manuellen und heuristischen Prozeß ergänzend beschleunigen. Hierbei soll eine Lösung unter Gesichtspunkten bewertet werden, die auch bei der Beurteilung eines erfahrenen Konstrukteurs Berücksichtigung finden, dem sogenannten „*engineering judgement*“. So kann ein Konstrukteur seine Erfahrungen zur schnellen Findung einer guten Lösung der Synthesaufgabe einbringen.

Nach einer antriebsbezogenen Genauagensynthese sind mit Viergelenkketten nicht mehr als drei exakte Stellungen zu erreichen [17], was die Frage nach einer technischen Realisierbarkeit noch offen läßt. Sollen mehr Lagen oder andere als kinematische Randbedingungen berücksichtigt werden, müssen Kompromisse bei der Erfüllung der Lagen und anderen Anforderungen beispielsweise mit einem Optimierer gefunden werden. RECHENBERG [10] spricht einem solchen diese Eigenschaft zu:

„Das Wesen der Optimierung ist, zwischen gegenläufigen Effekten eine definierte Ausgewogenheit zu finden“.

Ein Optimierungsalgorithmus beurteilt die Güte einer untersuchten Variante mit dem Parametervektor M im allgemeinen anhand eines skalaren Gütewertes, der sogenannten *Fitness* [14]. Dieser Gütewert beurteilt eine oder mehrere Eigenschaften einer untersuchten Lösung mit sogenannten Gütefunktionalen oder Qualitätsfunktionen. Um eine gute Konvergenz der Optimierung zu erreichen, sollten die Gütefunktionale streng kausal zu einer definierten Eigenschaft und möglichst stetig sein [13].

Reziprok zur *Fitness* soll hier der Begriff der *Weakness* – Englisch für Schwäche – $W(M)$ eingeführt und verwendet werden, da es hier einfacher ist, ideale Systemeigenschaften zu definieren und Abweichungen davon mit verschiedenen *Straffunktionen* $p(M)$ zu bewerten.

Um den kinematischen Erfüllungsgrad eines Getriebes und andere technische Anforderungen beurteilen zu können, ist es erforderlich, Straffunktionen zu definieren, die einzelne Eigenschaften des Mechanismus anhand eines skalaren Wertes beurteilen. Bei Optimierungsproblemen ist es im allgemeinen nicht gestattet, die Teilaspekte zunächst einzeln zu optimieren und danach die Ergebnisse zusammenzufassen, da jedes Kriterium konkurrierende optimale Einstellungen des Systems verlangt. Die Funktionale müssen daher bei der sogenannten *Polyoptimierung* [11] verschieden gewichtet gemeinsam zu einem integralen Gütewert aufsummiert werden, den es dann zu optimieren gilt. Im Falle der eben definierten Schwäche muß dieser Wert demnach minimiert werden; für den Grenzwert null besitzt die optimale Lösung keine Schwächen. In der Gewichtung der Teilaspekte untereinander kommt im wesentlichen das schon angesprochene „*engineering judgement*“ zum Tragen.

3.1 Gütefunktionale

Es werden hier drei grundsätzliche Qualitätsbereiche mit jeweiligen integralen Straffunktionen unterschieden:

- Ein Wert p_{Iw} zur Beurteilung des Systemgewichts und Systemantriebsleistung,
- p_{Ia} zur Bewertung der aerodynamischen Leistungsfähigkeit
- und p_{Ik} , der die kinematischen Eigenschaften des Mechanismus beschreibt.

Diese drei Werte werden mit Strafgewichten g multipliziert und zu der integralen Schwäche W summiert:

$$(4) \quad W(M) = \frac{p_{Iw}(M) \cdot g_{Iw} + p_{Ia}(M) \cdot g_{Ia} + p_{Ik}(M) \cdot g_{Ik}}{g_{Iw} + g_{Ia} + g_{Ik}}.$$

Die drei genannten Qualitätsbereiche setzen sich bisher jeweils wiederum aus drei Straffunktionen zusammen, die analog zu Gleichung (4) gewichtet summiert werden. So besteht das Gewichtsfunktional p_{Iw} aus Teilen zur Beurteilung der Gelenklasten p_K , der Antriebslasten p_T und des Bauteilgewichts p_W ; die Gap/Overlap-Schwäche p_G , die der Spaltkonvergenz p_C und der Fairinghöhe p_H bilden zusammen die aerodynamische Straffunktion p_{Ia} ; schließlich wird p_{Ik} aus den Teilen der kinematischen Definition p_D , der Flap/Shroud-Kollision p_F und der kinematischen Bauraumbeschränkung p_S ermittelt.

