



DIPLOMARBEIT

Freilaufgetriebe im leistungsverzweigten Getriebe

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing)

eingereicht an der Technischen Universität Wien,
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Matthias Zöggeler

Matr.-Nr.: 1025074

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. **Michael Weigand**
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
Technische Universität Wien
Karlsplatz 13, 1040 Wien, Österreich

und

Dipl.-Ing. Dr. techn. **Hanns Amri**
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
Technische Universität Wien
Karlsplatz 13, 1040 Wien, Österreich

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, Juli 2020

.....
Matthias Zöggeler

Danksagung

Als erstes möchte ich allen Personen danken, die mich bei der Anfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt haben.

Ganz besonders gilt dieser Dank Herrn Dr. techn. **Hanns Amri**, für die hervorragende Betreuung dieser Diplomarbeit und seiner großartigen fachlichen Unterstützung. Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Univ.-Prof. **Michael Weigand**.

Zudem möchte ich meinen **Freunden** Stefanie, Lorenz, Philip und Franz danken, die mir mit viel Geduld und Hilfsbereitschaft zur Seite standen. Ich möchte Ihnen für die vielen spannenden Debatten danken, die erheblich dazu beigetragen haben, dass diese Diplomarbeit in dieser Form vorliegt.

Nicht zuletzt gebührt der Dank auch meinen **Eltern**, ohne die dieses ganze Vorhaben nicht zustande gekommen wäre.

Abstract

This diploma thesis is part of the international research project named VARI-SPEED. The aim of this project is to achieve a variation of the main rotor speed of helicopters in order to reduce the required engine power and to enable aviation to become more ecological and efficient. Therefore, a gearbox with variable transmission ratio and a matching rotor system for different rotorcraft configurations has been examined.

In this paper it is investigated, if the continuously variable transmission concept, which is based on the principle of freewheel transmission, can be used as a variable speed module within the compound split transmission. The boundary conditions, regarding the transmission ratio range, speed fluctuation, mass and functionality, for a helicopter of the CS29 class have to be fulfilled.

A continuously variable mechanical transmission is realized by combining several four-bar linkages, freewheels and spur gears. The function of this gearbox type is based on the phase-shifted motion of the respective swing arms via the drive coordinate. The freewheel with the highest momentary speed transmits the power. By superposing the oscillating movement, a quasi-continuous output movement is achieved. The impact of the speed fluctuation and the oscillating joint forces can be minimized by the specific selection of the linkage gear and its quantity. The dynamic behavior of the system is simulated by using MATLAB and Simpack, to show the characteristics of the system such as speed fluctuations and joint forces. Furthermore, the mass of the system is determined in KISSsoft for the proof-of-concept study.

The calculations show that the desired transmission range from infinite to zero cannot be realized. For a transmission ratio smaller than one, input and output must be interchanged. With such a configuration, the freewheels will be blocked and the swinging arms cannot perform any oscillating movements. The gearbox is therefore blocked, and the achievable transmission ratio range remains between infinite and one.

This research project investigated, if the mechanical continuously variable freewheel gearbox can be considered as a useful variation module inside the compound split of a helicopter. An efficient and lightweight variation module is essential for the operability of the compound split. The results show that the benefits of the mechanical continuously variable transmission cannot be used. This finding is important for the future development of compound split module for rotorcrafts.

Zusammenfassung

Die vorliegende Diplomarbeit ist Teil des internationalen Forschungsprojekts VARI-SPEED. Das Ziel dieses Projektes ist es, die Variation der Hauptrotordrehzahl von Drehflüglern zu ermöglichen, um die benötigte Antriebsleistung zu verringern. Dies ermöglicht eine ökologische und effiziente Luftfahrt. Dafür wird ein Getriebe mit variabler Übersetzung und einem passenden Rotor-System für verschiedene Drehflügler-Konfigurationen untersucht.

In dieser Arbeit wird untersucht, ob das stufenlose Getriebekonzept, das auf dem Prinzip des Freilaufgetriebes basiert, als Drehzahlvariationsmodul innerhalb des Compound-Split-Getriebes eingesetzt werden kann. Es gilt die Randbedingungen hinsichtlich des Übersetzungsbereichs, der Drehzahlschwankung, der Masse und der Funktion für einen Hubschrauber der CS29-Klasse zu erfüllen.

Ein stufenloses mechanisches Getriebe wird durch die Kombination mehrerer Kurbelschwingen, Freiläufen, sowie Stirnrädern realisiert. Die Funktion dieses Getriebetyps basiert auf dem phasenverschobenen Verlauf der jeweiligen Schwingen über die Antriebskoordinate. Der Freilauf mit der höchsten momentanen Drehzahl überträgt die Leistung. Durch Überlagerung der oszillierenden Schwingbewegung wird eine quasi-kontinuierliche Abtriebsbewegung erreicht. Die Einflüsse der Drehzahlschwankung und der oszillierenden Gelenkskräfte können durch die gezielte Wahl des Koppelgetriebes und deren Anzahl minimiert werden. Das dynamische Verhalten des Systems wird in MATLAB und Simpack simuliert, um die Eigenschaften des Systems, wie Drehzahlschwankungen zu zeigen. Außerdem wird die Masse des Systems in KISSsoft für die Machbarkeitsstudie bestimmt.

Die Berechnungen zeigen, dass die Realisierung des gewünschten Übersetzungsbereiches von unendlich bis null nicht umsetzbar ist. Für ein Übersetzungsverhältnis kleiner als eins, müssen An- und Abtrieb vertauscht werden. Bei dieser Bauweise blockieren die Freiläufe und die Schwingarme können keine Schwingbewegung ausführen. Das Getriebe ist daher blockiert und der realisierbare Übersetzungsbereich bleibt bei unendlich bis eins.

Die Untersuchung wurde durchgeführt, um herauszufinden, ob sich das mechanische stufenlose Freilaufgetriebe als Variationsmodul innerhalb des Compound-Splits eines Helikopters eignet. Ein effizientes und leichtes Variationsmodul ist für die Betriebsfähigkeit des Compound-Splits unerlässlich. Die Untersuchung zeigt, dass die Vorteile des mechanischen stufenlosen Getriebes nicht genutzt werden können. Diese Erkenntnis ist wichtig für die zukünftige Entwicklung eines Compound-Split-Moduls für Drehflügler.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	4
Zusammenfassung	5
1 Einleitung	9
1.1 Motivation	9
1.2 Compound-Split	11
1.3 Stand der Technik vom Freilaufgetriebe	12
1.4 Freilauf	15
1.4.1 Reibschlüssige Freiläufe	16
1.4.2 Funktion des Freilaufes im Getriebe	17
1.5 Zielsetzung	18
2 Getriebedimensionierung	20
2.1 Auslegung der Kurbelschwinge	20
2.1.1 Die zentrische Kurbelschwinge	22
2.1.2 Altsche Totlagenkonstruktion	25
2.2 Dynamische Untersuchung	27
2.3 Kenngrößen für den Variator	29
2.4 Realisierung des Übersetzungsbereiches i_{Ges}	31
2.5 Reduzierung der Drehzahlschwankung	33
3 Getriebeberechnung	35
3.1 Kinematik-Modell	35
3.2 Kinetik-Modell	38
3.2.1 Annahmen	38
3.2.2 Herleiten der Bewegungsgleichung	39
3.2.3 Lösen der Bewegungsgleichung	42
3.2.4 Bestimmung der Zwangskräfte	42
3.2.5 Lösen des Zwangskraftvektor \vec{f}^Z	44
3.3 Massenabschätzung	45
4 Validierung mit Simpack	50
4.1 Ermittlung der Zwangskräfte	50
4.2 Ermittlung der Drehzahlschwankung	52
4.3 Antrieb am Zentralrad	53
5 Diskussion	56

Literatur	59
Abbildungsverzeichnis	61
Tabellenverzeichnis	62

Nomenklatur

Symbol	Beschreibung	Symbol	Beschreibung
CS	Compound-Split	β	Lösungsvariante einer Kurbelschwinge
CVT	Continuously Variable Transmission	γ	Winkelverlauf der Schwinge
FLG	Freilaufgetriebe	$\dot{\gamma}$	Winkelgeschwindigkeit der Schwinge
IVT	Infinitely Variable Transmission	$\ddot{\gamma}$	Winkelbeschleunigung der Schwinge
MKS	Mehrkörpersimulation	δ_a	Beschleunigungsgrad
MP	Mechanischer Punkt	Θ	Getriebefunktion
ode	Ordinary Differential Equation	μ	Übertragungswinkel
PG	Planetengetriebe	ρ	Dichte
a	Länge der Kurbel	φ	Spreizung
b	Länge der Koppel	φ_0	Totlagenkurbelwinkel
c	Länge der Schwinge	ψ_0	Schwingwinkel
d	Länge vom Gestell	ω_{an}	Antriebswinkelgeschwindigkeit
\vec{F}^E	globaler eingepprägter Kraftvektor	ω_{ab}	Abtriebswinkelgeschwindigkeit
F_K	Stangenkraft der Koppel		
\vec{F}^Z	globaler Zwangskraftvektor		
\vec{f}^Z	generalisierter Zwangskraftvektor		
\vec{g}	Fallbeschleunigung		
\vec{h}	globaler Lagevektor		
i_{12}	Standübersetzung eines Planetengetriebes		
i_B	Grundübersetzung		
i_{Ges}	Variatorübersetzung		
I	Massenträgheitsmoment		
i_{St}	Stirnräderübersetzung		
k	Dämpfungskonstante		
M	globale Massenmatrix		
M_{an}	Antriebsdrehmoment		
M_{ab}	Abtriebsdrehmoment		
m_{Ges}	Gesamtmasse		
m_{FLG}	Masse Freilaufgetriebe		
m_i	Masse Stange		
m_{PG}	Masse Planetengetriebe		
n	Anzahl der Koppelgetriebe		
P_T	Turbineneingangsleistung		
P_{an}	Antriebsleistung		
P_{ab}	Abtriebsleistung		
Q^E	generalisiertes Moment		
q	Antriebskoordinate		
\dot{q}	Antriebswinkelgeschwindigkeit		
\ddot{q}	Antriebswinkelbeschleunigung		
\vec{s}	Zustandsvektor		
Z	Zwangskraftverteilungsmatrix		

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Studien und Forschungsarbeiten im Bereich der Luftfahrt zeigen die Möglichkeit einer Effizienzsteigerung durch Drehzahlvariation der Rotoren am Hubschrauber, welche im Folgenden anhand der Haupt-, Heckrotor-Konfiguration erläutert werden [1], [2]. Bei dieser Konfiguration sorgt der Hauptrotor für Auf- und Vortrieb, während der Heckrotor zum Drehmomentausgleich dient [2], [3, S.98]. Dabei erfolgt der Antrieb vom Haupt- und Heckrotor mittels einer auf konstanter Drehzahl betriebenen Turbine und einem Getriebe mit fixer Übersetzung [2]. Die wesentlichen Gleichungen für die Auftriebskraft (F_A) und Widerstandskraft (F_W) eines Rotorblattes, werden in (1.1.1) und (1.1.2) dargestellt. Die dabei benötigten Parameter sind die Dichte (ρ) des strömenden Mediums, die Anströmgeschwindigkeit (w_∞), die Fläche des angeströmten Profils (A) und der Auftriebs- (c_a) bzw. Widerstandsbeiwert (c_w) [4, S.295].

$$F_A = \frac{1}{2} * \rho * w_\infty^2 * A * c_a \quad (1.1.1)$$

$$F_W = \frac{1}{2} * \rho * w_\infty^2 * A * c_w \quad (1.1.2)$$

Zum Erreichen eines hohen Rotor-Wirkungsgrades sollte der Auftriebsbeiwert einen Wert annehmen, bei dem das Verhältnis von Auftriebsbeiwert zu Widerstandsbeiwert über den Widerstandsbeiwert sein Höchstmaß erreicht. Die in der Abbildung 1.1 dargestellte Kurve zeigt den günstigsten Punkt, welchen es zu erreichen gilt [5]. Die Regulierung des Auftriebes, bei konstanter Haupt- und Heckrotordrehzahl, wird durch kollektive Blattverstellung erreicht. Dabei werden die Rotorblätter mit dem gleichen Winkel um ihre Blattlängsachse gedreht [3, S.37]. Ein solches System mit fixer Übersetzung und konstanter Drehzahl vereinfacht die Konstruktion des Antriebsstranges und der Rotorblätter, da diese Komponenten nur für eine Nenndrehzahl ausgelegt werden und die Eigenfrequenzen des Rotors im Betrieb sich nicht mit dessen harmonischen Frequenzen überlagern [2]. Der Nachteil liegt darin, dass die vorhandene Betriebsdrehzahl in Verbindung mit dem effizienten Rotorbetriebspunkt für die Maximalleistung ausgelegt wird und so im Teillastbereich ineffizient ist, da der optimale Anstellwinkel der Rotorblätter nicht erreicht wird [6].

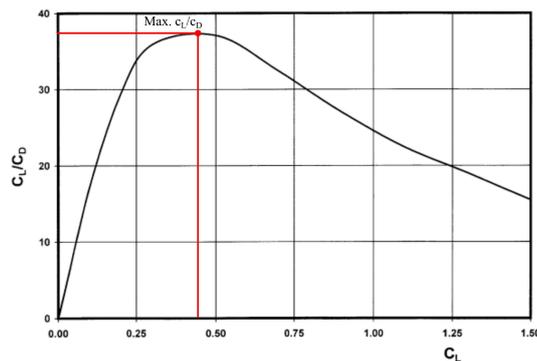


Abbildung 1.1. Auftrieb zu Widerstandsverhältnis ($\frac{c_L}{c_D}$) über den Auftriebsbeiwert c_L eines allgemeinen Rotorblattes [5, S.1]

Für die Rotordrehzahlvariation gibt es zwei Technologien, welche das Potential besitzen im Drehflügler Verwendung zu finden. Eine Möglichkeit ist die Regelung der Turbinendrehzahl. Der Vorteil der Technologie ist, dass es nur zu einer geringen Gewichtszunahme der Turbine kommt und kein zusätzliches Getriebe benötigt wird [7]. Allerdings bedeutet eine Veränderung der Turbinendrehzahl eine Reduktion der Effizienz des Triebwerkes [1]. Weiteres beeinflusst die Drehzahländerung den gesamten Antriebsstrang. So werden auch die Nebenaggregate, wie Lüfter, Generatoren oder Pumpen, mit unterschiedlichen Drehzahlen betrieben. Dies muss in der Auslegung dieser Komponenten berücksichtigt werden und kann zu zusätzlichem Gewicht führen. Ein weiterer Punkt ist die Erhöhung des Drehmomentes im Antriebsstrang. Wird die Drehzahl des Triebwerkes bei gleicher Leistung reduziert, so erhöht sich die Belastung für alle Komponenten im Antriebsstrang. Diese müssen für die höheren Belastungen ausgelegt werden, was zu einer weiteren Steigerung des Gewichtes führt [7].

Die zweite Möglichkeit den Schub des Rotors zu regulieren, ist die Verwendung eines stufenlos übersetzungsvariablen Getriebes CVT (engl. Continuously Variable transmission) zur Variation der Rotordrehzahl. Dabei könnte der Anstellwinkel der Rotorblätter in der Nähe des Effizienz optimalen Anstellwinkels gehalten werden. Zudem kann die Turbine mit optimaler Drehzahl betrieben werden. Die Hilfseinheiten wie Ölpumpe usw. erfahren dann keine Drehzahlschwankungen. Man muss allerdings das höhere Gewicht des Getriebes mit in Betracht ziehen, was wiederum die Gesamteffizienz des Hubschraubers verringert [7].

Letzterer Lösungsansatz wird im Forschungsprojekt „Drehzahlvariable Antriebe für Rotorflugzeuge“, kurz „VARI-SPEED“, in Kooperation der TU-München, der TU-Wien und Zörkler Gears GmbH anvisiert. Es werden dabei die Bereiche Getriebe und Rotorsystem untersucht, mit dem Ziel die Rotoreffizienz zu steigern, die Flughöhe und Reichweite zu vergrößern sowie den CO_2 Ausstoß und die Lärmbelastigung zu reduzieren. In diesem Projekt wurden bestehende Patententwürfe zur Drehzahlvariation in Drehflügler auf deren Anwendbarkeit untersucht, sowie Getriebetechnologien zur Übersetzungsvariation aus verschiedenen Einsatzbereichen analysiert [6], [7].

In der Arbeit von Paschinger et al. [8] wurden unterschiedliche drehzahlvariable Getriebetechnologien für den Einsatz der Hubschrauberklasse CS-29 analysiert. Um eine Einschätzung der Einsatzfähigkeit der verschiedenen Getriebearten zu bekommen, wurden die Technologien einer Bewertung unterzogen. Die wichtigsten Pa-

parameter waren Zuverlässigkeit, Anwendbarkeit für hohe Leistungsansprüche, kontrollierbarer Schaltprozess sowie geringes Gewicht. Aus den Analysen folgt, dass CVT-Getriebe, welche auf Basis von Reibung oder Flüssigkeit basieren, sich gut steuern lassen, aber für die Übertragung von hohen Drehmomenten unzuverlässig sind. Schaltbare Getriebe (engl. Discrete Variable Transmissions), welche Stufen aufweisen und auf Zahnräder basieren, sind dagegen zuverlässig und ermöglichen die Übertragung hoher Leistungen; aber während des Schaltvorganges kann die Rotordrehzahl nicht gesteuert werden. Die Vorteile beider Getriebevarianten lässt sich in der Kombination eines leistungsverzweigten Getriebes kombinieren, welches einen mechanischen Hauptzweig für die Leistungsübertragung und einen Variatorzweig zur Steuerung des Übersetzungsverhältnisses besitzt. Für das leistungsverzweigte Getriebe ergeben sich drei mögliche Varianten: Verzweigung mit Verteilergetriebe (Input Split), Verzweigung mit Sammelgetriebe (Output Split) und eine Kombination aus Output und Input Split (Compound Split). Aus den Untersuchungen geht hervor, dass die Compound Split (CS) Variante die beste Option darstellt, da nur ein geringer Anteil der Leistung über den Variator-Pfad läuft und somit eine hohe Effizienz erreicht wird [8]. Die Integration des Compound-Split-Getriebes soll beispielhaft am Antriebsstrang des UH-60A Black Hawk erfolgen.

1.2 Compound-Split

Der innere Aufbau des CS ergibt sich aus zwei gekoppelten Planetengetrieben, welche sich jeweils aus drei Wellen (Sonne, Steg, Hohlräder) zusammensetzen. Durch das Verschalten von je zwei Wellen der Planetengetriebe miteinander bleiben vier Wellen (a, b, c, d) für An- und Abtrieb über. Die Ausführung der Compound Split-Variante, welche aus vier Anschlusswellen besteht, wird in der Abbildung 1.2 verdeutlicht. Je nachdem wie die Turbine (a), der Rotor (b), sowie der Variator (c und d) an das Getriebe angeschlossen werden, entsteht eine andere Lösungsvariante. Aus den möglichen Kombinationen ergeben sich vier sinnvolle Varianten, wobei der Leistungsfluss über den Variator bei allen vier gleichbleibt [9, S.22 f], [10, S.13].

Sind die Grundübersetzung i_B , die Spreizung φ , sowie Drehzahl und Drehmoment der Eingangswelle a bekannt, so ist das System vollständig bestimmt und es lassen sich die Werte an der Ausgangswelle b, sowie zu den Verbindungswellen zum Variator c und d bestimmen [10, S.4 f]. Im CS wird die Grundübersetzung i_B als Quotient zwischen Eingangsdrehzahl und maximaler Ausgangsdrehzahl definiert, siehe Gleichung 1.2.1. In diesem ersten mechanischen Punkt wird im CS die maximale Ausgangsdrehzahl erreicht. Der zweite mechanische Punkt wird durch die Multiplikation der Grundübersetzung mit der Spreizung φ erreicht, welches auch die minimale Ausgangsdrehzahl kennzeichnet, siehe Gleichung 1.2.2. Die Spreizung ist somit der Quotient aus der maximalen und minimalen Ausgangsdrehzahl vom CS. Der Betriebsbereich des CS befindet sich zwischen den mechanischen Punkten. Beim Erreichen eines mechanischen Punktes wird die Variatorleistung null. Damit wird die ganze Leistung über den mechanischen Pfad übertragen, welcher einen besseren Wirkungsgrad als der Variatorstrang aufweist. Mittels des Variators kann nun die Übersetzung zwischen den mechanischen Punkten variiert werden. Der Compound Split bietet den Vorteil, dass nur ein geringer Anteil der Leistung, abhängig von der Spreizung, über den Variator-Pfad läuft [8], [10].

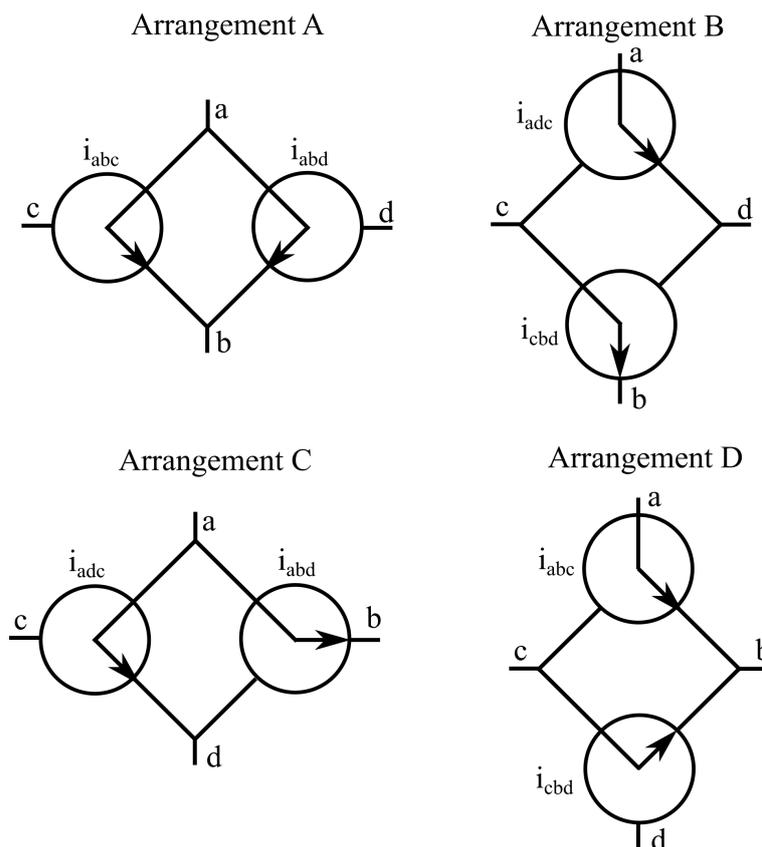


Abbildung 1.2. Darstellung der verschiedenen Arrangements des Compound Splits [11, S.20]

$$i_B = \frac{n_{ein}}{n_{aus,max}} \tag{1.2.1}$$

$$i_B * \varphi = \frac{n_{ein}}{n_{aus,min}} \tag{1.2.2}$$

1.3 Stand der Technik vom Freilaufgetriebe

Beim leistungsverzweigten Getriebe bildet der Variator den stufenlosen Zweig, welcher je nach Art der Leistungsübertragung in mechanische, hydraulische oder elektrische Variatoren unterteilt wird [12]. In der Arbeit von Zechner S. [12] zum Thema „Untersuchung der Einsatzmöglichkeiten verschiedener Drehzahl-Variatoren in leistungsverzweigten Getrieben von Hubschraubern“ wurden verschiedene Variatoren nach gewichteten Anforderungen einer Bewertung unterzogen. Aus der Bewertung folgt, dass die Axialkolbenmaschine, das Freilaufgetriebe und das NuVinci-Getriebe das größte Potential für den Einsatz als Variator im CS-Getriebe des Hubschraubers besitzen. Die Axialkolbenmaschine, welche zur Gattung der hydrostischen Maschinen gehört, besitzt den Vorteil der hohen Leistungsdichte [13, S.67]. Das NuVinci-Getriebe, ein mechanisches stufenloses Getriebe, findet momentan Verwendung im unteren Leistungsbereich, wie zum Beispiel bei Fahrradschaltungen [14].

