



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna | Austria

## Diplomarbeit

# Analyse eines Übersetzungsvariablen Getriebes für Hubschrauber der CS-29 Klasse

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing. oder DI)

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswirtschaft

von

**Michael Maximilian WAGNER**

Mat.Nr.: 00928770

Unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael WEIGAND

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, E307

begutachtet von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing.

Michael WEIGAND

Institut für Konstruktionswissenschaften  
und Technische Logistik, E307

Getreidemarkt 9, 1060 Wien

Österreich

Projektass. Dipl.-Ing.

Hanns AMRI

Institut für Konstruktionswissenschaften  
und Technische Logistik, E307

Getreidemarkt 9, 1060 Wien

Österreich



Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

**Diplomarbeit**

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 Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, 28. Februar 2018

---

*Unterschrift*



## Kurzfassung

In dieser Arbeit wurde ein stufenlos übersetzungsvariables Getriebe für den Einsatz in Hubschraubern konzipiert. Die Entwicklung basiert auf einer Leistungsverzweigung unter Verwendung von Planetengetrieben. Dafür wurden zwei Compound-Split-Getriebe mit jeweils zwei parallelen Planetengetrieben in Serie geschaltet. Die beiden Compound-Splits teilen sich dabei einen gemeinsamen Variatorstrang. Das Konzept wurde in weiterer Folge einer kinematischen Analyse unterzogen, in der die notwendigen Leistungen der Überlagerungsmaschinen berechnet und ein Schaltkonzept erstellt wurde. Die berechneten Planetensätze wurden in der Software KissSYS mit den notwendigen Wellen und Lagern modelliert. Weiters wurde ein Schaltelement entworfen, wodurch die gemeinsame Nutzung des Variatorstranges ermöglicht wird.

Mit dem entwickelten Konzept soll eine möglichst geringe Getriebemasse für ein stufenlos übersetzungsvariables Getriebe erreicht werden. Dazu muss die Masse des Getriebes, aber auch die Masse der Überlagerungsmaschinen minimiert werden.

Aus bereits durchgeführten Untersuchungen ist bekannt, dass ein Teil der Masse des Getriebekonzeptes auf die erforderlichen Überlagerungsmaschinen zurückzuführen ist. Diese Masse ist proportional zur Spreizung des Compound-Splits. Bei dem untersuchten Konzept wurde die Spreizung des einzelnen Compound-Splits um 50 % reduziert. Die Gesamtspreizung des Getriebes bleibt jedoch unverändert. Infolgedessen ist eine Massenreduktion von 50 % bei den Überlagerungsmaschinen möglich. Weiters wurde eine maximale Grundübersetzung von  $i = 9,5$  in das Getriebe integriert. Infolgedessen können zusätzliche Getriebestufen vor dem entwickelten Getriebe entfallen, wodurch eine zusätzliche Massenreduktion erreicht werden kann.

Ein Vergleich mit einem einfachen Compound-Split, welcher nur zwei Planetengetriebe benötigt, zeigte, dass die Masse der Verzahnungen reduziert werden konnte. Der Grund dafür liegt in der gleichmäßigen Aufteilung der Gesamtübersetzung auf die einzelnen Planetenstufen. Das entworfene Getriebekonzept hat eine Gesamtmasse von ca. 565 kg, bei einer maximalen Grundübersetzung von  $i = 9,5$  und einer Spreizung von  $\varphi = 1,75$ . Dabei wurde ein Eingangsdrehmoment von 10100 Nm bei einer Drehzahl von 1900 U/min angenommen. Die Auslegung zeigte, dass die theoretischen Vorteile einer sehr kleinen Standübersetzung, wie z. B. die hohe Anzahl an verbaubaren Planetenrädern, nicht genutzt werden konnten. Insbesondere der benötigte Platz für die Lagerung der Planetenräder erhöht die notwendigen Durchmesser der einzelnen Planetenräder und damit auch die Durchmesser des Sonnen- und Hohlrades. Durch die größeren Durchmesser erhöhten sich die Massen insbesondere bei den Stegwellen, aber auch bei den Hohlwellen, deutlich. Die Massen der Stegwellen würden sich alleine durch eine entsprechende Anordnung der Planetenlager und durch eine Skelettierung

des Planetenträgers signifikant reduzieren lassen. Erste diesbezügliche Modellierungen haben eine Verringerung der Gesamtmasse auf rund 330 kg ergeben.

Untersuchungen im Rahmen des internationalen Forschungsprojektes VARI-SPEED haben gezeigt, dass durch eine Drehzahlvariation des Hauptrotors die Effizienz eines Hubschraubers gesteigert werden kann. Die Effizienzsteigerung wird allerdings durch die zusätzliche Leermasse des Hubschraubers auf Grund des übersetzungsvariablen Antriebsstranges verringert. Daher ist es notwendig die zusätzliche Masse des übersetzungsvariablen Getriebes möglichst gering zu halten.

## Abstract

A continuously variable transmission for helicopters was designed in this thesis. The transmission is based on two compound split structures which are connected in series. The compound splits share a common variator strand. The concept was analyzed kinematically. There the power of the variator machines were calculated and a switching concept was created. With the help of the software KissSYS the calculated epicyclic gears were modeled including the required shafts and bearings. Furthermore, a switching element was designed, which allows the common use of one variator strand.

The aim of this development is the mass reduction for a continuous variable transmission for helicopters. To achieve this aim, it is necessary to minimize the mass of the gears, as well as the variator machines.

Previous research has shown that a part of the transmission concept's mass results in the required variator machines. Their mass is proportional to the spread of the compound splits. The developed concept reduces the spread of a single compound split by 50 %, still, the overall spread remains unchanged. This results in a decrease of the mass of the variator machines by half. Moreover, the engineered transmission integrates a maximum gear ratio of  $i = 9,5$ . As a consequence, prior gear stages will not be necessary anymore which could present a chance for additional mass reduction.

The comparison between the developed concept and a simple compound-split, which requires only two epicyclic gears, showed that also the mass of the gears could be reduced. This reduction is caused by the even distribution of the total transmission ratio on each epicyclic gears. The developed transmission concept has a total mass of about 565 kg and integrates a maximum base gear ratio of  $i = 9,5$  with a spread of  $\varphi = 1,75$ . The input torque has a value of 10100 Nm by 1900 rpm. The development process has demonstrated that the theoretical advantages of a very small stationary gear, such as a high number of planet gears to enable a high internal power split, does not fulfill the expected mass reduction. This is caused by the required space for the bearing of the planet gears which increases the diameter of the planet gears. Therefore, the diameter of the sun and ring gear increase as well. Due to the larger diameters the masses of the shafts rise clearly. The masses of the carrier shafts could be significantly reduced through a corresponding arrangement of the planetary bearings and a skeletonization of the planet carrier. The first adopted models have resulted in a total of approximately 330 kg.

Investigations, which are part of the international research project VARI-SPEED, have shown that a speed-variable drive system can increase the efficiency of a helicopter. However, the rise in efficiency is reduced by the additional empty weight of the helicopter, due to the necessary variable transmission. Therefore, it is essential to keep the additional mass of the variable transmission as low as possible.



# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
2.	Planetengetriebe .....	3
2.1.	Grundlagen .....	3
2.2.	Standübersetzung.....	7
2.3.	Berechnung der Drehzahlen.....	8
2.4.	Berechnung der Drehmomente .....	11
2.5.	Berechnung des Leistungsflusses .....	13
2.6.	Wirkungsgrad.....	14
2.7.	Anwendungen von Planetengetrieben.....	17
3.	Leistungsverzweigte Planetengetriebe .....	19
3.1.	Grundlagen .....	19
3.2.	Varianten der leistungsverzweigten Planetengetriebe.....	21
3.3.	Anwendungen.....	27
4.	Freiläufe.....	31
4.1.	Grundlagen .....	31
4.2.	Bauarten .....	33
5.	Methodik des Konstruierens (VDI 2221) .....	39
6.	Kinematische Analyse.....	45
6.1.	Vorgehensweise .....	45
6.2.	Beschreibung der Konzepte.....	51
6.3.	Ergebnisse.....	55
6.4.	Diskussion .....	60
6.5.	Conclusio.....	66
7.	Modellierung des Getriebekonzeptes .....	67
7.1.	Auslegungsparameter .....	67
7.2.	Ausführung des DCS .....	71
7.3.	Ergebnisse der Modellierung.....	82
7.4.	Diskussion .....	84
8.	Resümee .....	89



# 1. Einleitung

Das Forschungsprojekt VARI-SPEED, kurz für „Drehzahlvariable Antriebe für Rotorflugzeuge“, befasst sich mit der Entwicklung eines drehzahlvariablen Getriebes für den Antrieb des Hauptrotors eines Hubschraubers und der damit einhergehenden Auslegung eines dazu notwendigen Rotorsystems. Dieses wird zur Nutzung der Drehzahlvariabilität benötigt.

Aktuelle Hubschrauber besitzen in der Regel eine konstante Rotordrehzahl des Haupt- und Heckrotors. Dies lässt sich durch Einschränkungen auf Grund von Vibrationen und Resonanzen im Antriebsstrang und des Rotors erklären. Die Rotoren werden über die Turbine mit Hilfe eines Getriebes mit fixer Übersetzung angetrieben, wobei die Turbinen eine konstante Betriebsdrehzahl aufweisen. Die Auslegung des Flugsystems und die des Rotors erfolgt aus diesem Grund nur auf eine Nenndrehzahl. Dies hat zur Folge, dass es nur eine Drehzahl gibt, bei der der Rotor die höchste Effizienz aufweist. [3]

Mit einer variablen Hauptrotordrehzahl lässt sich eine Einsparung der notwendigen Leistung von bis zu 23 % erzielen [1]. Dadurch besteht die Möglichkeit in Zukunft effizientere Helikopter zu entwickeln. Die Drehzahlvariation ermöglicht auch eine Erweiterung der Einsatzenveloppe. Hierdurch würde sich der Einsatzbereich von zukünftigen Hubschraubern vergrößern lassen. Mit Hilfe der Drehzahlvariation kann eine höhere maximale Geschwindigkeit, eine höhere Reichweite und Flugdauer sowie eine größere Flughöhe erzielt werden. Zusätzlich würden sich die Geräuschemissionen eines Hubschraubers reduzieren lassen. [1]

Insbesondere die Entwicklung eines dafür passenden Getriebes stellt, neben der Rotorentwicklung, eine der Hauptherausforderungen dar. Um den Effizienzvorteil nutzen zu können, ist es notwendig, dass trotz des komplexeren Getriebeaufbaues der Massenzuwachs geringgehalten wird. Deshalb ist der Massenzuwachs relativ zum Leistungsgewinn ein absolut entscheidendes Kriterium [12].

In der aktuellen Phase des Projektes werden unterschiedliche getriebetechnische Lösungen für ein übersetzungsvariables Getriebemodul entwickelt und auf ihre Tauglichkeit analysiert. Der aktuelle Einbauort des Getriebemoduls liegt am Ende des Antriebsstranges direkt vor dem Hauptrotor [2]. Die Auslegungsparameter orientieren sich hierfür an den technischen Daten des Sikorsky UH-60 Blackhawk, einem Hubschrauber der CS-29 Klasse. Diese Klasse beinhaltet Hubschrauber welche eine maximale Masse von 3175 kg überschreiten oder 10 oder mehr Passagiersitze besitzen [[9], [8]].

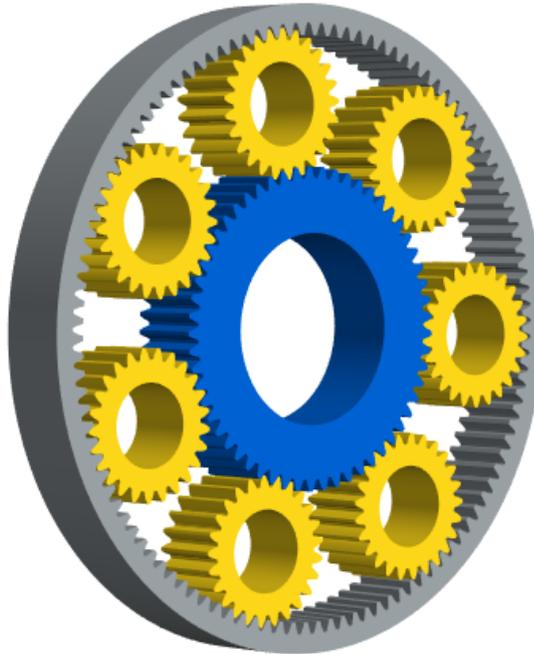
Die aktuell untersuchten Lösungen enthalten schaltbare wie auch stufenlose Getriebekonzepte. Es wurden schaltbare Konzepte basierend auf Planetengetrieben (z. B. Moore Konzept [2]), Stirnradgetrieben (beispielsweise das Offset-Compound-Gear [20]) und auch stufenlose Varianten (Input-Splits) analysiert.

Basierend auf diesen Untersuchungen stellte sich für den Bereich der stufenlosen Konzepte der auf Planetengetrieben aufbauende Compound-Split als die vielversprechendste Lösung heraus [20]. Basierend auf diesem Ergebnis wurde entschieden, vertiefende Untersuchungen durchzuführen.

Diese Diplomarbeit hat zum Ziel ein stufenloses Getriebekonzept mit möglichst geringer Masse zu entwickeln. Das entwickelte Konzept soll einer kinematischen Analyse unterzogen werden, um die zur Übersetzungsvariation notwendige Leistung und Masse zu berechnen. Die Grundlagen von Planetengetrieben und von leistungsverzweigten Getrieben (Power-Splits) stellen die Basis für die Entwicklung dar. Darauf aufbauend wird ein Getriebekonzept entworfen, analysiert und mit dem Konzept des einfachen Compound-Splits verglichen.

## 2. Planetengetriebe

In diesem Kapitel wird auf die Grundlagen, die Berechnung und die typischen Anwendungen von Planetengetrieben eingegangen. Dabei werden Planetengetriebe mit dem klassischen Aufbau bestehend aus Sonnenrad (blau), Stegwelle mit gelagerten, einfachen Planetenrädern (gelb) und Hohlrad (grau) betrachtet (Abbildung 1).



**Abbildung 1: Zahnräder eines Planetengetriebes (blau: Sonnenrad, gelb: Planetenräder, grau: Hohlrad)**

### 2.1. Grundlagen

Planetengetriebe gehören zu den Umlaufgetrieben, welche im Gegensatz zu zwangsläufigen Standgetrieben, einen zusätzlichen Dreh-Freiheitsgrad besitzen. Sie besitzen zwei Dreh-Freiheitsgrade, einen Drehmoment-Freiheitsgrad und drei Wellen. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal zu Standgetrieben ist, dass die Summe der Drehmomente aller drei Wellen zu jedem Zeitpunkt null ist. [[18] S. 2ff]

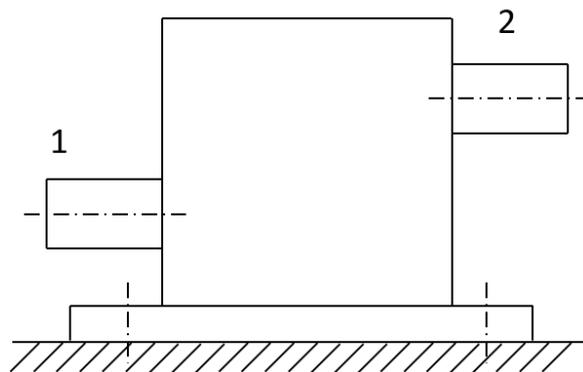
Umlaufgetriebe basieren grundsätzlich auf einfachen Übersetzungsgetrieben. Ein einfaches Übersetzungsgetriebe, wie jenes in Abbildung 2, besteht im Wesentlichen aus einem standfesten Gehäuse, einer Antriebswelle, einer Abtriebswelle und aus der Kopplung dieser Wellen, welche z. B. mittels Zahnräder erfolgt. Das Übersetzungsverhältnis  $i_{12}$ , kurz die Übersetzung, zwischen den Wellen 1 und 2 ist definiert durch Gleichung (2-1). [[18] S. 3]

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2-1)$$

Die Drehzahlen  $n_1$  und  $n_2$  sind die Drehzahlen der beliebig mit 1 und 2 bezeichneten äußeren Wellen. Durch die Kenntnis des konstanten Übersetzungsverhältnisses  $i_{12}$  des Getriebes wird der exakte innere Aufbau für die äußere Betrachtung des Getriebes unerheblich. Dieses Übersetzungsverhältnis ist jedoch vom inneren Aufbau abhängig. Je nach innerem Aufbau ist es möglich, dass die Wellen 1 und 2 gleichsinnig oder gegensinnig rotieren. Um dieser Tatsache gerecht zu werden, ist es notwendig die Drehzahlen in Berechnungen vorzeichenbehaftet zu berücksichtigen. Allgemein kann man festlegen, dass die Drehzahlen das gleiche Vorzeichen aufweisen, wenn deren Wellen den gleichen Drehsinn besitzen. Dadurch ergeben sich zwei Bereiche für die Übersetzung  $i$ : [[18] S. 3]

- $i > 0$ : positive Übersetzung bei gleichsinniger Drehrichtung
- $i < 0$ : negative Übersetzung bei entgegengesetzter Drehrichtung

Auf Grund der Berechnungsmethode für die Übersetzung ist es unerheblich, welche Drehrichtung als positiv definiert wird. [[18] S. 3]



**Abbildung 2: Einfaches Übersetzungsgetriebe (Standgetriebe); die Achsen sind raumfest im Gehäuse gelagert**  
[vgl. [18] S. 3]

Damit aus einem einfachen Übersetzungsgetriebe ein Umlaufgetriebe wird, ist es notwendig, dass das Gehäuse nicht mehr standfest ist. Mit Hilfe einer Welle wird das Gehäuse drehbar im Fundament gelagert. Durch diese Lagerung wird aus dem zwangläufigen Übersetzungsgetriebe, welches den Freiheitsgrad  $F = 1$  besitzt, ein zwangloses Differential- oder Überlagerungsgetriebe mit dem Freiheitsgrad  $F = 2$ . Das bedeutet, dass nun zwei Bewegungen vorgegeben werden müssen, um den Bewegungszustand eindeutig zu definieren. Dadurch, dass das ursprüngliche Gehäuse nun drehbar ist, wird eine neues Gehäuse benötigt, welches Öldichtheit und Schutz gewährleistet. Das ursprüngliche Gehäuse

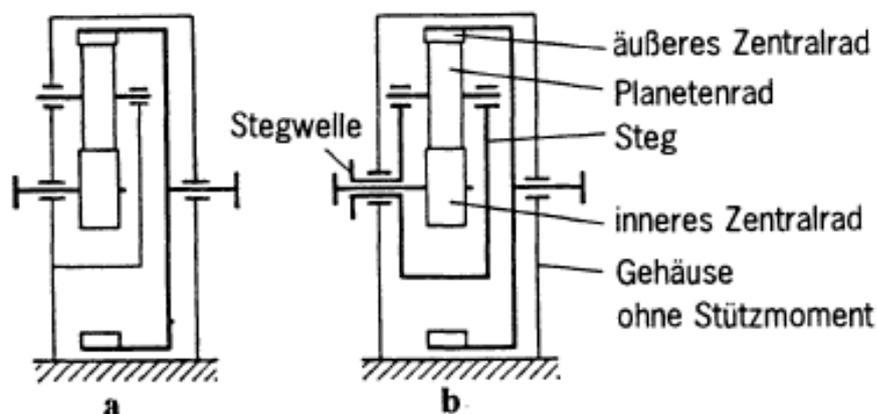
verändert sich auf Basis des aktuellen Einsatzzwecks auf ein Element, welches nur mehr die Radlager trägt und wird zur Stegwelle  $s$ , auch kurz Steg genannt. [[13] S. G 142]

Auf Grund der Gleichgewichtsbedingungen der Mechanik hat das ursprüngliche Gehäuse ein Stützmoment vom Fundament aufgenommen. Dieses Moment gleicht das Gehäusemoment  $M_G$  aus, welches durch die Differenz der Wellenmomente entsteht: [[18] S. 6f]

$$M_1 + M_2 + M_G = 0 \quad (2-2)$$

Der drehbare Steg  $s$  nimmt nun dieses ursprüngliche Gehäusemoment  $M_G$  auf, wodurch das System auch ohne ein Stützmoment des Fundamentes im Gleichgewicht ist. [[13] S. G 143]

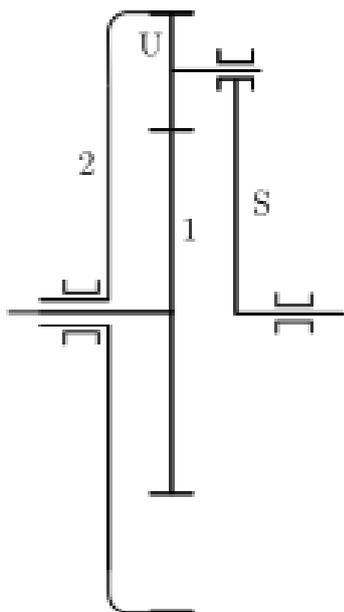
Die Basis für das klassische Planetengetriebe bildet das in Abbildung 3a dargestellte koaxiale Standgetriebe. Dieses weist auf Grund seiner Konstruktion eine negative Übersetzung auf. Dies bedeutet, dass die Drehrichtung der Ein- und Ausgangswelle unterschiedlich ist. Wird nun das im Bild a vorhandene Gehäuse drehbar gelagert, und zwar so, dass es konzentrisch zu An- und Abtriebswelle ist, entsteht eine dritte Welle. Dadurch entsteht das im Bild b dargestellt Getriebe, welches einem Planetengetriebe entspricht. [[18] S. 7]



**Abbildung 3: Ableitung eines Planetengetriebes aus einem koaxialen Standgetriebe mit negativer Übersetzung. a) Standgetriebe, b) Planetengetriebe [[18] S. 7]**

Die Bezeichnung Planetengetriebe resultiert daher, dass jene Räder, welche umlaufende Achsen besitzen, sich vergleichbar wie Planeten im Sonnensystem bewegen. Deshalb werden diese als Planetenräder bezeichnet. Die nur um die eigene Achse rotierenden inneren Räder werden Sonnenräder genannt, während die äußeren Räder als Hohlräder bezeichnet werden. [[18] S. 8]

In Abbildung 4 ist ein Planetengetriebe als Schema dargestellt. Man erkennt, dass das Planetengetriebe drei äußere Wellen besitzt. Das Planetenrad  $U$  ist ein Teil des Stegs  $s$  und dient nur der internen Leistungsübertragung.



**Abbildung 4: Schema eines Planetengetriebes mit Sonnenrad 1, Hohlrad 2, Steg s mit gelagerten Planeten U [27]**

Die Möglichkeit der internen Leistungsverzweigung im Getriebe ist eine besondere Eigenschaft von Planetengetriebe. Die interne Leistungsverzweigung erfolgt durch die Aufspaltung der Leistung auf die einzelnen Planetenräder. Dabei wird die Leistung beispielsweise von der Sonnenwelle auf die Planetenräder verteilt und an der Hohlwelle wieder zusammengeführt. Diese Leistungsverzweigung hat keinen Einfluss auf die Drehzahlen und Drehmomente der Wellen und beeinflusst in der Theorie auch nicht den Wirkungsgrad eines Planetengetriebes. Aus diesem Grund ist es nicht notwendig diese interne Leistungsverzweigung bei der Berechnung des Betriebsverhaltens zu berücksichtigen, jedoch beeinflusst die Anzahl der Planetenräder die konstruktive Ausführung. Durch die interne Leistungsverzweigung wird die Belastung auf die einzelnen Zahnradkontakte aufgeteilt, wodurch die Zahnräder in ihren Dimensionen reduziert werden können. Die Planetenräder müssen regelmäßig um den Umfang verteilt werden, um eine möglichst geringe Unwucht zu erzeugen. Dadurch wird eine zusätzliche Belastung der Lager verhindert. [[18] S. 10]

Damit die Belastungen möglichst gleichmäßig auf die einzelnen Verzahnungen aufgeteilt werden, bedarf es spezieller Konstruktionen wie z. B. einer nachgiebig gelagerten Sonnenwelle. Für diese und weitere konstruktive Besonderheiten und deren Lösungen wird auf vertiefende Literatur, wie [18], verwiesen.

## 2.2. Standübersetzung

Die charakterisierende Kennzahl eines Planetengetriebes ist die Standübersetzung  $i_{0,12}$ . Die Standübersetzung ist definiert als jene Übersetzung, welche sich bei stillstehendem Steg  $s$  zwischen den Wellen 1 und 2 ergibt. [[13] S. G 143]

$$i_{0,12} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)_{n_s=0} \quad (2-3)$$

Man erkennt, dass die Standübersetzung der Übersetzung  $i_{12}$  des einfachen Übersetzungsgetriebes entspricht. [[13] S. G 143]

Anhand des Vorzeichens der Standübersetzung  $i_{0,12}$  können Planetengetriebe in zwei Gruppen unterteilt werden; in Minus- und Plusgetriebe. Im Fall einer stillstehenden Stegwelle hat die Welle 2 bei Minusgetrieben die entgegengesetzte Drehrichtung der Welle 1. Im Gegensatz dazu sind bei Plusgetrieben die Drehrichtungen der Wellen 1 und 2 ident. Das in Abbildung 4 betrachtete Planetengetriebe ist ein Minusgetriebe. Es gibt jedoch auch weitere Bauarten von Planetengetrieben, worunter es auch Plusgetriebe gibt (siehe z. B. [18], 13). Die Standübersetzung des betrachteten Planetengetriebes liegt typischerweise im Bereich von  $i_{0,12} = -1,2$  bis  $-11,3$ . [[13] S. G 143]

Der Wert der Standübersetzung beeinflusst auch die maximale Anzahl an Planetenrädern. Ein größerer Betrag reduziert die Anzahl der Planetenräder, welche ohne gegenseitigen Kontakt auf einer Ebene angeordnet werden können. [[18] S. 73]

Die Standübersetzung lässt sich für die hier besprochenen Planetengetriebe, bei bekannten Zähnezahlen der Räder, wie folgt berechnen:

$$i_{0,12} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)_{n_s=0} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2-4)$$

$z_1$  ist die Zähnezahl des Sonnenrades und  $z_2$  die Zähnezahl des Hohlrades, wobei beachtet werden muss, dass bei Innenverzahnungen die Zähnezahl negativ ist. [[16] S. 360]

### 2.3. Berechnung der Drehzahlen

Das Drehzahlverhalten eines Dreiwellengetriebes lässt sich durch die sogenannte Willis-Gleichung einfach beschreiben. Sie lautet allgemein formuliert: [[18] S. 33]

$$i_{0,12} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s} \quad (2-5)$$

Dabei ist  $i_{0,12}$  die Standübersetzung des Getriebes und  $n_s$  die Drehzahl der Stegwelle. Ferner ist  $n_1$  die Drehzahl der Sonnenwelle und  $n_2$  die Drehzahl der Hohlwelle. Durch Umformen der Gleichung (2-5) ergibt sich die Drehzahl-Grundgleichung für Planetengetriebe: [[18] S. 33]

$$n_1 - i_{0,12} * n_2 - (1 - i_{0,12}) * n_s = 0 \quad (2-6)$$

Damit lassen sich die Drehzahlen aller Bauarten von Planetengetrieben berechnen und führt zu einer der wichtigsten Grundregeln für Planetengetriebe:

*„Mit der Drehzahl-Grundgleichung sind alle Beziehungen zwischen den Drehzahlen eines beliebigen Umlaufgetriebes, so auch alle Übersetzungen  $i$ , eindeutig und unabänderlich durch seine Standübersetzung festgelegt.“ [[18] S. 34]*

Mit diesem Wissen lassen sich die Drehzahlen eines Planetengetriebes wie folgt berechnen: [[18] S. 34]

- **Zweiwellenbetrieb**  
Durch das konstruktive oder betriebsbedingte Festhalten einer Welle wird deren Drehzahl in der Drehzahl-Grundgleichung null gesetzt. Dadurch reduziert sich der Freiheitsgrad des Getriebes auf  $F = 1$ . Durch Vorgabe einer Drehzahl ergibt sich, bei gegebener Standübersetzung, die dritte Drehzahl durch Gleichung (2-6).
- **Dreiwellenbetrieb**  
In dieser Betriebsart hat ein Planetengetriebe einen Freiheitsgrad mehr, also  $F = 2$ . Dadurch ist es bei bekannter Standübersetzung notwendig, zwei Wellendrehzahlen vorzugeben. Die dritte Drehzahl ergibt sich wiederum durch Gleichung (2-6).
- **Berechnung der Standübersetzung  $i_{0,12}$**   
Im Fall der Unbekanntheit der Standübersetzung lässt sich diese durch die Vorgabe aller drei Wellendrehzahlen direkt durch Gleichung (2-5) berechnen.