Um eine Vergleichbarkeit der bewerteten Eigenschaften zu erreichen, wird jeweils eine Grenze definiert, unter der eine Lösung für ein bestimmtes Kriterium als realisierbar angenommen wird. Die Straffunktion wird auf diesen Grenzwert normiert, so daß der Wert für realisierbare Lösungen kleiner eins ist ($p \leq 1$). Ein größerer Wert bedeutet eine eingeschränkte Realisierbarkeit.

Antriebslast: Die zum Verfahren der Landeklappe zu verrichtende Arbeit ergibt sich aus dem Linienintegral der Antriebslast über dem Antriebsweg. Diese Arbeit ist bei gleichbleibender Erfüllung der Klappenführung immer gleich. Die im System zu installierende verfügbare Antriebsleistung ergibt sich bei konstanter Antriebsgeschwindigkeit aus dem maximalen Betrag der Antriebslast. Im günstigsten Fall ist die Antriebslast daher konstant, da der Mittelwert der Antriebslast \bar{T}_A und der extreme Wert \hat{T}_A in diesem Fall zusammenfallen. Für diesen Idealfall wird der Wert der Straffunktion p_T zu null.

Idealerweise hat die Antriebslast weiterhin keinen Nulldurchgang über dem Verfahrensweg, da es in einem solchen Fall zu Gelenklastumkehrungen und möglichen Schwingungen des realen Systems im Spielbereich der Lager und Getriebe kommen kann. Ein Zähler i_{sc} erfaßt die Anzahl der Nulldurchgänge der Antriebslast. Die Strafe wird mit i_{sc} multipliziert, um einen Mechanismus im Falle von Vorzeichenwechseln der Antriebslast abzuwerten. Hier wird für die Antriebslastbewertung p_T folgende Definition festgelegt:

$$(5) \quad p_T = (1 + i_{sc}) \cdot \left(\left| \frac{\hat{T}_A}{\bar{T}_A} \right| - 1 \right).$$

Gelenklast: Erfahrungsgemäß sollten die Lasten in den Gelenken einen Maximalwert von $F_j \leq 3/2 \cdot F_{a,max}$ orientiert an der maximalen Luftlast an der Klappe $F_{a,max}$ nicht überschreiten. Ebenfalls sollten die Lasten aber auch nicht zu klein werden, damit sich die Gelenke immer in eindeutigen Anlagen und nicht im Spielbereich befinden. Die an allen n_j Gelenken über dem Verfahrenweg auftretenden maximalen $F_{j,max}$ und minimalen $F_{j,min}$ Lastbeträge werden wie folgt bewertet:

$$(6) \quad p_K = \frac{1}{n_j} \cdot \sum_{j=1}^{n_j} \left[\left(\frac{F_{j,max}}{F_{a,max} \cdot 3/2} \right)^4 + \left(\frac{F_{a,max}}{F_{j,min} \cdot 100 + F_{a,max}/1000} \right)^4 \right].$$

Bauteilgewicht: Da die Geometrien, Belastungen und Typen der verschiedenen Elemente des Mechanismus nach den Geometrie- und Lastberechnungen bekannt sind, sollen die Bauteilgewichte des Mechanismus jeweils mit einem analytischen Ansatz, ähnlich wie bei KRAUS [6], abgeschätzt werden. Für einfache Elemente, wie die Pendelstütze existieren Abschätzungsverfahren [15] oder können abgeleitet werden. Da diese noch nicht abschließend zur Verfügung stehen, ist das abgeschätzte Gewicht eines untersuchten Mechanismus zur Zeit noch nicht in der Optimierung berücksichtigt.