Mechanische Variatoren überlegen, im Gegensatz zu Elektrischen oder Hydraulischen, die Leistung ohne Energiewandlung durch Reibkontakte. Dadurch wird ein

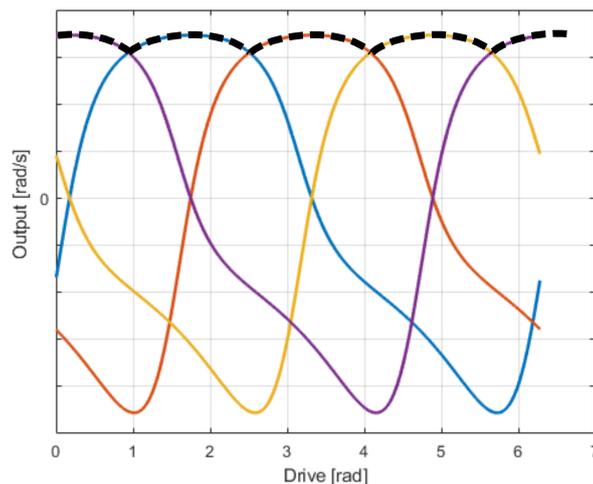


Abbildung 1.4. Darstellung der phasenverschobenen Schwingbewegungen [15]

den Abtrieb ermöglicht. Wird die Getriebe-Übersetzung i definiert als Quotient aus An- und Abtriebsdrehzahl, ergibt sich in diesem Zustand eine Übersetzung von $i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_{an}}{0} = \infty$. Hingegen, bei einer maximalen Kurbelexzentrizität von $e = e_{max}$ und je nach Wahl des Schwingwinkels, sowie der Übersetzung des Stirnradpaares, kann eine Übersetzung von eins erreicht werden. Für das Freilaufgetriebe ergibt sich somit ein Übersetzungsbereich von $\infty \geq i \geq 1$ [15].

Die konstruktive Umsetzung des Doppelpexzentrums wird in der Abbildung 1.5 in Kombination mit einer Kurbelschwinge verdeutlicht. Der Doppelpexzenter übernimmt dabei die Funktion der Kurbel. Der Antrieb erfolgt durch eine Kurbelwelle mit fester Kurbelkröpfung (rot), um der sich ein drehbarer Exzenter (grün) befindet. Der drehbare Exzenter besitzt eine Innenverzahnung, welche in die zentrale Ritzelwelle (blau) greift und dessen Kopfkreis wird zur Lagerung verwendet. Bei Verdrehung der Ritzelwelle gegenüber der Kurbelwelle, verdreht sich auch der Exzenter um die Kurbelkröpfung. Der Kurbelradius wird umso kleiner, je mehr der Exzenter schwenkt. Bei einer Exzentrizität von e_{max} wird die maximale Schwingbewegung erreicht (Abbildung links oben 1.5) während bei $e=0$ die Schwingbewegung null wird und der Abtrieb somit stillsteht, siehe Abbildung rechts unten 1.5 [16, S.109 f].

Die Abbildung 1.6 zeigt den Aufbau der Antriebswelle. Die Kurbelwelle besitzt mehrere Kröpfungen und eine zentrale durchgehende Bohrung. In der zentralen Bohrung wird die Ritzelwelle platziert, wobei dessen Zähne durch den Durchbruch reichen. Der drehbare Exzenter setzt sich aus zwei Hälften zusammen, wodurch dieser über die Kurbelwelle montiert werden kann. Über den drehbaren Exzenter ist ein Wälzlager platziert, welches Exzenter und Koppel beweglich miteinander verbindet. Das Verstellen der Ritzelwelle gegenüber der Kurbelwelle kann über einen mitdrehenden Elektromotor erfolgen, welcher an der Ritzelwelle angebracht wird [16, S.110 f].

1.4.1 Reibschlüssige Freiläufe

Zu den reibschlüssigen Freiläufen gehören der Klemmrollenfreilauf (Abbildung 1.7) sowie der Klemmstückfreilauf (Abbildung 1.8). Bei radialer Kraftübertragung wird die erzielte Sperrwirkung zwischen Innen- und Außenring über die Reibkräfte von den Zwischenelementen ermöglicht [18, S.499 f].

Beim Klemmrollen-Freilauf werden Rollen als Zwischenelement verwendet, welche durch Klemmrampen zwischen den Ringen verspannt werden, siehe rechte Abbildung 1.7. Solche Rampen werden am Innen- oder Außenring angeordnet, während der andere Ring eine zylindrische Lauffläche aufweist. Der gefederte Stift ermöglicht eine genaue Positionierung der Rolle und je nach Einbausituation des Freilaufes ergibt sich seine Sperrrichtung [19, S.11].

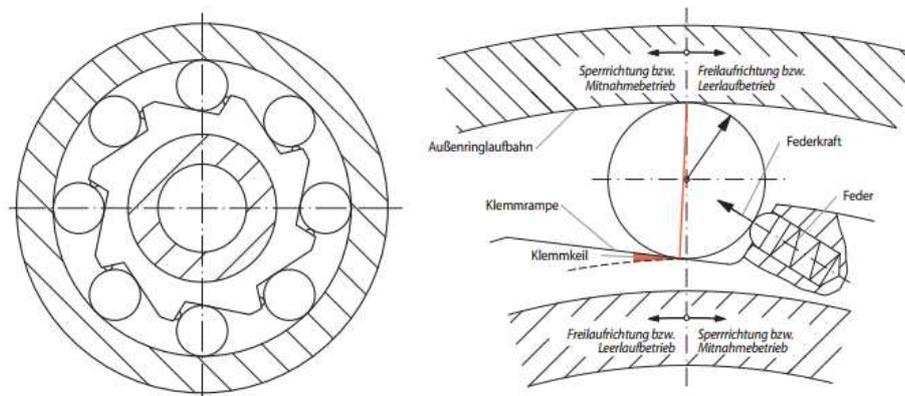


Abbildung 1.7. Links: Abbildung eines Klemmrollen-Freilaufs; Rechts: Dreh- und Sperrrichtung der Ringe; [19, S.11]

Freiläufe mit Klemmstücken besitzen zylindrische Laufflächen am Innen- und Außenring, weshalb es komplexe geometrische Zwischenelemente zum „Klemmen“ bedarf, siehe rechte Abbildung 1.8 [19, S.10].

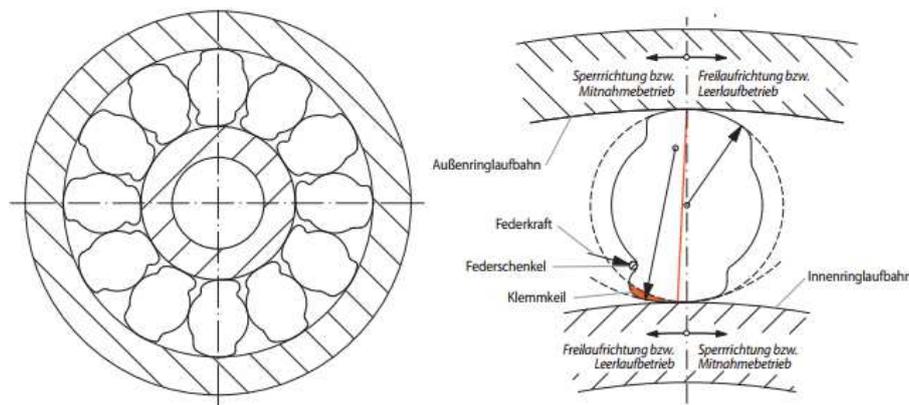


Abbildung 1.8. Links: Abbildung eines Klemmstück-Freilaufs; Rechts: Dreh- und Sperrrichtung der Ringe [19, S.10]

Die Wirkungsweise des Freilaufes, wann er öffnet oder sperrt, ist für den Rollen- und Klemmstück-Freilauf gleich und wird anhand der Drehrichtung vom Innen- und Außenring definiert, siehe rechte Abbildung von 1.7 und 1.8. Der Außenring kann sich

dabei im Uhrzeigersinn frei drehen, wenn der Innenring entweder stillsteht, gegen den Uhrzeigersinn dreht oder im Uhrzeigersinn langsamer als der Außenring rotiert. In diesem Zustand ist der Freilauf im Leerlaufbetrieb. Werden diese Bedingungen nicht erfüllt, sperrt der Freilauf und es kommt zur Mitnahmebetrieb [19, S.10 f].

Das maximale übertragbare Drehmoment beim Reibschlüssigen-Freilauf ergibt sich aus festigkeitsspezifischen und geometrischen Grenzen. Diese sind die Tangentialspannungen am Innen- und Außenring, die Hertzsche Pressung an den Kontaktstellen, der Positionswinkel und der Klemmwinkel. Die jeweiligen Parameter richten sich nach der Freilaufgröße, Freilaufart und Klemmkörperart [20, S.620].

1.4.2 Funktion des Freilaufes im Getriebe

Um die Funktionsweise des Freilaufes im Getriebe besser zu verstehen, wird die Kinematik des Systems, bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit, näher betrachtet. Die Abbildung 1.9 zeigt einen Ausschnitt des Freilaufgetriebes, wobei nur eine sich im Eingriff befindende Kurbelschwinge gezeigt wird. Zum Erklären der Funktionsweise des Freilaufes reicht dies aus. Für die Antriebskoordinate q und den Schwingenwinkel γ gilt der mathematisch positive Drehsinn.

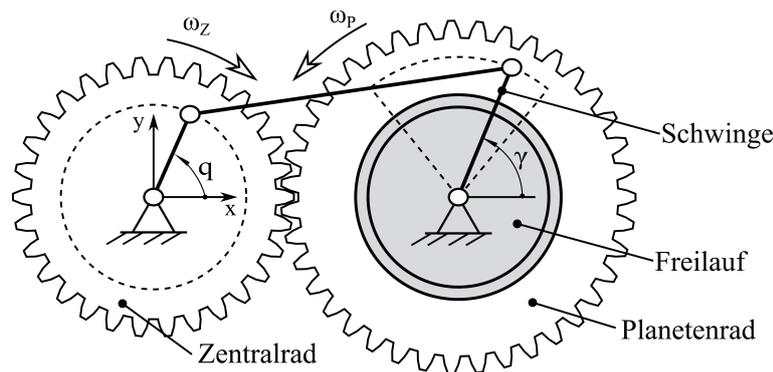


Abbildung 1.9. Darstellung einer Kurbelschwinge, welche sich im Eingriff mit dem Planeten- und Zentralrad befindet

Der Antrieb des Freilaufes erfolgt am Innenring, welcher mit der Schwinge fest verbunden ist. Der Außenring wird mit dem Planetenrad fest verbunden und stellt somit den Abtrieb dar. Sperr- und Freilaufrichtung zwischen Innen- und Außenring ergeben sich durch die Einbauweise des Freilaufes, siehe Abbildung 1.10.

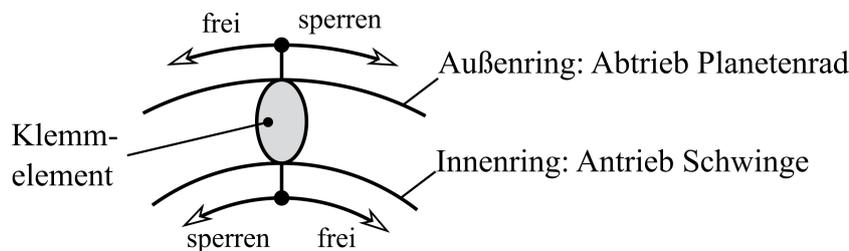


Abbildung 1.10. Zuordnung und Orientierung der Freilauf-, sowie Sperrrichtung von Außen- und Innenring

Mit der Abbildung 1.11 wird der Verlauf vom Innen- und Außenring des Freilaufes über die Antriebskoordinate q schematisch dargestellt. Die Bewegung vom Innen-

ring des Freilaufes mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ (Abbildung 1.11 oben) und dem Winkelverlauf γ (Abbildung 1.11 unten), wird als rote Linie dargestellt. Die oszillierende Winkelgeschwindigkeit vom Außenring ω_P (Abbildung 1.11 oben) ist als schwarze Linie eingezeichnet. Die nummerierten Bereiche von (1) bis (3) über die Antriebskoordinate kennzeichnen dabei den Zustand, wann der Freilauf öffnet oder klemmt. Innerhalb des Bereiches (1) und (2) ist der Freilauf geöffnet und im Bereich (3) tritt klemmen auf.

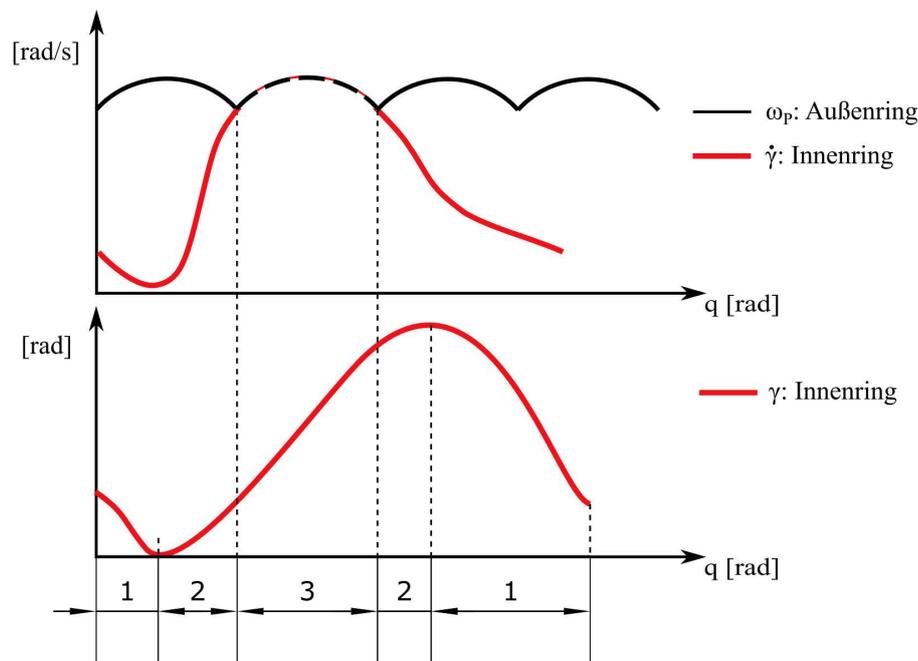


Abbildung 1.11. Schematische Darstellung der Bewegung vom Innen- und Außenring des Freilaufes über die Antriebskoordinate q

Der Außenring kann sich gegen den Uhrzeigersinn frei bewegen, wenn der Innenring im Uhrzeigersinn gedreht wird (1) oder wenn der Innenring gegen den Uhrzeigersinn langsamer als der Außenring dreht (2). Dreht sich der Innenring gegen den Uhrzeigersinn schneller als der Außenring gegen den Uhrzeigersinn, so klemmt der Freilauf und es kommt zur Mitnahme des Außenringes (3). In diesem Abschnitt (3) besitzt die Schwinge von der Abbildung 1.9 die höchste Winkelgeschwindigkeit zu den restlichen Schwingen des Systems.

Um die Funktion des Freilaufes im System zu beschreiben, bedarf es also der Drehrichtung sowie der Winkelgeschwindigkeit vom Innen- und Außenring des Freilaufes.

1.5 Zielsetzung

Im Zuge dieser Diplomarbeit wird die Anwendbarkeit eines stufenlosen Variators auf dem Prinzip des Freilaufgetriebes untersucht, welcher als Drehzahlvariator im Variatorstrang eines leistungsverzweigten Getriebes für Hubschrauber der CS29 Klasse, am Beispiel der UH-60A, verwendet wird.

Mithilfe eines Kinematik-Modells wird die Drehzahlgenauigkeit und die Drehzahlschwankung von Ein- und Ausgangswelle untersucht. Mittels eines Kinetik-Modelles werden bei bekanntem stationärem Zustand des Systems die Zwangskräfte in den

Gelenkspunkten bestimmt. Die mathematischen Modelle sollen Aufschluss über die Funktionalität geben, woraus sich die benötigten Bauteile wie Wellen, Zahnräder, Freiläufe, Lager usw. definieren lassen. Mithilfe der Mehrkörpersimulations-Software (MKS) Simpack werden Visualisierung, Bewegungen sowie die Berechnung der Zwangskräfte vom kompletten System generiert. Des Weiteren soll es zur Validierung der Ergebnisse, der Kinematik-Modelle dienen. Nachdem die Funktion und der Aufbau des Getriebes bekannt sind, sollen die jeweiligen Komponenten wie Zahnrad, Lager usw. ausgelegt und berechnet werden. Dabei wird das kommerzielle Berechnungsprogramm KISSsoft verwendet.

Bei der Auslegung der Freiläufe im Getriebe und an den An- und Abtriebswellen ist besonders auf die Lebensdauer aufgrund der Schaltzyklen zu achten. Des Weiteren soll hierbei auf handelsübliche Freiläufe zurückgegriffen werden. Anschließend gilt es die Masse des Radsatzes abzuschätzen, um gewichtsoptimierende Konfigurationen zu finden.

Kapitel 2

Getriebedimensionierung

Eine zentrale Rolle im Freilaufgetriebe übernimmt die Kurbelschwinge, welche zur Regelung der Drehzahl, sowie der Übertragung der Bewegung dient. Es gilt hierbei, die passende Konfiguration hinsichtlich deren Gliedlängen zu finden, damit in den jeweiligen Gelenken geringe Zwangskräfte auftreten. Zusätzlich soll eine Lösung gefunden werden, um die bedingte Drehzahlschwankung am Abtrieb so gering wie möglich zu halten.

2.1 Auslegung der Kurbelschwinge

Die verwendete Getriebeart im Freilaufgetriebe von Pelger C. [15] gehört zum Typ der Koppelgetriebe. Solche Koppelgetriebe besitzen unter den Getriebearten die größte Vielfalt an Strukturen und Eigenschaften und finden in vielen technischen Bereichen Verwendung. So werden sie als Übertragungsgetriebe zur Realisierung von Übertragungsfunktionen eingesetzt, sowie als Führungsgetriebe zur Führung von Punkten auf definierten Bahnen [21, S.152]. Ist im Getriebe die Kurbel umlaufend und die Schwinge vollführt eine oszillierende Bewegung, so spricht man von einer Kurbelschwinge. Im Gegensatz zu Stirnradgetrieben, welche eine gleichmäßige Übersetzungsfunktion aufweisen, besitzen Kurbelschwinge eine ungleichmäßige Übersetzung. In der Abbildung 2.1 wird diese Eigenschaft verdeutlicht. Bei einer vollständigen Umdrehung der Kurbel mit der Antriebskoordinate q besitzt die Schwinge mit dem Schwingwinkel γ einen nichtlinearen Verlauf. Durch die beiden Umkehrlagen der Schwinge ergibt sich somit der Schwingwinkel ψ_0 [21, S.157].

Kurbelschwinge setzen sich mindestens aus vier verbundenen Gliedern zusammen. Die Kurbel (1) dient zum Antrieb des Systems und die Koppel (2) verbindet die im Gestell (4) gelagerte Kurbel und Schwinge (3) mittels eines Drehgelenks. Solche mit vier Drehgelenken, werden als Viergelenkkette bezeichnet und können je nach Längen der Glieder wieder unterteilt werden. Das Gestell stellt dabei den ruhenden oder ortsfesten Teil des Getriebes, zum Beispiel Maschinenrahmen, dar. Die gezeigte Kurbelschwinge mit vier Gliedern besitzt einen Freiheitsgrad und somit ist das System kinematisch bestimmt [21, S.157], [22, S.15].

Damit das Getriebe umlauffähig ist, muss das kürzeste Getriebeglied relativ zu seinen beiden Nachbargliedern umlaufen können [22, S.37]. Daraus folgt der Satz von Grashof, woraus die Summe der kleinsten und größten Getriebeglieder, kleiner als die Summe der beiden anderen Gliedlängen ist, siehe Gleichung 2.1.1 [23, S.38].

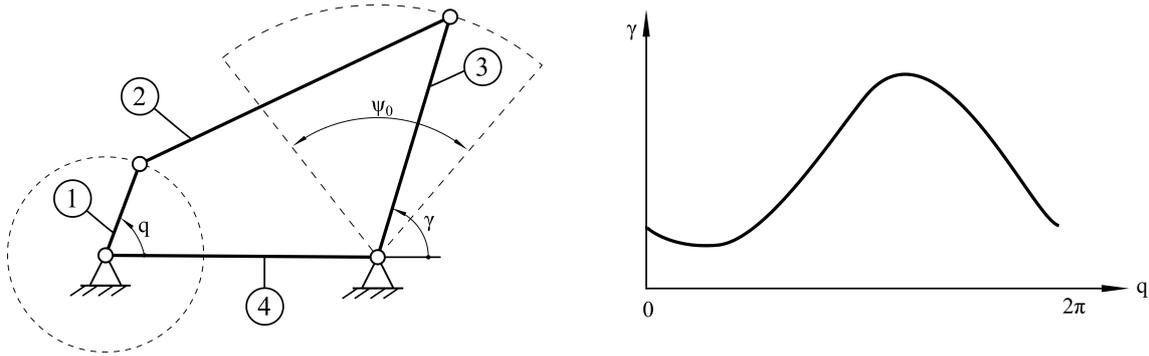


Abbildung 2.1. Links: Darstellung einer Kurbelschwinge; Rechts: Verlauf des Schwingwinkels γ über die Antriebskoordinate q [21, S.157]

$$l_{max} + l_{min} < l' + l'' \quad (2.1.1)$$

Erreicht die Kurbel einen der beiden Umkehrlagen, so wird dieser Zustand als Totlagenstellung bezeichnet. Diese Totlagen sind dadurch definiert, dass Kurbel und Koppel sich in der Strecklage ($A_0A_aB_a$) oder in der Decklage ($A_0A_iB_i$) befinden, siehe Abbildung 2.2. Befindet sich das System in Strecklage wird dies die äußere Totlage genannt und bei der Decklage spricht man von der inneren Totlage. Zwischen den beiden Totlagen ergibt sich der bereits bekannte Schwingwinkel ψ_0 und der dazugehörige Totlagenkurbelwinkel φ_0 der Kurbel [21, S.215]. Die jeweiligen Totlagenwinkel φ_0 und ψ_0 werden in der Gleichlaufphase gemessen, wo Kurbel und Schwinge die gleicher Drehrichtung aufweisen [24, S.4].