## Zweiwellenbetrieb

Auch für den Fall, dass eine andere Welle als die Stegwelle festgehalten wird, lässt sich die entsprechende Übersetzung berechnen. Diese Übersetzungen, bei denen der Steg umläuft, werden als Umlaufübersetzungen bezeichnet. Dadurch ergeben sich folgende Gleichungen:

[[18] S. 34f]

$$n_1 = 0: \quad \frac{n_2}{n_s} = i_{0,2s} = 1 - \frac{1}{i_{0,12}} \quad (2-7)$$

$$n_2 = 0: \quad \frac{n_1}{n_s} = i_{0,1s} = 1 - i_{0,12} \quad (2-8)$$

Die jeweiligen Reziprokübersetzungen ergeben sich damit zu:

$$n_1 = 0: \quad \frac{n_s}{n_2} = i_{0,s2} = \frac{i_{0,12}}{i_{0,12} - 1} \quad (2-9)$$

$$n_2 = 0: \quad \frac{n_s}{n_1} = i_{0,s1} = \frac{1}{1 - i_{0,12}} \quad (2-10)$$

Die Stand- und Umlaufübersetzungen sind durch die Geometrie des Getriebes festgelegt und können zusammenfassend auch als bauartabhängige Übersetzungen  $i_0$  bezeichnet werden. [[13] S. G 143]

Aus den Zusammenhängen der Stand- und Umlaufübersetzungen lässt sich die Vertauschungsregel nach Zajanc herleiten, die wie folgt lautet: [32]

$$i_{0,kl} = 1 - i_{0,km} \quad (2-11)$$

mit  $k, l, m = (1, 2, s)$  &  $k \neq l \neq m$

Es ist dadurch nun möglich, mit einer bekannten Stand- bzw. Umlaufübersetzung alle anderen dieser bauartbedingten Übersetzungen zu berechnen.

Damit ergeben sich für das betrachtete Planetengetriebe die in Tabelle 2-1 angeführten Zusammenhänge für die Stand- bzw. Umlaufübersetzungen.

Sonne 1	Hohlrاد 2	Steg s	Übersetzung	Wertebereich
Antrieb	Abtrieb	fest	$i_{0,12} = \frac{n_1}{n_2}$	$i_{0,12} < -1$
Abtrieb	Antrieb	fest	$i_{0,21} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{i_{0,12}}$	$-1 < i_{0,21} < 0$
fest	Antrieb	Abtrieb	$i_{0,2s} = \frac{n_2}{n_s} = 1 - \frac{1}{i_{0,12}}$	$1 < i_{0,2s} < 2$
fest	Abtrieb	Antrieb	$i_{0,s2} = \frac{n_s}{n_2} = \frac{i_{0,12}}{i_{0,12} - 1}$	$0,5 < i_{0,s2} < 1$
Abtrieb	fest	Antrieb	$i_{0,s1} = \frac{n_s}{n_1} = \frac{1}{1 - i_{0,12}}$	$0 < i_{0,s1} < 1$
Antrieb	Fest	Abtrieb	$i_{0,1s} = \frac{n_1}{n_s} = 1 - i_{0,12}$	$i_{0,1s} > 2$

Tabelle 2-1: Stand- und Umlaufübersetzungen des beschriebenen Planetengetriebes [[18] S. 24f]

### Dreiwellenbetrieb

Im zwanglosen Dreiwellenbetrieb sind zwei Drehzahlen vorzugeben, um das Getriebe mit Hilfe der Standübersetzung vollständig zu definieren. Drehzahlverhältnisse, welche mit diesen Drehzahlen gebildet werden, stehen nicht im Verhältnis einer Stand- bzw. Umlaufübersetzung  $i_0$ , weshalb sie zur besseren Unterscheidung als freies Drehzahlverhältnis  $k$  bezeichnet werden. [[13] S. G 143]

Diese freien Drehzahlverhältnisse lassen sich durch Division der Gleichung (2-6) mit der gewünschten Bezugsdrehzahl, z. B.  $n_1$ , berechnen. Mit Hilfe dieser Vorgehensweise und entsprechender Umformungen lässt sich jedes gewünschte freie Drehzahlverhältnis  $k$  ausdrücken. Dadurch entstehen beispielsweise für die Bezugsdrehzahl  $n_1$  die folgenden Gleichungen: [[18] S. 35]

$$\frac{n_1}{n_1} - i_{0,12} * \frac{n_2}{n_1} - (1 - i_{0,12}) * \frac{n_s}{n_1} = 0 \quad (2-12)$$

$$1 - i_{0,12} * k_{21} - (1 - i_{0,12}) * k_{s1} = 0 \quad (2-13)$$

Im Falle des Festhaltens einer der drei Wellen wird das Getriebe wieder zwangsläufig und es ergeben sich wieder die oben beschriebenen bauartabhängigen Übersetzungen.

## 2.4. Berechnung der Drehmomente

Während man bei Planetengetrieben zur Berechnung der Drehzahlverhältnisse alle drei Drehzahlen oder eine Standübersetzung und zwei Wellendrehzahlen kennen muss, benötigt man zur Definition der verlustfreien Drehmomentverhältnisse nur ein Drehmoment zusätzlich zur Standübersetzung. Das Drehmomentgleichgewicht, welches aus den Gleichgewichtsbedingungen folgt, lautet: [[13] S. G 144]

$$M_1 + M_2 + M_s = 0 \quad (2-14)$$

Das bedeutet, dass nicht alle Drehmomente dasselbe Vorzeichen haben können. Es besitzen jedoch stets zwei Drehmomente das gleiche Vorzeichen. Der Betrag der Summe dieser zwei Drehmomente entspricht dem Betrag des dritten Drehmomentes. Jene Welle des Planetengetriebes, welche dieses Summenmoment führt, wird als „Summenwelle“ bezeichnet, während die anderen beiden als „Differenzwellen“ bezeichnet werden. [[13] S. G 144]

Mit dieser Kenntnis lassen sich zwei weitere Grundregeln von Planetengetrieben formulieren, welche insbesondere zur schnellen Analyse von Umlaufgetrieben nützlich sind:

*„Die Drehmomente von Summenwelle und Differenzwellen haben entgegengesetzte Vorzeichen.“ [[18] S. 45]*

*„Die Drehmomente der beiden Differenzwellen haben gleiche Vorzeichen.“ [[18] S. 45]*

Die Frage, welche Welle eines Planetengetriebes die Summenwelle ist, lässt sich für Minusgetriebe einfach beantworten. Bei Minusgetrieben ist immer die Stegwelle die Summenwelle. Im Gegensatz dazu ist bei Plusgetrieben nie die Stegwelle Summenwelle, sondern in Abhängigkeit der Standübersetzung entweder Welle 1 oder 2. Im Falle von  $i_{0,12} > 1$  ist Welle 2 die Summenwelle. Wenn  $i_{0,12}$  zwischen null und plus eins liegt, ist die Welle 1 die Summenwelle. [[18] S. 48]

Zur weiteren Analyse eines Planetengetriebes ist es ferner notwendig zu wissen, in welchem Verhältnis die Drehmomente der drei Wellen stehen. Für ein Standgetriebe lässt sich das verlustfreie Drehmomentverhältnis aus dem Verhältnis der Leistungen der Wellen 1 und 2 ableiten. [[18] S. 45]

$$-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{n_s=0} = -\left(\frac{M_2 * \omega_2}{M_1 * \omega_1}\right)_{n_s=0} = 1 \quad (2-15)$$

Daraus folgt durch Umformen das Drehmomentverhältnis: [[18] S. 45]

$$\left(\frac{M_2}{M_1}\right)_{n_s=0} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -i_{0,12} \quad (2-16)$$

Dieses Verhältnis gilt für jeden Betriebszustand, unabhängig davon ob sich zwei oder drei Wellen drehen. [[18] S. 46]

Setzt man nun dieses allgemeine Verhältnis in die Drehmomentgleichgewichtsbedingung (2-14) ein, kann man die Drehmomentverhältnisse ausdrücken, welche das Stegmoment  $M_s$  enthalten. [[18] S. 47]

$$M_1 + M_s = i_{0,12} * M_1 \rightarrow \frac{M_s}{M_1} = i_{0,12} - 1 \quad (2-17)$$

$$M_2 + M_s = \frac{M_2}{i_{0,12}} \rightarrow \frac{M_s}{M_2} = \frac{1}{i_{0,12}} - 1 \quad (2-18)$$

Anhand der obigen Gleichungen erkennt man, dass die Drehmomentverhältnisse unabhängig von den Drehzahlen sind. Daraus lässt sich die allgemeine Aussage treffen, dass die Drehmomentverhältnisse für jeden Betriebszustand konstant sind. [[18] S. 46]

$$M_1 : M_2 : M_s \approx f(i_{0,12}) = konst. \quad (2-19)$$

In dieser Form können auch die Drehmomentverhältnisse zusammengefasst werden, wodurch man in Kombination mit der Willis-Gleichung die grundlegenden Werkzeuge zur Berechnung von Planetengetrieben erhält. Die Drehmomentverhältnisse lauten damit: [[18] S. 46]

$$M_1 : M_2 : M_s = 1 : (-i_{0,12}) : (i_{0,12} - 1) \quad (2-20)$$

Daraus lässt sich die wohl wichtigste Grundregel für das Verständnis von Planetengetrieben und deren Kombinationen formulieren: [[18] S. 47]

*„Die Drehmomentverhältnisse eines Umlaufgetriebes sind bei Vernachlässigung der Reibung durch dessen Standübersetzung festgelegt. Sie sind unabhängig von den Drehzahlen.“* [[18] S. 47]

Daraus resultiert, dass wenn eine Welle kein Drehmoment aufweist das ganze Planetengetriebe keine Leistung übertragen kann. Dies erklärt sich dadurch, dass nach

Gleichung (2-20) auch die anderen beiden Momente null sind und sich das Planetengetriebe dadurch im Leerlauf befindet. Weiters geht aus dieser Gleichung hervor, dass die Drehmomente der an den drei Wellen angekoppelten Maschinen in diesem konstanten Verhältnis stehen müssen, was sich wie folgt ausdrücken lässt: [[18] S. 47]

*„Die an einem Umlaufgetriebe mit drei laufenden Wellen angreifenden äußeren Drehmomente müssen stets in dem durch dessen Standübersetzung vorgegeben Verhältnis zueinander stehen.“* [[18] S. 47]

Für den Betrieb heißt das, dass sich Maschinendrehzahlen einstellen bei denen das Momentenverhältnis erfüllt wird. Dies bedeutet z. B. für den Antrieb mit einer Turbine, dass diese ohne vorhandenen Drehzahlregler unkontrolliert beschleunigen würde, wenn das aufnehmbare Drehmoment von einer der zwei übrigen Wellen sehr gering wäre. [[18] S. 47]

## 2.5. Berechnung des Leistungsflusses

Bei einem Planetengetriebe mit drei laufenden Wellen ist jede der drei Wellen entweder eine Antriebs- oder eine Abtriebswelle. Ob eine Welle einen Antrieb oder einen Abtrieb darstellt, lässt sich durch das Vorzeichen der Leistung bestimmen. Bei einer Antriebswelle ist die Leistung stets positiv. Das bedeutet, dass die Drehzahl und das Drehmoment das gleiche Vorzeichen haben, wodurch dem Getriebe Leistung zugeführt wird. Im Gegensatz dazu ist die Leistung einer Abtriebswelle stets negativ und führt dadurch Leistung aus dem Planetengetriebe ab. Hierbei haben Drehzahl und Drehmoment unterschiedliche Vorzeichen. [[18] S. 49f]

$$P_{an} = M_{an} * \omega_{an} > 0 \quad (2-21)$$

$$P_{ab} = M_{ab} * \omega_{ab} < 0 \quad (2-22)$$

Im Fall von drei laufenden Wellen ergeben sich prinzipbedingt zwei Kombinationen aus An- und Abtriebswellen:

- Eine Antriebswelle und zwei Abtriebswellen
- Zwei Antriebswellen und eine Abtriebswelle

Dadurch ergeben sich zwei Möglichkeiten wie Leistungen in einem Planetengetriebe verarbeitet werden. Erstens die Leistungsteilung und zweitens die Leistungssummation. Ob ein Getriebe eine Leistungsteilung oder -summation ermöglicht, hängt auf Grund des festen Drehmomentverhältnisses, welches durch die Standübersetzung beeinflusst wird, nur von der

Wahl der zwei freien Drehzahlen ab. Das bedeutet, dass das selbe Getriebe in seinem Betriebsbereich auch beide Möglichkeiten aufweisen kann. [[18] S. 49f]

Bei der Leistungsteilung wird die Leistung, welche durch die Antriebswelle in das Getriebe eingebracht wird, auf die beiden Abtriebswellen aufgeteilt. Das Verhältnis der beiden Abtriebsleistungen wird durch deren jeweiligen Drehzahlen und -momente bestimmt. Da die Drehmomentverhältnisse fest sind, wird die Aufteilung maßgeblich durch die Drehzahlverhältnisse des aktuellen Betriebspunktes bestimmt. Daraus folgt, dass die Leistungsteilung bei Planetengetriebe eine Funktion des Betriebszustandes ist, nicht aber des Getriebes. [[18] S. 49f]

Im Gegensatz dazu erfolgt bei der Leistungssumation die Addition der beiden Antriebsleistungen. Diese summierte Antriebsleistung wird durch die Abtriebswelle aus dem Getriebe geführt. Getriebe, welche auf Grund des Betriebszustandes Leistungssumation ermöglichen, werden als „Summier-“ oder „Sammelgetriebe“ bezeichnet. [[18] S. 49]

## 2.6. Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad eines Planetengetriebes ist abhängig von der jeweiligen Betriebsart des Planetengetriebes. Die Grundgröße für den Wirkungsgrad eines Planetengetriebes ist der Standwirkungsgrad  $\eta_{12}$ . Dieser ist definiert als das verlustbehaftete Verhältnis der Leistungen von Welle 2 zu Welle 1: [[18] S. 45]

$$\eta_{12} = -\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{n_s=0} = -\left(\frac{M_2 * \omega_2}{M_1 * \omega_1}\right)_{n_s=0} = -\left(\frac{M_2}{M_1} * \frac{1}{i_{0,12}}\right)_{n_s=0} \quad (2-23)$$

Diese Definition gilt jedoch nur für den Fall, dass die Leistung von Welle 1 zu Welle 2 fließt. [[18] S. 45]

Da der Leistungsfluss im Allgemeinen nicht verlustsymmetrisch ist, lautet der Standwirkungsgrad für den umgekehrten Leistungsfluss wie folgt: [[18] S. 11]

$$\eta_{21} = -\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_{n_s=0} = -\left(\frac{M_1 * \omega_1}{M_2 * \omega_2}\right)_{n_s=0} = -\left(\frac{M_1}{M_2} * i_{0,12}\right)_{n_s=0} \quad (2-24)$$

Um den Wirkungsgrad auch in die Drehmomentverhältnisse integrieren zu können, wird eine allgemeine Formulierung des Standwirkungsgrades gewählt. Dabei wird der Wirkungsgrad  $\eta_{12}$  durch den allgemeinen Wirkungsgrad  $\eta_0^{w1}$  ersetzt. Der Exponent w1 ist ein Indikator für den Wälzleistungsfluss im Getriebe für den die Gleichung (2-25) gilt. [[18] S. 46]

$$w_1 = \frac{P_{w1}}{|P_{w1}|} = \frac{M_1 * (n_1 - n_s)}{|M_1 * (n_1 - n_s)|} \quad (2-25)$$

Man erkennt, dass  $w_1$  nur den Wert +1 oder -1 annehmen kann.  $P_{w1}$  ist die Wälzleistung der Welle 1. [[18] S. 46]

Das Vorzeichen der Wälzleistung bestimmt, welchen Wert  $\eta_0^{w1}$  annimmt. [[18] S. 46]

$$w_1 = +1 \rightarrow \eta_0^{w1} = \eta_{12} \quad (2-26)$$

$$w_1 = -1 \rightarrow \eta_0^{w1} = \frac{1}{\eta_{21}} \quad (2-27)$$

Durch die Einführung von  $\eta_0^{w1}$  ist es möglich, das Verhältnis der Drehmomente  $M_1$  und  $M_2$  in einer allgemeinen Formulierung auszudrücken: [[18] S. 46]

$$\frac{M_2}{M_1} = -i_{0,12} * \eta_0^{w1} \quad (2-28)$$

Daraus erhält man nun die verlustbehafteten Drehmomentverhältnisse für ein Umlaufgetriebe: [[18] S. 46]

$$M_1 : M_2 : M_s = 1 : (-i_{0,12} * \eta_0^{w1}) : (i_{0,12} * \eta_0^{w1} - 1) \quad (2-29)$$

Eine erste Abschätzung des Standwirkungsgrades lässt sich mit Hilfe der folgenden Richtwerte für Standwirkungsgrade pro Stufe eines Leistungszweiges durchführen: [[18] S. 11]

- $\eta_{\text{Stufe}} \approx 0,990$  für eine Stirnradstufe
- $\eta_{\text{Stufe}} \approx 0,995$  für eine Hohlradstufe

Der Standwirkungsgrad gilt nur für den Fall, dass der Steg  $s$  stillsteht. Für den Fall, dass sich alle drei Wellen drehen, wird der sogenannte Umlaufwirkungsgrad eingeführt. Das besondere bei Umlaufgetrieben ist, dass die Leistung durch zwei verschiedenen Teilleistungen übertragen wird. Die erste Teilleistung ist die oben erwähnte Wälzleistung. Dies ist jene Leistung, die durch ein verlustbehaftetes Abwälzen der Zahnräder übertragen wird. [[18] S. 51ff]

Die zweite Teilleistung ist die Kupplungsleistung. Diese entspricht jener Teilleistung, die im Fall einer festen Verbindung der drei Wellen bei der Stegdrehzahl  $n_s$  übertragen wird. Auf Grund der angenommen festen Verbindung der drei Wellen bei der Kupplungsleistung ist der

Wirkungsgrad dieser Teilleistung eins. Berechnen lassen sich die Teilleistungen durch die Gleichungen (2-30) bis (2-34). [[18] S. 51]

$$P_{W1} = M_1 * (\omega_1 - \omega_s) \quad (2-30)$$

$$P_{W2} = M_2 * (\omega_2 - \omega_s) \quad (2-31)$$

$$P_{K1} = M_1 * \omega_s \quad (2-32)$$

$$P_{K2} = M_2 * \omega_s \quad (2-33)$$

$$P_{K3} = M_3 * \omega_s \quad (2-34)$$

Man erkennt, dass die Wälzleistungen nur auf die Standgetriebewellen wirken und die Kupplungsleistungen nur von den Momenten und der Stegdrehzahl abhängig ist. Das bedeutet, dass bei vorhandenen Kupplungsleistungen, diese im selben konstanten Verhältnis stehen wie die Drehmomente. [[18] S. 51]

Maßgeblich für den Umlaufwirkungsgrad ist nun, wie groß der Anteil der einzelnen Teilleistungen für die Übertragung der äußeren Leistungen ist. Ebenso muss der innere Leistungsfluss berücksichtigt werden. Auf Grund der vielfältigen Betriebszustände ist das exakte Herleiten des Umlaufwirkungsgrades für jeden einzelnen möglichen Betriebszustand notwendig, wodurch sich eine Fülle an verschiedenen Wirkungsgradgleichungen ergibt. [[18] S. 59f]

Eine vereinfachte Berechnung des Umlaufwirkungsgrads ergibt sich, wenn der Standwirkungsgrad, die Drehmomente und die Drehzahlen bekannt sind. Diese lautet: [[18] S. 62]

$$\eta_{Uml} = 1 - \frac{M_1 * (\omega_1 - \omega_s)(1 - \eta_0^{w1})}{\sum P_{an}} \quad (2-35)$$

Bei einem Minusgetriebe liegt der Umlaufwirkungsgrad  $\eta_{Uml}$  immer im Bereich  $\eta_0$  und +1. Dies ist deshalb der Fall, da hier die Kupplungsleistung einen positiven Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad hat. [[18] S. 60]

## 2.7. Anwendungen von Planetengetrieben

Planetengetriebe werden insbesondere dort eingesetzt, wo bei geringem Platzbedarf eine koaxiale Anordnung der Wellen benötigt wird, sowie oftmals zusätzlich große Übersetzungen und hohe Drehmomente realisiert werden müssen. In diesem Zusammenhang ist vor allem die Anwendung in Windkraftwerken und in Hubschraubern zu erwähnen. Die Verwendung in Automatikgetrieben ist eine weitere bekannte Anwendung. Ein Beispiel für den Einsatz in Hubschraubern ist das in Abbildung 5 dargestellte Hauptgetriebe.



**Abbildung 5: Hauptgetriebe des Hubschraubers BO-105 [K. Hartenthaler]**

Da Planetengetriebe über zwei Freiheitsgrade verfügen, werden sie auch zur Leistungssummation als auch zur Leistungsteilung eingesetzt. Dies wird im Fahrzeugbau beispielsweise für den Einsatz in stufenlosen Getrieben verwendet.

Eine aktuelle Anwendung von Planetengetriebe, welche zur Leistungsverzweigung bzw. Leistungsteilung eingesetzt werden, wird im folgenden Kapitel beschrieben.



## 3. Leistungsverzweigte Planetengetriebe

### 3.1. Grundlagen

Leistungsverzweigte Getriebe bieten die Möglichkeit die zu übertragende mechanische Leistung auf mindestens zwei verschiedene Pfade aufzuteilen. Dies erfolgt grundsätzlich durch die Einführung eines zusätzlichen Freiheitsgrades [[11] S. 131]. Dieser Freiheitsgrad kann entweder ein frei wählbares Drehmoment sein, wie bei einem Zentralradantrieb mit mehreren Zahnradpaarungen, oder aber eine freiwählbare Drehzahl, wie es bei Planetengetrieben der Fall ist [[18] S. 20].

Bei einem Planetengetriebe bestehen die zwei Leistungspfade normalerweise aus einem mechanischen Pfad und einem elektrischen, hydraulischen oder einem weiteren mechanischen Pfad [[11] S. 132].

Eine weitere Eigenschaft von leistungsverzweigten Planetengetrieben ist die Möglichkeit eine Wellendrehzahl konstant zu halten, während durch eine variable Drehzahl der zweiten Welle die Wellendrehzahl der dritten Welle gesteuert oder geregelt werden kann [[13] S. G 147]. Dabei werden insbesondere elektrische und hydraulische Teilleistungspfade verwendet, da bei diesen die Drehzahl relativ einfach verändert werden kann. [[19] S. 158, [11] S. 133].