Klappenführung: Die elementare und wichtigste Funktion des Mechanismus ist die Klappenführung, da diese den eigentlichen Zweck darstellt. Die von der Aerodynamik geforderten Klappenstellungen werden jeweils durch ein Tupel aus Klappenwinkel δ_F und dazu definierten Werten für Gap G_e und Overlap L_e beschrieben. Es können mehrere n_G Klappenstellungen definiert werden, wobei die Start- und Landstellung die wichtigsten darstellen. Die Bedeutung der verschiedenen Klappenstellungen wird daher mit Gewichten $g_{\delta,i}$ unterschiedlich bewertet. Zur Berechnung einer Strafe werden die von der Kinematik erreichten Werte vom Gap G und Overlap L für die definierte Klappenstellung interpoliert und mit den definierten verglichen. Zur Normierung wird der Fehler auf die jeweils maximalen Werte des definierten Gaps $G_{e,max}$ bzw. Overlaps $L_{e,max}$ bezogen. Eine Abweichung von bis zu fünf Prozent zu einer definierten Klappenstellung wird als gerade noch realisierbar eingestuft. Es ergibt sich die folgende Berechnungsvorschrift:

$$(7) \quad p_G = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n_G} g_{\delta,i}} \cdot \sum_{i=1}^{n_G} g_{\delta,i} \cdot \left[\left(\frac{20 \cdot (G(\delta_{F,i}) - G_e(\delta_{F,i}))}{G_{e,max}} \right)^2 + \left(\frac{20 \cdot (L(\delta_{F,i}) - L_e(\delta_{F,i}))}{L_{e,max}} \right)^2 \right].$$

Spaltkonvergenz: Die Erfüllung der Spaltkonvergenz kann aus der Spaltdivergenz c_D ermittelt werden (Bild 4). Der Spalt zwischen Klappe und Shroud-Geometrie ist daher wie gewünscht konvergent, wenn die Divergenz $c_D = 0$ ist. Die entsprechende Bewertung p_C ergibt sich aus dem

Integral der Spaltdivergenz über den Klappenwinkel:

$$(8) \quad p_C = \frac{1}{\delta_{F,max}} \cdot \int_{\delta_F=0}^{\delta_{F,max}} c_D(\delta_F) d\delta_F.$$

Die Ermittlung der Spaltdivergenz durch die Bestimmung des minimalen Abstandes zweier Polygonenzüge sehr rechenintensiv. Daher kann zur Beschleunigung der Optimierung die Berechnung und Berücksichtigung der Spaltkonvergenz abgeschaltet werden.

Fairinggröße: Mechanismen, die Raum unterhalb des Flügels und der Klappen beanspruchen, werden meist mit einem sogenannten *Fairing* verkleidet. Es gibt nur wenige Mechanismen, die ohne ein Fairing auskommen, weil sie vollständig in der Shroud- und Klappenstruktur untergebracht werden können, z.B. BOEING 747SP. Ein Fairing sollte möglichst klein sein und muß im Reiseflug sauber zum Flügel und zur Klappe abdichten. Zwei Eigenschaften eines Mechanismus bestimmen die Größe eines Fairings. Die Breite ergibt sich aus der konstruktiven Ausführung des Mechanismus und einer Neigung der Führungsrichtung um die Hochachse, die sich aus der räumlichen Führung der Klappe meist auf einer Kegelmantelfläche ergibt. Dies sind Eigenschaften, die in der hier zunächst vorgenommenen ebenen Betrachtung nicht zu erfassen sind und daher keine Berücksichtigung finden. Die Höhe des Fairings, ergibt sich dagegen aus der Position $z_{J,min}$ des untersten Gelenkes im eingefahrenen Zustand, der durch den jeweils vorgegebenen Parametersatz des Getriebes festgelegt ist. Bei Dreh-Schubgelenken müssen beide Endpositionen berücksichtigt werden, da auch der zugehörige Track in seiner vollen Länge vom Fairing verdeckt sein soll. Die Berechnungsvorschrift für den Qualitätswert wird so festgelegt, daß im gesamten Bereich unterhalb des Flügels ein Selektionsdruck zu einem kleineren Fairing entsteht. Hierzu wird die maximal erlaubte Fairinghöhe h_F unter dem Ende der Shroud-Geometrie $z_{S,min}$ in Abhängigkeit zu dem FOWLER-Weg s_F definiert. Die zugehörige Straffunktion p_H errechnet sich dann mit:

$$(9) \quad p_H = \left(\frac{z_{S,min} - z_{J,min}}{h_F} \right)^4.$$

Kinematische Definition: Die kinematische Bestimmtheit ist ein Maß dafür, ob der untersuchte Mechanismus überhaupt in der Lage ist, eine geeignete Klappenführung zu erreichen. Es gibt mehrere Gründe, warum dies nicht immer gelingt: Der Mechanismus kann prinzipiell typ- oder maßbedingt ungeeignet sein, eine Klappenführung zu bewerkstelligen. Es kann auch während der Betätigung zu einem Verkleben oder Zerreißen des Mechanismus kommen, so daß der Verfahrensweg und damit der vom Mechanismus maximal erreichte Flapwinkel $\delta_{F,max}$ eingeschränkt ist. Weiterhin wird die Berechnung abgebrochen, wenn die kinematische Übersetzung zwischen Antrieb und Klappenwinkel eine definierte Grenze übersteigt. Schließlich muß der Betätigungsweg des eigentlichen Antriebs streng monoton über dem Ausfahren der Landeklappe sein. Ist dies nicht der Fall, wird die Berechnung ebenfalls abgebrochen.