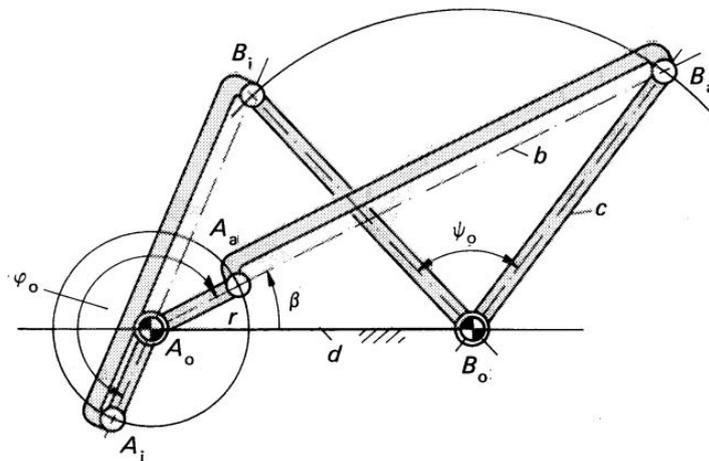


Abbildung 2.2. Darstellung der inneren und äußeren Totlage der Kurbelschwinge [24, S.3].

Damit die Kinematik-Bedingung einer Kurbelschwinge erfüllt ist, müssen die Totlagenwinkel die nachfolgenden Gleichungen (2.1.2), (2.1.3) erfüllen. Mit diesen Grenzen werden alle Kombinationen von realisierbaren Kurbelschwingen ermöglicht [23, S.141]. Technisch verwendbare Kurbelschwinge besitzen dabei einen maximalen Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$ [21, S.157].

$$\left(90^\circ + \frac{\psi_0}{2}\right) < \varphi_0 < \left(270^\circ + \frac{\psi_0}{2}\right) \quad (2.1.2)$$

$$0^\circ < \psi_0 < 180^\circ \quad (2.1.3)$$

Eine graphische Darstellung der möglichen Variationen von viergliedrigen Getrieben zeigt die Abbildung 2.3, wo der Bereich der jeweiligen Totlagenwinkel schraffiert ist. Der Aufbau dieser Konstruktionstafeln ist folgendermaßen, dass bei konstanter Antriebsdrehzahl im Bereich A, Getriebe mit längerer Gegenlaufphase und die Bereiche C und E, Getriebe mit längerer Gleichlaufphase sind [24, S.4]. Die allgemeinen Kurvenschwingen befinden sich auf den Linien B, D, F, G und H. Lösungen für zentrische Kurvenschwingen entstehen auf der Linie B [23, S.141 f]. Im weiteren Verlauf wird auf diese Lösungsvariante näher eingegangen.

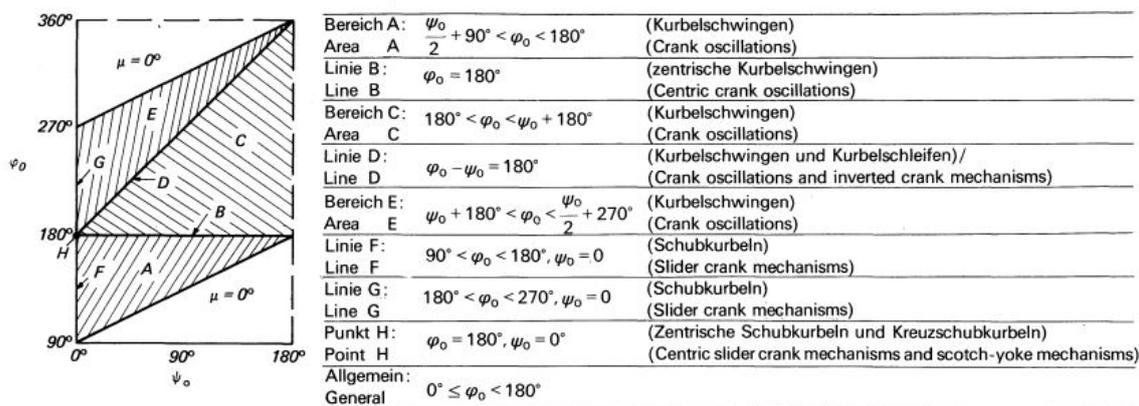


Abbildung 2.3. Totlagen-Bereiche für viergliedrige Getriebe [24, S.6]

2.1.1 Die zentrische Kurvenschwinge

Bei der Auslegung der Kurvenschwinge empfiehlt die VDI-2130 Richtlinie, dass das Getriebe übertragungs- sowie beschleunigungsgünstig sein soll. Die Auswahl für das übertragungsgünstigste Getriebe wird in den Fällen bevorzugt, wenn das Getriebe eine geringe Drehzahl aufweist, das Eigengewicht gering ist oder hohe Kräfte übertragen werden müssen und quasistatische Belastungen im Vordergrund stehen. Wenn die dynamischen Eigenschaften wie Massenträgheitskräfte überwiegen, erfolgt die Auswahl für ein beschleunigungsgünstiges Getriebe. Hat das Erreichen eines bestimmten Schwingwinkels ψ_0 Vorrang gegenüber dem Kurvelotlagenwinkel φ_0 , so erhält man mit einer zentrischen Kurvenschwinge ein übertragungs- sowie beschleunigungsgünstiges Getriebe [24]. Die Besonderheiten der zentrischen Kurvenschwinge sind, dass diese immer einen Totlagenkurvelwinkel von $\varphi_0 = 180^\circ$ aufweisen und dass, die Zeitdauer für die Hin- und Rückbewegung der Schwinge bei konstanter Antriebsdrehzahl immer gleich groß ist [21, S.157].

Um ein übertragungsgünstigstes Getriebe zu erhalten, muss der minimale Übertragungswinkel μ_{min} so groß wie möglich ausfallen [24, S.8 f]. Der Übertragungswinkel μ befindet sich zwischen Koppel und Schwinge und die minimalen Werte treten jeweils in den Steglagen auf, siehe Abbildung 2.4. Die Steglage des Getriebes ist jene, bei der der Gelenkpunkt A auf die Gestellgerade A_0B_0 liegt. Je nachdem ob der Punkt A innerhalb oder außerhalb von A_0B_0 zu liegen kommt, unterscheidet man

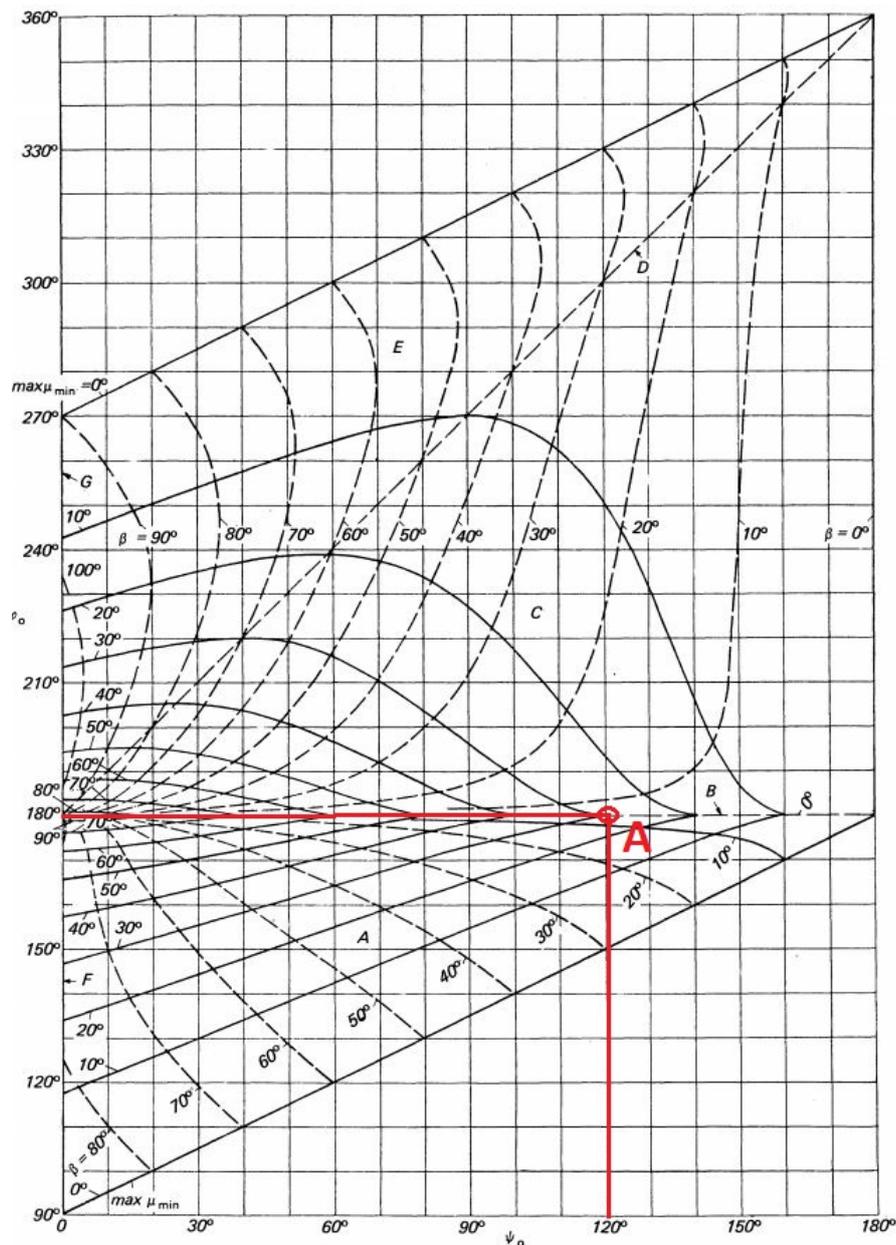


Abbildung 2.5. Totlagenwinkel-Kombinationen von φ_0 und ψ_0 und dem entsprechenden Hilfswinkel β in Abhängigkeit des maximalen Übertragungswinkels μ_{min} [24, S.11]

Das „beschleunigungsgünstigste“ Getriebe ist jenes, wo das Abtriebsglied in Gleich- und Gegenlaufphase zwischen Kurbel und Schwinge, bezogen auf die Antriebswinkelgeschwindigkeit, den minimalsten Beschleunigungsgrad δ_a aufweist [24, S.9]. In dieser Arbeit wurde die zentrische Kurbelschwinge als beschleunigungsgünstiges Getriebe gewählt. Es wird hierbei auf die weiterführende VDI-2130 Richtlinie verwiesen, wo anhand von zwei Diagrammen die optimale Variante für den Gleich- oder Gegenlauf gefunden werden kann. Die Arbeitsweise von diesen Diagrammen ist ident wie jenes vom übertragungsgünstigsten Getriebe, siehe Abbildung 2.5 [24].

2.1.2 Altsche Totlagenkonstruktion

Bei gegebenem Kurbeltotlagenwinkel φ_0 , sowie Schwingwinkel ψ_0 , gibt es für eine Getriebeform beliebig viele Variationsmöglichkeiten mit unterschiedlichen Abmessungen. Eine Möglichkeit der graphischen Darstellung bietet die Totlagenkonstruktion nach Alt, siehe Abbildung 2.6 [21, S.215].

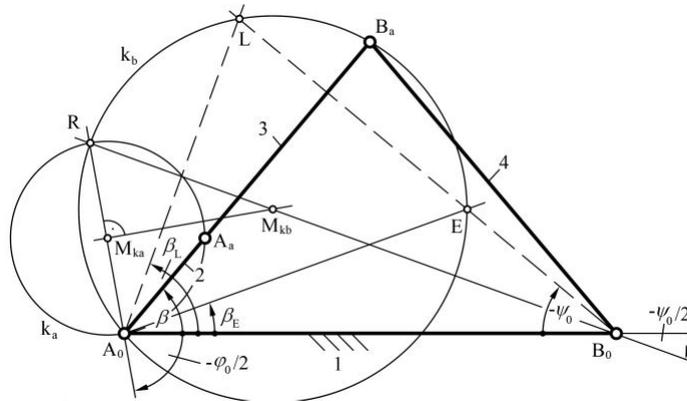


Abbildung 2.6. Konstruktion der Totlagen einer Kurbelschwinge [21, S.216]

Die Länge des Gestelles (1) wird vorgegeben und bleibt unverändert. Der Winkel $\frac{\varphi_0}{2}$ wird in A_0 und der Winkel $\frac{\psi_0}{2}$ wird in B_0 von $\overline{A_0B_0}$ im Uhrzeigersinn aufgetragen. Die sich ergebenden Schenkel schneiden sich in R. Der Fußpunkt M_{ka} der Mittelsenkrechten von $\overline{RA_0}$ schneidet $\overline{RB_0}$ in M_{kb} . Die resultierenden Kreise k_A und k_B durch R und A_0 und den Mittelpunkten M_{ka} und M_{kb} sind die geometrischen Punkte für die Gelenkpunkte A_a und B_a der sich ergebenden Kurbelschwinge $A_0A_aB_aB_0$ in der äußeren Totlage, welche die Totlagenwinkel φ_0 und ψ_0 erfüllen. Der resultierende Winkel β zwischen Gestell und Kurbel ist frei wählbar, wodurch die Gliedlängen sich ergeben. Für die Bestimmung des zulässigen Bereiches von β wird in B_0 der Winkel ψ_0 an die Gestellgerade $\overline{A_0B_0}$ aufgetragen. Die Gerade schneidet beim Kreis k_B die Punkte E und L. Auf dem Bogenstück \overline{EL} liegen somit die brauchbaren Kurbelschwinge. Die Grenzwinkel welche sich zu den Punkten L und E ergeben, werden als β_E und β_L bezeichnet [21, S.215 f].

Zur Konstruktion der Altschen Totlagenkonstruktion für eine zentrischen Kurbelschwinge werden die Gestelllänge d , der Schwingwinkel ψ_0 und der Totlagenkurbelwinkel φ_0 benötigt. Die Gestelllänge wird mit $d = 200\text{mm}$ fixiert, da der Compound-Split einen ungefähren Durchmesser von 500mm besitzt. Für die größtmögliche Übersetzung wird der maximale Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$ gewählt und bei der zentrischen Kurbelschwinge gilt $\varphi_0 = 180^\circ$. Durch die drei gewählten Eingangsparameter wird die Altsche Totlagenkonstruktion der Kurbelschwinge erstellt, siehe Abbildung 2.7. Dabei nimmt die Konstruktion nach Alt für die zentrische Kurbelschwinge eine Sonderstellung ein, da der Grenzpunkt E mit dem Gestellpunkt B_0 zusammenfällt. Der Lösungsbereich für die Kurbelschwinge ergibt sich somit zwischen $\beta_E = 0^\circ$ und $\beta_L = 30^\circ$. Damit kann der Winkel β zwischen den beiden Grenzwerten variiert werden. In der Abbildung 2.7 wird hierbei eine mögliche Lösungsvariante mit $\beta_E = 15^\circ$ mit den dazugehörigen Gliedlängen von Kurbel (a), Koppel (b) und Schwinge (c) gezeigt.

Anstelle einer graphischen Ermittlung der Gliedlängen, können diese auch rechnerisch

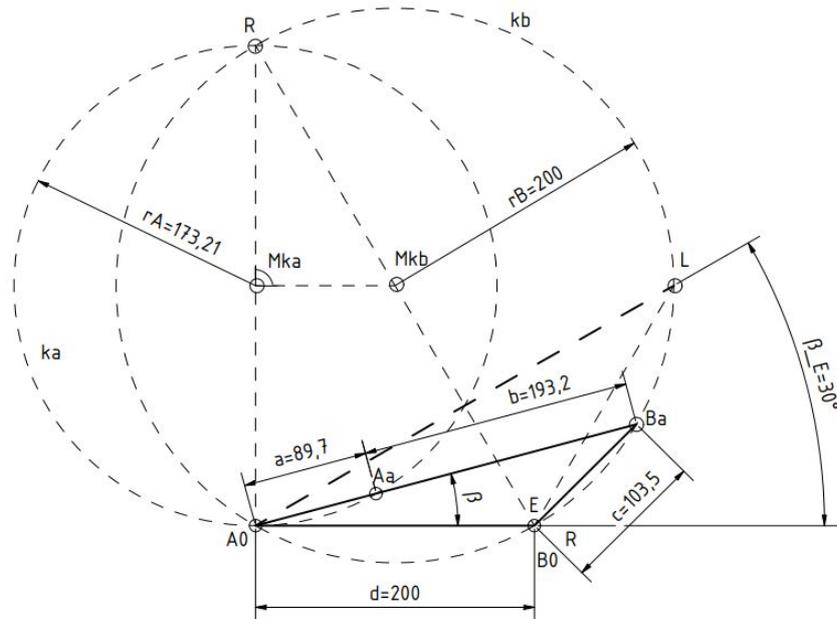


Abbildung 2.7. Altsche Totlagenkonstruktion für die zentrische Kurbelschwinge mit der Gestelllänge von $d=200$ und einem Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$

risch bestimmt werden. Die dafür zu erfüllenden nichtlinearen Gleichungssysteme 2.1.6 werden durch die Gleichungen 2.1.7 ausgedrückt und auf numerische Weise gelöst. Somit werden die Gliedlängen der Kurbel, Koppel und Schwinge exakt bestimmt.

$$\begin{aligned}\psi_0 &= \zeta_{max} - \zeta_{min} \\ \varphi_0 &= \lambda - \beta + \pi\end{aligned}\quad (2.1.6)$$

Der Schwingwinkel ψ_0 folgt aus der Differenz von den Winkeln ζ_{max} und ζ_{min} in deren Totlagen. Bei der Bestimmung des Kurbeltotlagenwinkels φ_0 wird nochmals auf die Abbildung 2.2 verwiesen.

$$\begin{aligned}\zeta_{max} &= \arccos\left(\frac{d^2 + c^2 - (a + b)^2}{2 * d * c}\right) \\ \zeta_{min} &= \arccos\left(\frac{d^2 + c^2 - (b - a)^2}{2 * d * c}\right) \\ \beta &= \arccos\left(\frac{d^2 - c^2 + (a + b)^2}{2 * d * (a + b)}\right) \\ \lambda &= \arccos\left(\frac{d^2 - c^2 + (b - a)^2}{2 * d * (b - a)}\right)\end{aligned}\quad (2.1.7)$$

Die Bestimmung der Parameter ζ_{min} , ζ_{max} , β und λ erfolgen jeweils in deren inneren- und äußeren Totlage der Kurbelschwinge, siehe Abbildung 2.8.

In der Tabelle 2.1 werden für den Fall von $\psi_0 = 120^\circ$, $\varphi_0 = 180^\circ$ und $d = 200\text{mm}$ die Kurbel-, Koppel- und Schwingengänge, sowie der dazugehörige minimale Übertragungswinkel μ_{min} für unterschiedliche Lösungsvarianten von β aufgezeigt. Für den Spezialfall der zentrischen Kurbelschwinge sind die Minimalwerte der Übertragungswinkel μ_I und μ_{II} in deren Steglagen jeweils gleich groß [21, S.219].

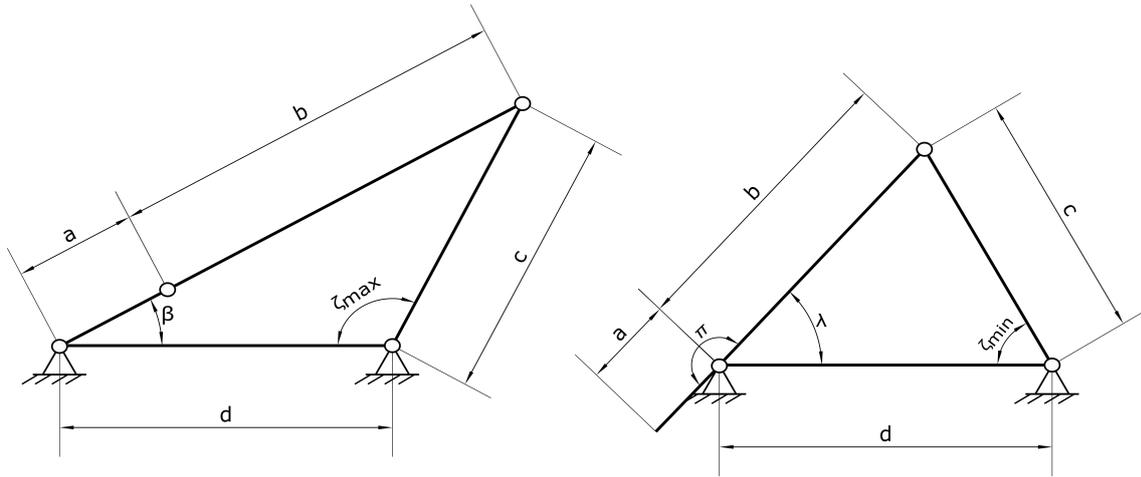


Abbildung 2.8. Links: Strecklage der Pleuellstange in der äußeren Totlage; Rechts: Decklage der Pleuellstange in der inneren Totlage

Tabelle 2.1. Variation des Winkels β von 0° zu 30° , wodurch sich unterschiedliche Gliedlängen ergeben, welche die Bedingung der zentrischen Pleuellstange erfüllen.

β [°]	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	μ_{\min} [°]
0	0	200	0	200	30
5	30,2	199,2	34,8	200	29,6
10	60,2	197	69,5	200	28,4
15	89,6	193,2	103,5	200	26,3
25	146,4	181,2	169	200	17,1
30	173,2	173,2	200	200	0

Die beiden Grenzwerte von β kennzeichnen somit den Bereich der sinnvollen Lösungen. Die Lösungsvariante mit dem höchsten Übertragungswinkel von $\mu_{\min} = 30^\circ$ ist mit dessen Gliedlängen nicht umsetzbar und bei $\beta_L = 30^\circ$ wird das System in der Steglage durchschlagfähig. Es wird ersichtlich, dass der Übertragungswinkel μ_{\min} mit steigendem β abnimmt, was es nach Kapitel 2.1.1 zu vermeiden gilt. Lösungsvarianten mit einem niederen Winkel β nähern sich der Parallelpleuellstange, wo Pleuellstange und Pleuellstange sowie Pleuellstange und Pleuellstange die gleichen Längen besitzen.

Aus der Vielzahl an möglichen Lösungen, welche durch die Variation des Winkels β entstehen, bedarf es einer dynamischen Untersuchung des Systems.