Wie in Kapitel 2 erwähnt, stellt ein Planetengetriebe grundsätzlich drei leistungsbehaftete Wellen zur Verfügung. Je nach Betriebsart des Planetengetriebes können zwei oder alle drei Wellen zur Leistungsübertragung genutzt werden. Im Zweiwellenbetrieb ist die Drehzahl einer Welle null, wohl aber liegt ein Drehmoment an. Dadurch wird ein direkter Leistungsfluss über die zwei drehbaren Wellen ermöglicht. Im Dreiwellenbetrieb sind die Drehzahlen und Drehmomente aller Wellen ungleich null. Die Aufteilung der Eingangsleistung auf zwei Teilpfade wird durch den Dreiwellenbetrieb ermöglicht. [[11] S. 132]

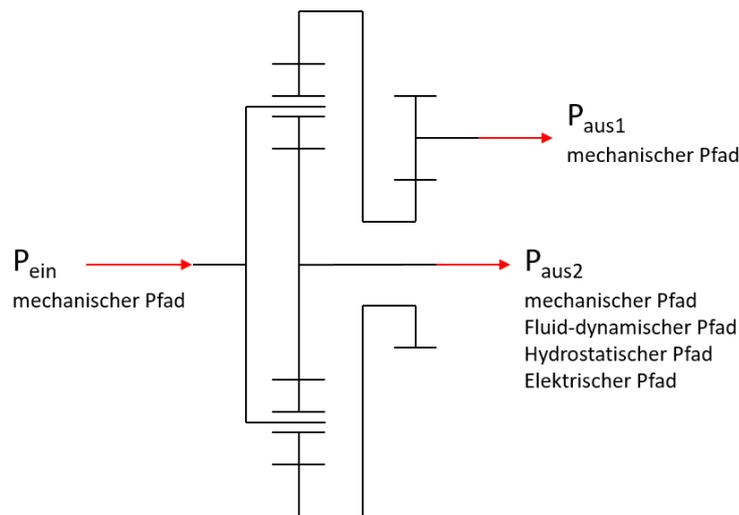
Für die Auslegung eines leistungsverzweigten Antriebssystems muss beachtet werden, dass auch im Dreiwellenbetrieb stets die WILLIS-Gleichung, wie auch das durch die Standübersetzung  $i_{0,12}$  festgelegte Verhältnis der Drehmomente gilt (siehe Kapitel 2). Sollten die anliegenden Momente deutlich von den notwendigen Werten abweichen, beschleunigt oder verzögert die Drehbewegung des Planetensatzes auf Grund der unerfüllten Drallbilanz, bis sich das Verhältnis der Drehmomente eingestellt hat. Das bedeutet, dass durch das Planetengetriebe die notwendigen Wellenmomente bestimmt werden und nicht durch die An- bzw. Abtriebsmaschinen. [[16] S. 369]

Unter der Annahme eines idealen Wirkungsgrades  $\eta = 1$  gilt für die Summe der Wellenleistungen von Planetengetrieben

$$\sum_i P_i = 0 \quad (3-1)$$

wobei  $P_i$  die Leistungen der Wellen  $i$ , also Sonne-, Steg- und Hohlwelle, bezeichnet. Daraus folgt, dass Antriebsleistungen ein positives und Abtriebsleistungen ein negatives Vorzeichen besitzen. [[11] S. 132]

Das Prinzip dieser Leistungsverzweigung ist in Abbildung 6 dargestellt. Das Planetengetriebe teilt die Leistung in zwei Pfade in Abhängigkeit des Betriebszustandes. Die Drehmomentaufteilung im Planetengetriebe ist eindeutig über die Standübersetzung bestimmt. Durch die aktuellen Drehzahlen wird mit Hilfe der Standübersetzung die Leistungsaufteilung und damit die notwendigen Leistungen an den Abtriebswellen maßgeblich beeinflusst. [[18] S. 49f, [15] S. 31]



**Abbildung 6: Prinzip der Leistungsverzweigung [vgl. [11] S. 132]**

In der Fahrzeugtechnik ermöglichen leistungsverzweigte Planetengetriebe die Aufteilung der mechanischen Antriebsleistung der Verbrennungskraftmaschine in einen mechanischen Zweig und in einen hydraulischen oder elektrischen Zweig. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit der Variation der Übersetzungen ohne die üblicherweise dafür notwendigen Schaltelemente. [[15] S. 31, [11] S. 132]]

### 3.2. Varianten der leistungsverzweigten Planetengetriebe

Leistungsverzweigte Getriebe (engl. power split device) können verschiedenste Konfigurationen annehmen. Häufig wird zwischen Varianten mit einem Planetengetriebe und solchen mit mehreren Planetengetrieben unterschieden. Power-Split-Getriebe mit nur einem Planetengetriebe werden in eingangsleistungsverzweigte (Input-Split) und ausgangsleistungsverzweigte (Output-Split) Getriebe unterschieden. Power-Split-Getriebe mit zwei Planetengetrieben und zwei Variatormaschinen bezeichnet man als zweifach leistungsverzweigte Getriebe (Compound-Split). Weiters gibt es Leistungsverzweigungen mit mehreren Planetengetrieben und Schaltelementen, welche eine kombinierte Leistungsverzweigung aufweisen. Diese werden als Dual-Mode-Getriebe bezeichnet. [[22] S. 52ff]

#### 3.2.1. Input-Split (Eingangsleistungsverzweigung)

Der Input-Split stellt die einfachste Struktur eines leistungsverzweigten Getriebes dar. Hierbei wird die Leistung am Planetengetriebe auf einen mechanischen und einen zweiten Zweig aufgeteilt. Der zweite Zweig kann u.a. durch eine elektrische oder hydraulische Struktur dargestellt werden. Diese Struktur benötigt mindestens zwei Elemente, welche die mechanische Leistung am Getriebeeingang in elektrische/hydraulische Leistung umwandelt und (die elektrische/hydraulische Leistung) am Getriebeausgang wieder in mechanische Leistung zurück umwandelt. In dem in Abbildung 7 dargestellten Schema besteht der zweite Zweig aus den elektrischen Maschinen A und B. Die elektrische Maschine A ist mit der Sonne des Planetensatzes verbunden und die elektrische Maschine B mit dem Getriebeausgang. Auf Grund der Kopplung der Maschine B mit dem Getriebeausgang wird der Input-Split auch als ausgangsgekoppelt bezeichnet. [[22] S. 50]

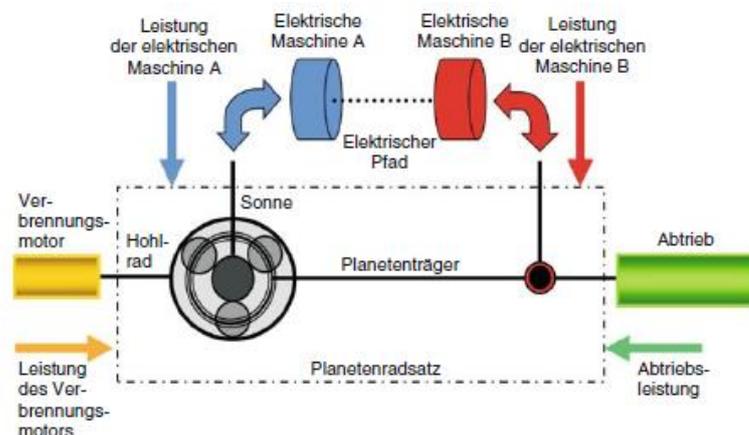


Abbildung 7: Schematische Darstellung einer elektrischen Input-Split-Leistungsverzweigung [[22] S. 51]

Die zwei Maschinen können als Variatoreinheit zusammengefasst werden. Diese Variatoreinheit kann beispielsweise durch zwei Elektromotoren oder aber auch mit Hilfe einer Hydraulikpumpe und einem Hydraulikmotor realisiert werden. Durch diese Kombination kann das freie Übersetzungsverhältnis  $k_{2s}$  des Planetenradsatzes ( $k_{2s} = \text{Drehzahl Hohlrad}/\text{Drehzahl Planetenträger}$ ) durch die Variation der Drehzahl der Sonnenwelle stufenlos verändert werden. [[15] S. 38]

Jene Leistung welche über den Variatorstrang fließt und dadurch die Drehzahlvariation ermöglicht, wird als Überlagerungsleistung bezeichnet. Dabei folgt die notwendige relative Überlagerungsleistung der folgenden Gleichung: [vgl. [21]]

$$P_{\ddot{u},rel} = 1 - \frac{1}{\frac{u_m}{1}} = 1 - \frac{u_r}{u_m} \quad (3-2)$$

$$u_m = \frac{\omega_{aus,m}}{\omega_{ein}}$$

$$u_r = \frac{\omega_{aus,r}}{\omega_{ein}}$$

Dabei ist  $u_m$  (m für mechanisch) das Verhältnis der Ausgangsdrehzahl  $\omega_{aus,m}$  zur Eingangsdrehzahl  $\omega_{ein}$  bei der rein mechanischen Übersetzung des Planetengetriebes im Zweiwellenbetrieb. Hierbei steht die mit dem Planetengetriebe gekoppelte Überlagerungsmaschine still. Im Gegensatz dazu ist  $u_r$  (r für reales) jenes Verhältnis, welches die Ausgangsdrehzahl  $\omega_{aus,r}$  bei gleicher Eingangsdrehzahl  $\omega_{ein}$  im Betrieb aufweist.  $P_{\ddot{u},rel}$  ist die notwendige relative Überlagerungsleistung bezogen auf die Eingangsleistung des Planetenradsatzes. [21]

In Abbildung 8 ist die relative Überlagerungsleistung  $P_{\ddot{u},rel}$  über dem Drehzahlverhältnis  $u_r$  aufgetragen. Beim Schnittpunkt mit der Abszissenachse befindet sich die elektrische Maschine A im Stillstand, wodurch die Überlagerungsleistung null wird. In diesem Fall wird die gesamte Leistung rein mechanisch übertragen ( $u_r = u_m$ ). Wird nun die Drehzahl des Variators geändert, ändert sich das Verhältnis  $u_r$  und die notwendige Überlagerungsleistung wird ungleich null. Wird  $u_r$  größer als das Verhältnis  $u_m$  ändert sich das Vorzeichen der Überlagerungsleistung und sie wird negativ. Das bedeutet, dass sich die Drehrichtungen der Überlagerungsmaschinen umkehren und es entsteht dabei ein Blindleistungsfluss. In diesem Fall wird Leistung von der Maschine B auf der Abtriebsseite abgeführt und über die Maschine A wieder in das Getriebe rückgespeist. Die Blindleistung zirkuliert zwischen den beiden Überlagerungsmaschinen und kann nicht genutzt werden. [[15] S. 38]

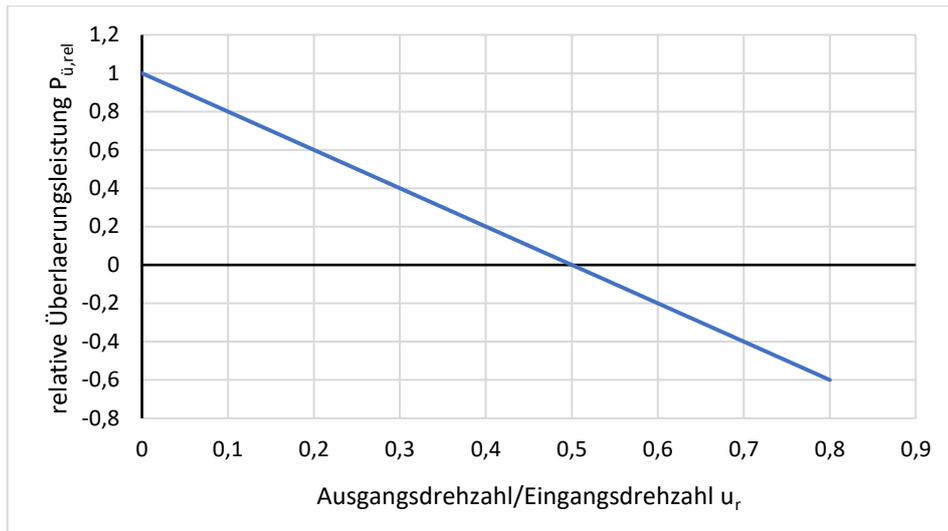


Abbildung 8: Input-Split: relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis  $u_r$  ( $u_m = 0,5$ )

### 3.2.2. Output-Split (Ausgangsleistungsverzweigung)

Eine weitere Variante der Leistungsverzweigung ist der Output-Split. Wie in Abbildung 9 ersichtlich, ist bei einem Output-Split die Eingangswelle fest mit der elektrischen Maschine A gekoppelt, weshalb der Output-Split auch als eingangsgekoppelt bezeichnet wird. Die elektrische Maschine B ist nun mit der Sonnenwelle verbunden. Die Leistungsverzweigung erfolgt damit schon vor dem Planetengetriebe, wobei die Leistung in einen mechanischen und einen elektrischen Pfad aufgeteilt wird. Im Planetengetriebe erfolgt daraufhin die Leistungssummutation zur gesamten Ausgangsleistung. [[22] S. 53]

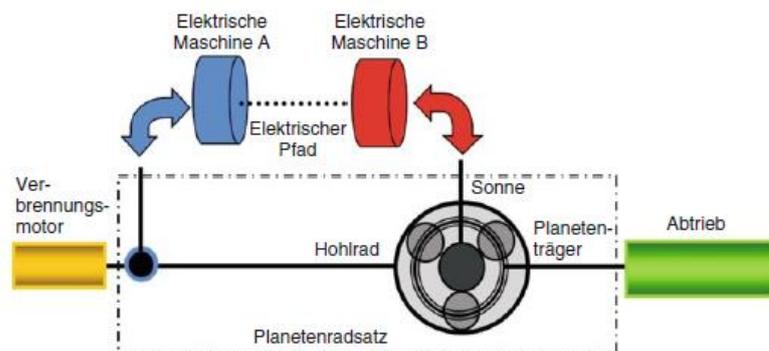
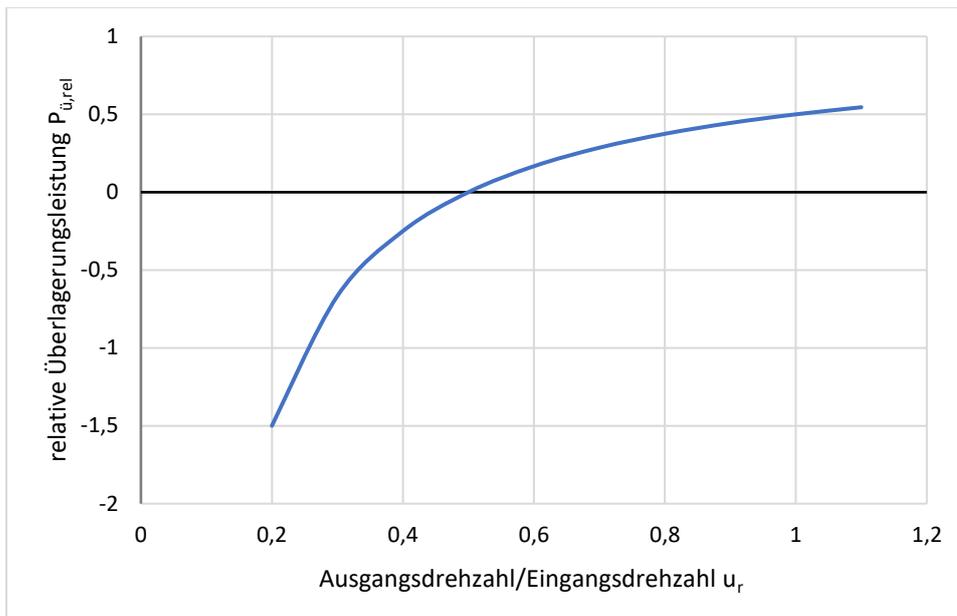


Abbildung 9: Schematische Darstellung einer elektrischen Output-Split-Leistungsverzweigung [[22] S. 53]

Die relative Überlagerungsleistung eines Output-Split lässt sich mit der folgenden Formel berechnen [vgl. [21]]:

$$P_{\ddot{u},rel} = 1 - \frac{1}{\frac{1}{u_r}} = 1 - \frac{u_m}{u_r} \quad (3-3)$$

Die Übersetzungen  $u_m$  und  $u_r$  werden hier wie beim Input-Split berechnet (Kapitel 3.2.1).



**Abbildung 10: Output-Split: relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis  $u_r$  ( $u_m = 0,5$ )**

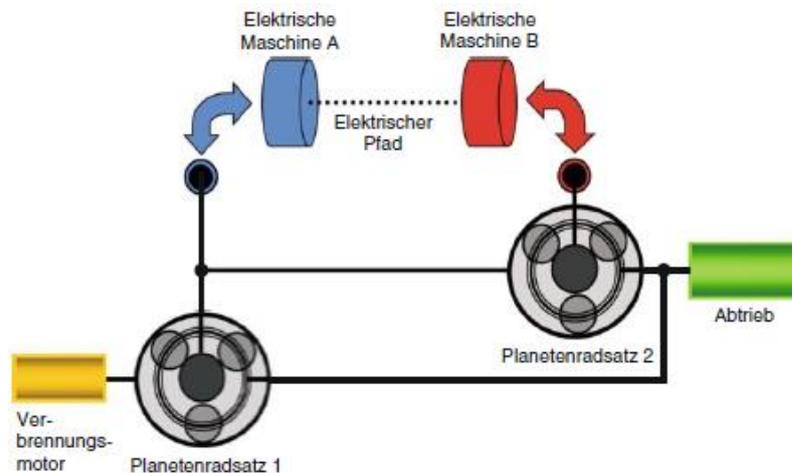
Abbildung 10 zeigt die notwendige relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis  $u_r$ . Auf der Ordinatenachse ist das Verhältnis der Überlagerungsleistung zur Gesamtleistung aufgetragen, während auf der Abszissenachse das Verhältnis  $u_r$  aufgetragen ist. Im Fall der reinen mechanischen Übersetzung, d.h.  $u_r$  ist  $u_m$ , wird die notwendige Überlagerungsleistung null. Man sieht, dass bei einem Output-Split die notwendige relative Überlagerungsleistung negativ ist, wenn  $u_r$  kleiner als das Verhältnis  $u_m$  ist. In diesem Bereich liegt ein Blindleistungsfluss vor und die relative Überlagerungsleistung bildet eine senkrechte Asymptote. Im Gegensatz dazu steigt die relative Überlagerungsleistung bei einer Verringerung der Übersetzung nur degressiv an. Daraus folgt, dass ein Output-Split primär nur zur Verringerung der Übersetzung eingesetzt werden sollte. [21]

Aus diesem Grund wird in der Fahrzeugtechnik diese Variante nicht als alleiniges Getriebe eingesetzt, da sie im niedrigen Geschwindigkeitsbereich hohe elektrische Leistungen benötigt. Der Output-Split ermöglicht jedoch eine hohe Effizienz bei einem niedrigen Übersetzungsverhältnis, weshalb der Einsatz u.a. im Rahmen eines Dual-Mode-Getriebes für die Hochgeschwindigkeitsstufe erfolgt. [[31], [15] S. 40]

### 3.2.3. Compound-Split (zweifache Leistungsverzweigung)

Bei einem einfachen Planetensatz lässt sich bei der Anwendung als Power-Split-Getriebe nicht verhindern, dass hohe Variatorleistungen notwendig sind oder aber ein größerer Blindleistungsbereich vorhanden ist. Um den nutzbaren Bereich zu erweitern, werden zwei

Planetengetriebe eingesetzt, welche so ausgelegt werden, dass beide Elemente des Variators im Betriebsbereich einen Drehzahl-Nulldurchgang aufweisen. [[15] S. 40]



**Abbildung 11: Schematische Darstellung einer Compound-Split-Leistungsverzweigung [[22] S. 54]**

Der Compound-Split ist eine Kombination aus einem Input- und einem Output-Split (Abbildung 11). Auf Grund dieser Kombination ergibt sich bei geeigneter Wahl der Übersetzungen der Planetensätze, das in Abbildung 12 dargestellte Diagramm. Beim Compound-Split existieren zwei Punkte, in denen die Übersetzung rein mechanisch erfolgt. An diesen hat jeweils eine elektrische Maschine einen Drehzahl-Nulldurchgang, wodurch die elektrische Leistung null wird. Die zweite Maschine rotiert in diesem Punkt drehmomentfrei. Während außerhalb dieser zwei Punkte die Variatorleistung sehr stark steigt, bleibt sie zwischen ihnen relativ klein. Man erkennt, dass insbesondere im Anfahrvorgang eines Fahrzeuges, das bedeutet die Ausgangsdrehzahl ist am Beginn null, eine sehr hohe Variatorleistung notwendig wäre. Aus diesem Grund wird in der Fahrzeugtechnik der Compound-Split ebenfalls nicht als alleiniges Getriebe eingesetzt. [[15] S. 40]

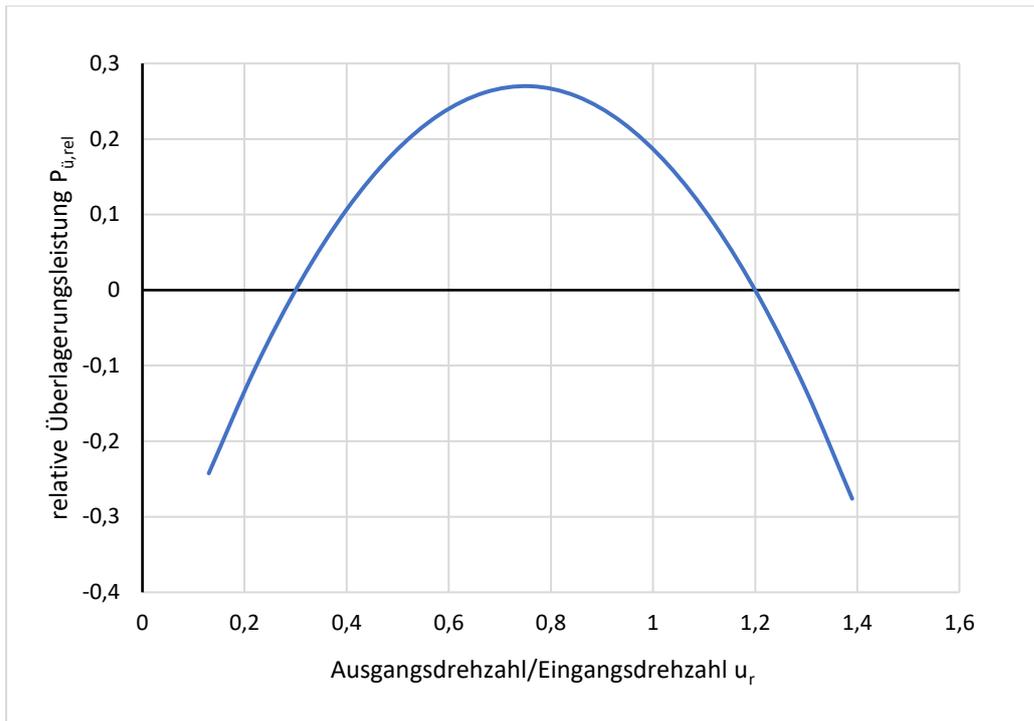


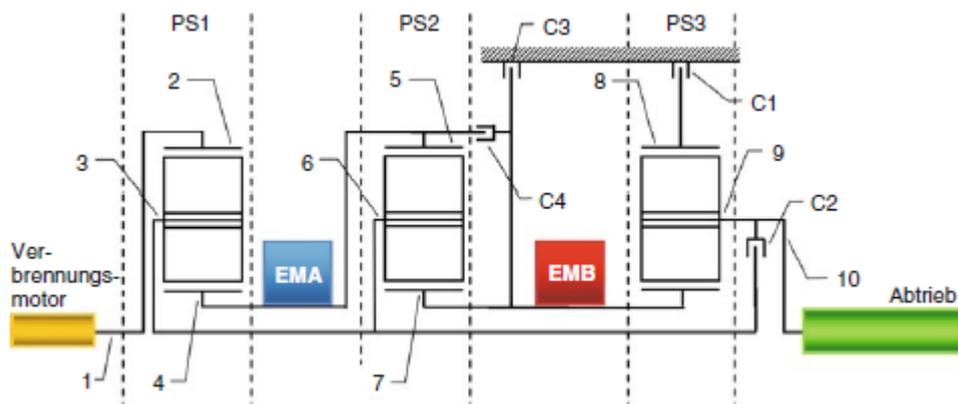
Abbildung 12: Compound-Split: relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis  $u_r$  ( $u_m = 0,5$ )

### 3.2.4. Kombinierte Leistungsverzweigung

Auf Grund der Tatsache, dass durch ein Compound-Split-Getriebe der Anfahrbereich nicht sinnvoll realisiert werden kann, werden zusätzlich zu den Planetengetrieben Schaltelemente verwendet. Diese Getriebe ermöglichen nun die Aufteilung des gesamten Betriebsbereichs eines Fahrzeuges in zwei stufenlose Fahrbereiche, weshalb sie als Dual-Mode-Getriebe bezeichnet werden. Der erste Betriebsbereich wird durch eine Eingangsleistungsverzweigung (Input-Split) abgebildet, während der zweite Bereich mit Hilfe einer zweifachen Leistungsverzweigung (Compound-Split) umgesetzt wird. Auf Grund der hohen Getriebeübersetzung im ersten Betriebsbereich werden hohe Zugkräfte realisiert, während durch den zweiten Betriebsbereich niedrige Getriebeübersetzungen für hohe Fahrgeschwindigkeiten abgedeckt werden. [[15] S.40ff]

Die in Abbildung 13 dargestellte kombinierte Leistungsverzweigung besteht aus drei Planetenradsätzen und zwei elektrischen Maschinen. Die drei Planetenradsätze sind mit PS1, PS2 und PS3 bezeichnet, während EMA und EMB die elektrischen Maschinen sind. Zusätzlich besitzt dieses Konzept vier Schaltelemente C1 bis C4, wodurch einzelne Wellen mit anderen Wellen oder mit dem Gehäuse verbunden werden können. Durch die kombinierte Ansteuerung der vier vorhandenen Schaltelemente wird die Wahl der Leistungsverzweigung, und damit die Wahl zwischen dem ersten und zweiten Betriebsbereich umgesetzt. [[22] S. 55]

Zusätzlich ermöglicht dieses Getriebe durch die Schaltelemente auch vier Gänge mit einem festen Übersetzungsverhältnis. Sind diese Gänge aktiv, dienen die Elektromaschinen nicht der Übersetzungsvariation, sondern ermöglichen z. B. die Rekuperation von Bremsenergie. [[5] S. 398f]



**Abbildung 13: Schematische Darstellung eines Dual-Mode-Systems [[22] S. 55]**

Durch dieses Konzept lässt sich die notwendige Überlagerungsleistung im Vergleich zu einem reinen Input-Split reduzieren, ebenso lassen sich die Vorteile des Compound-Split nutzen, da der Anfahrbereich vom Input-Split abdeckt ist [[15] S.41].

### 3.3. Anwendungen

In der Fahrzeugtechnik sind Power-Split-Getriebe insbesondere im Nutzfahrzeugbereich verbreitet. Vor allem bei mobilen Arbeitsmaschinen (sog. Off-Highway-Anwendungen) haben stufenlose Getriebe einen relativ hohen Verbreitungsgrad erreicht. Dabei sticht vor allem die Anwendung in Traktoren hervor, welche sehr große Anforderungen an das Getriebe stellen, u.a. wegen den hohen Spreizungen von bis zu 1:15. [23]

Im PKW-Bereich haben Power-Split-Getriebe erst durch die Hybridisierung Einzug in den Massenmarkt gehalten. Ein Beispiel dafür ist das Toyota Hybrid System, welches eine einfache Leistungsverzweigung mittels Input-Split aufweist. [[4] S. 137]

#### 3.3.1. Input-Split-Konfiguration anhand des Fendt Vario-Getriebes

Das Fendt Vario-Getriebe, wie in Abbildung 14 dargestellt, ist ein stufenloses Getriebe für Traktoren. Bei diesem erfolgt die Umsetzung einer einfachen Leistungsverzweigung mit Hilfe eines Planetengetriebes. Diese Leistungsverzweigung wird durch eine Input-Split-Anordnung realisiert. Die Variatoreinheit wird durch eine hydrostatisch arbeitende Einheit gebildet, welche aus einer Axialkolbenpumpe und mindestens einem Axialkolbenmotor besteht.