Die Straffunktion ist null, wenn der Mechanismus den geforderten maximalen Flapwinkel $\delta_{F,max,e}$ erreicht oder überschreitet. Bei Unterschreitungen wird eine Abweichung von $\Delta\delta_F = 1\%$ des maximalen Flapwinkel als gerade noch realisierbar bewertet. Größere Abweichungen werden durch eine Potenzierung mit vier bestraft. Der Wert der kinematischen Bestimmtheit p_D ergibt sich durch:

$$(10) \quad p_D = \begin{cases} 0 & \text{für } (\delta_{F,max} \geq \delta_{F,max,e}), \\ \left(\frac{100 \cdot (\delta_{F,max} - \delta_{F,max,e})}{\delta_{F,max,e}} \right)^4 & \text{sonst.} \end{cases}$$

Flap/Shroud-Kollision: Bei der Klappenführung kann es geschehen, daß sich Flap und Shroud durchdringen. Die Funktionen zur Ermittlung des Gaps G und des kleinsten Strömungsquerschnittes b_D (Bild 4) sind so angelegt, daß negative Werte eine Kollision bedeuten. Ist die Durchdringung der Polygonzüge bei eingeschalteter Ermittlung der Spaltdivergenz bekannt, kann zusätzlich noch der Einfluß des Ortes der Kollision bewertet werden. Eine Kollision am hinteren Ende der Shroud ist weniger schädlich als vorne, da eine solche durch kleine Spoilerausschläge oder eine niedrige Steifigkeit der Hinterkante ausgeglichen werden kann, wobei eine Durchdringung von 0.2% der Klappentiefe als gerade noch tolerierbar eingestuft wird. Daher wird eine Kollision mit steigender Spaltdivergenz c_D höher bestraft:

$$(11) \quad p_F = \begin{cases} 0 & \text{für } (b_D \geq 0), \\ \left((1 + c_D) \cdot b_D \cdot 500 \right)^2 & \text{für } (b_D < 0). \end{cases}$$

Ist die Berechnung der Spaltdivergenz abgeschaltet, wird eine Kollision nur an der Hinterkante der Shroud bei der Ermittlung des Gaps G ausgewertet:

$$(12) \quad p_F = \begin{cases} 0 & \text{für } (G \geq 0), \\ (G \cdot 500)^2 & \text{für } (G < 0). \end{cases}$$

Kinematische Bauraumbeschränkung: Durch die Flügel- und Klappenstruktur sowie die Größe des Fairings ist ein Bereich festgelegt, in dem sich der Mechanismus bei Betätigung entfalten kann. Ein definierter Bereich ist dabei ohne Einschränkung und Selektionsdruck nutzbar. Innerhalb dieses Bereiches ist die Straffunktion p_S immer null. Abgewertet wird ein Mechanismus, wenn er um mehr als ε_S an die Grenzen des zulässigen Bereiches kommt oder diesen verläßt.

Der zulässige Bereich unterhalb der Shroud ist durch eine Richtgröße für die Fairinghöhe definiert. Zusätzlich wird ein Bereich innerhalb der Shroud-Geometrie freigegeben. Da es aerodynamisch günstiger ist, ein Fairing über die Flügelhinterkante hinaus auszuführen, muß es bei gesetzten Klappen nach unten schwenken. Dies ist hier bei der Begrenzung ebenfalls berücksichtigt, indem die untere Grenze unter dem Beginn der Shroud um 30° nach unten geneigt ist, wie in Bild 6 unter anderem zu sehen ist. Für jeden Gelenkpunkt wird ein Überschreiten oder Annähern an eine Bauraumgrenze über den gesamten Betätigungsweg festgestellt und die größte Überschreitung an jeder einzelnen Grenze ermittelt:

$$(13) \quad p_S = \sum_{j=1}^{n_j} \left(p_{S,j,ymin} + p_{S,j,ymax} + p_{S,j,zmin} + p_{S,j,zmax} \right).$$