2.2 Dynamische Untersuchung

Um die Auswirkungen des Winkels β auf das System zu untersuchen, wird ein mathematisches Modell zur Bestimmung der Pleuellkraft F_K in der Pleuellstange angefertigt, siehe Abbildung 2.9. Aufgrund der Vernachlässigung der Gewichtskraft werden die einzelnen Glieder als Pleuellstützen angesehen und deren Wirkungslinie liegt in Stabrichtung. Durch das Freischneiden des Systems in der Pleuellstange, wird nur mehr die rechte Seite betrachtet.

Im Pleuellpunkt D wird der Drallsatz in der allgemeinen Form (Gleichung 2.2.1) angeschrieben [25]. Daraus wird die gesuchte Pleuellkraft F_K bestimmt, siehe Gleichung (2.2.2).

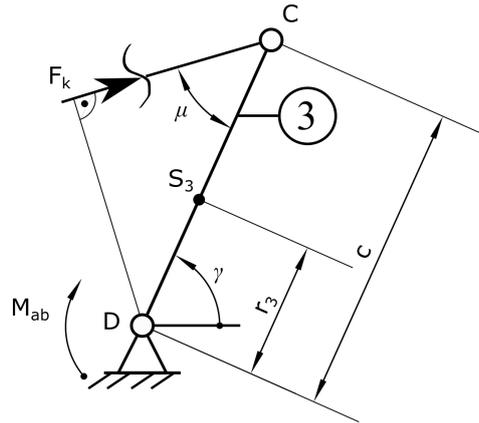


Abbildung 2.9. Mathematisches Modell der Schwinge mit freigeschnittener Koppel

$$\frac{d\vec{L}_D}{dt} + \vec{r}_{S_3D} \times m_3 \vec{a}_D = \sum \vec{M}_D \quad (2.2.1)$$

Der Term $\vec{r}_{S_3D} \times m_3 \vec{a}_D$ verschwindet für den Ortsfesten Punkt D, womit auf der linken Seite die Winkelbeschleunigung $\dot{\gamma}$ mit dem Massenträgheitsmoment der Schwinge (3) ($I_{S_3} + r_3^2 m_3$) im Punkt D multipliziert wird. Auf der rechten Seite des Gleichungssystems wird die Summe aller Momente um den Punkt D gebildet.

$$\begin{aligned} \dot{\gamma}(I_{S_3} + r_3^2 m_3) &= -F_K c \sin(\mu) - M_{ab} \\ F_K &= \frac{-\dot{\gamma}(I_{S_3} + r_3^2 m_3) - M_{ab}}{c \sin(\mu)} \end{aligned} \quad (2.2.2)$$

Um den Einfluss der Massenträgheitskräfte auf das System zu verdeutlichen, werden für unterschiedliche Lösungsvarianten mit $\beta = 5^\circ$, $\beta = 10^\circ$, $\beta = 15^\circ$ und $\beta = 25^\circ$ die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ und -beschleunigung $\ddot{\gamma}$ der Schwinge bei konstanter Eingangsdrehzahl von $\dot{q} = 20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ gegenübergestellt, siehe Abbildung 2.10. Für die Bestimmung von $\dot{\gamma}$ und $\ddot{\gamma}$ wird auf das Kapitel 3.1 mit den Gleichungen 3.1.5 und 3.1.6 verwiesen.

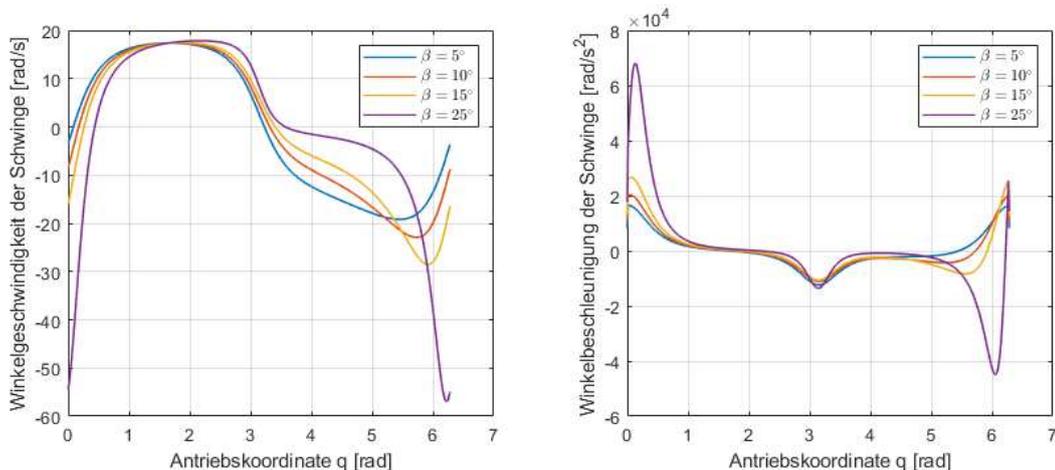


Abbildung 2.10. Kinematische-Darstellungen der Schwinge von verschiedener Lösungsvarianten über die Antriebskoordinate q : Linke Seite Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$; Rechte Seite Winkelbeschleunigung $\ddot{\gamma}$

Aus der linken Abbildung 2.10 wird erkennbar, dass die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ jeweils in den Umkehrlage einen Nulldurchgang besitzt und es zum Vorzeichenwechsel kommt. Die rechte Abbildung 2.10 verdeutlicht die Winkelbeschleunigung $\ddot{\gamma}$ über die Antriebskoordinate. Je kleiner β desto geringer wird die maximale Winkelbeschleunigung $\ddot{\gamma}$ und die Massenträgheitskraft nimmt ab, was wiederum niedere Gelenkskräfte verursacht.

Im Hinblick an die anzustrebenden Eigenschaften wie

- *Übertragungsgünstig: μ_{min} soll groß sein*
- *Beschleunigungsgünstig: $\ddot{\gamma}$ soll gering sein*

zeigen sich die Vorteile einer Lösungsvariante mit niederem Winkel β , da die Winkelbeschleunigung der Schwinge $\ddot{\gamma}$ abnimmt und ein höherer Übertragungswinkel μ_{min} erreicht wird. Zudem verringert sich die Länge der Kurbel und folglich die Exzentrizität des Doppelexzentrers. Dies wirkt sich hinsichtlich der Massenkräfte aufgrund der vorhandenen Unwucht positiv aus.

Für den weiteren Verlauf wird anhand der Tabelle 2.1 eine Lösungsvariante mit $\beta = 10^\circ$ gewählt. Die Kurbellänge a , welche der Exzentrizität des Doppelexzentrers entspricht variiert somit von 0 mm bis 60.2 mm.

Anhand der folgenden Gliedlängen

- *Kurbellänge: $a=60$ mm*
- *Koppellänge: $b=197$ mm*
- *Schwingelänge: $c=69.5$ mm*
- *Gestelllänge: $d=200$ mm*

erfolgt die weitere Untersuchung der Kurbelschwinge hinsichtlich der Drehzahl-schwankung im System sowie der auftretenden Zwangskräfte in den einzelnen Gelenkspunkten.

2.3 Kenngrößen für den Variator

Zur Auslegung des Variators bedarf es der Größen: Leistung, Drehzahl und den mechanischen Punkten im Compound-Split, welche aus der Aufgabenstellung folgen. Die folgenden Eingangskenngrößen sind aus dem Antriebsstrang eines Black Hawk UH-60A:

- *Turbineneingangsleistung im CS: $P_T = 2302$ kW*
- *Eingangsdrehzahl im CS: $\omega_{CS,an} = 5563.2$ U/min*
- *erster mechanischer Punkt: $i_B = 3.4$*
- *Spreizung: $\varphi = 1.5$*
- *zweiter mechanischer Punkt: $i_B * \varphi = 5.1$*

Zur Bestimmung der Kenndaten werden die Gleichungen für die Variante D verwendet. Die Gleichung 2.3.1 zeigt, dass die Antriebsleistung vom Variator nur von der Gesamtübersetzung i , der Grundübersetzung im ersten mechanischen Punkt i_B sowie der Spreizung φ und der Eingangsleistung P_T im CS abhängig ist [10]. Es sei angemerkt, dass trotz unterschiedlicher Arrangements (A, B, C, D) die Abbildung 2.11 sich nicht ändert. Im Variationspfad erfolgt keine Energiespeicherung und damit ist die Leistung von An- und Abtrieb immer gleich groß, siehe Gleichung 2.3.2 [10]. In den mechanischen Punkten ergibt sich jeweils ein Null-Durchgang, siehe Abbildung links oben 2.11. Für die Beschreibung der mechanischen Punkte wird auf das Kapitel 1.2 verwiesen. Des Weiteren beträgt die Maximalleistung im Variator annähernd $P_{Vmax} = 198 \text{ kW}$.

$$P_{an} = \frac{P_T * (i - i_B * \varphi) * (i_B - i)}{i_B * i * (\varphi - 1)} \quad (2.3.1)$$

$$P_{ab} = -P_{an} \quad (2.3.2)$$

Die An- und Abtriebswinkelgeschwindigkeit des Variators ist eine Funktion von der Eingangsdrehzahl $\omega_{CS,an}$ vom CS, sowie den Randbedingungen i , i_B und φ [10]. Es wird ersichtlich, dass im ersten mechanischen Punkt die Abtriebsdrehzahl null ist und im zweiten mechanischen Punkt die Antriebsdrehzahl null ist, siehe Abbildung rechts oben 2.11

$$\omega_{an} = \frac{i * \omega_{CS,an} - i_B * \omega_{CS,an} * \varphi}{i - i_B * i * \varphi} \quad (2.3.3)$$

$$\omega_{ab} = \frac{i_B * \omega_{CS,an} - i * \omega_{CS,an}}{i * (i_B - 1)} \quad (2.3.4)$$

Die Bestimmung der Drehmomente erfolgt durch den Quotienten von Leistung und Winkelgeschwindigkeit. In der Abbildung links unten 2.11 wird ersichtlich, dass im ersten mechanischen Punkt das Antriebsdrehmoment null ist, da hier keine Leistung wirkt. Umgekehrt ist im zweiten mechanischen Punkt das Abtriebsdrehmoment null. In der Nähe von $i=4$ kreuzen sich die Geraden, was sich auch in der Variatorübersetzung widerspiegelt, da es hier zum Wechsel von $i > 1$ zu $i < 1$ kommt.

$$M_{an} = \frac{P_{an}}{\omega_{an}} \quad (2.3.5)$$

$$M_{ab} = \frac{P_{ab}}{\omega_{ab}} \quad (2.3.6)$$

Die geforderte Übersetzung vom Variator wird durch den Quotienten von An- und Abtriebswinkelgeschwindigkeit gebildet, siehe Gleichung 2.3.7. Im ersten mechanischen Punkt dreht sich die Antriebswelle, aber der Abtrieb steht still und die Übersetzung wird ∞ . Im zweiten mechanischen Punkt ist die Situation umgekehrt. Der Antrieb steht still und der Abtrieb dreht sich, womit die Übersetzung 0 wird. In der dazugehörigen Abbildung 2.11 rechts unten wird ersichtlich, dass es in der Nähe vom Punkt $i = 4$ zum Wechsel von der Übersetzung ins langsame $i > 1$, zur Übersetzung ins schnelle $i < 1$ kommt. Für eine bessere Übersicht der Darstellung wird die Ordinaten-Achse beschränkt, ansonsten wäre ein asymptotischer Verlauf gegen unendlich.

$$i_{\text{Variator}} = \frac{\omega_{\text{an}}}{\omega_{\text{ab}}} \quad (2.3.7)$$

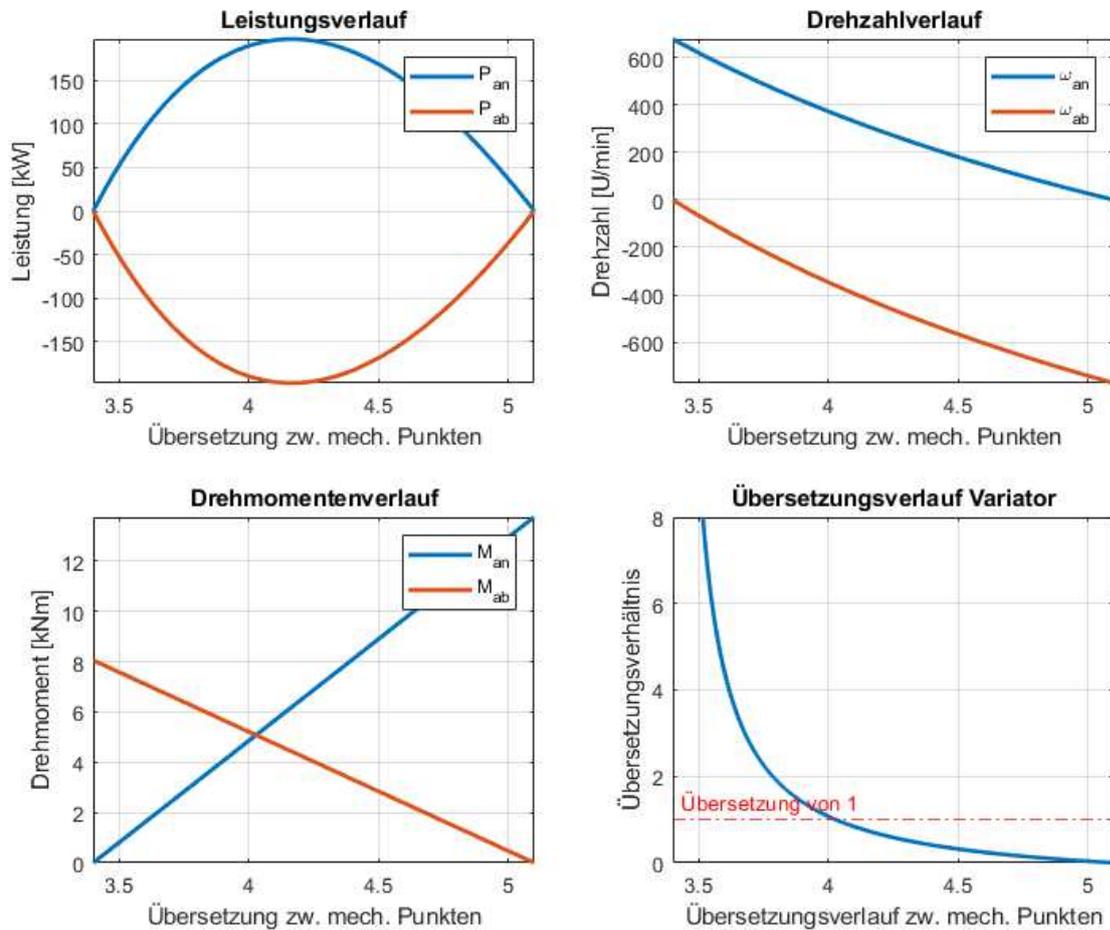


Abbildung 2.11. Darstellung der Leistungs-, Drehzahl-, Drehmomente- und Übersetzungsverlauf über die Übersetzung zwischen den mechanischen Punkten

2.4 Realisierung des Übersetzungsbereiches i_{Ges}

Wie in Kapitel 1.3 beschrieben, besitzt das Freilaufgetriebe einen Übersetzungsbereich von $\infty \geq i \geq 1$ [15]. Damit jetzt der geforderte Übersetzungsbereich von $\infty \geq i_{\text{Ges}} \geq 0$ abgedeckt wird, bedarf es der Kombination von zwei Freilaufgetrieben, welche über die Zentralräder gekoppelt werden. Die Abbildung 2.12 zeigt die Funktionsweise in Schnittdarstellung, wobei zwischen System A und B mittels Systemgrenzen unterschieden wird. Der Antrieb erfolgt auf der linken Seite (System A), wobei die Kurbeln (A1) in Bewegung versetzt werden und den Kurbelschwingen-Mechanismus antreiben. Durch die Bewegungsüberlagerung der Schwingen treiben die Planetenräder (A2) das Zentralrad (A3) an. Das Getriebe auf der rechten Seite (System B) wird jetzt umgedreht, wodurch das Zentralrad den Antrieb (B3) übernimmt und somit die Planetenräder (B2) in Bewegung versetzen. Die Planetenräder wiederum treiben die Schwingen und die Kurbeln (B1) an, wodurch der Abtrieb rea-

lisiert wird. Die Übersetzungsteuerung erfolgt durch die Variation der Kurbellängen von a_1 (System A) und b_1 (System B).

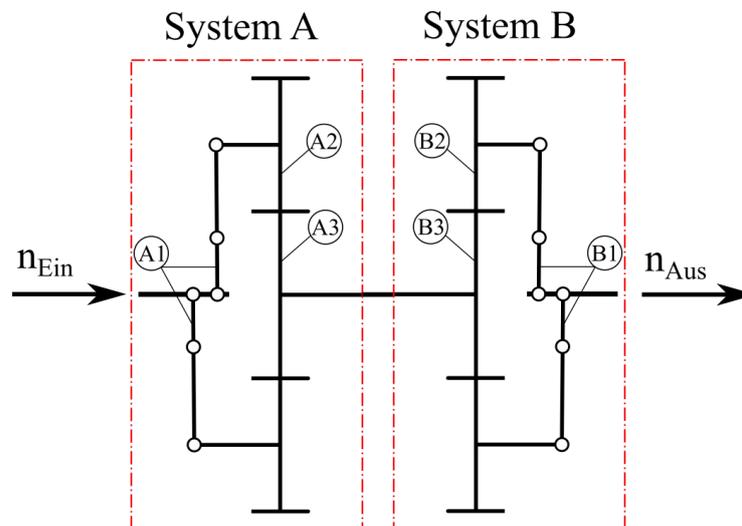


Abbildung 2.12. Funktionsschaltbild von zwei kombinierten Freilaufgetrieben

Der aus der Abbildung rechts unten 2.11 resultierende Übersetzungsbereich besitzt fünf unterschiedliche Szenarien, welche durch das ändern der Kurbellängen bewerkstelligt wird. Die fünf eintreffenden Szenarien werden in der Tabelle 2.2 mit den jeweiligen Kurbellängen, sowie erreichbaren Übersetzungen beschrieben. Der erste Fall trifft auf den ersten mechanischen Punkt zu. Damit die Gesamtübersetzung von $i_{Ges} = \infty$ erreicht wird, ist die Kurbelstellung $a_1 = 0$ und $b_1 = b_{1,max}$. Im zweiten Fall wird die Kurbel vom System A zwischen $0 > a_1 > a_{1,max}$ variiert, während $b_1 = b_{1,max}$ unverändert bleibt. Der Spezialfall der Gesamtübersetzung von $i_{Ges} = 1$ (Fall drei) wird annäherungsweise mit den Kurbelstellungen erreicht, wo beide Kurbellängen die maximale Länge aufweisen. Für die Fälle vier und fünf bleibt das System A unverändert und System B variiert die Länge der Kurbel b_1 . Die Gesamtübersetzung i_{Ges} wird dabei durch Multiplikation von i_A und i_B gebildet.

Tabelle 2.2. Erforderliche Kurbelstellung a_1 und b_1 zum Erreichen der gewünschten Gesamtübersetzung i_{Ges}

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Kurbelstellung	$a_1 = 0$ $b_1 = b_{1,max}$	$0 > a_1 > a_{1,max}$ $b_1 = b_{1,max}$	$a_1 = a_{1,max}$ $b_1 = b_{1,max}$	$a_1 = a_{1,max}$ $b_{1,max} > b_1 > 0$	$a_1 = a_{1,max}$ $b_1 = 0$
Übersetzung	$i_A = \infty$ $i_B = 1$ $i_{Ges} = \infty$	$\infty > i_A > 1$ $i_B = 1$ $\infty > i_{Ges} > 1$	$i_A = 1$ $i_B = 1$ $i_{Ges} = 1$	$i_A = 1$ $1 > i_B > 0$ $1 > i_{Ges} > 0$	$i_A = 1$ $i_B = 0$ $i_{Ges} = 0$

Dieser angestrebte Lösungsversuch, indem zwei Freilaufgetriebe über das Zentralrad verbunden werden, um einen Übersetzungsbereich von $\infty \geq i_{Ges} \geq 0$ zu erreichen, ist nicht realisierbar. Bei einer Übersetzung von $i_{Ges} < 1$ kann die gewünschte Bewegung mit dem System B nicht realisiert werden. Der Grund liegt in der kinematischen Gegebenheit des Systems, wodurch der Freilauf sich dauerhaft öffnet oder blockiert. Im Kapitel 4.3 wird darauf näher eingegangen.

2.5 Reduzierung der Drehzahlschwankung

Ein wichtiges Kriterium in der Auslegung des Variators ist die Drehzahlschwankung. Diese soll so gering wie möglich sein. Der entscheidende Faktor ist eine hohe Anzahl an konzentrisch angeordneten Planetenrädern um das Zentralrad, siehe Abbildung 2.13. Sind Gestelllänge d und Stirnradübersetzung i_{St} bekannt, so kann durch Kombination der Gleichungen (2.5.1), (2.5.2) und der Bedingung $r_2 = i_{St} * r_1$ die mögliche Anzahl an Planetenrädern um das Zentralrad berechnet werden, siehe Gleichung 2.5.3. Die Gleichung zeigt, dass die Anzahl der Planetenräder nur von der Stirnradübersetzung i_{St} abhängig ist.

Wird jetzt nur System A, siehe Kapitel 2.4, mit einer Gesamtübersetzung von $i_{Ges} = 1$ betrachtet, so liefert der Kurbelschwingen-Mechanismus mit dem maximalen zulässigen Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$ eine Übersetzung von ungefähr $i = 1.25$. Für eine Gesamtübersetzung von $i_{Ges} = 1$ bedarf es somit einer Stirnradstufen-Übersetzung von $i_{St} = 0.8$. Dabei stellt das Planetenrad den Antrieb und das Zentralrad den Abtrieb dar.