Zum Rückwärtsfahren wird die Hydropumpe in die entgegengesetzte Richtung als beim Vorwärtsfahren geschwenkt (max.  $\beta = 30^\circ$ ). Dadurch erfolgt eine Drehrichtungsumkehr des Hydromotors und damit der Summenwelle, wodurch es ohne Betätigung eines Schaltelementes möglich ist, die Fahrtrichtung zu wechseln. Das Sonnenrad erfährt ebenso wie die Summenwelle eine Drehrichtungsumkehr und bewirkt eine Drehzahlüberhöhung des Hohlrades. Dadurch entsteht ein Blindleistungsfluss zwischen dem hydraulischen Teil und des Planetengetriebes, wodurch die Hydropumpe eine höhere Leistung im Vergleich zur Vorwärtsfahrt übertragen muss. Das bedeutet auch, dass beim Rückwärtsfahren die Leistung nur über den hydraulischen Pfad an die Summenwelle übertragen wird. [[16] S. 534f]

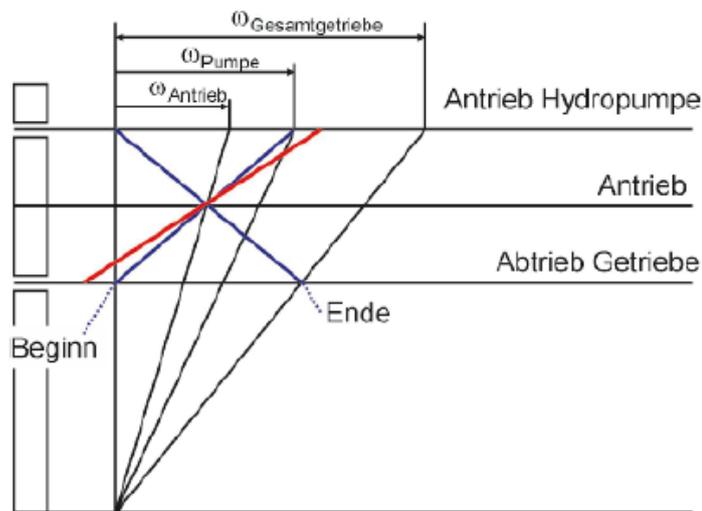


Abbildung 15: Kutzbachplan des Fendt Vario-Getriebes (nicht maßstäblich) [[16] S. 535]

Abbildung 15 zeigt den nicht maßstäblichen Kutzbachplan des Vario-Getriebes. Im Fall der Vorwärtsfahrt ist die Pumpendrehzahl beim Anfahren maximal und reduziert sich bis zur Drehzahl null. Dies ist durch die zwei blauen Geraden dargestellt. Man erkennt auch, dass die Sonne und das Hohlrad die gleiche Drehrichtung haben. Beim Rückwärtsfahren, dargestellt durch die rote Gerade, lässt sich gut erkennen, dass die Drehzahl der Hydropumpe größer als bei der Vorwärtsfahrt ist und das Sonnenrad eine Drehrichtungsumkehr erfährt. [[16] S. 535]

### 3.3.2. Output-Split-Konfiguration anhand des ZF Ecom

Das ZF Ecom-Getriebe ist ebenfalls ein stufenloses Getriebe, welches in Traktoren Verwendung findet. Im Gegensatz zum Fendt Vario-Getriebe basiert das ZF Ecom-Getriebe auf einer Output-Split-Konfiguration. Um die Output-Split-Konfiguration nutzen zu können, ist es jedoch notwendig, dass es mehrere mechanische Gänge gibt. Es wird dadurch verhindert, dass die notwendige Überlagerungsleistung zu groß wird. Dies ist insbesondere für den Anfahrtsbereich notwendig. Jeder dieser mechanischen Gänge stellt einen Fahrbereich dar. Die Hydropumpe ändert im gewählten Fahrbereich seine Drehrichtung und ermöglicht den

stufenlosen Übergang in den nächsten Fahrbereich. In jedem Fahrbereich gibt es einen Punkt in dem die Leistung rein mechanisch übertragen wird. Dieser liegt zwischen den Geschwindigkeitsgrenzen des jeweiligen Fahrbereiches und ist der Punkt mit dem optimalen Wirkungsgrad. Das in Abbildung 16 dargestellte ZF Eccom 1.5 besitzt vier Fahrbereiche, wobei die Wahl des Fahrbereiches bzw. Ganges automatisch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit erfolgt. [28]

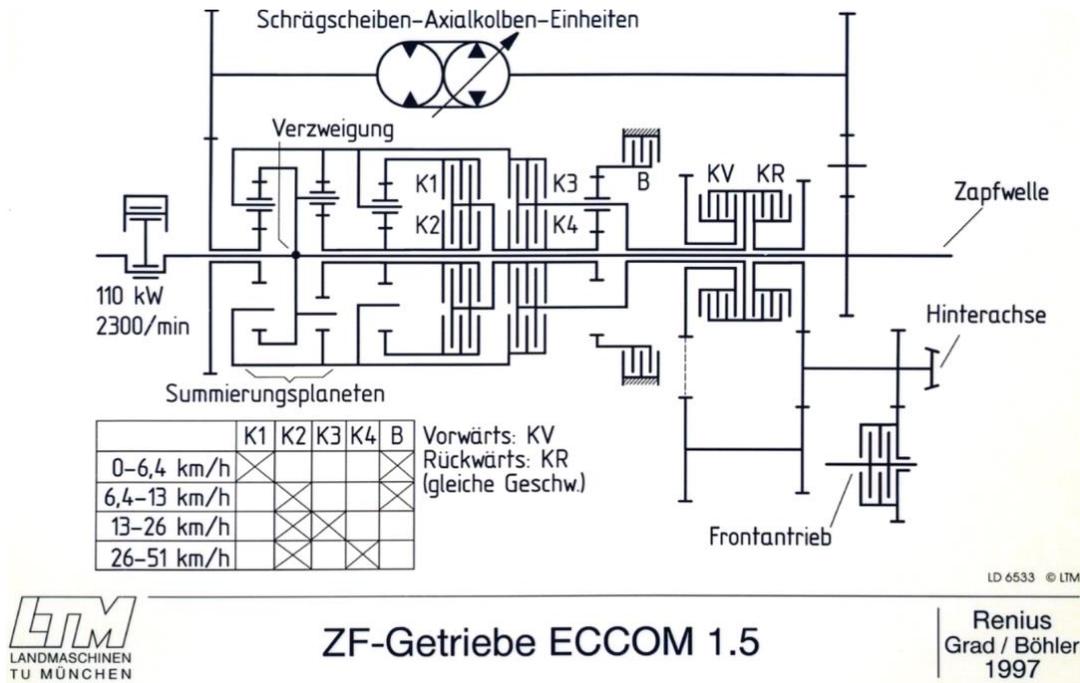


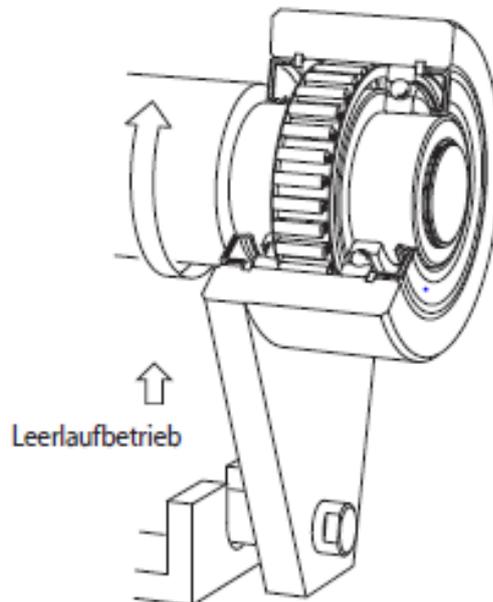
Abbildung 16: Schema des ZF Eccom 1.5 Getriebes [24]

## 4. Freiläufe

### 4.1. Grundlagen

Als Freiläufe werden Kupplungen bezeichnet, welche durch die relative Drehrichtung der Abtriebs- und Antriebsseite geschaltet werden. Sie werden deshalb auch als richtungsgeschaltete Kupplungen bezeichnet. Im Fall des Sperrzustands werden die Antriebsseite und die Abtriebsseite form- oder reibschlüssig gekoppelt, ansonsten sind die Antriebselemente entkoppelt. Typische Anwendungsbereiche von Freiläufen im Maschinenbau sind der Einsatz als Rücklaufsperrern, Überholfreiläufe und Vorschubfreiläufe. [[14] S. 449]

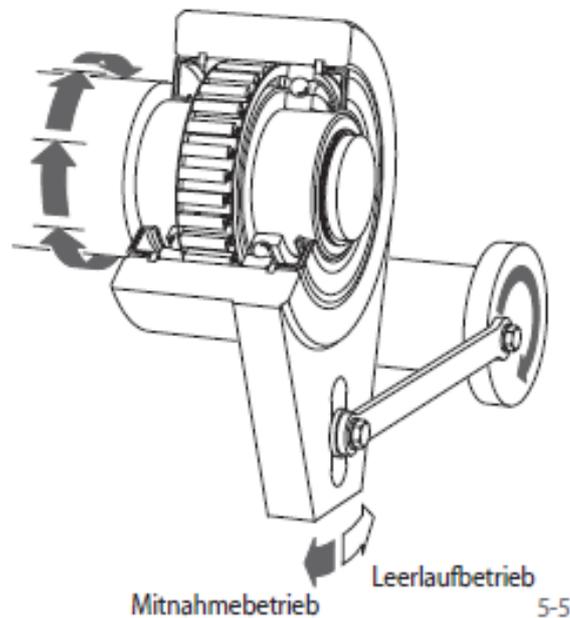
Als Rücklaufsperrern, wie in Abbildung 17 abgebildet, werden Freiläufe dann eingesetzt, wenn es aus sicherheitstechnischen oder funktionsbedingten Gründen erforderlich ist, dass keine Drehrichtungsumkehr erfolgen darf. Bei einem Ausfall oder dem Ausschalten des Motors wird zum Beispiel bei einem Schrägförderband durch die Rücklaufsperrre das Rücklaufen des Fördergutes verhindert. Der normale Betriebszustand eines solch angeordneten Freilaufes ist der Leerlaufbetrieb. [25]



**Abbildung 17: Freilauf als Rücklaufsperrre (Außenring festgehalten) [25]**

Abbildung 18 zeigt den Einsatz als Vorschubfreilauf. Der Vorschubfreilauf ermöglicht etwa bei einem Förderband den schrittweisen Vorschub desselben. Diese Anwendung kommt unter anderem bei Abfüllanlagen zum Einsatz. Um dies zu ermöglichen, wird eine hin- und

hergehende Bewegung in eine diskontinuierliche Drehbewegung übersetzt, welche den Vorschub darstellt. [25]



**Abbildung 18: Freilauf als Vorschubfreilauf; Außenring bewegt sich um Nulllage, während der Innenring sich schrittweise vollständig dreht [25]**

Freiläufe, welche als Überholkupplungen eingesetzt werden, kuppeln Wellen nur wenn der Antrieb schneller läuft als der Abtrieb. Ist dies nicht der Fall, kann der Abtrieb frei drehen (siehe Abbildung 19). [25]

Ein weit verbreiteter Einsatz der Überholkupplung ist in der Hinterradnabe von Fahrrädern. Dieser trennt die Antriebsnabe des Hinterrades von dem Hinterradlaufrad. Dadurch wird ermöglicht, dass sich die Kette und damit auch die Tretkurbel im Fall des freien Rollens des Hinterrades nicht mitdrehen. Der Freilauf sperrt nur dann, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsnabe größer ist, als die des Laufrades.

In Getrieben von Turbinen-Hubschraubern verbindet der Überholfreilauf die Wellenturbine mit der Eingangswelle des Getriebes. Dadurch wird bei einem Ausfall der Turbine das freie Rotieren des Getriebes und damit der Rotoren sichergestellt, welches notwendig ist um Autorotation zu ermöglichen. [[3] S. 119]

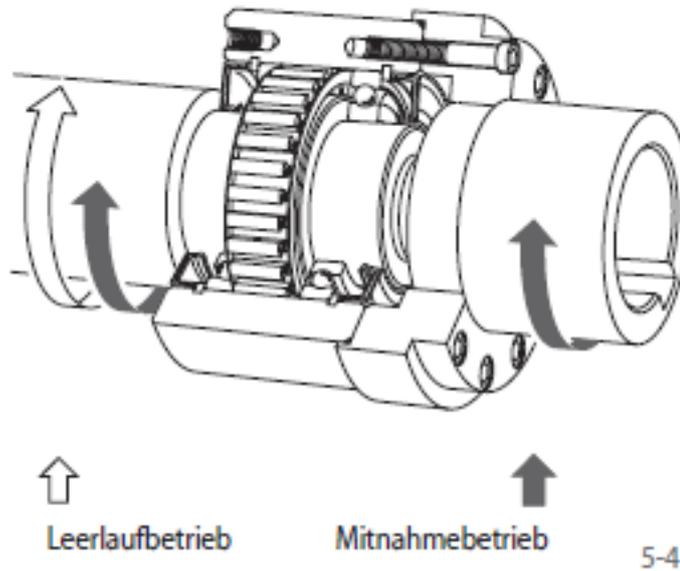


Abbildung 19: Freilauf als Überholkupplung (Kraftfluss vom Außen- auf Innenring) [25]

## 4.2. Bauarten

Freiläufe können an Hand der Funktionsweise ihrer Übertragungsglieder zwischen Ab- und Antriebsselement in zwei Gruppen unterschieden werden, in formschlüssig und in reibschlüssig wirkende Freilaufkupplungen. [[30] S. 306]

### 4.2.1. Formschlüssige Freiläufe

Ein Beispiel für die formschlüssige Funktionsweise ist die Klinkenfreilaufkupplung, welche in Abbildung 20 abgebildet ist. Eine Klinkenfreilaufkupplung besteht aus gezahnten Sperrrädern und Klinken. Die Klinken fallen in Sperrrichtung selbstständig durch Eigengewicht oder Federbelastung in die Sperrräder ein. Damit eine Klinke, welche an einer Zahnspitze gefasst wird, sicher in die Zahnluke gedrückt wird, muss der Winkel  $\alpha$  zwischen der Klinkenkraft  $F$  und der Normalkraft  $F_N$  größer als der Arkustangens des Reibungskoeffizienten  $\mu$  sein ( $\alpha > \arctan(\mu)$ ). Dadurch ist gewährleistet, dass die Reibkraft  $\mu \cdot F_N$ , welche zwischen der Klinke und dem Zahn auftritt, überwunden wird. Typische Werte für  $\alpha$  sind 14 bis 17°. Auf Grund seiner Nachteile, wie Verschleiß, toter Gang und Klappergeräusche, wird der Klinkenfreilauf nur bei langsam laufenden Antrieben eingesetzt, wenn zusätzlich geringe Anforderungen an die Schaltgenauigkeit gestellt werden. [[14] S. 449]

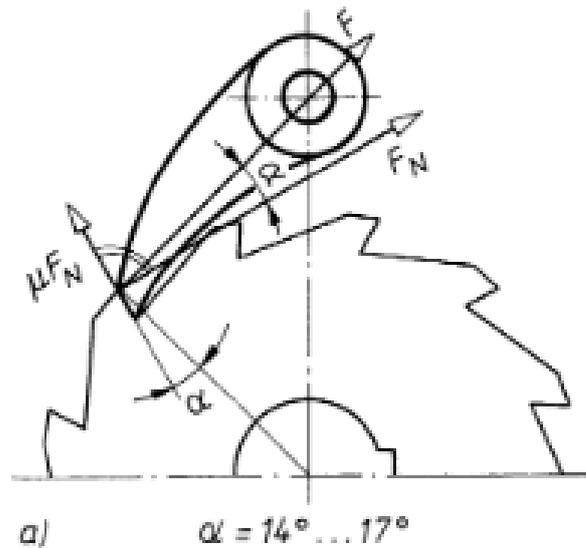


Abbildung 20: Grundform eines formschlüssigen Freilaufs (Klinkenfreilaufkupplung) [[14] S. 449]

#### 4.2.2. Reibschlüssige Freiläufe

Bei reibschlüssig arbeitenden Freiläufen erfolgt die Sperrwirkung zwischen Innen- und Außenring nur über Reibkräfte. Dazu werden Zwischenelemente benötigt. Reibschlüssige Freiläufe werden in Klemmstück- und Klemmrollen-Freiläufe unterschieden. [[6] S.568]

##### Klemmrollen-Freilauf

Der Klemmrollen-Freilauf verwendet als Zwischenelement Rollen, welche mit Hilfe von Klemmrampen zwischen den Ringen verspannt werden (siehe Abbildung 21). Diese Rampen können entweder am Innen- oder am Außenring angeordnet sein, während der andere Ring eine zylindrische Lauffläche aufweist. Die Rollen werden durch gefederte Stifte korrekt positioniert, um eine optimale Klemmwirkung zu ermöglichen. [25]

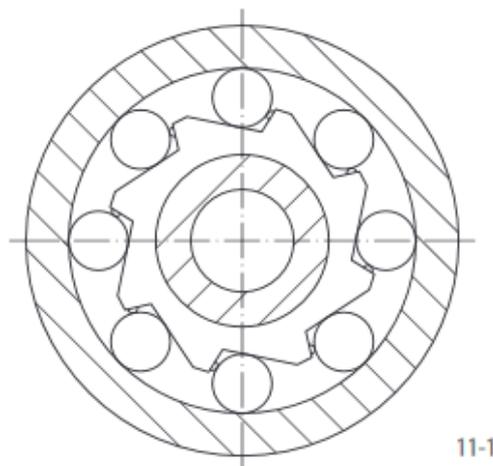


Abbildung 21: Klemmrollen-Freilauf: Symbolbild [25]

Die Sperrrichtung eines Klemmrollen-Freilaufs ist abhängig von dessen Einbausituation. In der in Abbildung 22 gezeigten Einbausituation kann sich der Außenring im Uhrzeigersinn nur frei drehen, wenn der Innenring entweder stillsteht, gegen den Uhrzeigersinn dreht oder im Uhrzeigersinn langsamer als der Außenring rotiert. Im Falle der Sperrung erfolgt eine schlupffreie Verspannung der Klemmrollen zwischen den Laufbahnen. Es ergibt sich dadurch die Möglichkeit einer hohen Drehmomentübertragung. [25]

Die resultierenden Kräfte in den Kontaktpunkten sind am Innen- und Außenring entgegengesetzt gleich groß und wirken entlang der in Abbildung 22 eingezeichneten roten Geraden. Die Verspannung der Klemmrollen passt sich selbsttätig dem zu übertragenden Drehmoment an. Die Bedingung für die, für die Funktion des Klemmrollen-Freilaufs, notwendige Selbsthemmung lautet: [[6] S.568f]

$$\tan(\varepsilon_i) = \frac{F_{Ti}}{F_{Ni}} \leq \mu \quad (4-1)$$

Dies bedeutet, dass der Tangens des Klemmwinkels  $\varepsilon_i$ , der Winkel zwischen der resultierenden Kraft und der Normalkraft am inneren Kontaktpunkt, kleiner bzw. gleich des Reibwerts  $\mu$  zwischen Rolle und Innenring sein muss. [[6] S.568f]

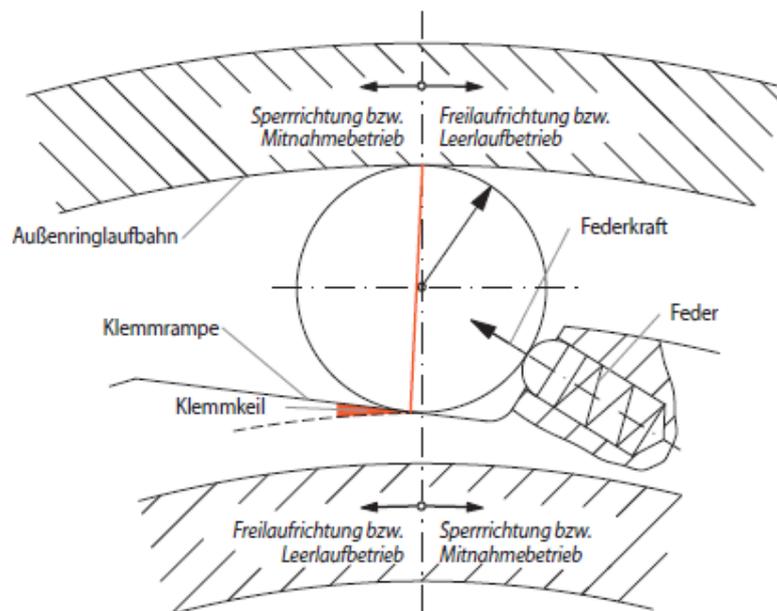
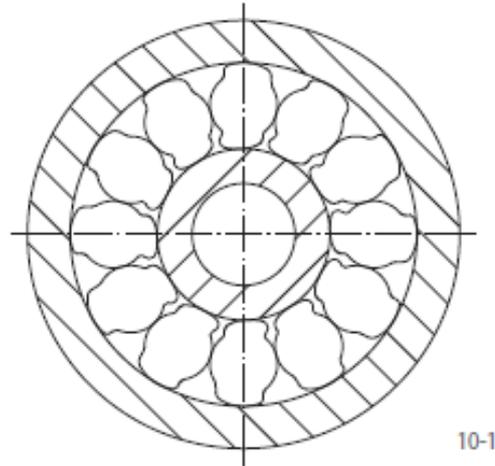


Abbildung 22: Klemmrollen-Freilauf: Aufbau und Sperrrichtung [25]

### Klemmstück-Freilauf

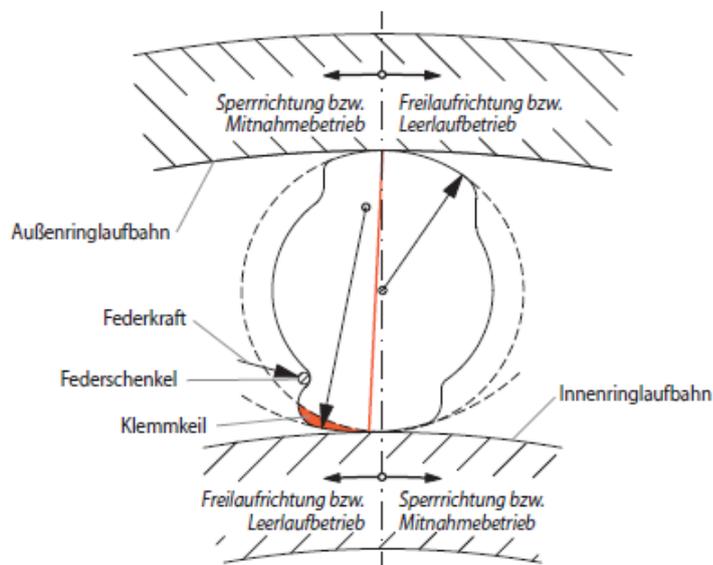
Beim Klemmstück-Freilauf sind die Laufflächen am Innen- und Außenring zylindrisch ausgeführt. Dadurch ist es notwendig geometrisch komplexere Zwischenelemente im Vergleich zum Klemmrollen-Freilauf zu verwenden (Abbildung 23). Der Vorteil besteht jedoch

in der Möglichkeit, diese Klemmstück-Zwischenelemente spezifisch auf die entsprechenden Anforderungen zu entwickeln. Abhängig von Einsatzort gibt es Klemmstücke für hohe Drehmomente, für einen berührungsfreien Leerlaufbetrieb und für eine hohe Schaltgenauigkeit. [25]



**Abbildung 23: Klemmstück-Freilauf: Symbolbild Aufbau [25]**

Für einen Klemmstück-Freilauf gelten sinngemäß dieselben Bedingungen für die Aktivierung des Mitnahmebetriebs wie für den Klemmrollen-Freilauf. Das bedeutet, bezogen auf Abbildung 24, dass bei einem stillstehenden Innenring, die Klemmwirkung dann wirksam wird, wenn der Außenring entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht wird. In diesem Fall verspannen sich die Klemmstücke schlupffrei zwischen den Laufbahnen. [25]



**Abbildung 24: Klemmstück-Freilauf: Aufbau und Sperrrichtung [25]**

Im Gegensatz zum Klemmrollen-Freilauf ist der Klemmwinkel am Innen- und Außenring nicht gleich groß. Die durch die Verspannung erzeugten Kräfte  $F_I$  und  $F_A$ , welche in den Kontaktpunkten wirken, sind entgegengesetzt gleich groß und haben dieselbe Wirkungslinie.

Durch die Zerlegung der Kräfte in eine Normal- und Tangentialkraft mit Hilfe der jeweiligen Klemmwinkel ergibt sich die folgende Bedingung für die notwendige Selbsthemmung: [25]

$$\tan(\varepsilon_i) = \frac{F_{Ti}}{F_{Ni}} \leq \mu \quad (4-2)$$

Sie ist ident mit der Selbsthemmungsbedingung beim Klemmrollen-Freilauf. Dies ist deshalb der Fall, da der Klemmwinkel des Innenringes  $\varepsilon_i$  größer als der Klemmwinkel des Außenringes  $\varepsilon_A$  ist. Dadurch wird die innere Kontaktstelle zur kritischen Stelle bezüglich Selbsthemmung. [25]

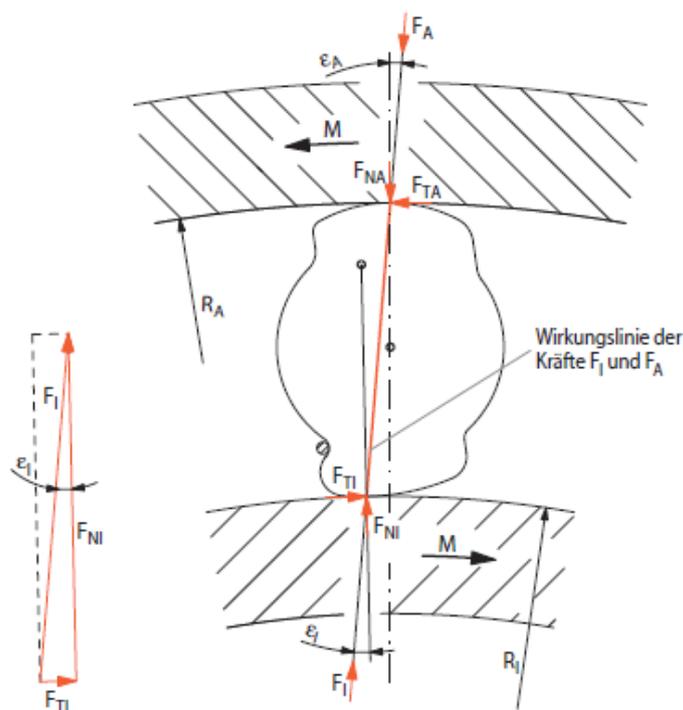


Abbildung 25: Klemmstück-Freilauf: Kräfteverhältnisse (freigeschnittenes Klemmstück) [25]

In Abbildung 25 ist das Kräfteverhältnis im Sperrzustand bei einem freigeschnittenen Klemmstück dargestellt. Man sieht, dass die Drehmomente am Außen- und Innenring gleich groß sind, wodurch sich eine Beziehung für die entstehenden Kräfte in den Kontaktstellen herleiten lässt, welche wie folgt lautet: [[6] S.568f]

$$\begin{aligned} M &= z * R_I * F_{TI} = z * R_I * F_{NI} * \tan(\varepsilon_i) \\ M &= z * R_A * F_{TA} = z * R_A * F_{NA} * \tan(\varepsilon_A) \end{aligned} \quad (4-3)$$

Dabei ist M das Drehmoment, welches auf den Freilauf wirkt,  $R_i$  der Kontaktradius des Innenringes und  $R_A$  der des Außenringes.  $F_N$  und  $F_T$  sind die Normal- bzw. Tangentialkräfte an den inneren bzw. äußeren Kontaktstellen. Daraus lässt sich erkennen, dass sich die

Normalkräfte und die Klemmwinkel selbstständig auf das aktuelle Moment einstellen. Auf Grund der Gleichheit der Momente am Innen- und Außenring, der Kräfte  $F_I$  und  $F_A$  erklärt sich auch, warum der Innenring der kritische Teil bezüglich Selbsthemmung ist. Der Winkel  $\epsilon_i$  am Innenring muss immer größer als  $\epsilon_a$  sein, um trotz kleinerem Radius das gleiche Moment am Innenring zu ermöglichen. [[6] S.568f]

Die Beschränkung des maximal übertragbaren Drehmomentes bei Klemmrollen- und Klemmkörper-Freilauf ergibt sich durch das Erreichen von verschiedenen Grenzen, welche in festigkeitsspezifische und geometrische Grenzen unterteilt werden können. Diese sind die Hertzsche Pressung an den Kontaktstellen, die Tangentialspannungen in Innen- und Außenring, der Positionswinkel und der Klemmwinkel. Welche Grenzen als erstes erreicht werden, ist abhängig von der Freilaufgröße, Freilaufart und Klemmkörperart. [[6] S.569]

## 5. Methodik des Konstruierens (VDI 2221)

Im Rahmen dieses Kapitel soll die Richtlinie 2221 des VDI (Verein Deutscher Ingenieure) vorgestellt werden. Diese trägt den Titel „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“.