Für die untere kinematische Bauraumgrenze z_{smin} ergibt sich exemplarisch mit der Vereinfachung $z_{b,j} = z_{smin}(y_j(z_{j,min}))$, die die Lage der Grenze z_{smin} an der Stelle y_j des Gelenkes j angibt:

$$(14) \quad p_{S,j,zmin} = \begin{cases} 0 & \text{für } (z_{j,min} \geq z_{b,j} + \epsilon_S), \\ \left(\frac{z_{b,j} - z_{j,min} + \epsilon_S}{\epsilon_S}\right)^4 & \text{sonst.} \end{cases}$$

3.2 Optimierung

Genetische Algorithmen und Evolutionsverfahren haben sich in verschiedenen Optimierungsaufgaben mit sehr großen Suchräumen bereits bewährt und scheinen für die hier vorgestellte Aufgabe geeignet.

Nach SCHÖNEBURG [13] sind Genetische Algorithmen bei der Suche nach globalen Optima überlegen. Weiterhin ist vorteilhaft, daß die grobe Struktur eines Mechanismus vor der Optimierung bekannt ist und somit ein Suchraum vorgegeben werden kann, der sich an den strukturellen Anbindungen des Mechanismus und anderen geometrischen Randbedingungen orientiert. Die notwendige Vorgabe eines solchen Suchraumes kann nach SCHWEFEL [14] mit Genetischen Algorithmen vorteilhaft genutzt werden. Die vergleichsweise etwas schlechtere Konvergenz wird dabei in Kauf genommen.

Da die Implementierung solcher Optimierer sehr komplex ist, wurde hier auf die anerkannt leistungsfähige Bibliothek GALIB zurückgegriffen [8].

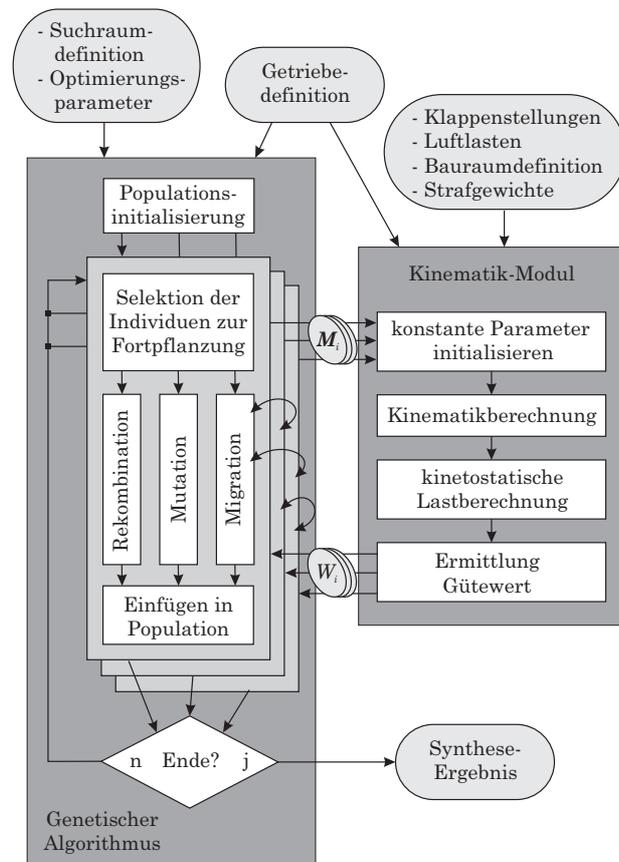


BILD 5: Schematischer Aufbau des Optimierungs- und Syntheseprozesses

Zur Anwendung kommt ein Multipopulations-Algorithmus (GADEME) mit uniformer Rekombination, Migration der besten Individuen zwischen den Populationen und Mutation. Ein Schema des Optimierungs- und Syntheseprozesses zeigt Bild 5.

Die erläuterten Vorgabeparameter werden dem Genetischen Algorithmus und dem Kinematik-Modul als ASCII-Importdatei zur Verfügung gestellt. Die beiden Module kommunizieren über die Genome beziehungsweise Parametervektoren M_i und die Werte der Schwächen W_i aller i zu untersuchenden individuellen Mechanismen der Populationen als Schnittstelle. Ist ein Abbruchkriterium erfüllt, so wird das Genom des besten Individuums als Syntheseresultat ausgegeben. Bedingung für ein Ende des Optimierungsprozesses kann eine maximale Anzahl der zu entwickelnden Generationen oder ein Konvergenzkriterium sein, wie beispielsweise ein Grenzwert der zu erreichenden Schwäche oder eine Schwelle des Konvergenzgradienten.