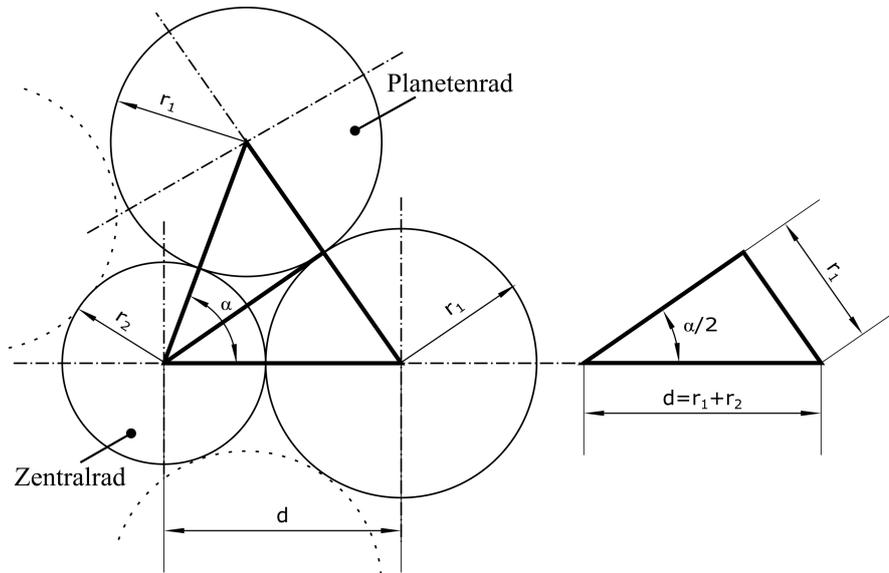


Abbildung 2.13. Konzentrische Anordnung der Planetenräder um das Zentralrad

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \left(\frac{r_1}{r_1 + r_2}\right) \Rightarrow \alpha = 2 * \arcsin\left(\frac{r_1}{r_1 + r_2}\right) \quad (2.5.1)$$

$$n\alpha = 360^\circ \Rightarrow n = \frac{360^\circ}{\alpha} \quad (2.5.2)$$

$$n = \frac{360^\circ}{2 * \arcsin\left(\frac{1}{i_{St} + 1}\right)} \quad (2.5.3)$$

Die Auswertung der Tabelle 2.3 verdeutlicht, dass die Stirnradübersetzung von $i_{St} = 0.7$ die Anzahl von fünf angeordneten Koppelgetrieben um das Sammelrad nicht erreicht. Die höchste Anzahl von sechs Koppelgetrieben bei $i_{St} = 1$ benötigt einen Schwingwinkel von $\psi_0 = 180^\circ$, was nicht umsetzbar ist. Die geforderte Stirnradübersetzung von $i_{St} = 0.8$ kann bei einem Schwingwinkel von circa $\psi_0 = 120^\circ$

umgesetzt werden. Damit können fünf Planetenräder um das Zentralrad angebracht werden, was sich positiv auf die Drehzahlschwankung des Systems auswirkt. Mit steigender Anzahl an Planetenrädern steigt aber auch die Gesamtmasse des Freilaufgetriebes.

Tabelle 2.3. Maximale Anordnung von Koppelgetrieben (n) um das Zentralrad, in Abhängigkeit von der Stirnradübersetzung i_{St}

i_{St}	n
0.7	4.99
0.8	5.33
0.9	5.66
1	6

Kapitel 3

Getrieberechnung

Auf Basis der bisherigen Erkenntnisse, werden in diesem Kapitel weitere Berechnungen zum Getriebe durchgeführt. Für die verwendeten Gliedlängen wird auf das Kapitel 2.2 verwiesen und um die Drehzahlschwankung zu minimieren, werden fünf Planetenräder um das Zentralrad angeordnet, siehe Kapitel 2.5.

Im Kinematik-Modell werden die Winkelgeschwindigkeiten der Schwingen bestimmt, welche Aufschluss über die Drehzahlschwankung am Abtrieb liefern. Des Weiteren wird untersucht, von welchen Faktoren die Drehzahlschwankung abhängig ist. Das Kinetik-Modell dient der Bestimmung der Zwangskräfte in den einzelnen Gelenkspunkten. Für eine einzelne Kurbelschwinge wird dessen Bewegungsgleichung hergeleitet, wodurch bei bekannter Antriebswinkelgeschwindigkeit die Zwangskräfte in den Gelenken berechnet werden können. Im Anschluss erfolgt eine Massenabschätzung der Stirnräder mittels der Software KISSsoft. Ziel ist es, das hohe Antriebsmoment M_{an} mittels einem vor- und nachgeschalteten Planetengetriebe im Variatorstrang zu reduzieren, indem die Antriebsdrehzahl erhöht wird. Dies wirkt sich günstig auf die Zahnfuß- und Zahnflankensicherheit aus und der Achsabstand kann verringert werden. Damit soll eine Massenreduzierung der Stirnräder erreicht werden.

3.1 Kinematik-Modell

In diesem Kapitel werden die kinematischen Eigenschaften des Modells, die Winkelgeschwindigkeit der Schwinge und die Drehzahlschwankung am Abtrieb untersucht. Die Abbildung 3.1 zeigt das mechanische Modell einer Kurbelschwinge. Die Antriebskoordinate q ist der gewählte Freiheitsgrad, wodurch die Bewegung aller Glieder definiert wird. Der Winkel γ setzt sich aus folgenden Größen zusammen $\gamma = \pi - (\alpha + \beta)$, welche in den folgenden Gleichungen bestimmt werden. Der Drehsinn der gewählten Koordinaten q und γ ist dabei mathematisch positiv.

Die Gleichungen von (3.1.1) bis (3.1.3) liefern die notwendigen geometrischen Zusammenhänge um den gesuchten Abtriebswinkel γ , welcher nur von der Antriebskoordinate q abhängig ist, zu bestimmen.

$$e^2 = a^2 + d^2 - 2 * a * d * \cos(q) \quad (3.1.1)$$

$$\frac{e}{\sin(q)} = \frac{a}{\sin(\alpha)} \Rightarrow \alpha = \arcsin\left(\frac{a * \sin(q)}{e}\right) \quad (3.1.2)$$

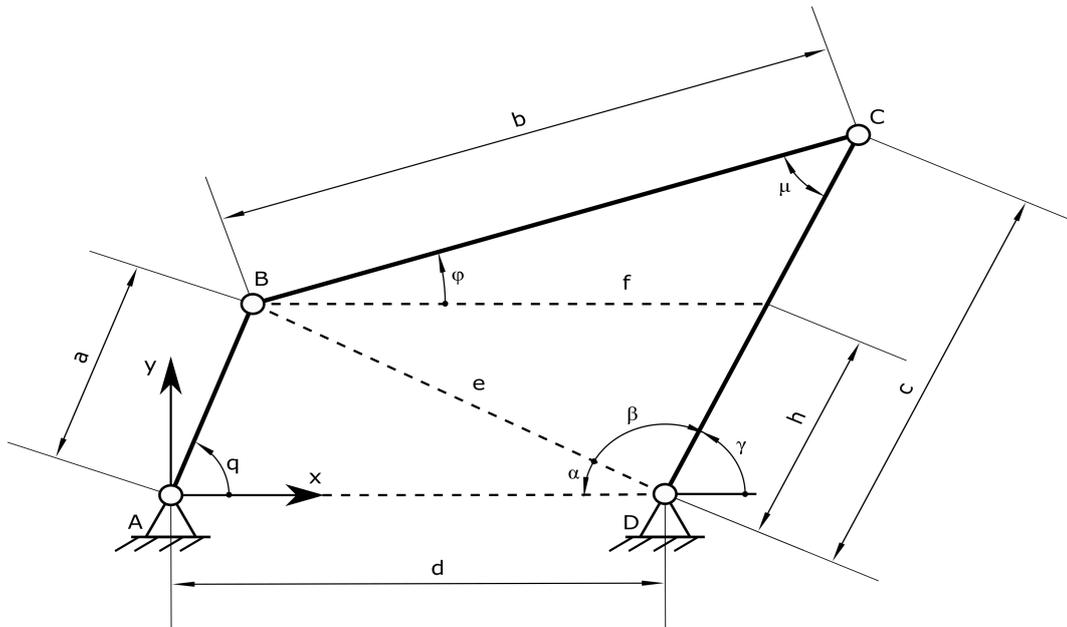


Abbildung 3.1. Kinematik-Modell einer Kurbelschwinge

$$b^2 = e^2 + c^2 - 2 * e * c * \cos(\beta) \Rightarrow \beta = \arccos\left(\frac{e^2 + c^2 - b^2}{2 * e * c}\right) \quad (3.1.3)$$

$$\gamma = \pi - (\alpha + \beta) = \pi - \arcsin\left(\frac{a * \sin(q)}{\sqrt{a^2 + d^2 - 2 * a * d * \cos(q)}}\right) - \arccos\left(\frac{a^2 + d^2 - 2 * a * d * \cos(q) + c^2 - b^2}{2 * c * \sqrt{a^2 + d^2 - 2 * a * d * \cos(q)}}\right) \quad (3.1.4)$$

Bei der Betrachtung der Gleichung 3.1.4 für γ fällt dessen Nichtlinearität auf.

Zur Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ der Schwinge muss gelten, dass die Ableitung nach der Zeit, gleich der Ableitung nach dem Freiheitsgrad q , multipliziert der Antriebswinkelgeschwindigkeit \dot{q} ist, siehe Gleichung 3.1.5. Aufgrund der Komplexität der Funktion γ , erfolgt das Differenzieren nach q in Matlab numerisch.

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{d\gamma}{dq} \cdot \dot{q} = \gamma' \cdot \dot{q} \quad (3.1.5)$$

Parallel dazu gilt für die Winkelbeschleunigung $\ddot{\gamma}$ der Schwinge die Gleichung 3.1.6

$$\ddot{\gamma} = \frac{d\dot{\gamma}}{dt} = \gamma'' \cdot \dot{q}^2 + \gamma' \cdot \ddot{q} \quad (3.1.6)$$

Die Schwingen-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$, ist somit eine nichtlineare Funktion, abhängig von der Antriebswinkelgeschwindigkeit \dot{q} und den vier Gliedlängen der Kurbelschwinge.

Mit den bekannten Gliedlängen, sowie der Anzahl der Planetenräder, wird die Drehzahlschwankung im System bestimmt. Die linke Abbildung 3.2 zeigt den Verlauf der

Winkelgeschwindigkeit der Schwingen, bei einer konstanten Antriebswinkelgeschwindigkeit von $\omega_{an} = 20 \text{ rad/s}$, für eine Antriebs-Periode. Die schwarz gestrichelte Linie verdeutlicht, die überlagerte Drehzahl von den Planetenrädern.

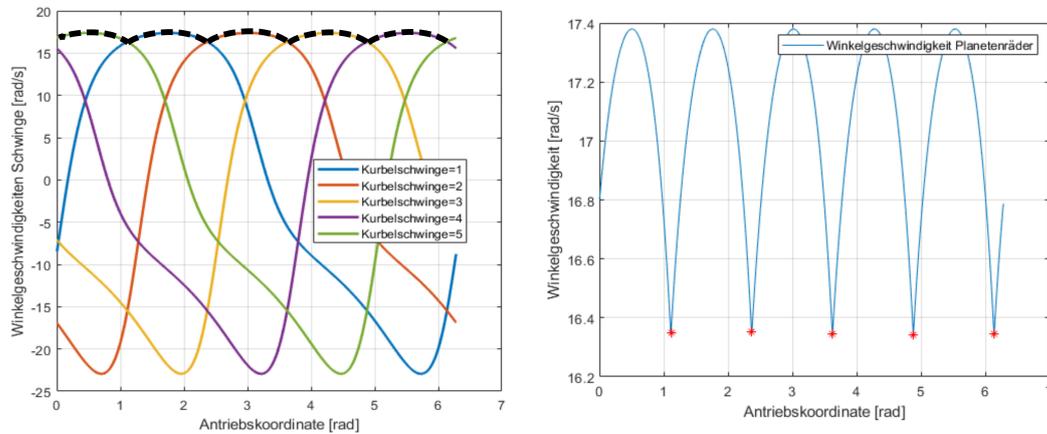


Abbildung 3.2. Linke Abbildung: Verlauf der Winkelgeschwindigkeit der Schwingen über eine Periode. Rechte Abbildung: Darstellung der Winkelgeschwindigkeit der Planetenräder

In der rechten Abbildung 3.2 wird nur die überlagerte Drehzahl an den Planetenrädern betrachtet. Da die Planetenräder über das Zentralrad im gegenseitigen Eingriff stehen, besitzen sie stets dieselbe Winkelgeschwindigkeit. Wird die Differenz der Extremwerte, von der Winkelgeschwindigkeit der Planetenräder bestimmt, so ergibt sich gegenüber der Eingangsdrehzahl eine Schwankung von circa 5%.

Während die Antriebsdrehzahl auf die Drehzahlschwankung keinen Einfluss hat, spielt die Kurbellänge, welche mittels den Doppelexzenter variiert wird, eine Rolle. So ändert sich die Drehzahlschwankung, bezogen auf die Antriebswinkelgeschwindigkeit von $\omega_{an} = 20 \text{ rad/s}$, mit der Kurbellänge nicht linear, siehe Abbildung 3.3. Die maximale Schwankung wird bei einer Kurbellänge von $a = 42 \text{ mm}$ erreicht und beträgt circa 8.1%.

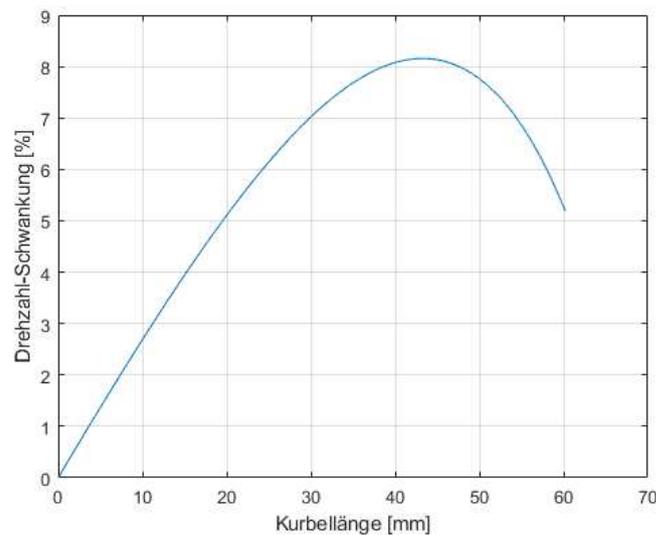


Abbildung 3.3. Drehzahlschwankung bezogen auf die Antriebsdrehzahl, bei veränderlicher Kurbellänge

3.2 Kinetik-Modell

Zur Bestimmung der Kinetik wird ein mechanisches Ersatzmodell einer einzelnen Kurbelschwinge erstellt. Dabei wird die allgemeine Herleitung der Bewegungsgleichung, sowie die Gleichung zur Bestimmung der Zwangskräfte gezeigt. Es wird die Annahme getroffen, dass ein konstantes Antriebsmoment M_{an} an der Kurbel wirkt und bei der Schwinge sich ein Rotations-Dämpfer befindet. Dieser Dämpfer dient dazu, dass das System nach dem Hochfahren aus der Ruhe einen stationären Zustand erreichen kann. Durch das Lösen der Bewegungsgleichung erhält man die zeitlich veränderliche Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ des Systems. Erst durch den bekannten Verlauf von $\dot{q}(t)$ können die Zwangskräfte in den Gelenkspunkten über die Zeit bestimmt werden. Die daraus resultierenden Ergebnisse der Zwangskräfte gelten für ein System, welches sich bei konstantem Antriebsmoment im stationären Zustand befindet. Diese Randbedingungen entsprechen nicht den Zuständen des Compound-Split. Die Ergebnisse dienen jedoch zum besseren Verständnis, wie sich die Antriebswinkelgeschwindigkeit, sowie die Zwangskräfte verhalten und dadurch kann in Kapitel 4.1 das in Simpack aufgebaute Modell verglichen werden.

3.2.1 Annahmen

Die Kurbelschwinge besteht aus $p=3$ Starrkörpern (Kurbel, Koppel und Schwinge), welche gelenkig miteinander verbunden sind und das System besitzt einen Freiheitsgrad. Mit dem gewählten Freiheitsgrad q , welcher die Antriebskoordinate darstellt, sind die Bewegungen aller Glieder definiert. Mit der Bedingung für den ebenen Einfreiheitsmechanismus $k = 3 * p - 1$ ergeben sich acht Zwangskräfte. Der Lagevektor, sowie der Geschwindigkeits- und Beschleunigungszustand werden in expliziter Darstellung angegeben [26].

Die Bewegungsgleichung erfolgt auf Basis der Newton-Euler-Gleichungen für den gesamten Mechanismus. Zur Elimination der Zwangskräfte, wird auf das d' Alembert'sche Prinzip zurückgegriffen. Damit wird die virtuelle Arbeit aller Zwangskräfte im System null. Für das System sind die eingprägten Zustände, wie Antriebsmoment bekannt und werden vorgegeben. Die unbekanntes Zwangskräfte, sind jeweils die horizontalen und vertikalen Kräfte in den Gelenkspunkten. Die allgemeine Herangehensweise in diesem Kapitel 3.2, bezieht sich auf das Skriptum Maschinendynamik von Professor Ecker. Für weiterführende Erklärungen oder Herleitung bestimmter Lösungsansätze wird darauf verwiesen [26].

Für die eingprägten Kräfte und Momente wird das Antriebsdrehmoment mit $M_{an} = 4Nm$ als konstant angenommen. Das Abtriebsmoment in Punkt D ergibt sich aus der Multiplikation von Rotations-Dämpferkonstante k , sowie der Winkelgeschwindigkeit der Schwinge $\dot{\gamma}$, zu $M_{ab}(t, q, \dot{q}) = k * \dot{\gamma}$. Für die Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$, wird auf das Kapitel 3.1 mit der Gleichung 3.1.5 verwiesen. Die Dämpfungskonstante vom Rotationsdämpfer beträgt $k_{Daempfer} = 0.1 Nms$ und die Fallbeschleunigung wird mit $g = 9.81ms^2$ definiert.

Für das mathematische Modell werden die jeweiligen Bauteile wie Kurbel, Koppel und Schwinge als Stabelemente aus Stahl definiert, mit den genannten Gliedlängen $a = 60mm$, $b = 197mm$, $c = 69,5mm$, $d = 200mm$, einen Stangenradius von $r_z = 5mm$, der Dichte von $\rho = 7850kg/m^3$ und dem Massenträg-

Eingeprägte Käfte

- $M_{an}q, \dot{q}, t)$... Antriebsmoment
- $M_{ab}(q, \dot{q}, t)$... Abtriebsmoment
- $m_i * g$... Gewichte der Glieder

Zwangskräfte

- A_x, A_y ... Lagerreaktionen im Punkt A
- B_x, B_y ... Lagerreaktionen im Punkt B
- C_x, C_y ... Lagerreaktionen im Punkt C
- D_x, D_y ... Lagerreaktionen im Punkt D

heitsmoment um den Schwerpunkt I_{Si} . Die Bestimmung der Masse erfolgt mit $m_i = r_Z^2 * \pi * l_i * \rho$ und für das Massenträgheitsmoment um den Schwerpunkt des Körpers gilt $I_{Si} = \frac{m_i * r_Z^2}{4} + \frac{m_i * l_i^2}{12}$.

Des Weiteren werden für das Modell Idealisierungen getroffen:

- *Die Bauteile Kurbel, Koppel und Schwinge werden als starre Körper modelliert. Somit liegt ein ebener Starrkörpermechanismus mit einem Freiheitsgrad vor*
- *Die eingeprägten Kräfte und Momente sind in ihrem Zeitverlauf bekannt*
- *Alle Gelenke werden als spielfrei angenommen*
- *Reibung in den Gelenken wird vernachlässigt*

3.2.2 Herleiten der Bewegungsgleichung

Das wesentliche Ziel dieser Berechnung, ist die Bestimmung der resultierenden Gelenkskräfte. Dabei bedarf es zuerst der Lösung der Bewegungsgleichung vom System, welche die Bewegung $q(t)$ und $\dot{q}(t)$ liefert. Des Weiteren können mit der Bewegungsgleichung die Anlaufuntersuchungen im instationären Bereich, sowie die Gleichlaufuntersuchung im stationären Betrieb betrachtet werden.

Für die weitere Berechnung des Lagevektors werden die Gleichungen von (3.2.1) bis (3.2.3) benötigt.

$$\sin(\gamma) = \frac{a * \sin(q)}{h} \Rightarrow h = \frac{a * \sin(q)}{\sin(\gamma)} = \frac{a * \sin(q)}{\sin(\alpha + \beta)} \tag{3.2.1}$$

$$f^2 = e^2 + h^2 - 2 * e * h * \cos(\beta) \tag{3.2.2}$$

$$(c - h)^2 = b^2 + f^2 - 2 * b * f * \cos(\varphi) \Rightarrow \cos(\varphi) = \left(\frac{b^2 + f^2 - (c - h)^2}{2 * b * f} \right) \tag{3.2.3}$$

Der globale Lagevektor besitzt die Dimension $3p \times 1 = (9 \times 1)$ und wurde aus der Abbildung 3.4 hergeleitet. Die explizite Darstellung des globalen Lagevektors ist in Gleichung 3.2.4 gegeben. Der Kurbeldrehwinkel wird dabei als Antriebskoordinate q bezeichnet und ist nicht beschränkt.

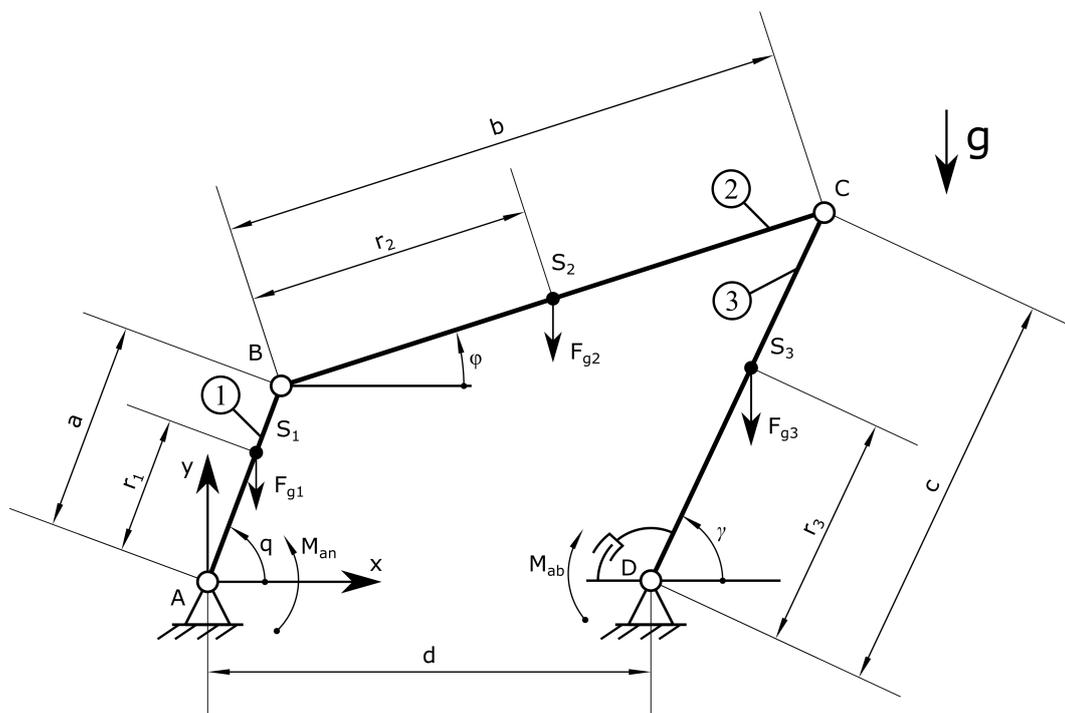


Abbildung 3.4. Darstellung des Kinetik-Modells

$$\vec{r} = \vec{h}(q) = \begin{pmatrix} x_{S1} \\ y_{S1} \\ \varphi_1 \\ x_{S2} \\ y_{S2} \\ \varphi_2 \\ x_{S3} \\ y_{S3} \\ \varphi_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_1 * \cos(q) \\ r_1 * \sin(q) \\ q \\ r_2 * \cos(\varphi) + a * \cos(q) \\ r_2 * \sin(\varphi) + a * \sin(q) \\ \varphi \\ r_3 * \cos(\gamma) + d \\ r_3 * \sin(\gamma) \\ \gamma \end{pmatrix} \quad (3.2.4)$$

Der absolute Geschwindigkeits- und Beschleunigungszustand (3.2.6) wird mit der Definition der Gleichungen 3.2.5

$$\begin{aligned} \vec{h}'(q) &= \frac{d\vec{h}}{dq} \\ \vec{h}''(q) &= \frac{d^2\vec{h}}{dq^2} \end{aligned} \quad (3.2.5)$$

zu

$$\begin{aligned} \dot{\vec{r}} &= \vec{h}'(q) \cdot \dot{q} \\ \ddot{\vec{r}} &= \vec{h}''(q) \cdot \dot{q}^2 + \vec{h}'(q) \cdot \ddot{q} \end{aligned} \quad (3.2.6)$$

Die globale Massenmatrix der Kurbelschwinge wird durch die jeweiligen Massen und Massenträgheitsmomenten in Diagonalform aufgefüllt, siehe Gleichung 3.2.7.