Die primäre Zielsetzung der Richtlinie ist das Schaffen einer allgemein anwendbaren Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik für technische Systeme und Produkte. Dies ist notwendig, weil ein leistungsfähiger Entwicklungs- und Konstruktionsprozess maßgeblich die wettbewerbsfähige Herstellung dieser Produkte bestimmt. [29]

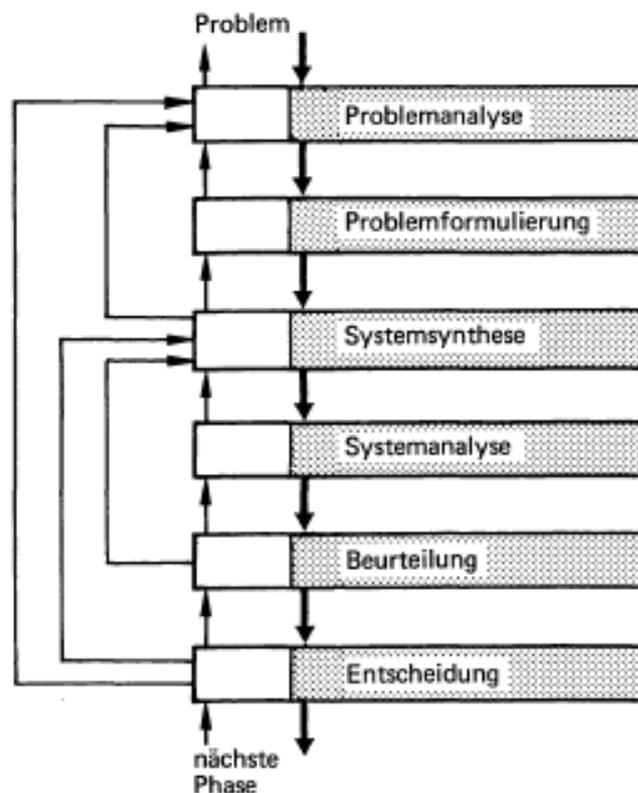
Auf Grund der allgemein gültigen Grundlagen sowie der dabei definierten Arbeitsschritte und Arbeitsergebnisse, welche in dieser Richtlinie behandelt werden, ermöglicht diese eine generelle, branchenunabhängige Leitlinie für die Praxis. Dabei wurde insbesondere der Einsatz der Datenverarbeitung im Bereich des Entwicklungs- und Konstruktionsprozesses in dieses allgemeine methodische Vorgehen eingegliedert. [29]

Zur sinnvollen Implementierung der Richtlinie ist es notwendig, ein systematisches Vorgehen mit der entsprechenden Methodik zu definieren. Dabei sind die folgenden Schritte beschrieben: [29]

- **Problemanalyse**  
Hier wird die Problem- bzw. Aufgabenstellung hinsichtlich der relevanten Unbekannten, welche für die Problemlösung nützlich sind, analysiert. Dabei steht auch das Sammeln von zusätzlichen Informationen über die Aufgabe im Fokus.
- **Problemformulierung**  
In diesem Punkt erfolgt, mit Hilfe der bei der Problemanalyse gewonnenen Informationen, die präzise Formulierung des Problems. Dies erfolgt ohne eine Vorfixierung auf Lösungen, um eine kreative Problemlösung zu erleichtern.
- **Systemsynthese**  
Die Systemsynthese dient der Erarbeitung von Lösungsideen bzw. auch konkreter Lösungen. Dabei sollten jedoch mehrere Lösungsansätze erarbeitet werden.
- **Systemanalyse**  
Durch die Analyse der erarbeiteten Lösungen bezüglich deren Eigenschaften werden für die Lösungsauswahl erforderliche Informationen gewonnen.
- **Beurteilung und Entscheidung**  
Basierend auf den vorigen Erkenntnissen werden die Lösungen hinsichtlich der gestellten Anforderung beurteilt und an Hand dieser Beurteilung eine Entscheidung

getroffen. Diese Entscheidung kann entweder die Weiterführung einer Lösung oder auch den Abbruch einer Entwicklung bedeuten.

Durch eine sinnvolle Verbindung dieser einzelnen Schritte entwickelt sich eine effiziente Strategie. Insbesondere für komplexe Problemstellungen ergibt sich der in Abbildung 26 dargestellte systemtechnische Lösungszyklus. Dabei sind insbesondere die Wiederholungszyklen hervorzuheben, da dadurch eine Erhöhung des Informationsniveaus durch die Iteration ermöglicht wird. [29]

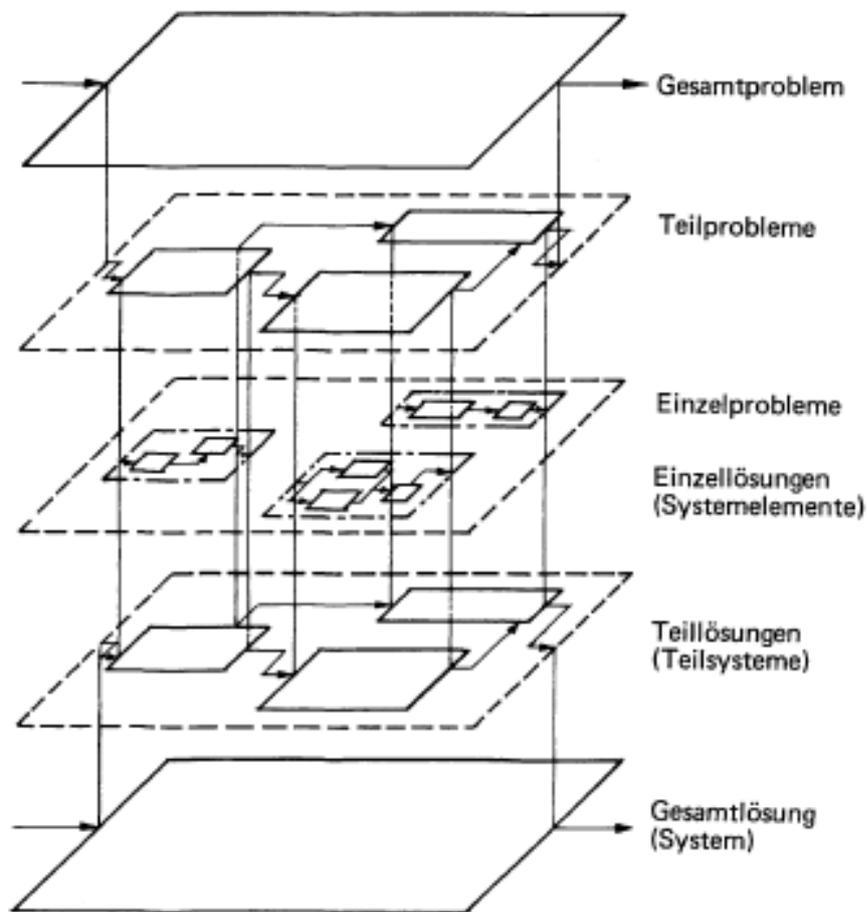


**Abbildung 26: Problemlösungszyklus in der Systemtechnik für komplexe Problemstellungen [29]**

Bei komplexen Problemen ist es jedoch notwendig, das Gesamtproblem auf mehrere Teil- und Einzelprobleme aufzuteilen. Diese Trennung ermöglicht die Konzentration auf kleinere Einheiten und hilft dadurch einfacher Lösungen zu finden. Die erarbeiteten Teillösungen werden dann zu einer Gesamtlösung kombiniert. Dieses Schema lässt sich ebenso auf wie in Abbildung 27 dargestellte Systeme umlegen. [29]

Aufbauend auf dieser systematischen Problemlösungsmethodik wurde in Kombination mit den psychologischen Erkenntnissen eine generelle Struktur für Entwicklungs- und Konstruktionsprozesse abgeleitet. Dabei wurde ein generelles Vorgehen erarbeitet, das für verschiedenste Anforderungen anwendbar ist. Die Problemstellungen unterscheiden sich häufig in Abhängigkeit der Aufgabenstellung enorm, z. B. hat man für eine Serienfertigung

andere Schwerpunkte als bei einer Einzelfertigung, oder ob es sich um eine Neuentwicklung oder um eine Weiterentwicklung handelt. Weiters beeinflusst die jeweilige Branche die Schwerpunkte einer Aufgabenstellung. Im Fahrzeugbau liegt der Schwerpunkt unter anderem auf Sicherheit, Ergonomie und Fertigungskosten, während im Werkzeugmaschinenbau insbesondere Arbeitsgenauigkeit, Arbeitsgeschwindigkeit und Flexibilität im Fokus stehen. Zusätzlich zu den Anforderungen, welche durch das Produkt entstehen, beeinflussen auch externe Parameter und innerbetriebliche Erfordernisse den Entwicklungs- und Konstruktionsablauf. Zu diesen zählen unter anderem die Wettbewerbssituation, vorhandener Termindruck und die Erhöhung des Mikroelektronikanteils. [29]



**Abbildung 27: Strukturierung eines Problems bzw. Systems in Untereinheiten [29]**

Das in Abbildung 28 dargestellte Schema gliedert das generelle Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren in sieben Arbeitsabschnitte, woraus sieben entsprechende Ergebnisse hervorgehen. In Abhängigkeit der Aufgabe werden diese Abschnitte teilweise, vollständig oder mehrmalig iterativ bearbeitet. In der praktischen Anwendung des Schemas werden mehrere Abschnitte häufig zu Konstruktions- bzw. Entwicklungsphasen zusammengefasst, an denen eine organisatorische und terminliche Planung stattfinden kann. [29]

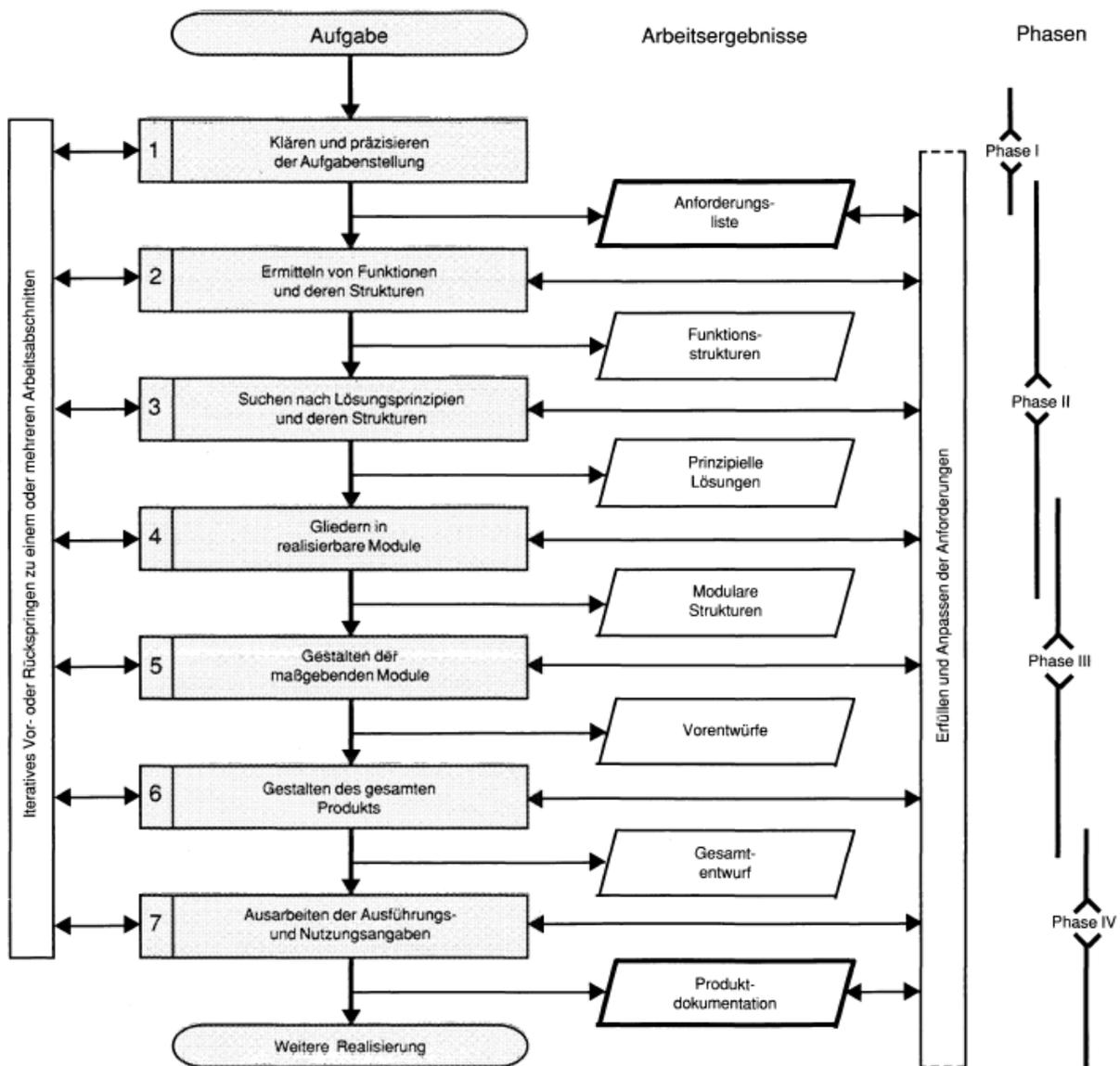


Abbildung 28: Entwicklungs- und Konstruktionsprozess: Generelles Vorgehen [29]

Die Bedeutung eines effizienten Entwicklungs- und Konstruktionsprozesses wird insbesondere dadurch deutlich, wie enorm in dieser wichtigen Phase die zukünftigen Produktkosten beeinflusst werden. Wie in Abbildung 29 ersichtlich, werden im Falle einer Neuentwicklung in der Entwicklungs- und Konstruktionsphase 70 % Prozent der späteren Produktkosten festgelegt, obwohl auf diese Phase nur 9 % der realisierten Kosten eines Produktes entfallen. Die Ursache dafür liegt darin, dass durch die Konstruktion schon in einem großen Ausmaß die zukünftigen Herstellungs-, Betriebs- und Entsorgungskosten eines Produktes bestimmt sind. [[10] S. 14f]

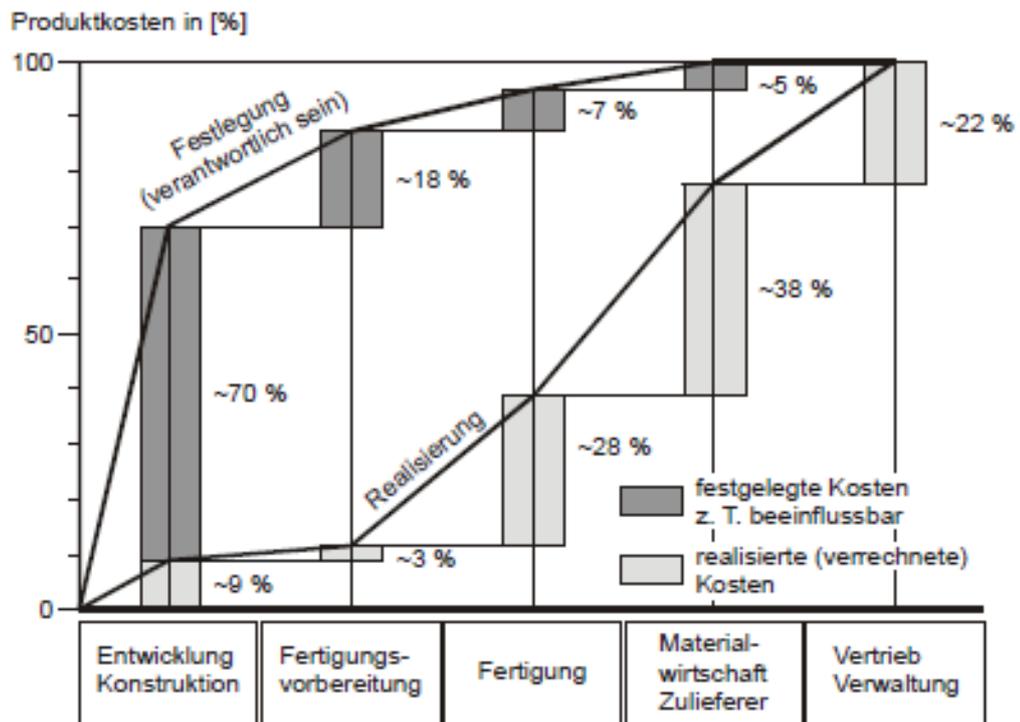


Abbildung 29: Festlegung und Entstehung von Produktkosten [[10] S. 15]



## 6. Kinematische Analyse

Im Rahmen einer kinematischen Analyse wurden die Übersetzungen, der Leistungsfluss und damit auch die notwendigen Überlagerungsleistungen der Getriebekonzepte berechnet.

### 6.1. Vorgehensweise

Die Analyse des Konzeptes erfolgte durch eine Entkopplung der Wellen von den konstruktiven Randbedingungen. Das Planetengetriebe wird durch das in Abbildung 30 gezeigte Symbol dargestellt. Mittels eines Kreises wird das Planetengetriebe und durch jeweils einem Strich werden die drei Wellen symbolisiert. Um die funktionelle Beschreibung der drei Wellen zu erleichtern, werden sie eindeutig benannt. Die als Eingangswelle bezeichnete Welle ist jene, welche primär die Leistung dem Planetengetriebe zuführt. Dem gegenüber steht die Ausgangswelle, welche primär die Leistung abführt. Die Drehzahlen dieser beiden Wellen stehen bei stillstehender Überlagerungswelle im Übersetzungsverhältnis  $N$ . Die Überlagerungswelle ist die Welle, die es durch Leistungszufuhr oder -abfuhr ermöglicht, das Drehzahlverhältnis zwischen Eingangs- und Ausgangswelle zu verändern. Durch das Übersetzungsverhältnis kann auf die konstruktiven Randbedingungen rückgeschlossen werden und auch die Standübersetzung bestimmt werden. Damit sind nach der Analyse die Eingangswelle, die Ausgangswelle und die Überlagerungswelle eindeutig der Sonnen-, Steg- und Hohlwelle zugeordnet.

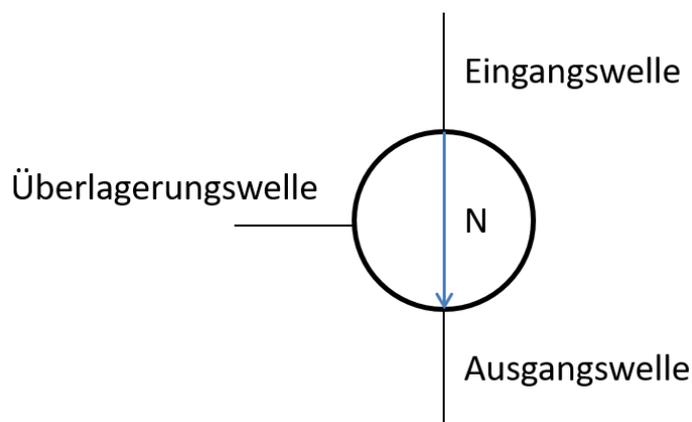


Abbildung 30: Symbol Planetensatz mit Wellenbezeichnungen

Zur Vereinfachung der Berechnung, insbesondere um die Kinematik ohne konstruktive Vorgaben berechnen zu können, also ohne Zuordnung von Sonne, Steg und Hohlrad, kann die Willis-Gleichung und die Drehmomentverhältnisse allgemein formuliert werden. Dadurch erhält man folgende Gleichungen:

$$N_{ij} = \frac{n_i - n_k}{n_j - n_k} \quad (6-1)$$

$$M_i : M_j : M_k = 1 : (-N_{ij}) : (N_{ij} - 1) \quad (6-2)$$

$$M_i + M_j + M_k = 0 \quad (6-3)$$

Mit  $i \neq j \neq k$

Bezogen auf Abbildung 30 entspricht  $N_{ij}$  dem Drehzahlverhältnis  $N$  zwischen der Eingangswelle  $i$  und der Ausgangswelle  $j$ . Die Überlagerungswelle wird dem Buchstaben  $k$  zugeordnet.

Als Auslegungsdaten für die Analyse des Getriebekonzeptes wurden die folgenden Werte verwendet:

- Eingangsleistung:  $P_{\text{ein}} = 2 \text{ MW}$
- Eingangsdrehzahl:  $n_{\text{ein}} = 1200 \text{ U/min}$
- Spreizung:  $\varphi = 1,75$
- Ausgangsdrehzahlen:  $n_{\text{aus}} = 200 - 350 \text{ U/min}$

Die Ausgangsdrehzahl entspricht auf Grund des Einbauortes der Drehzahl des Hauptrotors.

Als Referenz für das neue Getriebekonzept diene der einfache Compound-Split (CS), wie in Abbildung 31 dargestellt (s. auch Kapitel 3.2.3). Er besteht aus zwei parallel angeordneten Planetengetrieben mit unterschiedlichen Übersetzungen  $N_i$ . Wenn kein Blindleistungsfluss zugelassen wird, sind die Punkte an denen die Überlagerungsleistung null ist jeweils am Anfang und Ende des Übersetzungsbereichs. Damit ergibt sich bei der geforderten Spreizung  $\varphi = 1,75$  eine maximale relative Überlagerungsleistung im Bereich von 14 % für die notwendigen Überlagerungsmaschinen (siehe Abbildung 32). Weiters ergeben sich damit für die Übersetzungen  $N_i$  die Werte 3,43 für die hohe Ausgangsdrehzahl (350 U/min) und 6 für die niedrige Ausgangsdrehzahl (200 U/min).

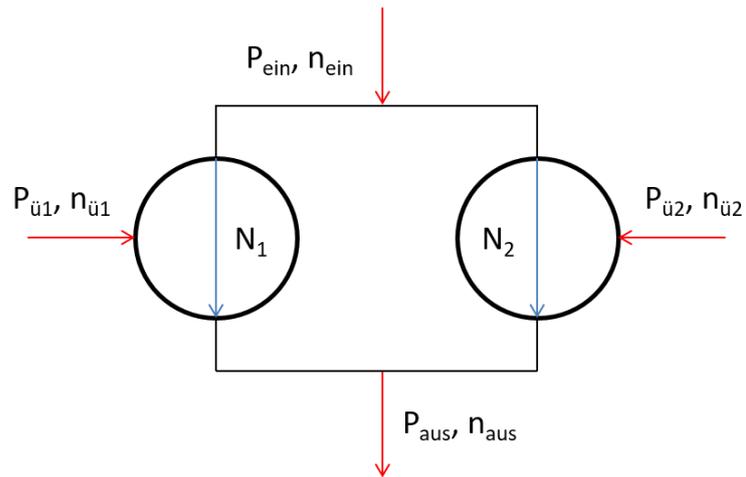


Abbildung 31: CS: Getriebschema einfacher Compound-Split

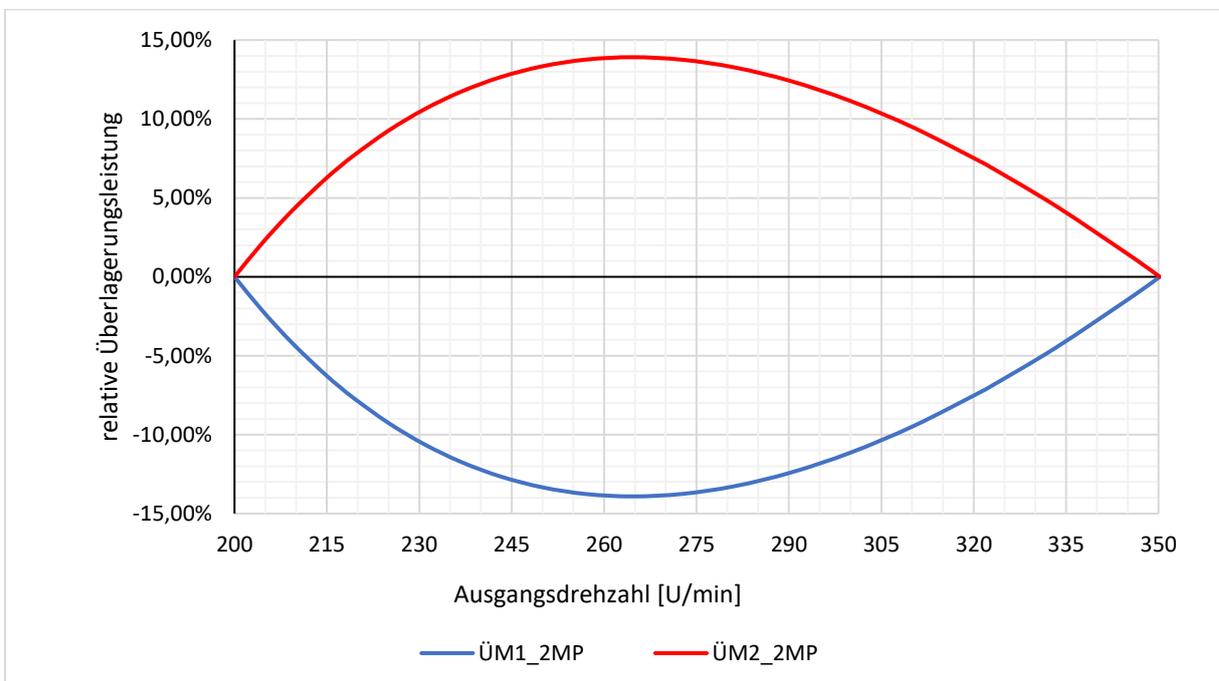


Abbildung 32: CS: relative Überlagerungsleistung des einfachen Compound-Splits

In Abbildung 32 sind die Leistungen der Überlagerungsmaschinen bezogen auf die Eingangsleistung über der Ausgangsdrehzahl aufgetragen. Eine Überlagerungsmaschine arbeitet als Generator (ÜM1\_2MP) und eine Maschine arbeitet als Motor (ÜM2\_2MP). Die Summe der Leistungen heben sich auf, wenn kein Wirkungsgrad berücksichtigt wird. Die maximale Variatorleistung von 14% tritt bei 265 U/min auf, was dem geometrischen Mittel der beiden Grenzdrehzahlen entspricht. Bei einer Eingangsleistung von 2MW entspricht die Variatorleistung von 280 kW. Nimmt man für den Variator eine elektrische Maschine mit einer sehr guten Leistungsdichte von 5 kW/kg an, so hat eine Maschine eine Masse von 56 kg. Nur die Variatormaschinen fügen dem Getriebe, ohne Berücksichtigung der Leistungselektronik 112 kg hinzu. Die Masse des Getriebes an sich kann nicht reduziert werden, jedoch könnten

vorgelagerte Getriebestufen in das Übersetzungsvariable Modul integriert werden um den Massenzuwachs im Hubschrauber zu reduzieren.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde der einfache Compound-Split unter den folgenden Prämissen weiterentwickelt:

- die Reduzierung der notwendigen Überlagerungsleistung
- die Integration einer höheren mechanischen Grundübersetzung

Die Reduzierung der notwendigen relativen Überlagerungsleistung lässt sich primär durch eine Reduzierung der Spreizung zwischen den sogenannten mechanischen Punkten erreichen. Als mechanische Punkte werden jene Betriebspunkte bezeichnet, bei denen die Übersetzung rein mechanisch erfolgt und jede Überlagerungsmaschine leistungsfrei ist. Die Anzahl an möglichen mechanischen Punkten steigt bei einem Compound-Split-System typischerweise mit einer Erhöhung der parallelen Leistungsstränge.

Eine höhere Gesamtübersetzung kann durch eine serielle Anordnung von Planetengetrieben ermöglicht werden. Bei seriell geschalteten Getriebestufen multiplizieren sich die Einzelübersetzung, wodurch sich beispielsweise bei einer gleichbleibenden Gesamtübersetzung die Übersetzungen der einzelnen Getriebestufen deutlich reduzieren lassen, was einen Einfluss auf die Getriebemasse hat.

Durch die Erhöhung der mechanischen Punkte erhöht sich die Anzahl der notwendigen Überlagerungsmaschinen. Es wird eine Reduktion der notwendigen Überlagerungsmaschinen durch eine Mehrfachnutzung angestrebt. Das bedeutet, dass Überlagerungsmaschinen, wenn möglich, alternierend mit unterschiedlichen Überlagerungswellen verschaltet werden sollen, um eine mehrfache Nutzung zu ermöglichen. Bei einem einfachen Compound-Split ist es bei der gegebenen Spreizung notwendig  $2 \times 14 \%$  der Eingangsleistung als Überlagerungsleistung zu verbauen. Diese ergibt sich aus je  $14 \%$  für den benötigten Generator und für den erforderlichen Motor.

### **6.1.1. Mechanische Punkte und Überlagerungsleistung**

Im Rahmen der Analyse wurde die Anzahl der mechanischen Punkte eruiert. Es gibt nur zwei Optionen, bei denen eine Überlagerungsmaschine leistungslos sein kann. Diese wären erstens der Stillstand, mit und ohne Drehmomentbelastung, und zweitens die Drehmomentfreiheit der sich drehenden Überlagerungsmaschine. Mit diesem Wissen ist es möglich, die mechanischen Punkte eines Systems zu finden und den dabei auftretenden Leistungsfluss zu berechnen.