4 ERSTE ERGEBNISSE

Auf der erläuterten Basis entsteht das rechnergestützte Werkzeug zur interdisziplinären Synthese von Klappenführungsmechanismen TEFLAMES (*Trailing Edge Flap Mechanism Synthesis*). Eine exemplarische Oberflächenansicht zeigt Bild 6.

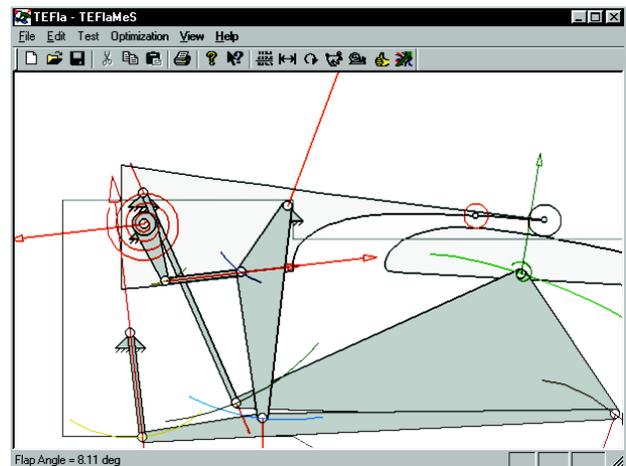


BILD 6: Ansicht der Werkzeugoberfläche (hier untersucht: hängender STEPHENSON-3-Mechanismus mit Zweischlag als Antrieb)

Ziel bei der Entwicklung ist es, ein autarkes Programm zu schaffen, daß von Fachleuten nach kurzer Einweisung effektiv genutzt werden kann. Das bisherige Ergebnis ist eine ausschließlich in der Hochsprache C++ programmierte, kompakte und laufzeiteffiziente Anwendung.

Auf diese Weise gelingt es, auf einer modernen und leistungsfähigen Arbeitsstation mit optimiert kompiliertem Programmcode abhängig von der Komplexität des Mechanismus im Verlaufe der Optimierung etwa 500 Getriebe pro Sekunde zu berechnen und zu bewerten. So erreicht man schon nach einer halben Stunde Lösungen, die Rückschlüsse auf die Eignung des untersuchten Mechanismus

zulassen und aus denen man Tendenzen zur Synthese ableiten kann. Durch Veränderung der Suchräume oder der verschiedenen Gewichtungsfaktoren läßt sich das Ergebnis eventuell weiter verbessern. Für den Konstrukteur und Anwender bedeutet dieser leistungsfähige Algorithmus, daß über Nacht ungefähr 25 Millionen Mechanismen einer Bewertung zugeführt werden können und das Synthesergebnis am nächsten Morgen für eine fachliche Beurteilung und Weiterbearbeitung zur Verfügung steht.

Mit diesem Prototyp des Werkzeugs, der wie erwähnt bisher keine Bauteilgewichte berücksichtigt, wurden unterschiedliche Kinematiken untersucht. Exemplarisch soll hier der schon bei WINKELMANN [2] diskutierte CHB2-Mechanismus angeführt werden, der ein WATT-1-Getriebe ist. Verschiedene Klappenstellungen des Synthesergebnisses gibt Bild 7 an.

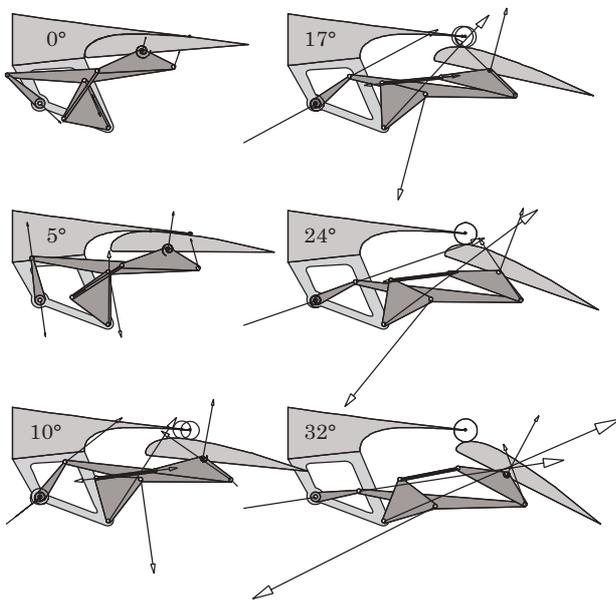


BILD 7: Synthetisierter WATT-1-Mechanismus mit Lasten in verschiedenen Klappenstellungen (Typ CHB2 [2])