(3.2.7).

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_1 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_2 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{M}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{S1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{S3} \end{pmatrix} \quad (3.2.7)$$

Der globale Vektor für die eingprägten Kräfte und Momente ergibt sich mit Abbildung 3.4 zu der Gleichung 3.2.8.

$$\vec{F}^E = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_1 * g \\ M_{an} \\ 0 \\ -m_2 * g \\ 0 \\ 0 \\ -m_3 * g \\ -M_{ab} \end{pmatrix} \quad (3.2.8)$$

Das Abtriebsmoment im Punkt D wird im eingprägten Kraftvektor negativ definiert.

Das Aufstellen der Bewegungsgleichung für ein System mit einem Freiheitsgrad, erfolgt nach der Gleichung 3.2.9

$$\Theta(q) \cdot \ddot{q} + \frac{1}{2} \Theta'(q) \cdot \dot{q}^2 = Q^E(q, \dot{q}, t) \quad (3.2.9)$$

mit der Getriebefunktion $\Theta(q)$, sowie dessen Ableitung nach q und dem generalisierten Moment Q^E , siehe nachfolgende Gleichungen 3.2.10.

$$\begin{aligned} \Theta(q) &= \vec{h}'^T \cdot \mathbf{M} \cdot \vec{h}' \\ \Theta'(q) &= \frac{d\Theta}{dq} \\ Q^E &= \vec{h}'^T \cdot \vec{F}^E \end{aligned} \quad (3.2.10)$$

Im Allgemeinen ist diese Bewegungsgleichung eine nichtlineare Differentialgleichung mit der Antriebskoordinate q . Da diese Gleichung nichtlinear und nicht elementar analytisch lösbar ist, wird dieses Gleichungssystem mittels numerischem Lösungsverfahren gelöst. Dafür wird ein Zustandsvektor \vec{s} und dessen zeitliche Ableitung $\dot{\vec{s}}$ eingeführt, womit die Bewegungsgleichung auf ein System 1. Ordnung gebracht und der Grad der Differentialgleichung um eins reduziert wird.

$$\ddot{q} = \frac{Q^E - \frac{1}{2} \Theta' \cdot \dot{q}^2}{\Theta} \quad (3.2.11)$$

$$\vec{s} = \begin{pmatrix} s_1 \\ s_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} q \\ \dot{q} \end{pmatrix} \quad (3.2.12)$$

$$\frac{d\vec{s}}{dt} = \dot{\vec{s}} = \begin{pmatrix} \dot{s}_1 \\ \dot{s}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s_2 \\ \ddot{q} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s_2 \\ \frac{Q^E - \frac{1}{2}\Theta' s_2^2}{\Theta} \end{pmatrix} \quad (3.2.13)$$

Das resultierende nichtlineare Gleichungssystem $\dot{\vec{s}}$ wird numerisch mittels dem ode45-solver (Ordinary Differential Equation) nach dem Runge-Kutta-Verfahren in Matlab gelöst. Mit den Anfangsbedingungen $q = 0$ und $\dot{q} = 0$, wird das System aus dem Ruhezustand angefahren und schwingt sich um den stationären Zustand ein.

3.2.3 Lösen der Bewegungsgleichung

Die Abbildung 3.5 zeigt die gelöste Bewegungsgleichung 3.2.9 der einzelnen Kurbelschwinge für die Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$. Es wird das Anfahrverhalten aus dem Stillstand, sowie der spätere sich einstellende stationären Bereich ersichtlich. Nach kurzem hochfahren, wird bereits der stationäre periodische Zustand mit der Zeitperiode $T=0.075$ s erreicht. Damit das System bei einem konstantem Antriebsmoment einen stationären Zustand erreicht, unterliegt $\dot{q}(t)$ hohen Schwankungen. Mit der gefundenen Antriebswinkelgeschwindigkeit können die auftretenden Zwangskräfte in den Gelenkspunkten berechnet werden.

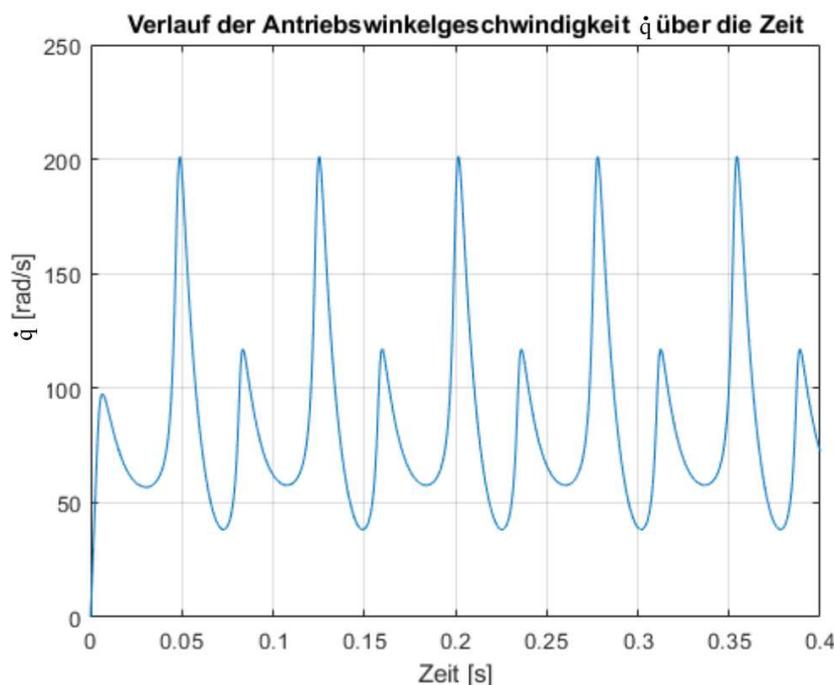


Abbildung 3.5. Verlauf der Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ bei konstantem Antriebsmoment

3.2.4 Bestimmung der Zwangskräfte

Für die Kurbelschwinge mit drei Gliedern $p=3$ und einen Freiheitsgrad, ergeben sich mit $k = 3 * p - 1 = 8$ im System 8 Zwangskräfte. In Abbildung 3.6 werden die

jeweiligen Zwangskräfte in den Gelenkspunkten blau gekennzeichnet.

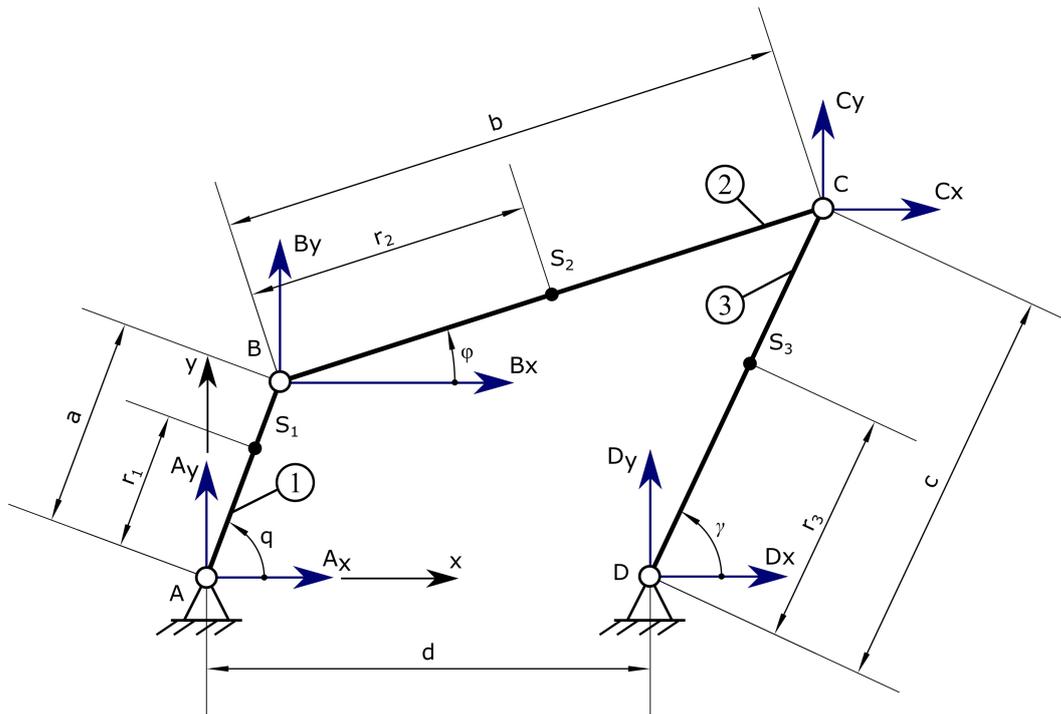


Abbildung 3.6. Darstellung der Kurbelschwinge mit den auftretenden Zwangskräften (blau) in den Gelenkspunkten

Der globale (9×1) Zwangskraftvektor ergibt sich gemäß der Abbildung 3.4 zu Gleichung 3.2.14

$$\vec{F}^Z(q) = \begin{pmatrix} \vec{F}_1^Z \\ \vec{F}_2^Z \\ \vec{F}_3^Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \vec{F}_{1x}^Z \\ \vec{F}_{1y}^Z \\ \vec{M}_{S1}^Z \\ \vec{F}_{2x}^Z \\ \vec{F}_{2y}^Z \\ \vec{M}_{S2}^Z \\ \vec{F}_{3x}^Z \\ \vec{F}_{3y}^Z \\ \vec{M}_{S3}^Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_x - B_x \\ A_y - B_y \\ r_1[A_x \sin(q) - A_y \cos(q)] + (a - r_1)[B_x \sin(q) - B_y \cos(q)] \\ B_x - C_x \\ B_y - C_y \\ r_2[B_x \sin(\varphi) - B_y \cos(\varphi)] + (b - r_2)[C_x \sin(\varphi) - C_y \cos(\varphi)] \\ C_x - D_x \\ C_y - D_y \\ r_3[D_y \cos(\gamma) - D_x \sin(\gamma)] + (c - r_3)[C_y \cos(\gamma) - C_x \sin(\gamma)] \end{pmatrix} \quad (3.2.14)$$

Der generalisierte Zwangskraftvektor kann willkürlich mit folgender Reihenfolge definiert werden, siehe Gleichung 3.2.15.

$$\vec{f}^Z(q) = \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \\ B_x \\ B_y \\ C_x \\ C_y \\ D_x \\ D_y \end{pmatrix} \quad (3.2.15)$$

Mit dem Vergleich des globalen Zwangskraftvektor $\vec{F}^Z(q)$ und des verallgemeinerten Zwangskraftvektor $\vec{f}^Z(q)$ durch die Bedingung $\vec{F}^Z = \mathbf{Z} \cdot \vec{f}^Z$, erhält man die (9×8) -Zwangskraftverteilungsmatrix $\mathbf{Z}(q)$ in der Form der Gleichung (3.2.16). Aufgrund der Matrix-Größe, werden die Abkürzungen $s = (a-r_1)$, $t = (b-r_2)$ und $u = (c-r_3)$ eingeführt.

$$\mathbf{Z}(q) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_1 \sin(q) & -r_1 \cos(q) & s * \sin(q) & -s * \cos(q) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_2 \sin(\varphi) & -r_2 \cos(\varphi) & t * \sin(\varphi) & -t * \cos(\varphi) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -u * \sin(\gamma) & u * \cos(\gamma) & -r_3 \sin(\gamma) & r_3 \cos(\gamma) \end{pmatrix} \quad (3.2.16)$$

Die jeweiligen Komponenten von \vec{f}^Z berechnen sich gemäß der Gleichung laut (3.2.17) bei bekannter Bewegung von $q(t)$ und $\dot{q}(t)$. Für die symmetrische Systemmatrix \mathbf{N} gilt $\mathbf{N} = \mathbf{Z}^T \mathbf{M}^{-1} \mathbf{Z} = \mathbf{N}^T$. Das Auflösen des vorliegenden Gleichungssystems nach \vec{f}^Z ist nur mehr numerisch möglich und wird mittels Matlab ausgeführt.

$$\vec{f}^Z = \mathbf{N}^{-1} \cdot \mathbf{Z}^T \cdot \vec{h}'' \cdot \dot{q}^2 - \mathbf{N}^{-1} \cdot \mathbf{Z}^T \cdot \mathbf{M}^{-1} \cdot \vec{F}^E \quad (3.2.17)$$

Zur Kontrolle des Systems muss die Bedingung $\det(\mathbf{N}) \neq 0$ erfüllt werden. Damit ist \mathbf{N} positiv definit und symmetrisch. Des Weiteren gilt die Orthogonalitätsrelation, wodurch die Beschleunigung $\ddot{q}(t)$ nicht mehr explizit in die Zwangskraftermittlung eingeht. Für die Gültigkeit der Orthogonalitätsrelation muss die Beziehung $\vec{h}'^T(q) \cdot \mathbf{Z}(q) = \vec{0}$ erreicht werden.

3.2.5 Lösen des Zwangskraftvektor \vec{f}^Z

Die Abbildung 3.7 zeigt die Ergebnisse des gelösten generalisierten Zwangskraftvektors \vec{f}^Z für die einzelnen Gelenkspunkte. Ähnlich wie beim Verlauf der Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ (Abbildung 3.5), stellt sich auch hier ein stationärer Zustand nach dem Hochverfahren des Systems ein. Alle vier Gelenkkräfte besitzen die selbe Zeitperiode von $T=0.075$ s, welche auch die Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ aufweist. Aufgrund der hohen Schwankungen von $\dot{q}(t)$ besitzen auch die Gelenkkräfte solch hohe Schwankungsanteile. Auffallend sind die höheren Amplituden der Gelenkkräfte A und B gegenüber den Gelenkkräften C und D. Diese Ergebnisse zeigen somit den Zwangskräfte-Verlauf für ein System, was sich bei konstantem Antriebsmoment im stationären Zustand befindet. Im Allgemeinen sind diese Ergebnisse stark vom gewählten Antriebsmoment sowie der Dämpfungskonstante $k_{Daempfer}$ abhängig.

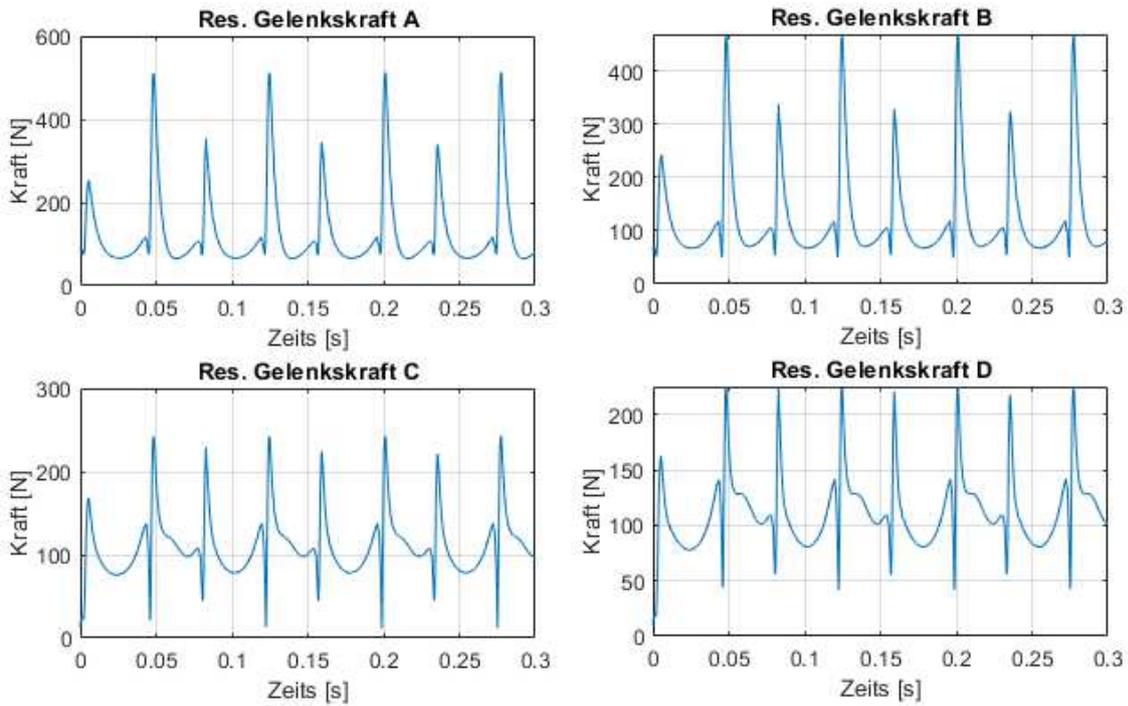


Abbildung 3.7. Resultierende Gelenkskräfte über die Zeit mit Matlab ermittelt

3.3 Massenabschätzung

Zur Reduktion des hohen Eingangsdrehmomentes M_{an} im Variatorstrang, wird dem Freilaufgetriebe ein Planetengetriebe vor- und nachgeschaltet. Dadurch wird bei gleichbleibender Leistung die Eingangsdrehzahl zum Variator ins Schnelle und nach dem Variator wieder ins Langsame übersetzt, siehe Abbildung 3.8. Dabei wird beim ersten Planetengetriebe über den Steg (s) angetrieben und der Abtrieb erfolgt über das Sonnenrad (1) zum Variator. Hingegen beim zweiten Planetengetriebe erfolgt der Antrieb über das Sonnenrad und der Abtrieb über den Steg. Die Umlaufübersetzung i_{1s} vom zweiten Planetengetriebe, ist somit der Kehrwert von der Umlaufübersetzung i_{s1} vom ersten Planetengetriebe. Da beide Planetengetriebe die gleiche Standübersetzung besitzen, erfolgt eine Drehzahländerung nur im Variatorstrang.

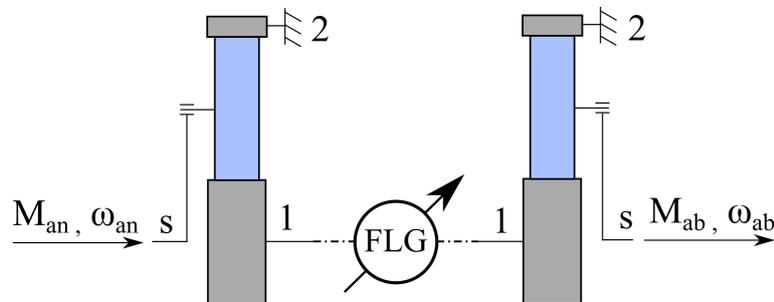


Abbildung 3.8. Variatorstrang mit Freilaufgetriebe (FLG) und vor- und nachgeschaltetem Planetengetriebe

Die Standübersetzung i_{12} vom Planetengetriebe wird als Quotient von Sonnen- (1) zu Hohlradzahl (2) definiert, wobei der Steg (s) stillsteht. Beim verwendeten

Planetengetriebe handelt es sich um ein Minusgetriebe, wobei die Standübersetzung negativ ist. Dies resultiert, wenn das Hohlrads in entgegengesetzter Richtung vom Sonnenrad dreht und der Steg stillsteht [18, S.881]. Realisierbare Standübersetzungen vom Planetengetriebe sind von $i_{12} = -11,3$ bis $i_{12} = -1,4$ [10, S.3]. Abhängig von der Wellenbelegung werden unterschiedliche Umlaufübersetzungen erreicht. Generell wird die Wellenbelegung mit XY bezeichnet, was einer Übersetzung von X auf Y entspricht. Das in der Abbildung 3.8 vorgeschaltete Planetengetriebe besitzt die Umlaufübersetzung i_{s1} , was bedeutet: der Steg (s) treibt an und die Sonne (1) ist der Abtrieb, während das Hohlrads still steht. Das nachgeschaltete Planetengetriebe wird gespiegelt eingebaut und besitzt die Umlaufübersetzung i_{1s} . Die realisierbaren Übersetzungen werden in der Tabelle 3.1 gegenübergestellt.

Tabelle 3.1. Wellenbelegungen mit dazugehörigem Übersetzungsbereich [27, Arbeitsblatt 1]

Wellenbelegung XY	Funktion Zuordnung $i_{XY} = f(i_{12})$	Übersetzungsbereich		Drehmoment am Sonnenrad
12	i_{12}	-11,3	-1,4	$M_1 = M_{an} \cdot i_{s1}$ $M_1 = M_{an} \cdot i_{s1} \cdot i_{Variator}$
s1	$i_{s1} = \frac{1}{1-i_{12}}$	0,0813	0,416	
1s	$i_{1s} = 1 - i_{12}$	12,3	2,4	

Die Massenabschätzung eines Planetengetriebes folgt anhand der Gleichung 3.3.1 [10, S.8] und ist abhängig von der Standübersetzung i_{12} und dem Drehmoment am Sonnenrad M_1 .

$$\begin{aligned}
 m_{PG} &= (a_0 + a_1 \cdot i_{12} + a_2 \cdot i_{12}^2) \cdot M_1 \\
 a_0 &= -0.0004038177188 \\
 a_1 &= -0.0004165768445 \\
 a_2 &= 0.0001785895452
 \end{aligned}
 \tag{3.3.1}$$

Der kritische Fall für das Planetengetriebe, liegt im Bereich der niederen Drehzahl und des hohen Drehmoments, welche kurz nach und vor den mechanischen Punkten liegt, siehe Abbildung 2.11. Beim ersten Planetengetriebe tritt, der kritische Bereich kurz vor dem zweiten mechanischen Punkt auf. Bei einer Drehzahl von $\omega_{an} = 1$ U/min resultiert ein Antriebsmoment von $M_{an} = 13,738$ kNm. Der kritische Bereich vom zweiten Planetengetriebe, liegt kurz vor dem ersten mechanischen Punkt bei $\omega_{ab} = 1$ U/min und einem Abtriebsmoment von $M_{ab} = 8,054$ kNm. Die Umrechnung der jeweiligen Drehmomente M_1 am Sonnenrad, werden in der Tabelle 3.1 gezeigt. In Abbildung 3.9 (blaue Linie) wird die Masse von beiden Planetengetrieben (m_{PG}) über die Standübersetzung verdeutlicht. Es wird ein annähernder linear Verlauf erreicht, welcher mit zunehmender Standübersetzung abnimmt.