Um einen Blindleistungsfluss zu vermeiden, muss bei einem Compound-Split-System jeweils ein mechanischer Punkt am Anfang und am Ende des Betriebsbereichs liegen. Um bei allen Planetensätzen die gleiche relative Überlagerungsleistung zu erhalten, ist es erforderlich, dass die mechanischen Punkte bei einem Compound-Split-System in einem bestimmten Verhältnis stehen. Die mechanischen Punkte können beispielsweise bei vier mechanischen Punkten durch folgende Gleichungen ermittelt werden:

$$\begin{aligned}
 U_1 &= V \\
 U_2 &= V * x = U_1 * x \\
 U_3 &= V * x^2 = U_2 * x \\
 U_4 &= V * x^3 = U_3 * x = W
 \end{aligned}
 \tag{6-4}$$

Dabei sind  $U_n$  die jeweiligen mechanischen Übersetzungen des Getriebes zwischen der Ein- und Ausgangswelle,  $V$  ist die niedrigste und  $W$  die höchste mechanische Übersetzung des Systems. Damit stellen  $V$  und  $W$  die Grenzen des Übersetzungsbereichs des Konzeptes dar. Allgemein formuliert lässt sich der Faktor  $x$  mit folgender Gleichung berechnen:

$$x = \sqrt[n-1]{\frac{W}{V}} = \sqrt[n-1]{\varphi}
 \tag{6-5}$$

Hier ist  $n$  die Anzahl der mechanischen Punkte und  $\varphi$  die geforderte Spreizung des Systems. Der Faktor  $x$  stellt die Einzelspreizung zwischen den mechanischen Punkten dar, um eine gleichmäßige Verteilung der Gesamtspreizung zu erzielen.

Der Grund für diese Abstände der mechanischen Punkte erschließt sich bei der Berechnung eines Compound-Splits. Denn die relative Leistung einer Überlagerungswelle berechnet sich nach der Gleichung:

$$P_{\ddot{u},rel} = \frac{P_{\ddot{u}}}{P_{ein}} = \mp \frac{(N_2 - i) * (N_1 - i)}{i * (N_1 - N_2)}
 \tag{6-6}$$

Dabei ist  $P_{\ddot{u}}$  die absolute Leistung der betrachteten Überlagerungswelle und  $P_{ein}$  die absolute Eingangsleistung des Compound-Splits.  $N_1$  und  $N_2$  sind die Übersetzungen der Planetengetriebe 1 und 2, während  $i$  die aktuelle Übersetzung des Compound-Splits zwischen Antrieb und Abtrieb ist. Das bedeutet, dass in einem mechanischen Punkt die Übersetzung  $i$  den Wert von  $N_1$  oder  $N_2$  annimmt. Das Planetengetriebe 1 ist jenes, welche die niedrigere Übersetzung  $N$  aufweist. Wird die Überlagerungswelle des Planetengetriebes 1 betrachtet, muss das negative Vorzeichen verwendet werden. Werden nun zwei Compound-Split-

Systeme miteinander verglichen erkennt man, dass die Werte von  $P_{\dot{u},rel}$  nur ident sein können, wenn die Verhältnisse von  $N_2$  zu  $N_1$  gleich sind.

Die weitere Analyse basiert auf den im Kapitel 2 definierten Grundgleichungen eines Planetengetriebes. Dazu wurden für jeden Planetensatz die jeweiligen Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse aufgestellt. Diese aufgestellten Gleichungen wurden mit Hilfe der Randbedingungen des jeweiligen Konzeptes miteinander verknüpft. Ebenso wurden die Übersetzungen der einzelnen Planetensätze definiert und die mechanischen Punkte festgelegt. Basierend auf dieser Summe an Gleichungen lässt sich das Konzept genauer untersuchen.

### 6.1.2. Entwickelte Konzepte

Durch die gegebenen Prämissen haben sich zwei mögliche Konzepte für die Weiterentwicklung ergeben. Bei dem ersten Konzept, welches in Abbildung 33 a) dargestellt ist, wurde jedes Planetengetriebe des einfachen Compound-Split durch ein weiteres Planetengetriebe seriell erweitert. Die Überlagerungswellen der zusätzlichen Planetengetriebe wurden direkt miteinander verbunden. Für das zweite Konzept b) wurde der einfache Compound-Split um einen weiteren Compound-Split seriell erweitert.

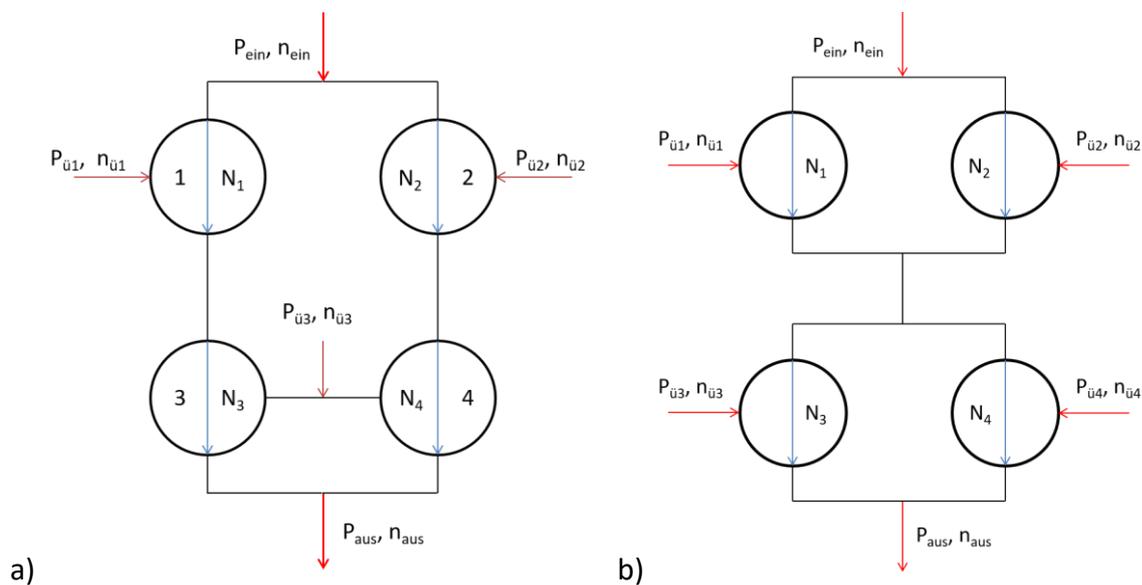


Abbildung 33: Getriebeschemata: a) Compound-Split Erweiterung; b) Double-Compound-Split

## 6.2. Beschreibung der Konzepte

### 6.2.1. Compound-Split Erweiterung (CSPE)

Zur Erreichung der definierten Ziele wurde eine Compound-Split-Konfiguration mit zwei Planetengetrieben erweitert. Zu jedem Compound-Split-Planetengetriebe wurde ein weiteres in Serie hinzugefügt. Dadurch wurde versucht die Grundübersetzung zu erhöhen und gleichzeitig einen weiteren mechanischen Punkt zu ermöglichen. Es entstand das in Abbildung 34 dargestellte Getriebeschema. Dieses weist zwei serielle Planetensträngen auf, die eine parallele Kopplung besitzen. Bei diesem Konzept ist die Getriebeeingangswelle mit dem Planetengetriebe 1 und 2 gekoppelt. Weiters ist das Planetengetriebe 1 mit dem Planetengetriebe 3 seriell verbunden, ebenso wie es beim Planetengetriebe 2 und 4 der Fall ist. Eine Welle des 3. und 4. Planetengetriebes sind miteinander gekoppelt und bilden die Getriebeausgangswelle. Ebenso sind Überlagerungswellen des 3. und 4. Planetengetriebes mechanisch miteinander gekoppelt und bilden eine gemeinsame Überlagerungswelle. Mit dieser ist eine Überlagerungsmaschine verbunden, ebenso wie an den Überlagerungswellen des 1. und 2. Planetengetriebes. Es wurde festgelegt, dass nur zwei der drei Überlagerungsmaschinen gleichzeitig aktiv sein sollen, damit nur zwei Maschinen in der Ausführung notwendig werden. Dies ermöglicht die weitere Reduzierung der Masse der zu verbauenden Überlagerungsmaschinen.

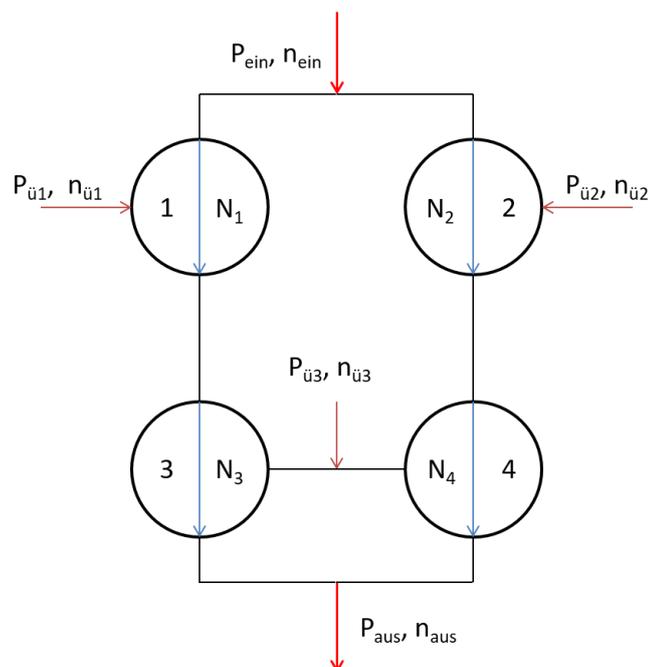


Abbildung 34: Getriebeschema: Compound-Split Erweiterung (CSPE)

Auf Grund dieser Konfiguration ergaben sich einige wichtige Bedingungen, welche für die weitere Analyse relevant sind. Diese lauten:

- Die Eingangswellen des ersten und zweiten Planetengetriebes haben dieselbe Drehzahl.
- Die Überlagerungswellen des dritten und vierten Planetengetriebes haben die gleiche Drehzahl.
- Die Ausgangswellen des dritten und vierten Planetengetriebes haben ebenfalls dieselbe Drehzahl, welche der Rotordrehzahl entspricht.

### Gleichungen

Mit Hilfe der bekannten Willis-Gleichung und dem Drehmomentverhältnis lässt sich dieses Konzept berechnen. Beispielhaft für das in Abbildung 35 angeführte dritte Planetengetriebe ergeben sich damit die folgenden Gleichungen:

$$N_3 = \frac{n_{31} - n_{34}}{n_{aus} - n_{34}} \quad (6-7)$$

$$\frac{M_{31}}{M_{aus3}} = \frac{1}{-N_3} \quad (6-8)$$

$$M_{31} + M_{aus3} + M_3 = 0 \quad (6-9)$$

Dabei ist  $n_{31}$  die Drehzahl der Welle 31 welche die Planetengetriebe 1 und 3 verbindet,  $n_{aus}$  die Ausgangsdrehzahl und  $n_{34}$  die Drehzahl der gemeinsamen Überlagerungswelle 3 und 4.  $M_{31}$  ist auf Grund der Gleichgewichtsbedingungen für die Welle 31 das negative Ausgangsmoment des Planetensatzes 1.  $M_{aus3}$  bildet mit dem Ausgangsmoment des Planetensatzes 4 das Gesamtrötormoment.  $M_3$  ist das Überlagerungsmoment der Planetensatzes 3 und steht durch die Gleichgewichtsbedingungen in Verbindung mit dem Überlagerungsmoment des 4. Planetengetriebes und dem Moment der Überlagerungsmaschine 3.

Werden diese Gleichungen für alle Planetensätze angeschrieben und mit den Randbedingungen verknüpft, lässt sich dieses Konzept vollständig kinematisch beschreiben.

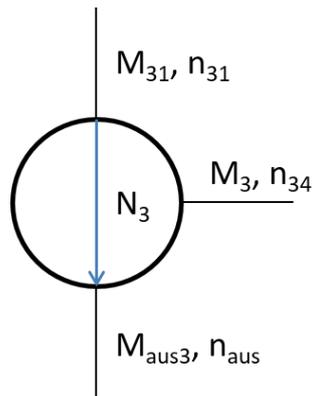


Abbildung 35: CSPE: Planetengetriebe 3 mit Bezeichnung der Drehmomente und Drehzahlen

### 6.2.2. Double-Compound-Split (DCS)

Das Getriebekonzept Double-Compound-Split besteht ebenfalls aus vier Planetengetrieben. Bei diesem Konzept wurde eine serielle Anordnung von zwei Compound-Splits umgesetzt. Dadurch entstand eine serielle Kopplung zweier Parallelschaltungen. Die Getriebeeingangswelle ist mit jeweils einer Welle des 1. und 2. Planetengetriebes gekoppelt. Jeweils eine Welle des 1. und 2. Planetengetriebes bildet die Ausgangswelle und diese zwei werden miteinander zur Zwischenwelle gekoppelt. Die dritte Welle der Planetengetriebe dient zur Aufbringung der jeweiligen Überlagerungsleistung. Für das 3. und 4. Planetengetriebe stellt die Zwischenwelle den primären Getriebeeingang dar. Die Getriebeausgangswelle dieses Konzepts ist mit jeweils einer Welle des 3. und 4. Planetensatzes verbunden. Die übrigen dritten Wellen ermöglichen wieder die Aufbringung der Überlagerungsleistung.

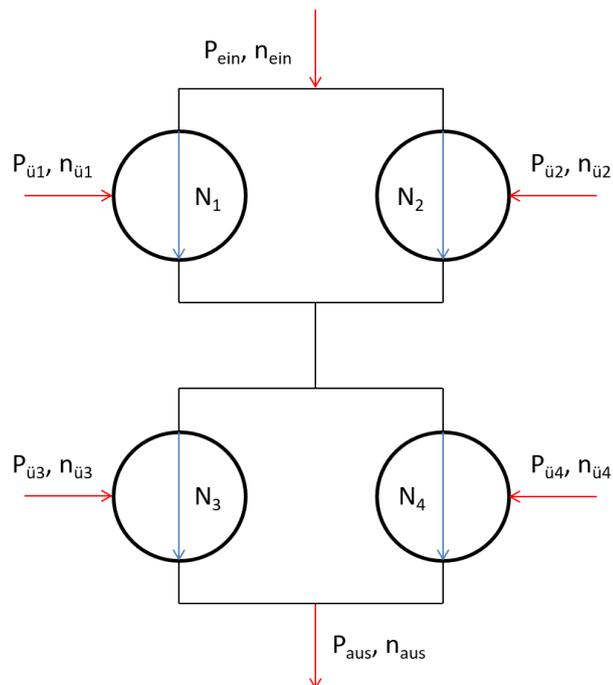


Abbildung 36: Schema des Getriebekonzepts Double Compound-Split (DCS)

Basierend auf dieser Konfiguration ergaben sich diese Randbedingungen:

- Die Eingangswellen des ersten und zweiten Planetengetriebes haben dieselbe Drehzahl.
- Die Ausgangswelle des ersten und zweiten Planetengetriebes haben die idente Drehzahl. Diese Drehzahl weisen auch die Eingangswellen des dritten und vierten Planetengetriebes auf.
- Die Ausgangswellen des dritten und vierten Planetengetriebes haben ebenfalls dieselbe Drehzahl, welche der Rotordrehzahl entspricht.

### Gleichungen

Die Willis-Gleichung und das Drehmomentverhältnis ermöglicht mit den entsprechenden Randbedingungen und Verknüpfungen die Berechnung des Konzeptes. Für das in Abbildung 35 dargestellte dritte Planetengetriebe bilden sich dadurch diese angeführten Gleichungen:

$$N_3 = \frac{n_{zw} - n_{\ddot{u}3}}{n_{aus} - n_{\ddot{u}3}} \quad (6-10)$$

$$\frac{M_{zw3}}{M_{aus3}} = \frac{1}{-N_3} \quad (6-11)$$

$$M_{zw3} + M_{aus3} + M_{\ddot{u}3} = 0 \quad (6-12)$$

Die Drehzahl der Zwischenwelle ist mit  $n_{zw}$  bezeichnet, während  $n_{aus}$  die Ausgangsdrehzahl und  $n_{\ddot{u}3}$  die Überlagerungsdrehzahl des dritten Planetengetriebes darstellt.  $M_{aus3}$  ist ein Teil des gesamten Rotormomentes. Das Überlagerungsmoment ist mit  $M_{\ddot{u}3}$  beschrieben. Das gesamte Moment der Zwischenwelle verteilt sich auf das dritte,  $M_{zw3}$ , und das vierte Planetengetriebe.

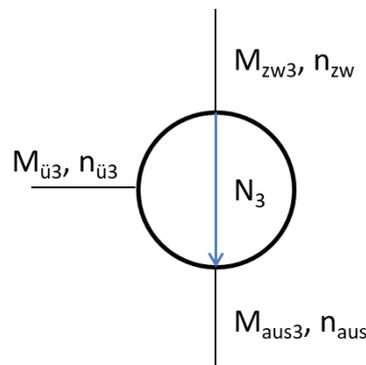


Abbildung 37: DCS: Planetengetriebe 3 mit Bezeichnung der Drehmomente und Drehzahlen

## 6.3. Ergebnisse

### 6.3.1. Compound-Split Erweiterung

Dieses Konzept weist drei mechanische Punkte auf.

- a) Der erste Punkt ergibt sich durch den Stillstand der ersten und dritten Überlagerungsmaschine, bei gleichzeitiger Momentfreiheit der zweiten Überlagerungsmaschine. Dadurch fließt die Leistung nur über das Planetengetriebe 1 und 3.
- b) Um den zweiten mechanischen Punkt zu ermöglichen, muss die dritte Überlagerungsmaschine momentfrei sein, während die anderen beiden stillstehen. Durch diese Schaltung fließt die Leistung vom Getriebeeingang zum Getriebeausgang über alle Planetengetriebe. Die gemeinsame Überlagerungswelle des 3. und 4. Planetengetriebes ermöglicht den notwendigen Drehzahl- und Leistungsausgleich zwischen den Planetengetrieben. Dadurch weisen deren Ausgangswellen dieselbe Drehzahl auf.
- c) Auf vergleichbare Weise wie der Punkt a) ergibt sich der dritte mechanische Punkt. In diesem Fall ist jedoch die erste Überlagerungsmaschine momentfrei und die zweite steht, wodurch die Leistung über die Planetengetriebe 2 und 4 übertragen wird.

In Abbildung 38 ist der Leistungsfluss und die Bedingungen für die jeweiligen mechanischen Punkte dargestellt.

Mit Hilfe der Gleichungen (6-4) und (6-5) ergeben sich die folgenden Drehzahlen und Gesamtübersetzungen für die drei mechanischen Punkte:

Eingangsdrehzahl	1. mech. Punkt (a)	2. mech. Punkt (b)	3. mech. Punkt (c)	
1200 U/min	3,43	4,53	6	Übersetzung
	350 U/min	265 U/min	200 U/min	Rotordrehzahl

**Tabelle 6-1: CSPE: Mechanische Punkte und Gesamtübersetzungen**

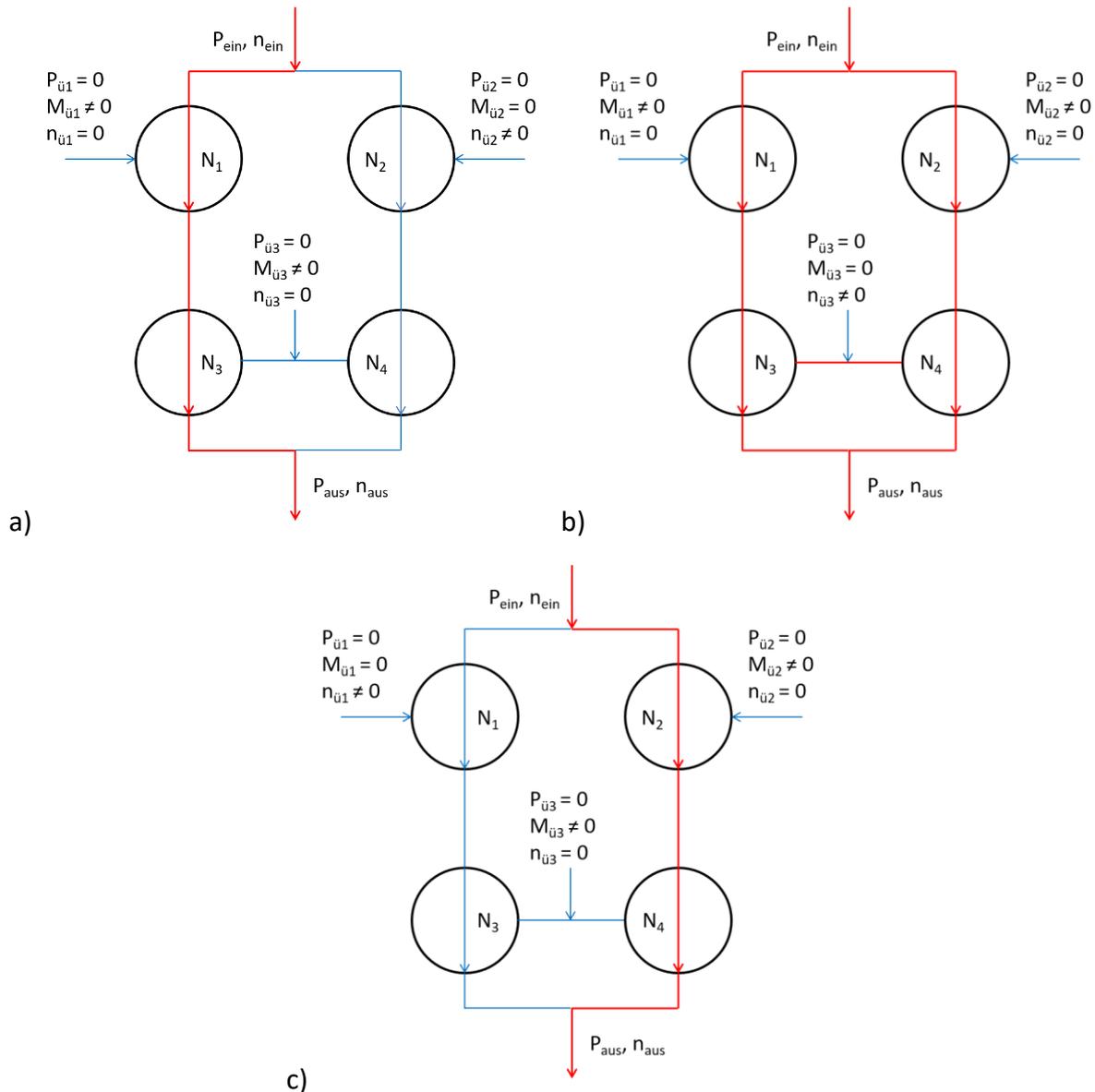


Abbildung 38: CSPE: Leistungsfluss im Fall der drei mechanischen Punkt

Um diese Übersetzungen zu realisieren, können die Planetensätze die in Tabelle 6-2 angeführten Einzelübersetzungen aufweisen.

Planetensatz	1	2	3	4	Eingangsdrehzahl
Übersetzung $N_i$	4,134	5,081	0,829	1,181	1200 U/min

Tabelle 6-2: CSPE: Mögliche Übersetzungen der Planetensätze

Basierend auf diesen Ergebnissen ließen sich die Überlagerungsleistungen berechnen. In Abbildung 39 ist der Verlauf der Leistungen der Überlagerungsmaschinen über den verstellbaren Drehzahlbereich dargestellt. Im Bereich von 350 – 265 U/min sind nur die Überlagerungsmaschinen 2 und 3 aktiv; die Überlagerungsmaschine 3 als Generator und Überlagerungsmaschine 2 als Motor. Zwischen 265 und 200 U/min arbeiten die

Überlagerungsmaschine 1 als Generator und die Überlagerungsmaschine 3 als Motor. Der maximale Wert für die relative Überlagerungsleistung ergibt sich mit 7 % der Eingangsleistung, jeweils im geometrischen Mittel zwischen den beiden mechanischen Punkten.

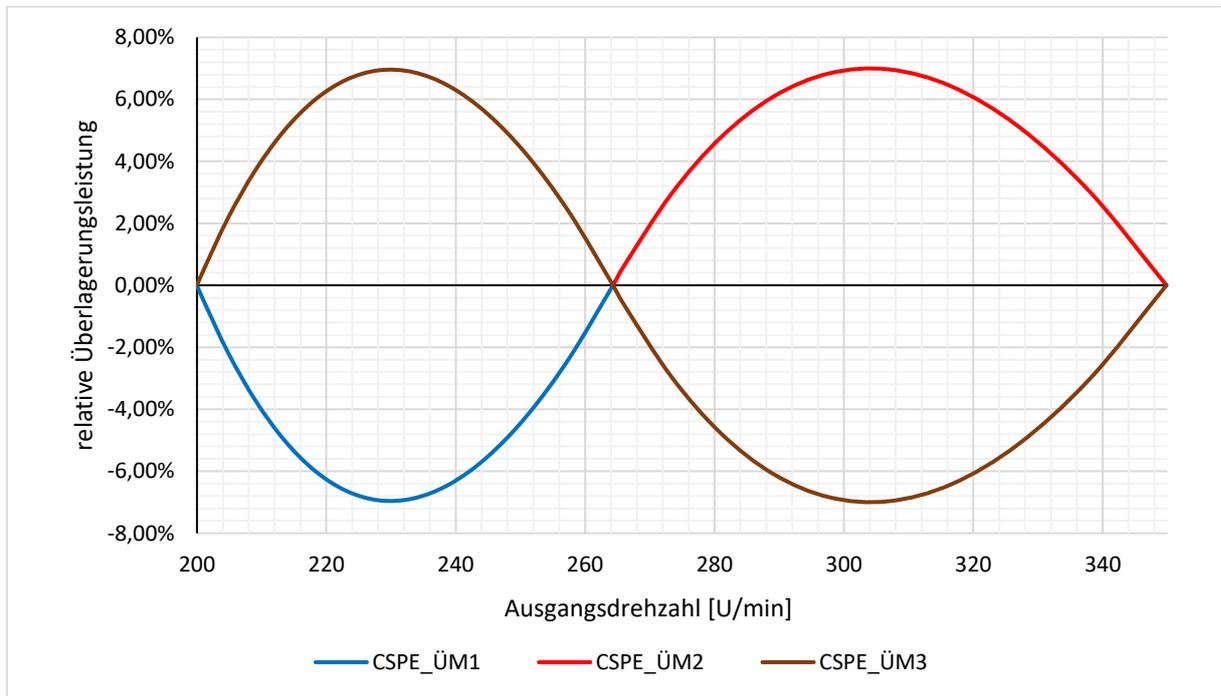


Abbildung 39: CSPE: relative Überlagerungsleistung über die Ausgangsdrehzahl

### 6.3.2. Double-Compound-Split

Dieses Konzept bietet vier mechanische Punkte.