Diese Kinematik zeichnet sich durch hervorragende Führungseigenschaften aus. So wurden hier bei der Synthese Forderungen gestellt, die bei einem Klappensystem zur Realisierung einer variablen Wölbung (*variable camber: VC*) des Flügelprofils gestellt werden. Im VC-Bereich ($0^\circ \leq \delta_F \leq 5^\circ$) soll idealerweise kein Spalt zwischen Klappe und Shroud entstehen ($G = 0$). Bild 8 zeigt die an acht Stützstellen definierten Werte für Gap G_e und Overlap L_e und die von dem Mechanismus realisierten Werte über dem Klappenwinkel. Es ist zu sehen, daß insbesondere im Gap alle Klappenstellungen nahezu exakt getroffen werden.

Einschränkungen erfährt der Mechanismus durch vergleichsweise hohe Gelenklasten, wie in Bild 7 in der 32° -Stellung zu sehen ist. Weiterhin ist die Antriebslast zwar niedrig, wechselt jedoch bei dem hier definierten Antrieb zweimal das Vorzeichen. Dies kann jedoch durch einen Antrieb über einen Zweischlag eliminiert werden.

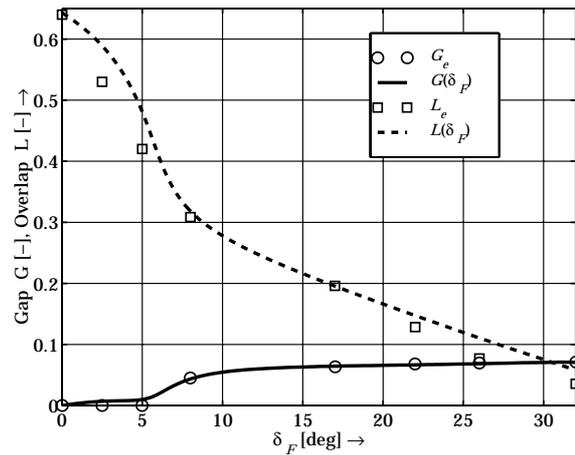


BILD 8: Führungseigenschaften (definierter und realisierter Gap und Overlap über Klappenwinkel) des WATT-1-Mechanismus aus Bild 7

5 ZUSAMMENFASSUNG

Mit einem im Aufbau befindlichen Maßsynthesewerkzeug läßt sich der iterative Prozeß der Führungskinetikentwicklung mit Hilfe von Optimierungsverfahren für ebene Probleme teilautomatisieren und dadurch erheblich beschleunigen. Gleichzeitig findet hierbei das weiterhin erforderliche „*engineering judgement*“ des Systementwicklers Spielraum: Einerseits kann durch die unterschiedliche Gewichtung von Eigenschaften der aerodynamischen Leistungsfähigkeit, des Systemgewichts oder kinematisch-geometrischer Eigenschaften des Mechanismus der Optimierungs- und Syntheseprozess beeinflusst werden. Andererseits wird die Bewertung einer gefundenen Lösung anhand einer umfassenden Analyse der Eigenschaften eines untersuchten Mechanismus erleichtert.

Die zugrunde gelegte Methode ist so flexibel angelegt, daß sich verschiedene Kinematikelemente (Track, Wagen, Pendelstütze, ...) zu nahezu beliebigen Führungskinetiktypen kombinieren und hinsichtlich verschiedener Kriterien optimieren lassen. Zu solchen Kriterien gehören vor allem die Positioniergenauigkeit der Klappe unter Berücksichtigung von aerodynamisch möglichen Toleranzen für den Gap und Overlap. Aber auch Kollisionen von Strukturbauteilen (insbesondere zwischen Spoiler und Klappe), der vom Mechanismus benötigte Bauraum und Fairinggröße sowie Struktur- und Antriebslasten in Betrag und Charakteristik und daraus resultierenden Systemgewicht finden bei der Optimierung Berücksichtigung.