Für die Massenabschätzung der Zahnräder am Freilaufgetriebe, wird ein Stirnradpaar (Planeten- und Zentralrad) mittels KISSsoft einer Festigkeits-Analyse unterzogen. Es wird der kritischste Betriebspunkt betrachtet, welcher wie beim Planetengetriebe, sich kurz vor dem zweiten mechanischen Punkt bei einer Drehzahl von $\omega_{an} = 1$ U/min und $M_{an} = 13,738$ kNm befindet. Für das KISSsoft-Modell werden Randbedingungen nach Tabelle 3.2 festgelegt, welche in der Festigkeitsberechnung erfüllt werden müssen.

Anhand von diesen Bedingungen und dem Feinauslegungs-Tool von KISSsoft, werden eine Vielzahl von Lösungen für die unterschiedlichen Standübersetzungen generiert. Jene Variante mit der geringsten Masse wird verwendet.

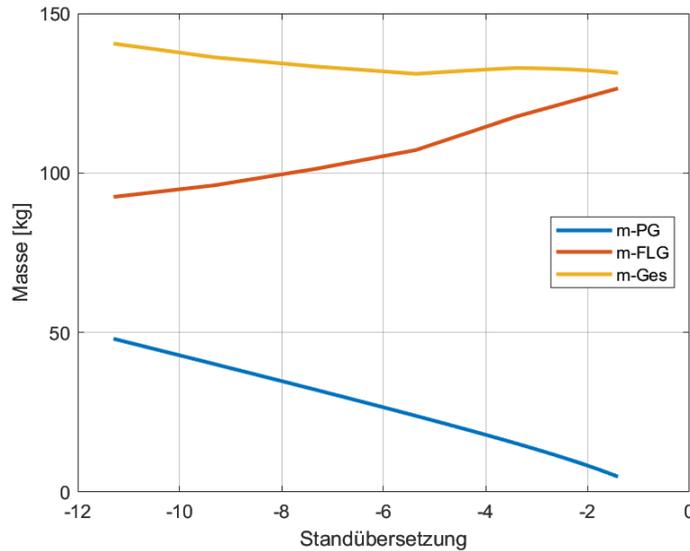


Abbildung 3.9. Massenabschätzung der Planetengetriebe (*m-PG*) sowie der Stirnräder vom Freilaufgetriebe (*m-FLG*) und die resultierende Gesamtmasse (*m-Ges*)

Tabelle 3.2. Randbedingungen in KISSsoft

Anwendungsfaktor	K_A : 1
Lebensdauer	L: 5.000 h
Zahnflankensicherheit	S_H : $\geq 1,1$
Zahnfußsicherheit	S_F $\geq 1,4$
Breiten-zu-Durchmesser Verhältnis	$\frac{b}{d_1}$ [0,7-0,88]
Breitenlastfaktor	$K_{h\beta}$ $\leq 1,3$
Achsabstand	a 50 mm - 200 mm
Eingriffswinkel	α 20° – 25°
Schmierung	Öl-Einspritzschmierung
Werkzeugbezugsprofil	ISO 53; Profil A
Rechenmethode	ISO 6336: Methode B
Werkstoff	18CrNiMo7-6 (MQ)

In der Auslegung müssen die zwei unterschiedlichen Systeme des Freilaufgetriebes berücksichtigt werden. Im System A erfolgt der Antrieb über das Planetenrad mit einer Übersetzung von $i_A = 0.8$ und beim System B treibt das Zentralrad das Planetenrad mit $i_B = 1.25$ an. Bei einer Übersetzung von $i > 1$ kommt es zur Zunahme des Abtriebmomentes, was sich hinsichtlich der Masse schlechter auswirkt.

Zum Verdeutlichen der Herangehensweise wird der Fall ohne Planetengetriebe im Variatorstrang gezeigt. Auf der linken Seite der Abbildung 3.10 werden die Eingangsgrößen, wie Drehzahl und Drehmoment, sowie Anwendungsfaktor und Lebensdauer definiert. Auf der rechten Seite der Abbildung 3.10, werden die jeweiligen variierenden Parameter wie Modul, Eingriffswinkel und Achsabstand definiert. Die Übersetzung für das System A des Freilaufgetriebes besitzt die Übersetzung von $i=0.8$ und das Antriebsrad ist das Planetenrad.

Die generierten Lösungen in der Abbildung 3.11 erfüllen alle Anforderungen von der Tabelle 3.2. Die Lösungen werden über die Masse und dem Achsabstand mit farblicher Markierung des Breiten-zu-Durchmesser Verhältnisses dargestellt. Bei der

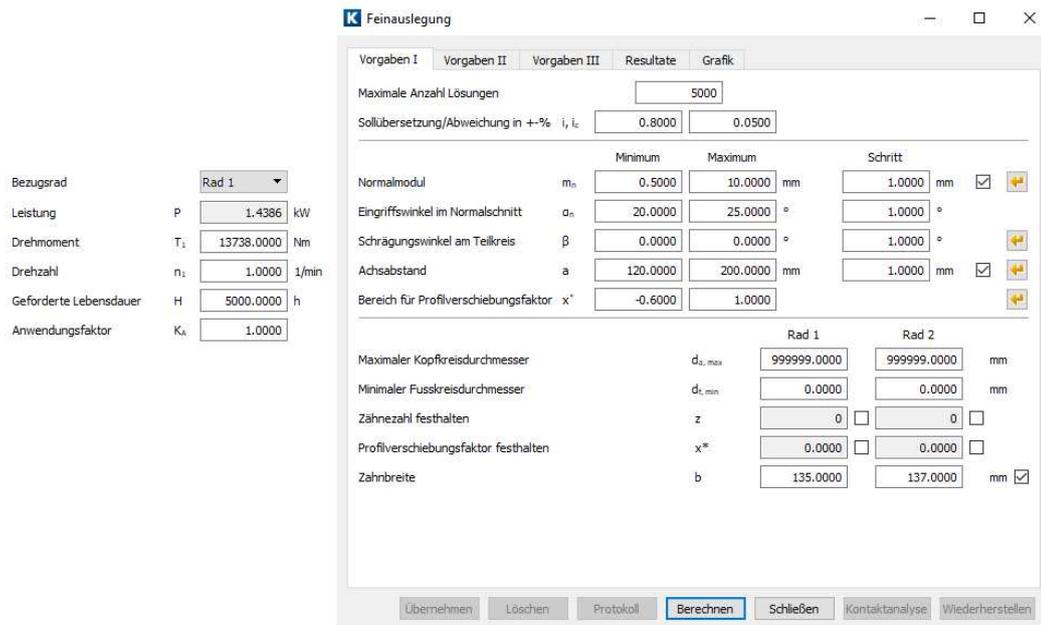


Abbildung 3.10. Eingabeparameter in KISSsoft für die Feinauslegung

Auswertung fällt auf, dass jene Lösung mit der geringsten Massen beim höchsten Breiten-zu-Durchmesser Verhältnis anfällt. In diesem Fall wird die Lösungsvariante 98 mit einer Masse von $m = 33.2\text{kg}$ gewählt, wobei 19,9 kg auf das Planetenrad und 13,3 kg auf das Zentralrad entfallen. Bei einer Konstellation mit einem Zentralrad und fünf Planetenrädern, ergibt sich für das System A, eine Gesamtmasse von $m_{FLG_A} = 112.8\text{kg}$. Für das System B erfolgt die gleiche Herangehensweise, mit dem Unterschied, dass das Zentralrad das Planetenrad mit einer Übersetzung von $i_B = 1.25$ antreibt. Dadurch steigt das Abtriebsmoment und darum auch die Gesamtmasse von $m_{FLG_B} = 158.8\text{kg}$. Nur die Verzahnung des Freilaufgetriebes besitzt somit eine Masse von $m_{FLG} = m_{FLG_A} + m_{FLG_B} = 271.6\text{kg}$.

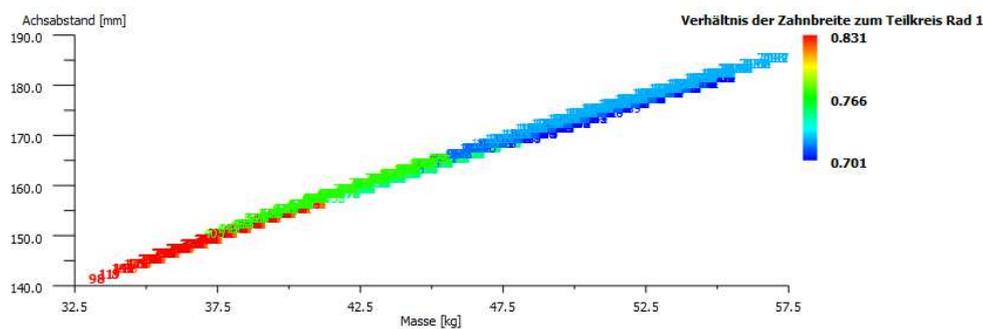


Abbildung 3.11. Anzahl der generierten Lösungen in KISSsoft mit dem Feinauslegungstool

Um diese hohe Masse zu reduzieren, bedarf es der Planetengetriebe im Variatorstrang, damit die Antriebsdrehzahl im Variator erhöht wird und folglich das zu übertragende Drehmoment abnimmt. Dies wiederum wirkt sich positiv auf die Zahnfuß- und Zahnflankensicherheit aus, der Achsabstand kann verringert werden und zudem auch die Masse der Stirnräder. In der Abbildung 3.9 verdeutlicht die orange Linie diesen Effekt, wenn dem Freilaufgetriebe ein Planetengetriebe vorgeschaltet wird. Es

zeigt den Massenverlauf m_{FLG} der Stirnräder vom Freilaufgetriebe, über die Standübersetzung. Je geringer die Standübersetzung i_{12} , desto niedriger fällt das Gewicht aus.

Die Summe aller Massen m_{GES} setzt sich aus der Gesamtmasse der Planetengetriebe m_{PG} und des Freilaufgetriebes m_{FLG} zusammen und wird in der Abbildung 3.9 durch die gelbe Linie über die Standübersetzung gezeigt. Die resultierende Masse m_{GES} nimmt leicht über die Standübersetzung ab. Es wird die Lösung bei einer Standübersetzung von $i_{12} = -1,4$ mit dem Massenminimum vom $m_{GES} = 131kg$ empfohlen. Mit dieser Lösungsvariante von $m_{GES} = 131kg$ kann, gegenüber dem System ohne Planetengetriebe von $m_{FLG} = 271.6kg$, die Masse um bis zu 51.7% reduziert werden.

Vom dynamischen Standpunkt gilt es anzumerken, dass eine Zunahme der Antriebsdrehzahl im Variator, zu einer Steigerung der Massenkräfte, siehe Gleichung 2.2.2 führt. Insbesondere weil die Winkelbeschleunigung $\ddot{\gamma}$ von der Antriebsdrehzahl quadratisch abhängt, siehe Gleichung 3.1.6. Folglich kommt es zur Zunahme der Zwangskräfte und es bedarf größerer dimensionierter Komponenten. Darum ist es vom Vorteil, die niederste Drehzahlerhöhung im Variator, welche bei der größten Standübersetzung von $i_{12} = -1,4$ resultiert, zu wählen. Bei den Freiläufen im Getriebe hingegen, wird durch die Drehmomentreduktion deren Masse verringert. Dies trifft aber bei der geringsten Standübersetzung von $i_{12} = -11,3$ zu.

Was in der Massenabschätzung fehlt, sind die dazugehörigen Komponenten, wie die Antriebseinheit mit Kurbelwelle, Ritzelwelle, Exzenter und Elektromotor, sowie Wälzlager, Koppeln, Schwingen, Freiläufe und das Gehäuse.

Kapitel 4

Validierung mit Simpack

Mit der Kopplung von zwei Freilaufgetrieben, steigt dessen Komplexität hinsichtlich des dynamischen Verhaltens. Um die Eigenschaften des Systems näher zu bestimmen, erfolgt der Einsatz der kommerziellen MKS-Software Simpack. Zusätzlich können die erstellten Matlab-Modelle somit validiert werden. Für die Simulationen in Simpack, werden die im Kapitel 3 bestimmten Parameter verwendet.

4.1 Ermittlung der Zwangskräfte

Begonnen wird mit dem Aufbau einer einfachen Kurbelschwinge, siehe Abbildung 4.1. Im Koordinatenursprung befindet sich die Kurbel und die einzelnen Glieder werden als Stangen definiert. Das Ziel liegt in der Validierung der Ergebnisse des Matlab-Modells hinsichtlich der Zwangskräfte bei bekannter Antriebsbewegung von $q(t)$ und $\dot{q}(t)$. Für die Validierung wird nur das System A des Freilaufgetriebes herangezogen. Dabei erfolgt der Antrieb über die Kurbeln und der Abtrieb über das Zentralrad, nähere Beschreibung siehe Kapitel 2.4.

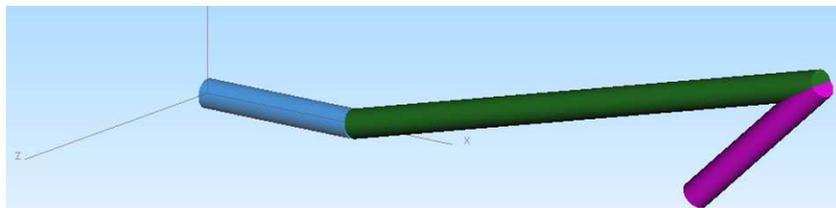


Abbildung 4.1. Darstellung einer Kurbelschwinge in Simpack

Die Abbildung 4.2 zeigt wie das System mit der Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ aus der Ruhe hochgefahren wird, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Es zeigt sich die Übereinstimmung des Matlab-Modelles (Abbildung 3.5) mit der Lösung aus Simpack (Abbildung 4.2).

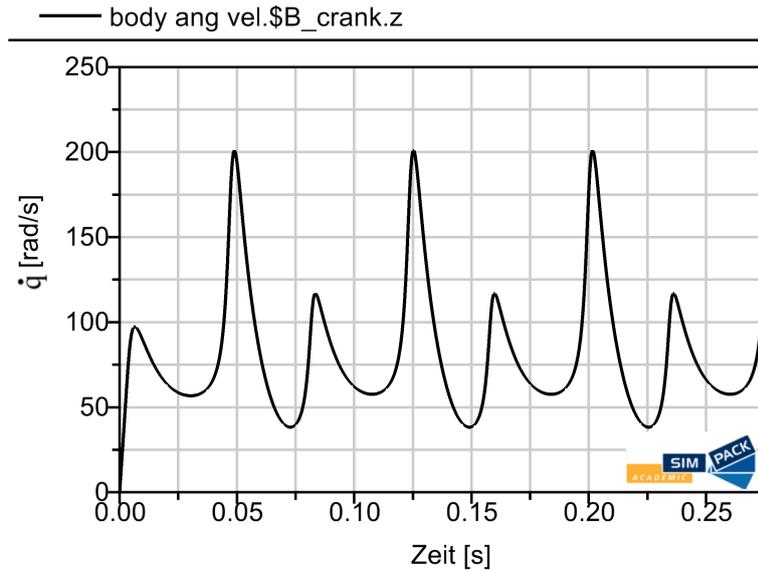


Abbildung 4.2. Verlauf der Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ bei konstantem Antriebsmoment

Die in Simpack ermittelten Zwangskräfte in den Gelenkspunkten, werden in Abbildung 4.3 gezeigt. Hierbei liefern das Matlab-Modell (Abbildung: 3.7) und das Simpack-Modell (Abbildung: 4.3) denselben Lösungsverlauf. Auch in den einzelnen Zwangskräften, stellt sich im stationären Zustand ein periodischer Verlauf ein.

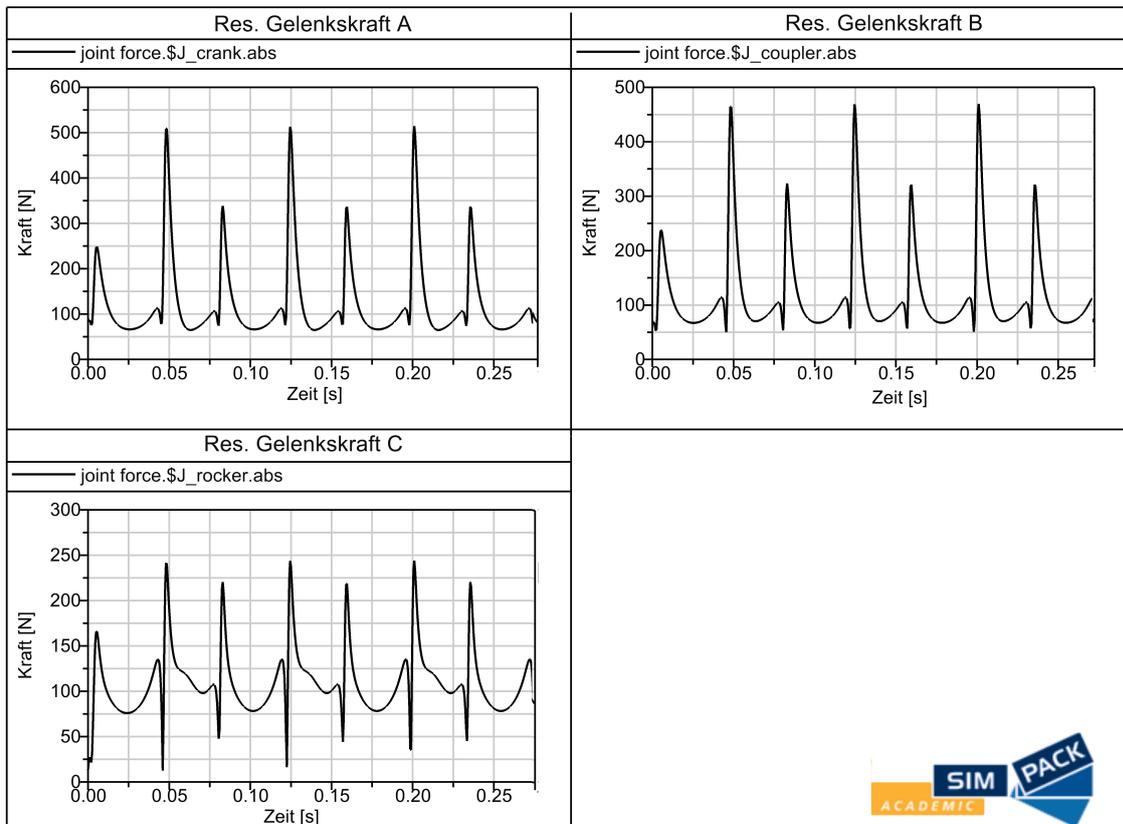


Abbildung 4.3. Resultierende Gelenkkräfte über die Zeit ermittelt durch Simpack

In Simpack ist es nicht möglich den Gestellpunkt D hinsichtlich der Gelenkkräft

auszuwerten. Aufgrund der Übereinstimmung der restlichen Gelenkskräfte wird angenommen, dass die Validierung des Gesamtsystems erfüllt ist.

4.2 Ermittlung der Drehzahlschwankung

Aufbauend auf der modellierten Kurbelschwinge, folgt das komplette Freilaufgetriebe, siehe Abbildung 4.4. Dieses Modell dient hauptsächlich der Darstellung der kinematischen Verhältnisse des Systems. Die hellblauen Glieder kennzeichnen dabei die Antriebskurbeln, die Planetenräder werden dunkelblau dargestellt, welche sich im Eingriff mit dem Zentralrad (rot) befinden.

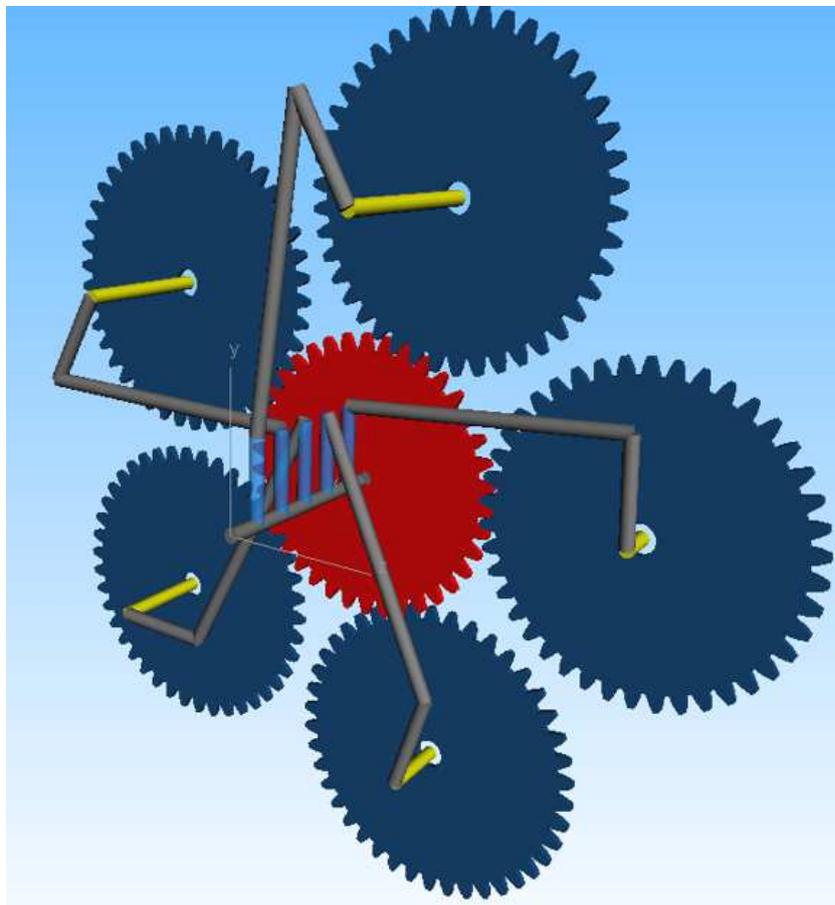


Abbildung 4.4. Aufbau des Freilaufgetriebes in Simpack

Die Überlagerung der Winkelgeschwindigkeit der Schwingen in Simpack, werden in Abbildung 4.5 gezeigt. Im Hinblick auf die in Matlab bestimmte Lösungsvariante (Abbildung 3.2), kommt es in der Auswertung zu unterschiedlichen Verläufen. Dies ist begründet in der Orientierung des Koordinatensystems und der Drehrichtung in Simpack. Würde die Abbildung 4.5 um die Ordinaten-Achse gespiegelt, dann stimmt der Verlauf überein.