- Ein mechanischer Punkt entsteht durch den Stillstand der Überlagerungswelle 1 und 3. Die Überlagerungswellen 2 und 4 sind momentfrei. Dadurch fließt die Leistung nur über die 1. und 3. Planetenstufe, während die Wellen der 2. und 4. Planetenstufe leistungslos rotieren.
- Durch die Momentfreiheit der 1. und 4., und dem Stillstand der 2. und 3. Überlagerungswelle ergibt sich ein zweiter mechanischer Punkt. In diesem Fall wird die Leistung nur über die 2. und 3. Planetenstufe übertragen.
- Ein dritter mechanischer Punkt realisiert sich durch den Stillstand der 1. und 4. Überlagerungswelle, während die übrigen Überlagerungswellen momentfrei rotieren. Dadurch fließt die Leistung über die Planetengetriebe 1 und 4.
- Der vierte und letzte mechanische Punkt wird durch die Momentfreiheit der 1. und 3., bei gleichzeitigem Stillstand der 2. und 4. Überlagerungswelle gebildet. In diesem Punkt erfolgt die Leistungsübertragung über das 2. und 4. Planetengetriebe.

In Abbildung 40 ist der jeweilige Leistungsfluss der mechanischen Punkte dargestellt.

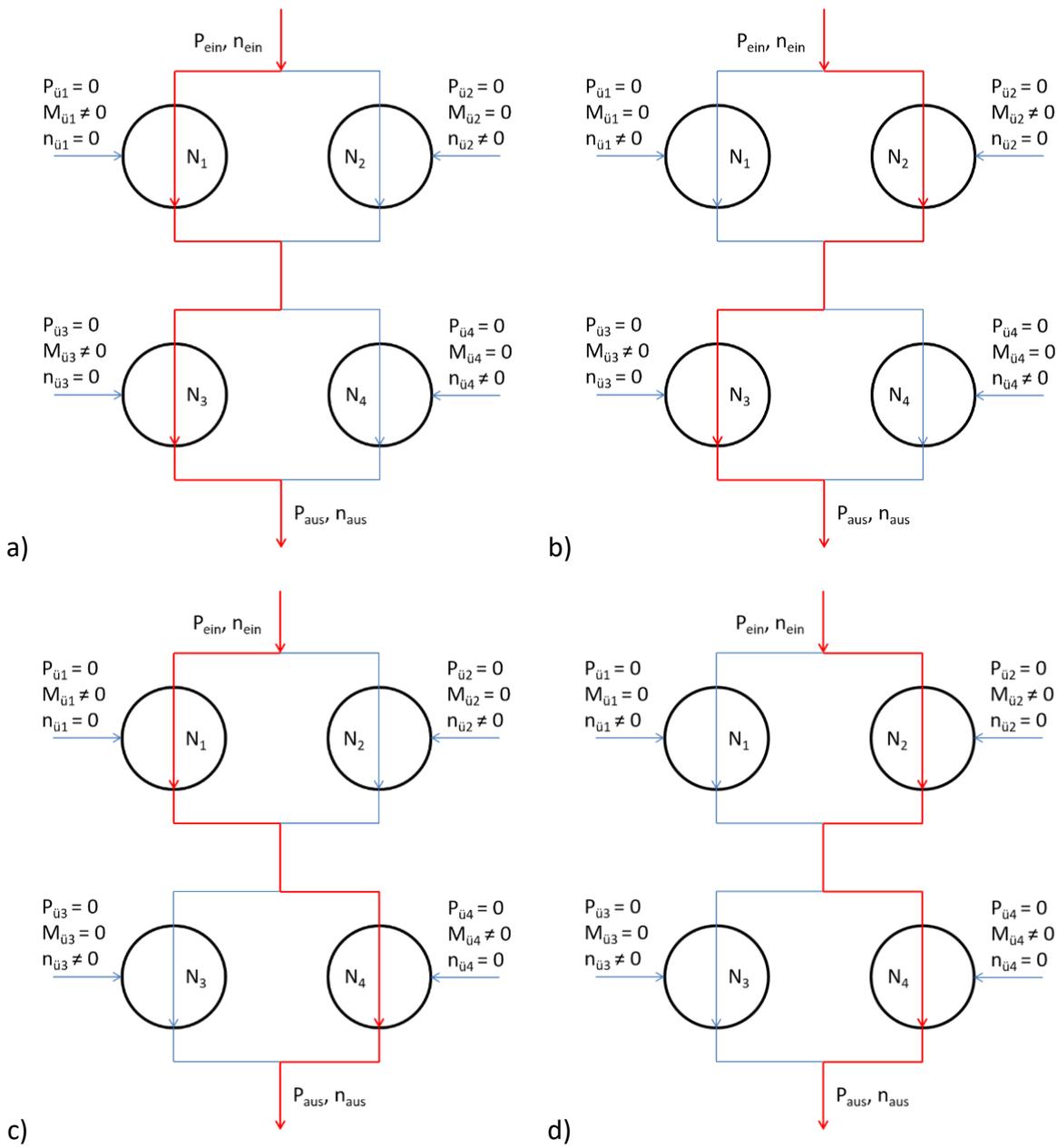


Abbildung 40: DCS: Leistungsfluss im Fall der vier mechanischen Punkte

Mit den Gleichungen (6-4) und (6-5) berechneten sich auf Grund der vier mechanischen Punkte die folgenden Ausgangsdrehzahlen und Gesamtübersetzungen:

Eingangsdrehzahl	1. mech. Punkt (a)	2. mech. Punkt (b)	3. mech. Punkt (c)	4. mech. Punkt (d)	
1200 U/min	3,43	4,13	4,98	6	Übersetzung
	350 U/min	291 U/min	241 U/min	200 U/min	Rotordrehzahl

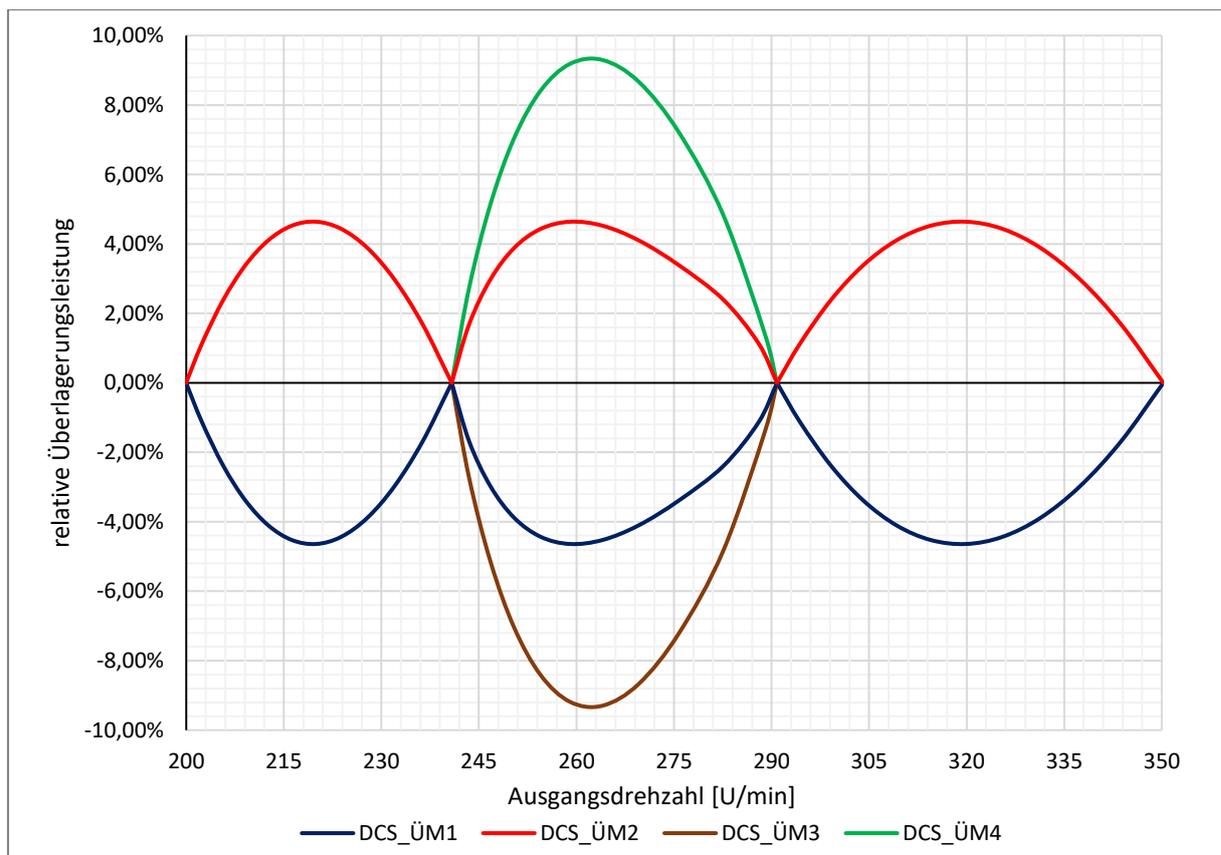
Tabelle 6-3: DCS: Mechanische Gesamtübersetzung und resultierende Ausgangsdrehzahlen bei vier mechanischen Punkten

Eine gleichmäßige Aufteilung der Gesamtübersetzungen auf die Planetensätze führte zu folgenden Einzelübersetzungen:

Planetenstufe	1	2	3	4	Eingangsdrehzahl
Übersetzung $N_i$	1,852	2,230	1,852	2,689	1200 U/min

**Tabelle 6-4: DCS: Übersetzungen der einzelnen Planetenstufen bei 4 mechanischen Punkten**

Die notwendigen maximalen relativen Überlagerungsleistungen ergaben sich damit im Bereich von 4,6 % für den ersten Compound-Split, welcher von den Planetengetrieben 1 und 2 realisiert wird, und 9,3 % für den zweiten Compound-Split. Dieser besteht aus den Planetengetrieben 3 und 4. Die Überlagerungsleistungen sind in Abbildung 41 über den Drehzahlbereich dargestellt. Man erkennt, dass in der gewählten Konfiguration der zweite Compound-Split nur im Bereich zwischen zweiten und dritten mechanischen Punkt, also zwischen 241 U/min und 291 U/min, die Übersetzung variiert, während der erste Compound-Split im gesamten Betriebsbereich aktiv ist.



**Abbildung 41: DCS: relative Überlagerungsleistungen bei 4 mechanischen Punkten**

## 6.4. Diskussion

### 6.4.1. Mechanische Punkte und Überlagerungsleistungen

Auf Grund der Anzahl an mechanischen Punkten ermöglichen beide Getriebekonzepte die Reduktion der notwendigen relativen Überlagerungsleistung. Beim CSPE beträgt die maximale relative Überlagerungsleistung 7 % der Eingangsleistung. Der DCS ermöglicht trotz der vier mechanischen Punkte nur die Verringerung der maximalen Überlagerungsleistung auf 9,3 %. Die Ursache dafür besteht in den unterschiedlichen Spreizungen der beiden seriellen Compound-Splits.

Die maximalen Werte für die Überlagerungsleistungen des DCS verändern sich, bei einer gleichbleibenden Gesamtspreizung, auch dann nicht, wenn eine andere Aufteilung der Einzelübersetzungen gewählt wird. Dies erklärt sich mit Hilfe der Gleichungen (6-13). Dabei sind die Werte  $U_n$  die Übersetzungen der mechanischen Punkte und  $N_i$  die einzelnen Übersetzungen der Planetengetriebe.  $\varphi_{CS,k}$  ist die Spreizung des jeweiligen Compound-Splits.

$$\begin{aligned}U_1 &= N_1 * N_3 = V \\U_2 &= N_2 * N_3 = (N_1 * \varphi_{CS,1}) * N_3 = V * x \\U_3 &= N_1 * N_4 = N_1 * (N_3 * \varphi_{CS,2}) = V * x^2 \\U_4 &= N_2 * N_4 = (N_1 * \varphi_{CS,1}) * (N_3 * \varphi_{CS,2}) = V * x^3 = W\end{aligned}\tag{6-13}$$

Der Faktor  $\varphi_{CS,1}$  stellt die Spreizung des ersten Compound Split. In Bereich von 350 U/min bis 291 U/min werden nur die beiden ersten Überlagerungsmaschinen benötigt. Die Übersetzung wird im ersten Compound-Split von  $N_1$  auf  $N_2$  erhöht. Im zweiten CS bleibt die Übersetzung auf  $N_3$ . Im Drehzahlbereich von 291 U/min bis 241 U/min sind beide Variatorstränge aktiv. Der erste Compound Split reduziert die Übersetzung wieder von  $N_2$  auf  $N_1$ , während der zweite Compound Split die Übersetzung von  $N_3$  auf  $N_4$  erhöht. Dadurch muss die Spreizung  $\varphi_{CS,2}$  des zweiten Compound Split dem Quadrat der Spreizung  $\varphi_{CS,1}$  des ersten Compound-Splits sein. Im Drehzahlbereich von 241 U/min auf 200 U/min bleibt der zweite Compound Split auf der Übersetzung  $N_4$  und der erste Compound-Split erhöht die Übersetzung von  $N_1$  auf  $N_2$ . Mit den Gleichungen (6-4) und (6-5) berechnet sich der Faktor  $x$  mit 1,205. Für die Spreizung ergeben sich damit die Werte  $\varphi_{CS,1} = x = 1,205$  und  $\varphi_{CS,2} = x^2 = 1,452$ .

Dadurch ergeben sich bei diesem Konzept für vier mechanische Punkte und der Gesamtspreizung von  $\varphi = 1,75$  die genannten Werte für die maximalen relativen Überlagerungsleistungen.

Diese Übersetzungen lassen sich realisieren, jedoch ergibt sich dadurch keine Minimierung der einzelnen Überlagerungsleistungen im Vergleich zu drei mechanischen Punkten. Um nun alle einzelnen Überlagerungsleistungen zu minimieren ergibt sich als zusätzliche Bedingung die Gleichheit der Spreizung der einzelnen Compound-Splits, welche lautet:

$$\varphi_{CS} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_4}{N_3} \quad (6-14)$$

Dabei ist  $\varphi_{CS}$  die Spreizung der Compound-Splits und die geraden  $N_i$  die höhere und die ungeraden  $N_i$  die niedrigere mechanische Übersetzung des jeweiligen Compound-Splits.

Die Gesamtübersetzungen der einzelnen mechanischen Punkte für den DCS lassen sich, mit Hilfe der vorherigen Bedingung, nach diesen Gleichungen ermitteln:

$$\begin{aligned} U_1 &= N_1 * N_3 \\ U_2 &= N_1 * N_4 = N_1 * N_3 * \varphi_{CS} \\ U_3 &= N_2 * N_3 = N_1 * \varphi_{CS} * N_3 \\ U_4 &= N_2 * N_4 = N_1 * \varphi_{CS} * N_3 * \varphi_{CS} \end{aligned} \quad (6-15)$$

Man erkennt, dass die Gleichungen (6-15) nur erfüllt sein können, wenn  $U_2$  gleich  $U_3$  ist. Dadurch ergeben sich unter den gewählten Bedingungen für die serielle Anordnung von zwei Compound-Splits drei mechanische Punkte. Die Spreizung  $\varphi_{CS}$  der einzelnen Compound-Splits ist in diesem Fall gleich dem Faktor  $x$  zur Berechnung der mechanischen Übersetzungen.  $\varphi_{CS}$  lässt sich deshalb nach der Formel (6-5) berechnen.

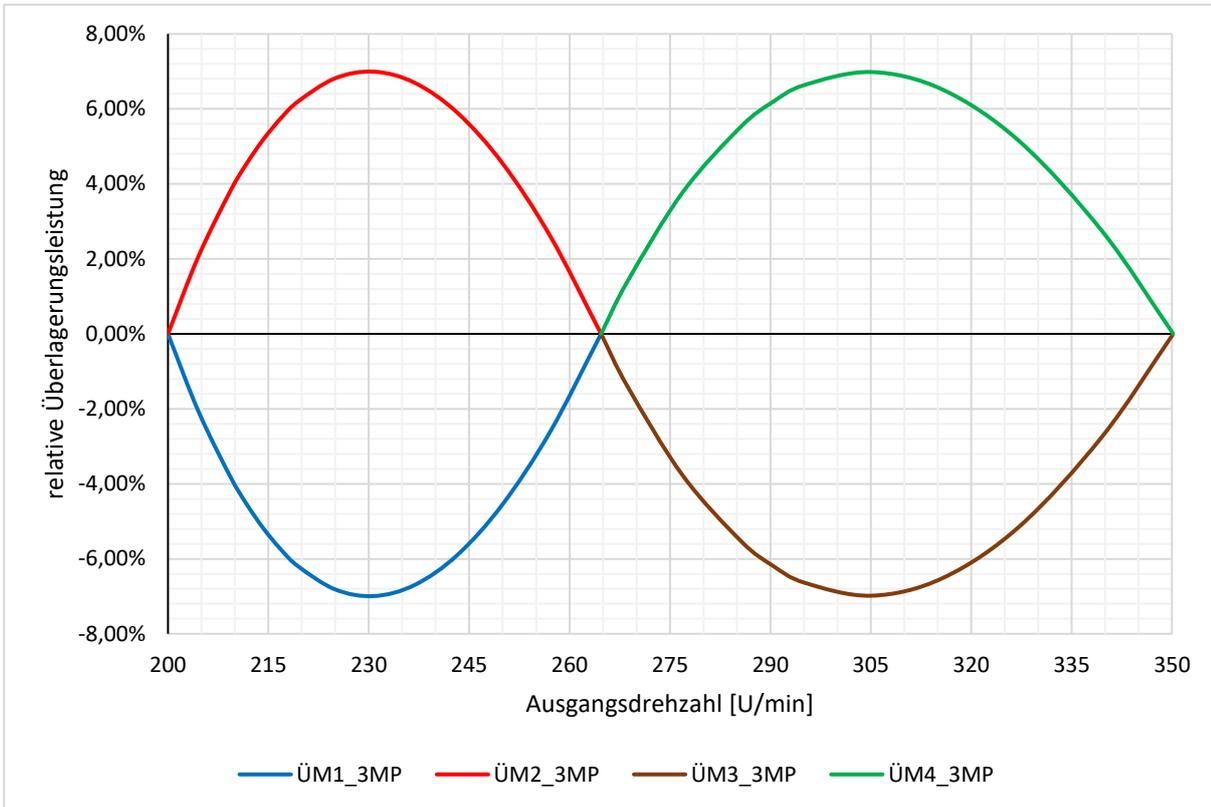
Für die definierte Eingangsdrehzahl ergeben sich damit die in Tabelle 6-5 angeführten Gesamtübersetzungen für den Double-Compound-Split.

Eingangsdrehzahl	1. mech. Punkt	2. mech. Punkt	3. mech. Punkt	
1200 U/min	3,43	4,53	6	Übersetzung
	350 U/min	265 U/min	200 U/min	Rotordrehzahl

**Tabelle 6-5: DCS: Übersicht der Übersetzungsdaten bei 3 mechanischen Punkten**

Diese Gesamtübersetzungen entsprechen jenen des CSPE. Der Verlauf und die Werte für die Überlagerungsleistungen des DCS mit drei mechanischen Punkten entsprechen ebenso den Ergebnissen des CSPE. In Abbildung 42 sind die relativen Überlagerungsleistungen des DSC für drei mechanische Punkte über den Drehzahlbereich dargestellt. Die relative Überlagerungsleistung beträgt maximal 7 % der Eingangsleistung, was einem Absolutwert von 140 kW entspricht. Der Maximalwert tritt im geometrischen Mittels des Drehzahlbereichs

zwischen den mechanischen Punkten auf. Die Summe der Überlagerungsleistungen ist in jedem Punkt des Betriebsbereichs null. Das bedeutet, dass keine freie Leistung im System fließt und nur jeweils zwei Überlagerungswellen gleichzeitig leistungsbehaftet sind. Beispielhaft für den Bereich von 265 bis 350 U/min bedeutet dies, dass die Leistung welche an der Überlagerungswelle 3 abgeführt wird, direkt an der Überlagerungswelle 4 zugeführt wird.



**Abbildung 42: DCS: relative Überlagerungsleistung über die Ausgangsdrehzahl bei 3 mechanischen Punkten**

In Abbildung 43 sind die relativen Überlagerungsleistungen des DCS ( $\ddot{U}M_X_{3MP}$ ) und des einfachen Compound-Splits ( $\ddot{U}M_X_{2MP}$ ) über den Drehzahlbereich gegenübergestellt. Dies zeigt deutlich den Einfluss des dritten mechanischen Punktes. Bei einem einfachen Compound-Split überschreitet die Leistung jeder Überlagerungsmaschine im großen Bereich von 217 bis 323 U/min den Wert von 7 %.

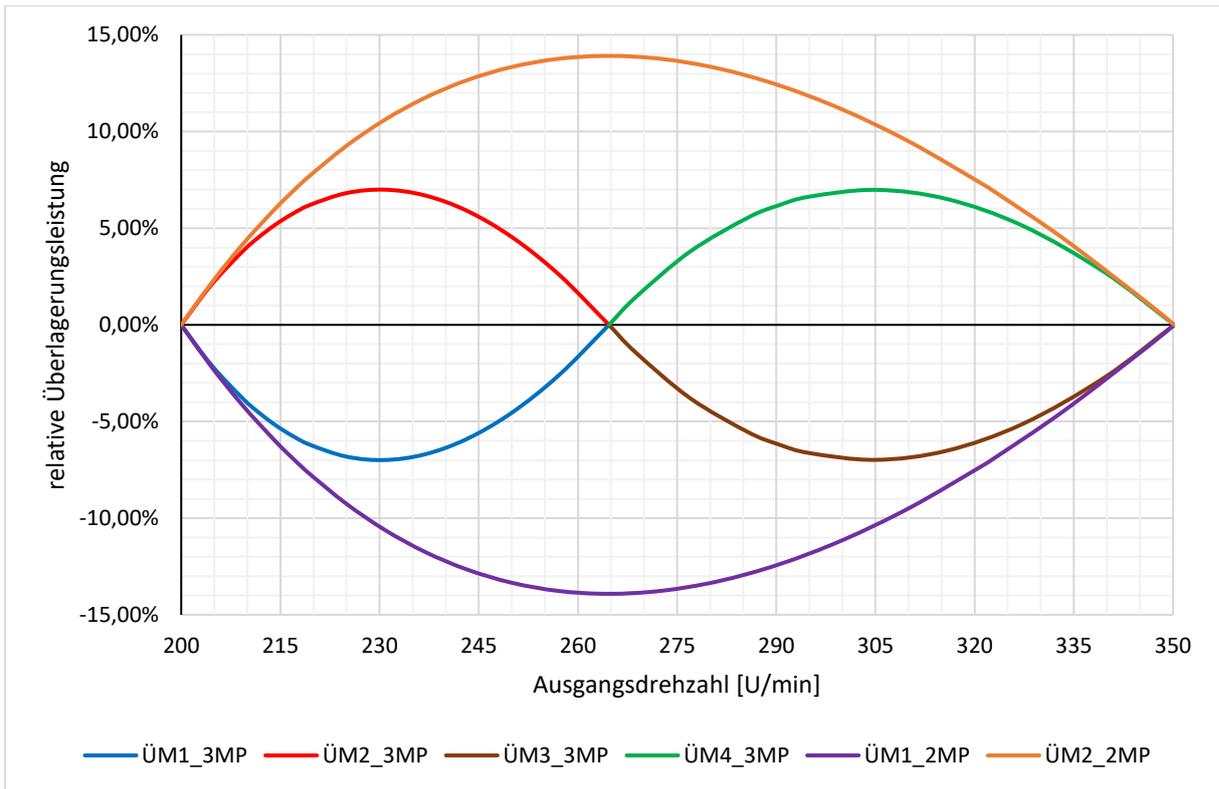


Abbildung 43: Gegenüberstellung der relativen Überlagerungsleistungen bei 2 und 3 mechanischen Punkten

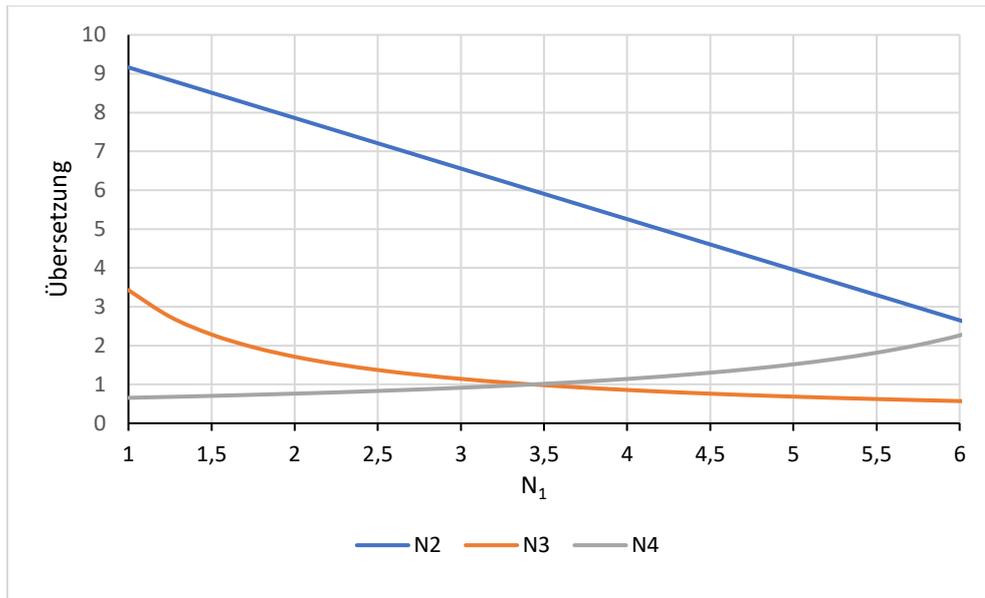
## 6.4.2. Übersetzungen

### Besonderheit CSPE

Aus den angeführten Ergebnissen ergaben sich deutliche Unterschiede in den notwendigen Einzelübersetzungen der beiden Konzepte. Während beim Double-Compound-Split die Übersetzungen immer größer 1 sind, ist das bei der Compound-Split-Erweiterung nicht der Fall. Dies ergibt sich durch die Konfiguration und dabei insbesondere auf Grund der direkt gekoppelten Überlagerungswellen 3 und 4. Mit Hilfe der berechneten Gleichung für die Ausgangsdrehzahl ergaben sich für die Eingangsdrehzahl von 1200 U/min die folgenden Gleichungen für die notwendigen Einzelübersetzungen:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= N_1 \\
 N_2 &= -\frac{56}{43} * N_1 + \frac{450}{43} \\
 N_3 &= \frac{24}{7 * N_1} \\
 N_4 &= -\frac{129}{28 * N_1 - 225}
 \end{aligned}
 \tag{6-16}$$

Die Verläufe der Einzelübersetzungen des zweiten, dritten und vierten Planetengetriebes in Abhängigkeit der gewählten Übersetzung  $N_1$  sind in Abbildung 44 aufgezeigt.



**Abbildung 44: CSPE: Übersetzungen der einzelnen Planetensätze**

Daraus ist ersichtlich, dass unabhängig von der Übersetzung  $N_1$  die Übersetzung des dritten oder vierten Planetengetriebes kleiner 1 ist, also ins schnelle übersetzt (Ausnahme:  $N_1 = 1200/350 \approx 3,14$ ;  $N_3 = N_4 = 1$ ). Dieses Verhalten erklärt sich durch die Notwendigkeit der Übersetzungsvariation der einzelnen Stränge. Der linke serielle Strang, gebildet aus den Planetengetrieben 1 und 3, und der rechte Strang, bestehend aus den Planetengetriebe 2 und 4 müssen auf Grund der gleichen Eingangs- und Ausgangsdrehzahl zu jedem Zeitpunkt die gleiche Gesamtübersetzung aufweisen. Das bedeutet, dass im Allgemeinen bei beiden Strängen die Übersetzungen erhöht bzw. verringert werden müssen. Wären alle Übersetzung  $N$  größer 1 würden sich unterschiedliche Drehrichtungen der Überlagerungswellen 3 und 4 ergeben. Dies kann durch die direkte Kopplung der Überlagerungswelle 3 und 4 nicht realisiert werden, weshalb die Übersetzung  $N_3$  oder  $N_4$  kleiner 1 sein muss.