Weitere Ausbaustufen sehen eine präzisere Schätzung des Systemgewichts, ein einfaches aerodynamisches Lastmodell zur Prognose von Lasten bei unvollständiger Datenbasis im Projektstadium sowie die Erweiterung der Methode auf räumliche Mechanismen vor. Die räumliche Betrachtungsweise ist notwendig, um letztlich einen vollständigen Entwurf eines Klappenantriebsystems geschlossen durchführen zu können. Hierbei sollen auch der flexible Klappenkörper und die spannweiteige Einhaltung der Gap- und Overlap-Forderungen Berücksichtigung finden.

DANKSAGUNG

Der Autor dankt AIRBUS DEUTSCHLAND, Bremen für die Finanzierung und freundliche Unterstützung des Forschungsprojektes *Rechnerunterstützte Kinematiksynthese von Klappenführungsmechanismen*.

SCHRIFTTUM

- [1] BURDEN, R. L., FAIRES, J. D.: *Numerische Methoden*. Spektrum Akademischer Verlag, 1994.
- [2] CARL, U., WINKELMANN, C.: *Integrationsmethodik für Flugsteuerungssysteme der variablen Wölbung*. Abschlußbericht, 20A95050/BMBF, Arbeitsbereich Flugzeug-Systemtechnik, Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg, 1999.
- [3] EICKHOFF, M.: *GENESYS - Entwicklung und Anwendung eines Moduls zur kinetostatischen Analyse reibungsbehafteter Gelenkgetriebe*. Dissertation, Institut für Getriebelehre, Universität Hannover, VDI-Fortschrittbericht Reihe 1, Nr. 259, Düsseldorf, 1996.
- [4] IRLINGER, F.: *Objektorientierte Programmierung in der Getriebetechnik*. Dissertation, Lehrstuhl für Feingerätebau und Getriebelehre, Technische Universität München, VDI-Fortschrittbericht Reihe 1, Nr. 220, Düsseldorf, 1993.
- [5] KLEIN BRETELER, A. J.: *Kinematische Getriebeanalyse, eine iterative Methode mit Hilfe Finiter Elemente*. VDI-Fortschrittbericht Reihe 1, Nr. 211, Düsseldorf, 1992.
- [6] KRAUS, P. R.: *An Analytical Approach to Landing Gear Weight Estimation*. McDonnell Aircraft, SAWE Paper 829, St. Louis, MO, USA, 1970.
- [7] LOHE, R.: *Berechnung und Ausgleich von Kräften in räumlichen Mechanismen*. Dissertation, Institut für Getriebelehre und Maschinendynamik, Technische Universität Braunschweig, VDI-Fortschrittbericht Reihe 1, Nr. 103, Düsseldorf, 1983.
- [8] LOUCHET, J., LUTTON, E. COLLET, P.: *EASEA Comparison on Test Functions: GALib versus EO*. in: EA2001, LNCS 2310, pp.219–230, Springer, Berlin, 2002.
- [9] NIU, M.: *Airframe Structural Design*. Conmilit Press, Burbank, CA, USA, 1999.
- [10] RECHENBERG, I.: *Evolutionsstrategie '94*. frommanholzboog, Stuttgart, 1994.
- [11] RIEDEL, C., PESCHEL, M.: *Polyoptimierung*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1976.
- [12] RUDOLPH, P. K.: *High-Lift Systems on Commercial Subsonic Airliners*. National Aeronautics and Space Administration, NASA Contractor Report 4746, Ames Research Center, Moffett Field, CA, USA, 1996.
- [13] SCHÖNEBURG, E.: *Genetische Algorithmen und Evolutionsstrategien*. Addison-Wesley, Bonn, 1994.
- [14] SCHWEFEL, H.-P.: *Evolution and Optimum Seeking*. Wiley & Sons, New York, 1995.
- [15] SHANLEY, F. R.: *Weight-Strength Analysis of Aircraft Structures*. Dover, New York, NY, USA, 1960.
- [16] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (HRSG.): *Modulare kinematische Analyse ebener Gelenktriebe mit Dreh- und Schubgelenken*. VDI-Richtlinie 2729, VDI Handbuch Getriebetechnik I, Beuth, Berlin, 1995.
- [17] WEHN, V.: *Prinzipien der Struktursynthese zur Lösung von Bewegungsaufgaben durch ebene ungleichmäßig übersetzende Getriebe*. Dissertation, Institut für Getriebetechnik, RWTH Aachen, VDI-Fortschrittbericht Reihe 1, Nr. 224, Düsseldorf, 1993.