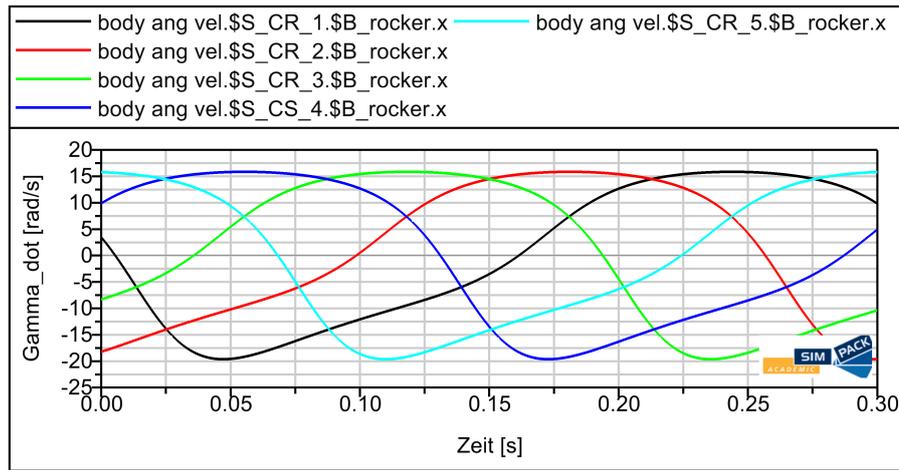


Abbildung 4.5. Verlauf der Winkelgeschwindigkeit der Schwingen über eine Periode ermittelt mit Simpack

4.3 Antrieb am Zentralrad

Wird in Simpack der Antrieb am Freilaufgetriebe vertauscht, sprich der Antrieb erfolgt über das Zentralrad und die Kurbeln bilden den Abtrieb, kann die gewünschte Bewegungsvorgabe nicht erzielt werden. Das Problem liegt in der Interaktion des Freilaufes mit den vorherrschenden kinematischen Zuständen.

In Kapitel 1.4.2 wurde bereits die Funktionsweise des Freilaufes für das System A erläutert, wo der Antrieb an den Kurbeln und der Abtrieb am Zentralrad erfolgt. Die Erklärung der Funktionsweise erfolgte durch einer sich im Eingriff befindenden Kurbelschwinge mit dem Planetenrad. Die Abbildung 4.6 verdeutlicht nun den Bewegungsverlauf einer Schwinge mit dem Planetenrad, über die Antriebskoordinate q , bei einer konstanten Antriebswinkelgeschwindigkeit von $\omega_{an} = 20 \text{ rad/s}$ und fünf Planetenrädern. Für die verwendeten Gliedlängen wird auf das Kapitel 2.2 verwiesen. Die Bereiche (1) bis (3) in der Abbildung 4.6 beschreiben den Zustand des Freilaufes, wann dieser öffnet oder klemmt. In den Bereichen (1) und (2) ist der Freilauf geöffnet und im Bereich (3) sperrt der Freilauf. Um die Funktionsweise des Freilaufes nachvollziehen zu können, bedarf es der Drehrichtung, sowie der Winkelgeschwindigkeit vom Innen- und Außenring des Freilaufes. Im System A besitzen die Antriebsringe der Freiläufe stets unterschiedliche Winkelgeschwindigkeit und die Drehrichtung variiert. Dies ist essentiell, damit die Schwinge eine nichtlinear Bewegung vollführen kann, siehe rote Linie von γ und $\dot{\gamma}$ in der Abbildung 4.6 und der Kurbelschwinge-Mechanismus somit funktioniert. Durch die Überlagerung der jeweiligen Schwingebewegungen ergibt sich dann die quasikontinuierliche Abtriebsbewegung am Zentralrad.

Da im System B nur der An- und Abtrieb vertauscht werden, muss das gleiche Bewegungsmuster wie in System A auftreten. Damit können die kinematischen Zustände von System A auf das System B übertragen werden. In System B erfolgt der Antrieb am Zentralrad über die bekannte oszillierende Abtriebsdrehzahl von System A. Da die Planetenräder mit dem Zentralrad im Eingriff stehen, ist auch deren

Bewegung mit ω_P (schwarze Linie) bekannt, siehe Abbildung 4.6 oben. Für den Kurbelschwingen-Mechanismus bedeutet dies, dass die Schwingen die Kurbeln antreiben. Damit aber die Kurbeln in einer Drehrichtung rotieren, müssen die Schwingen den bekannten Winkelverlauf von γ (Abbildung 4.6 unten) und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ (Abbildung 4.6 oben) besitzen.

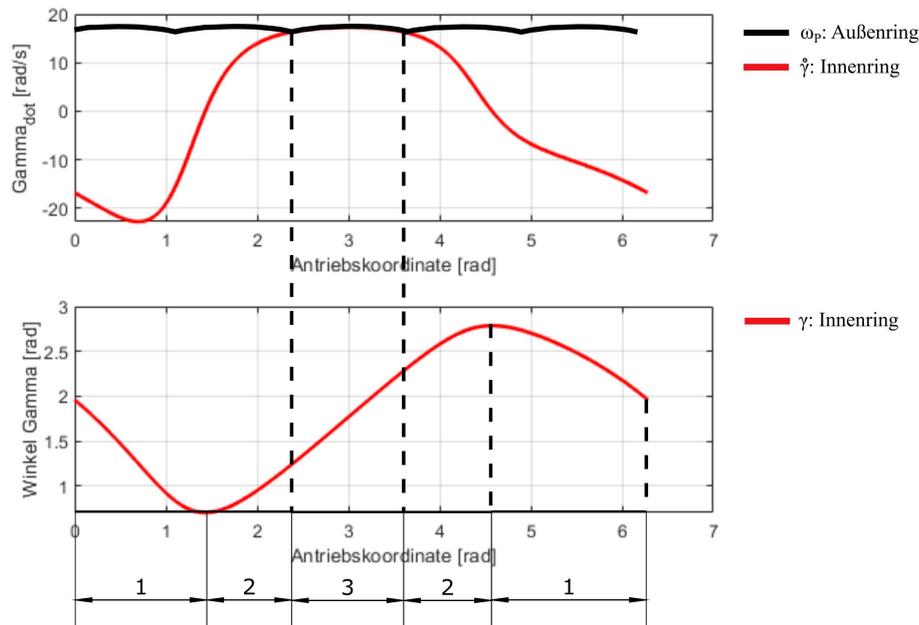


Abbildung 4.6. Schematische Darstellung der Bewegung vom Innen- und Außenring des Freilaufes über die Antriebskoordinate q

Der Außenring des Freilaufes übernimmt den Antrieb und ist fest mit dem Planetenrad verbunden. Der Innenring wiederum, wird fest mit der Schwinde verbunden und dient als Abtrieb. Die Orientierung von Sperr- und Freilaufrichtung ergeben sich durch die Einbauweise, siehe Abbildung 4.7.

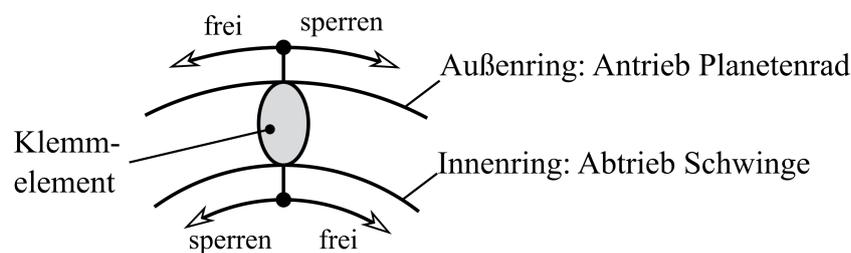


Abbildung 4.7. Zuordnung und Orientierung der Freilauf-, sowie Sperrrichtung von Außen- und Innenring

Im System B haben jetzt die Antriebsringe der Freiläufe immer dieselbe oszillierende Winkelgeschwindigkeit sowie Drehrichtung, siehe schwarze Linie Abbildung 4.6. Wird das System aus der Ruhe hochgefahren und die Planetenräder drehen im Uhrzeigersinn, dann sind die Außenringe der Freiläufe im Sperr-Modus und alle Schwingen haben die gleiche momentane Drehrichtung, wodurch das System blockiert. In diesem Fall können die Schwingen nicht den benötigten nichtlinearen Verlauf vollführen, damit die Kurbeln eine Rotationsbewegung ausführen können. Werden hingegen

die Planetenräder gegen den Uhrzeigersinn gedreht, befinden sich alle Außenringe der Freiläufe in Freilaufichtung und keine Schwinge kann angetrieben werden. Dadurch bleiben die Kurbelschwinge in Ruhe.

Es lässt sich dadurch zeigen, dass der benötigte Übersetzungsbereich von $\infty \geq i_{Ges} \geq 0$ nicht realisierbar ist, da bei einer Übersetzung von $i_{Ges} < 1$, die gewünschte Bewegung mit dem System B nicht realisiert werden kann.

Kapitel 5

Diskussion

Die Kurbelschwingen können hinsichtlich deren Gelenkskräfte optimiert werden.

Eine wesentliche Komponente im Freilaufgetriebe ist die Kurbelschwinge, welche für die Überlagerung der Schwingbewegung notwendig ist. Für den gegebenen Einsatzzweck im Freilaufgetriebe, wird anhand der VDI-2130 Richtlinie, die zentrische Kurbelschwinge empfohlen. Der Vorteil dieser Kurbelschwingen-Variante ist, dass diese übertragungsgünstig sowie beschleunigungsgünstig ist [24, S.15]. Bei bekannten Kurbelotlagenwinkel von $\varphi_0 = 180^\circ$ und einem Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$, gibt es eine Vielzahl von Lösungen mit unterschiedlichen Gliedlängen, welche durch die Grenzwerte des Winkels $\beta = 0^\circ - 30^\circ$ begrenzt sind. Der Vorteil einer Lösungsvariante mit kleinem β ist, dass die Gelenkskraft in den Gliedern geringer wird, da die Winkelbeschleunigung der Schwinge $\ddot{\gamma}$ abnimmt und ein hoher Übertragungswinkel μ_{min} erreicht wird. Deshalb wird für eine zentrische Kurbelschwinge eine Lösungsvariante mit einem niederen Winkel β empfohlen.

Die Masse des Freilaufgetriebes ist zu groß.

Um die bedingte Drehzahlschwankung so gering wie möglich zu halten, ist der entscheidende Faktor, wie viele Planetenräder um das Zentralrad angeordnet werden können. Im Hinblick auf die zu erfüllenden Randbedingungen, können dies maximal fünf Planetenräder sein. Je mehr Planetenräder um das Zentralrad positioniert werden, desto geringer fällt die Drehzahlschwankung aus. Eine hohe Anzahl an Planetenrädern wirkt sich wiederum negativ auf die Masse des Freilaufgetriebes aus, wodurch sich die Reichweite des Hubschraubers verringert.

Hinsichtlich der Massenreduzierung des Freilaufgetriebes, wird im Variatorstrang ein Planetengetriebe vor- und nachgeschaltet, damit die Antriebsdrehzahl im Variator erhöht wird und das zu übertragende Drehmoment abnimmt. Dies wirkt sich positiv auf die Zahnfuß- und Zahnflankensicherheit aus, womit der Achsabstand verringert werden kann und folglich die Masse der Stirnräder. Ohne die Planetengetriebe im System, erreichen die Stirnräder vom Freilaufgetriebe eine Masse von $m_{FLG} = 271.6kg$, während mit Planetengetrieben im besten Fall ein Massenminimum von $m_{GES} = 131kg$ erzielt wird. In der Diplomarbeit von F. Donner und F. Huber [9, S.38] konnte hingegen ein hydraulischer Variator mit einer Masse von $m=125,6$ kg gefunden werden, welcher die Anforderungen des Compound-Split erfüllt. Im Hinblick auf die Masse fällt das Freilaufgetriebe somit schlechter aus.

Die gewünschte Funktion ist mit dem Freilaufgetriebe nicht erreichbar.

Zur Realisierung des benötigten Übersetzungsbereiches des Variators, welcher von $\infty \geq i_{Ges} \geq 0$ reicht, bedarf es der Kombination von zwei Freilaufgetrieben, welche über die Zentralräder miteinander verbunden werden. Bei einer Übersetzung von $i_{Ges} < 1$ kann die gewünschte Bewegungsvorgabe des Freilaufes nicht erreicht werden. In diesem Zustand besitzen die Antriebsringe der Freiläufe dieselbe oszillierende Winkelgeschwindigkeit und Drehrichtung, wodurch die Bewegung der Schwingen verhindert wird. Aufgrund dieser kinematischen Gegebenheit des Systems, sind die Freiläufe je nach Zuordnung dauerhaft geöffnet oder blockiert. Es ist also nicht möglich mit zwei gekoppelten Freilaufgetrieben den benötigten Übersetzungsbereich von $\infty \geq i_{Ges} \geq 0$ abzudecken. Der realisierbare Übersetzungsbereich beschränkt sich somit von unendlich bis eins.

Der Einsatz im Compound-Split als Variator ist nicht möglich.

Die Konsequenz daraus ist, dass das Freilaufgetriebe im Compound-Split für einen Hubschrauber ungeeignet ist, da einmal die geforderte Funktion nicht erreicht werden kann und es andererseits schwerer ausfällt als ein hydraulischer Variator.

Literatur

- [1] G. Misté. “Variable speed rotor helicopters: Optimization of main rotor-turbo shaft engine integration”. Diss. Università degli Studi di Padova, 2015.
- [2] H. Amri et al. “Possibilities and difficulties for rotorcraft using variable transmission drive trains”. In: *CEAS Aeronaut J* 7: 333-344 (2016).
- [3] W. Bittner. *Flugmechanik der Hubschrauber: Technologie, das flugdynamische System Hubschrauber, Flugstabilitäten, Steuerbarkeit*. Springer-Verlag, 2014. ISBN: 978-3-642-54285-5.
- [4] S. Bschorer. *Technische Strömungslehre. Lehr- und Übungsbuch. 11. Auflage*. Springer Verlag, 2018. ISBN: 978-3-658-20036-7.
- [5] A. Karem. *Optimum speed rotor*. US Patent 6,007,298. 1999.
- [6] H. Amri et al. *Übersetzungsvariable Getriebe für Drehflügler: Eine Notwendigkeit für künftige Hubschraubergenerationen?* Technische Universität Wien, Technische Universität München. 2014.
- [7] H. Amri et al. “Possible technologies for a variable rotor speed rotorcraft drive train”. In: *42rd. European Rotorcraft Forum* (2016).
- [8] P. Paschinger et al. “Compound-Split Drivetrains for Rotorcraft”. In: *43rd European Rotorcraft Forum* (2017).
- [9] F. Donner and F. Huber. “Massenoptimierung eines Antriebsstrangs mit Compound-Split-Getriebe für drehzahlvariable Drehflügler”. Diplomarbeit. Technische Universität Wien, 2019.
- [10] H. Amri, K. Hartenthaler and M. Weigand. “Mass and Kinematic Analysis of Compound Split with Simulation of the Shifting Process for Variable Rotor Speed”. In: *74th American Helicopter Society Forum 2018* (2018).
- [11] P. Paschinger and M. Weigand. “Study on possible solutions of a Compound-Split transmission system for the UH-60 helicopter”. In: *Mechanism and Machine Theory* 129:17-35 (2018).
- [12] S. Zechner. *Untersuchung der Einsatzmöglichkeiten verschiedener Drehzahl-Variatoren in leistungsverzweigten Getrieben von Hubschraubern*. Fakultät Maschinenwesen und Betriebswissenschaft der Technischen Universität Wien. 2019.
- [13] H. Matthies and K. Renius. *Einführung in die Ölhydraulik*. Vieweg Teubner Verlag, 2008. ISBN: 978-3-8351-0238-5.
- [14] *Fallbrook Technologies. NuVinci Technology*. [Online, gelesen am 10.02.2020]. URL: <https://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>.
- [15] C. Pelger, G. Jacobs and F. Straßburger. “Das mechanische IVT: Idee / Funktion / Umsetzung”. In: *Antriebstechnisches Kolloquium ATK: 107-122* (2015).

- [16] O. Friedmann, W. Haas and U. Mair. "Das Kurbel-CVT; Wirtschaftlicher als ein Handschaltgetriebe und komfortabler als ein heutiges CVT?" In: *07. LuK Kolloquium: 107-116* (2002).
- [17] E. Kirchner. *Leistungsübertragung in Fahrzeugen: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Springer-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-540-35288-4.
- [18] H. Wittel and et al. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Springer-Verlag, 2017. ISBN: 978-3-658-17895-6.
- [19] *Ringspann. Produktkatalog Freiläufe*. [Online, gelesen am 10.04.2019]. URL: <https://www.ringspann.at/de/files/P84-D-140401-237.pdf>.
- [20] K. Decker and K. Kabus. *Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung*. Carl Hanser Verlag, 2018. ISBN: 978-3-446-45029-5.
- [21] A. Fricke, D. Günzel and T. Schaeffer. *Bewegungstechnik; Konzipieren und Auslegen von mechanischen Getrieben*. Hanser Verlag, 2019. ISBN: 978-3-446-45413-2.
- [22] L. Hagedorn, W. Thonfeld and A. Rankers. *Konstruktive Getriebelehre*. Springer Verlag, 2009. ISBN: 978-3-642-01613-4.
- [23] H. Kerle, B. Corves and M. Hüsing. *Getriebetechnik; Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*. Vieweg Teubner Verlag, 2011. ISBN: 978-3-8348-0961-2.
- [24] VDI (Hrsg.) *VDI-Richtlinie 2130: Getriebe- für Hub- und Schwingbewegungen: Konstruktion und Berechnung viergliedriger ebener Gelenkgetriebe für gegebene Totlagen*. Beuth-Verlag, Berlin, überprüft und bestätigt (2016), 1984.
- [25] P. Lugner. *Skriptum zur Vorlesung Mechanik 2*. Institut für Mechanik und Mechatronik; Technische Universität Wien, 2009.
- [26] H. Ecker. *Skriptum zur Vorlesung Maschinendynamik*. Institut für Mechanik und Mechatronik; Technische Universität Wien, 2013.
- [27] H. Müller. *Die Umlaufgetriebe: Auslegung und vielseitige Anwendungen*. Springer-Verlag, 1998. ISBN: 978-3-642-63698-1.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Auftrieb zu Widerstandsverhältnis ($\frac{c_L}{c_D}$) über den Auftriebsbeiwert c_L eines allgemeinen Rotorblattes [5, S.1]	10
1.2	Darstellung der verschiedenen Arrangements des Compound Splits [11, S.20]	12
1.3	Darstellung der Funktionsweise des Freilaufgetriebes [15, S.113]	13
1.4	Darstellung der phasenverschobenen Schwingbewegungen [15]	14
1.5	Funktionsweise des Doppelsexcenter-Prinzipes mit unterschiedlichen Exzentrizitäts-Stellungen [16, S.110]	15
1.6	Darstellung der Antriebswelle mit den dazugehörigen Komponenten [16, S.111]	15
1.7	RollenFreilauf	16
1.8	KlemmFreilauf	16
1.9	Darstellung einer Kurbelschwinge, welche sich im Eingriff mit dem Planeten- und Zentralrad befindet	17
1.10	Zuordnung und Orientierung der Freilauf-, sowie Sperrichtung von Außen- und Innenring	17
1.11	Schematische Darstellung der Bewegung vom Innen- und Außenring des Freilaufes über die Antriebskoordinate q	18
2.1	Links: Darstellung einer Kurbelschwinge; Rechts: Verlauf des Schwingwinkels γ über die Antriebskoordinate q [21, S.157]	21
2.2	Darstellung der inneren und äußeren Totlage der Kurbelschwinge [24, S.3].	21
2.3	Totlagen-Bereiche für viergliedrige Getriebe [24, S.6]	22
2.4	Innere- und äussere Gestellage einer Kurbelschwinge [23, S.149]	23
2.5	Totlagenwinkel-Kombinationen von φ_0 und ψ_0 und dem entsprechenden Hilfwinkel β in Abhängigkeit des maximalen Übertragungswinkels μ_{min} [24, S.11]	24
2.6	Konstruktion der Totlagen einer Kurbelschwinge [21, S.216]	25
2.7	Altsche Totlagenkonstruktion für die zentrische Kurbelschwinge mit der Gestelllänge von $d=200$ und einem Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$	26
2.8	Links: Strecklage der Kurbelschwinge in der äußeren Totlage; Rechts: Decklage der Kurbelschwinge in der inneren Totlage	27
2.9	Mathematisches Modell der Schwinge mit freigeschnittener Koppel	28
2.10	Kinematische-Darstellungen der Schwinge von verschiedener Lösungsvarianten über die Antriebskoordinate q ; Linke Seite Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$; Rechte Seite Winkelbeschleunigung $\ddot{\gamma}$	28

2.11	Darstellung der Leistungs-, Drehzahl- Drehmomente- und Übersetzungsverlauf über die Übersetzung zwischen den mechanischen Punkten	31
2.12	Funktionsschaltbild von zwei kombinierten Freilaufgetrieben	32
2.13	Konzentrische Anordnung der Planetenräder um das Zentralrad	33
3.1	Kinematik-Modell einer Kurbelschwinge	36
3.2	Linke Abbildung: Verlauf der Winkelgeschwindigkeit der Schwingen über eine Periode. Rechte Abbildung: Darstellung der Winkelgeschwindigkeit der Planetenräder	37
3.3	Drehzahlschwankung bezogen auf die Antriebsdrehzahl, bei veränderlicher Kurbellänge	37
3.4	Darstellung des Kinetik-Modells	40
3.5	Verlauf der Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ bei konstantem Antriebsmoment	42
3.6	Darstellung der Kurbelschwinge mit den auftretenden Zwangskräften (blau) in den Gelenkspunkten	43
3.7	Resultierende Gelenkskräfte über die Zeit mit Matlab ermittelt	45
3.8	Variatorstrang mit Freilaufgetriebe (FLG) und vor- und nachgeschaltetem Planetengetriebe	45
3.9	Massenabschätzung der Planetengetriebe (m-PG) sowie der Stirnräder vom Freilaufgetriebe (m-FLG) und die resultierende Gesamtmasse (m-Ges)	47
3.10	Eingabeparameter in KISSsoft für die Feinauslegung	48
3.11	Anzahl der generierten Lösungen in KISSsoft mit dem Feinauslegungstool	48
4.1	Darstellung einer Kurbelschwinge in Simpack	50
4.2	Verlauf der Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{q}(t)$ bei konstantem Antriebsmoment	51
4.3	Resultierende Gelenkskräfte über die Zeit ermittelt durch Simpack	51
4.4	Aufbau des Freilaufgetriebes in Simpack	52
4.5	Verlauf der Winkelgeschwindigkeit der Schwingen über eine Periode ermittelt mit Simpack	53
4.6	Schematische Darstellung der Bewegung vom Innen- und Außenring des Freilaufes über die Antriebskoordinate q	54
4.7	Zuordnung und Orientierung der Freilauf-, sowie Sperrichtung von Außen- und Innenring	54

Tabellenverzeichnis

2.1	Variation des Winkels β von 0° zu 30° , wodurch sich unterschiedliche Gliedlängen ergeben, welche die Bedingung der zentrischen Kurbelschwinge erfüllen.	27
2.2	Erforderliche Kurbelstellung a_1 und b_1 zum Erreichen der gewünschten Gesamtübersetzung i_{Ges}	32
2.3	Maximale Anordnung von Koppelgetrieben (n) um das Zentralrad, in Abhängigkeit von der Stirnradübersetzung i_{St}	34
3.1	Wellenbelegungen mit dazugehörigem Übersetzungsbereich [27, Arbeitsblatt 1]	46
3.2	Randbedingungen in KISSsoft	47