Auf Grund der Tatsache, dass jeweils eine dieser Planetenstufen ins Schnelle übersetzt, müssen das erste bzw. zweite Planetengetriebe die komplette mechanische Übersetzung realisieren, was entsprechend größere Getriebe erfordert. Dadurch erschwert sich auch die Möglichkeit der Integration einer größeren Übersetzung.

Weiters würden sich Übersetzungen im Bereich von  $i = 1$  mit dem verwendeten Planetengetriebe kaum bis gar nicht realisieren lassen. Ebenso steht das Konzept auf Grund der gemeinsamen Eingangswelle und der unterschiedlichen Ausgangswellen des ersten und zweiten Planetengetriebes sowie der dabei gleichzeitig notwendigen Möglichkeit zur Aufbringung der Überlagerungsleistung, einer massentechnisch minimalistischen Lösung im Wege. Der Grund dafür besteht in der notwendigen komplexen Anordnung der Wellen.

### DCS - 3 mechanische Punkte

Basierend auf den in Kapitel 6.4.1 erhaltenen Erkenntnissen wurde der DCS mit drei mechanischen Punkten weiter untersucht. Aus den Gleichungen(6-15) wurde ersichtlich, dass beim DCS eine rein serielle Verknüpfung der Planetengetriebe in den mechanischen Punkten gegeben ist. Dadurch besteht die Möglichkeit einer höheren mechanischen Übersetzung, aber auch die gleichmäßige Aufteilung der Übersetzungen auf die einzelnen Planetenstufen.

Um eine höhere mechanische Übersetzung umzusetzen, wurde die Eingangsdrehzahl auf 1800 U/min angehoben. Dadurch resultierten die in Tabelle 6-6 angeführten Werte für die Gesamtübersetzungen. Die einzelnen Übersetzungen der Planetensätze ergaben sich bei einer gleichmäßigen Verteilung der Übersetzung wie in Tabelle 6-7 angegeben.

Eingangsdrehzahl	1. mech. Punkt	2. mech. Punkt	3. mech. Punkt	
1800 U/min	5,14	6,80	9	Übersetzung
	350 U/min	265 U/min	200 U/min	Rotordrehzahl

**Tabelle 6-6: DCS: Gesamtübersetzungen bei 3 mechanischen Punkten und 1800 U/min Eingangsdrehzahl**

Planetstufe	1	2	3	4
Übersetzung $N_i$	2,27	3	2,27	3

**Tabelle 6-7: DCS: Übersetzungen der einzelnen Planetenstufen bei 3 mechanischen Punkten und 1800 U/min Eingangsdrehzahl**

Im Vergleich zum einfachen Compound-Split, aber auch zur CSPE, ermöglicht der Double-Compound-Split durch die serielle Verknüpfung eine deutlich höhere Gesamtübersetzung bei gleichzeitig reduzierten Übersetzungen der einzelnen Planetenstufen.

## 6.5. Conclusio

Die Compound-Split-Erweiterung erlaubt die Reduzierung der maximalen relativen Überlagerungsleistung, jedoch besteht nicht die Möglichkeit eine höhere Gesamtübersetzung als die des einfachen Compound-Splits sinnvoll zu realisieren.

Das Konzept Double-Compound-Splits bietet grundsätzlich vier mechanische Punkte. Mit der Bedingung, dass die einzelnen Überlagerungsleistungen minimal sein sollen, konnten jedoch nur drei mechanische Punkte genutzt werden. Die nun notwendige maximale, relative Überlagerungsleistung beträgt 7 % je Überlagerungsmaschine. Dadurch, dass die beiden Compound-Splits nie gleichzeitig aktiv die Übersetzung variieren müssen, ist es nun möglich, mit einer Überlagerungsmaschine zwei Überlagerungswellen alternierend anzusteuern. Das bedeutet, dass beispielweise die beiden notwendigen Überlagerungsmaschinen 1 und 3, durch eine einzige Überlagerungsmaschine realisiert werden können. Dazu muss jedoch die Möglichkeit bestehen zwischen den jeweiligen Überlagerungswellen zu wechseln. Mit Hilfe dieser Lösung reduziert sich die zu verbauende Überlagerungsleistung auf  $2 \times 7 \%$ . Damit halbiert sich die zu integrierende Überlagerungsleistung im Vergleich zu einem einfachen Compound-Split. Weiters wurde durch die serielle Anordnung des DCS eine Erhöhung der mechanischen Übersetzung ermöglicht. Um diese umzusetzen, wurde die Eingangsdrehzahl auf 1800 U/min erhöht, womit sich eine maximale Gesamtübersetzung von  $i = 9$  ergibt.

Damit erfüllt der Double-Compound-Split alle in Kapitel 6.1 gestellten Bedingungen. Aus diesem Grund wurde entschieden den DCS weiter zu untersuchen.

## 7. Modellierung des Getriebekonzeptes

Auf Basis der Ergebnisse der vorhergehenden Analyse wurde der Double-Compound-Split ausgelegt und modelliert.

### 7.1. Auslegungsparameter

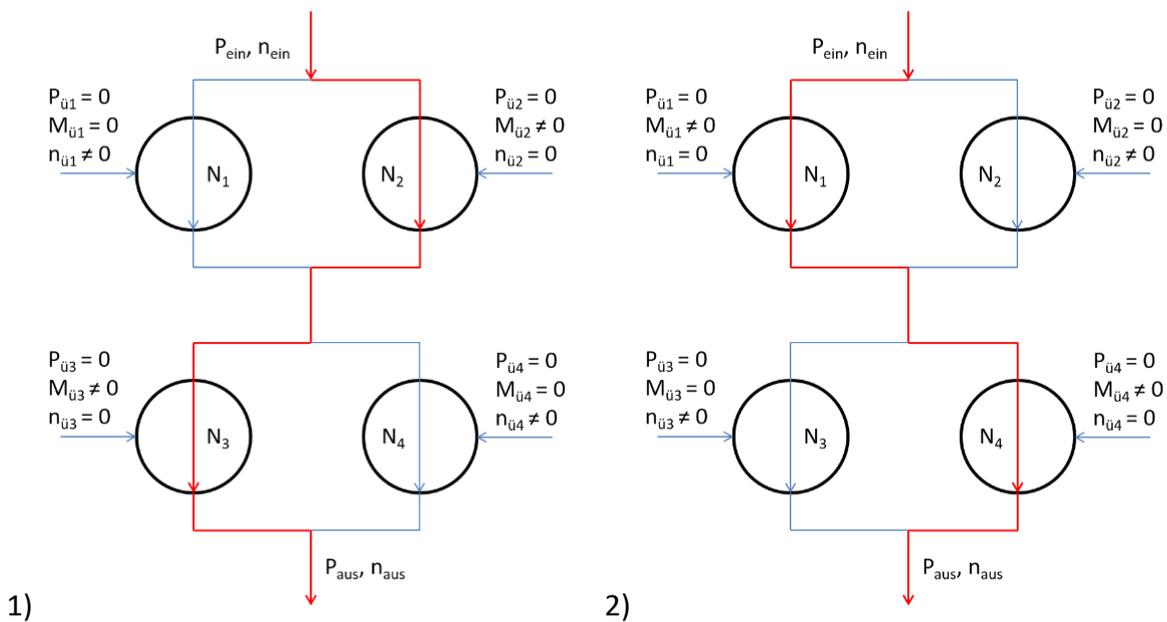
Die Auslegung des Getriebesystems erfolgte mit dem Softwarepaket KissSOFT. Damit war es möglich die Planetensätze, die Wellen und die Lager zu berechnen und eine Massenabschätzung durchzuführen. Die Berechnung erfolgte mit diesen Parametern:

- Eingangsleistung:  $P_{\text{ein}} = 2000 \text{ kW}$
- Eingangsdrehzahl:  $n_{\text{ein}} = 1800 \text{ U/min}$
- Ausgangsdrehzahl:  $n_{\text{aus}} = 200 - 350 \text{ U/min}$
- Spreizung:  $\varphi = 1,75$
- Soll-Standübersetzungen:
  - 1. Planetensatz:  $i_{0ab,1} = -1,27$
  - 2. Planetensatz:  $i_{0ab,2} = -2$
  - 3. Planetensatz:  $i_{0ab,3} = -1,27$
  - 4. Planetensatz:  $i_{0ab,4} = -2$
- Geforderte nominelle Lebensdauer:  $L_{nh} = 5000 \text{ h}$
- Anwendungsfaktor:  $K_A = 1,25$
- Schrägungswinkel:  $\beta = 0^\circ$

Die Leistungsdaten, die Spreizung, die geforderte Lebensdauer und der Schrägungswinkel wurden am Beginn der Untersuchungen im Rahmen des Projektes VARI-SPEED festgelegt. Dies dient zur besseren Vergleichbarkeit der Untersuchungsergebnisse mit anderen Arbeiten.

Ein vor der Auslegung zu beachtender Punkt war jedoch der Einfluss der Schaltstrategie auf die Überlagerungsmaschinen. Als Schaltstrategie wird die Abfolge der einzelnen mechanischen Punkte des Getriebekonzeptes verstanden. Damit ist gemeint, dass es einen Unterschied machen kann, ob zum Ansteuern des nebenliegenden mechanischen Punktes der erste oder zweite Compound-Split verwendet wird. Die notwendige relative Überlagerungsleistung wird durch die Schaltstrategie nicht beeinflusst, da diese, wie oben erwähnt, nur von der jeweiligen Spreizung abhängig ist. Es können sich jedoch die als Schaltmomente bezeichneten Überlagerungsmomente ändern. Das sind jene Momente welche die drehende Überlagerungsmaschine zur Übersetzungsvariation aufbringen muss.

Durch die Wahl der richtigen Schaltstrategie ist es möglich, die notwendigen Schaltmomente zu reduzieren. Diese sind von der Wahl des Leistungspfad für den mittleren mechanischen Punkt bei 265 U/min abhängig. Die in Abbildung 45 dargestellten Leistungsflüsse können beide diesen mechanischen Punkt realisieren. Bei genauer Betrachtung ist es sinnvoller, dass der untere Compound-Split den Drehzahlbereich von 350 – 265 U/min abdeckt, und der obere Compound-Split den Bereich von 265 – 200 U/min. Dadurch wurden die Schaltmomente der höchstbelasteten Überlagerungswellen 3 und 4 reduziert, im Gegenzug stiegen aber die Momente der Überlagerungswellen 1 und 2. In Bezug auf Abbildung 45 bedeutet dies, dass der rechte Leistungsfluss (2) gewählt wurde. Auf die maximal auftretenden Momente hat diese Wahl jedoch keinen Einfluss.



**Abbildung 45: DCS: Schaltstrategien für den mechanischen Punkt bei 265 U/min**

Durch die Wahl dieser Schaltstrategie ergaben sich die in Abbildung 46 dargestellten Drehmomente der Überlagerungsmaschinen. Der Betriebsbereich der Überlagerungsmaschinen endet bzw. beginnt jeweils beim mittleren mechanischen Punkt bei 265 U/min.

Das Drehzahldiagramm in Abbildung 47 zeigt die Überlagerungsdrehzahlen in Abhängigkeit von der Rotordrehzahl. Dabei wird ersichtlich, dass in einem mechanischen Punkt jeweils eine Überlagerungswelle eines Compound-Splits stillsteht. Da die Drehmomente der Überlagerungsmaschinen in deren Betriebsbereich immer positiv sind, führen die Wellen mit den negativen Drehzahlen Leistung vom Planetensatz ab, während die mit positiver Drehzahl Leistung zuführen.

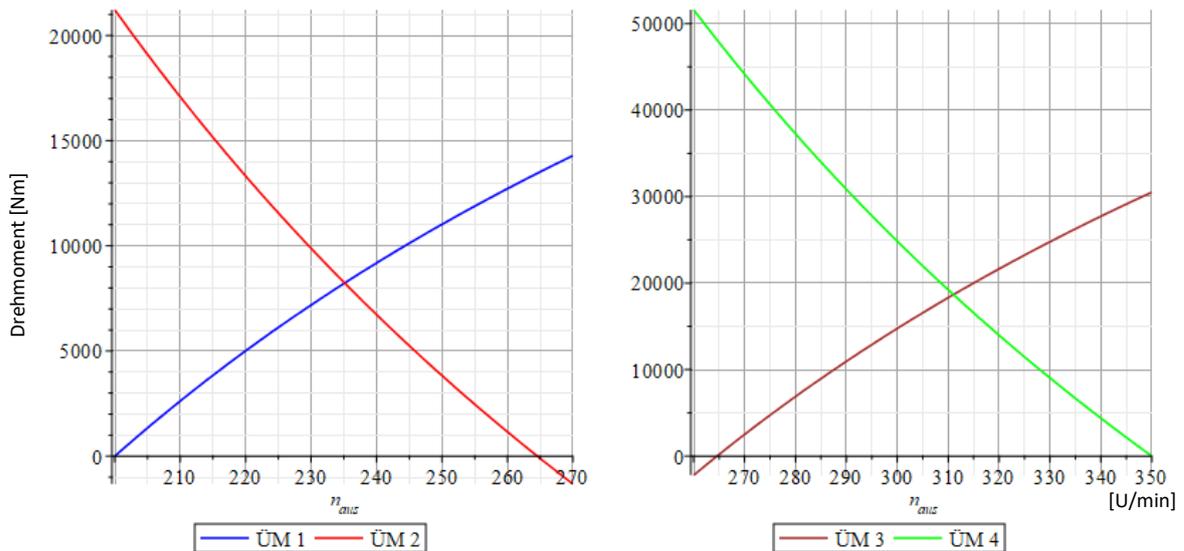


Abbildung 46: DCS: Drehmoment der Überlagerungsmaschinen in Abhängigkeit der Ausgangsdrehzahl  $n_{aus}$

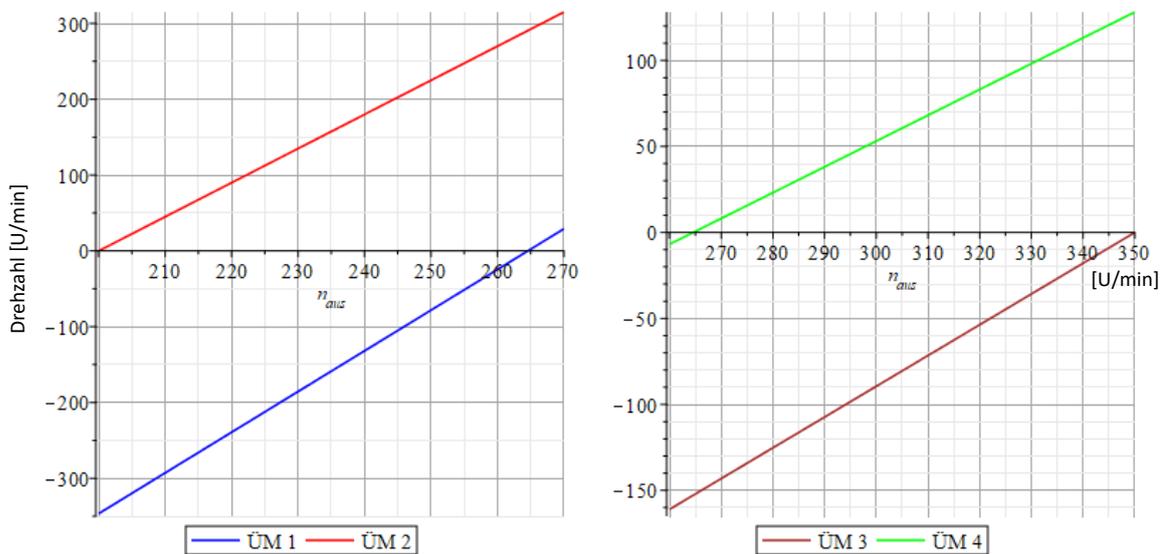
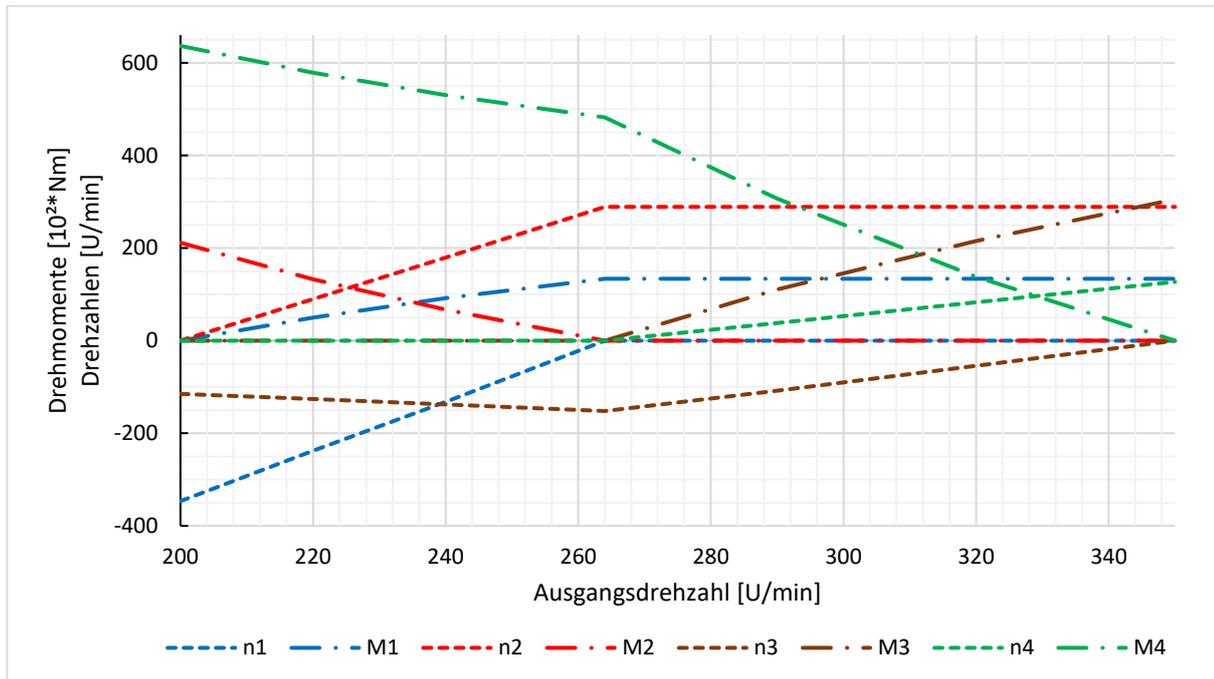


Abbildung 47: DCS: Drehzahlen der Überlagerungsmaschinen in Abhängigkeit der Ausgangsdrehzahl  $n_{aus}$

Zusammenfassend nehmen die Überlagerungswellen die in Abbildung 48 dargestellten Drehmoment- und Drehzahlwerte über der Ausgangsdrehzahl an. Man erkennt deutlich, dass die Überlagerungswelle 4 mit ungefähr 64000 Nm das höchste Drehmoment aufweist (grüne Strich-Punkt Linie bei 200 U/min Ausgangsdrehzahl). Zu diesem Zeitpunkt steht die Überlagerungswelle jedoch still (grün strichlierte Linie), da sie im Bereich von 265 – 200 U/min festgehalten wird. Dadurch fließt die ganze Leistung über das vierte Planetengetriebe. Um dies zu ermöglichen, dreht sich die Überlagerungswelle 3 frei (braun strichlierte Linie). Dies ist der Fall, da das Drehmoment in diesem Bereich null ist (braune Strich-Punkt Linie). Es ist ersichtlich, dass in den jeweiligen Arbeitsbereichen der Compound-Splits, beim weiteren Compound-Split des Double-Compound-Splits die Leistung nur über jenen Planetensatz fließt,

dessen Überlagerungswelle festgehalten wird. Die Überlagerungswelle des anderen Planetensatzes rotiert momentfrei.



**Abbildung 48: DCS: Drehmomente M und Drehzahlen n der Überlagerungswellen in Abhängigkeit der Rotordrehzahl**

Auf Grund des Zieles bei der Entwicklung des Getriebekonzeptes die zu verbauende Überlagerungsleistung zu reduzieren, ist es notwendig, dass eine Überlagerungsmaschine alternierend mit verschiedenen Überlagerungswellen gekoppelt wird. Dazu ist ein Schaltelement notwendig. Die Aufbringung der Überlagerungsleistung erfolgt über eine Stirnradpaarung zwischen der Überlagerungswelle und dem Überlagerungsantrieb.

In Bezug auf das modellierte Getriebekonzept, den Double Compound-Split, bedeutet dies, dass eine Überlagerungsmaschine abwechselnd mit jeweils einer von zwei möglichen Überlagerungswellen gekoppelt sein muss. Dadurch werden nur zwei Überlagerungsmaschinen benötigt. Auf Grund der Anforderungen an die Ausfallsicherheit war die Prämisse ein Schaltelement zu entwickeln, welches ohne eine Reibkupplung auskommt. Weiters war es erforderlich ein Element zum Festhalten der Überlagerungswellen zu integrieren.

## 7.2. Ausführung des DCS

### 7.2.1. Getriebemodellierung

Basierend auf den Auslegungskriterien wurde ein konstruktives Getriebeschema erarbeitet, welches die konstruktiven Bedingungen mitberücksichtigte. Auf Grund der gewählten Umlaufübersetzungen zwischen den Eingangswellen und den Ausgangswellen wurde die folgende Zuordnung der Wellen gewählt: Bei alle Planetensätzen ist die Eingangswelle die Sonnenwelle und die Ausgangswelle die Stegwelle. Diese Zuordnung ermöglicht die höchste mechanische Übersetzung bei geringstmöglicher Standübersetzung. Bei einem Bereich der Standübersetzung  $i_{0,12}$  von -1,2 bis -11,3 ergibt sich durch diese Wellenzuordnung eine Umlaufübersetzung  $i_{0,1s}$  von 2,2 bis 12,3 je Planetensatz.

Das entstandene Getriebeschema, welches in Abbildung 49 dargestellt ist, zeichnet sich durch mehrere konstruktive Besonderheiten aus. Die Sonnenräder des ersten und zweiten Planetensatzes sitzen auf derselben Welle, ebenso bilden deren beiden Stegwellen eine gemeinsame Welle, die Zwischenwelle. Die Zwischenwelle bildet wiederum die Sonnenwelle des dritten und vierten Planetensatzes und stellt somit die Verbindung zwischen dem ersten und zweiten Compound-Split dar. Der Rotor sitzt an der gemeinsamen Stegwelle des dritten und vierten Planetengetriebes. An den Hohlradwellen der vier Planetensätze greifen die jeweiligen Überlagerungsleistungen an. Aus diesem Grund müssen auch diese drehbar ausgeführt sein.

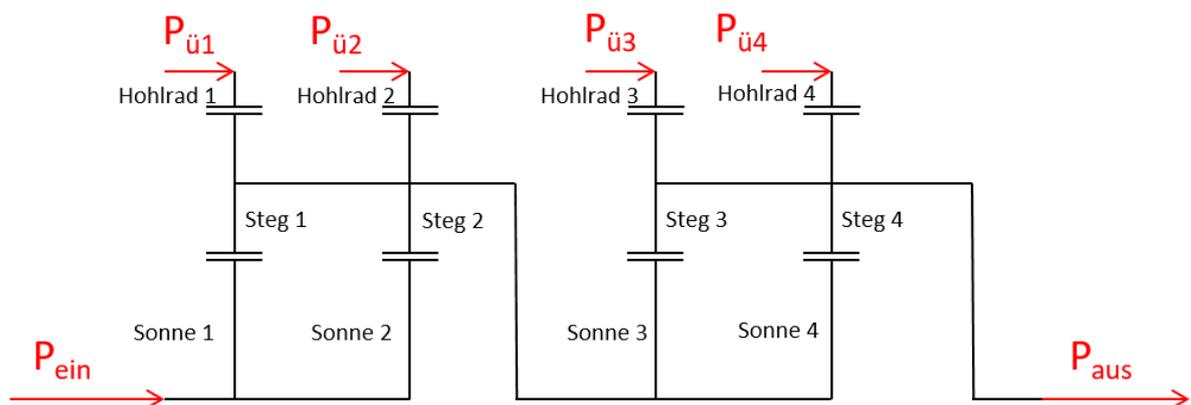


Abbildung 49: DCS: Konstruktives Getriebeschema

### KissSOFT

Mit Hilfe der Software KissSOFT wurden die Verzahnungen der Planetenstufen einzeln ausgelegt. Diese Auslegung umfasste nur die Zahnräder, nicht jedoch die notwendigen Lager und Wellen. Auf Grund des nicht vorhandenen Lastkollektivs wurde als Berechnungsbasis für die einzelnen Planetensätze der Fall der höchsten mechanischen Belastung festgelegt. Das ist

jener Fall in dem die höchste Drehmomentbelastung auftritt. Dadurch ist die mechanische Festigkeit zu jedem Betriebspunkt sichergestellt.

Die Schaltstrategie beeinflusst auch die maximale Belastung des dritten Planetengetriebes. Man erkennt in Tabelle 7-1, dass bei der Schaltstrategie 1 (3-1) die Belastung für das dritte Planetengetriebe deutlich höher ist als bei der gewählten Schaltstrategie 2 (3-2). Dies ist deshalb der Fall, da die Drehzahl bei gleicher Leistung niedriger ist. Dadurch ergibt sich ein höheres Drehmoment.

Sonnenwelle	1	2	3-1	3-2	4
Leistung	2 MW	2 MW	2 MW	2 MW	2 MW
Drehzahl	1800 U/min	1800 U/min	600 U/min	793 U/min	600 U/min
Drehmoment	10610 Nm	10610 Nm	31831 Nm	24085 Nm	31831 Nm
Soll-Übersetzung	2,27	3	2,27	2,27	3

**Tabelle 7-1: DCS: Auslegungsdaten der einzelnen Planetensätze bezogen auf die Sonnenwelle**

Ein weiterer Einflussfaktor auf die Auslegung war die maximale Anzahl der Planetenräder. Diese beeinflusst nicht nur die interne Leistungsverzweigung und damit die maximale Zahnkraft, sondern auch den Ausgleichsfaktor  $K_v$ . Dieser berücksichtigt die Ungleichmäßigkeit der internen Leistungsverzweigung welche z.B. auf Grund von Fertigungsungenauigkeiten entstehen und nimmt bei einer idealen, also gleichmäßigen, Leistungsverzweigung den niedrigsten Wert  $K_v = 1$  an. [17]

$$K_v \geq 1 \quad (7-1)$$

An Hand des Werkes von Montestruc [17] erfolgte eine Abschätzung von  $K_v$ . Dabei wurde von einer weniger steifen Ausführung des Getriebes ausgegangen. Diese ermöglicht eine bessere Lastaufteilung, da sich die einzelnen Komponenten besser elastisch verformen können. Es wurden die folgenden Werte gewählt:

Anzahl der Planeten	6	7	8	9	10	11	12
$K_v$	1,104	1,107	1,109	1,111	1,113	1,114	1,115

**Tabelle 7-2: Werte für Aufteilungsfaktor  $K_v$**

Der Ausgleichsfaktor geht in die Festigkeitsberechnung der Zahnräder in derselben Art und Weise wie der Anwendungsfaktor  $K_A$  ein. Das bedeutet, dass die rechnerische Belastung der Zahnräder durch den Ausgleichsfaktor erhöht wird. [7]

Der Zahnradwerkstoff, die Materialqualität und die Qualität der Verzahnung beeinflussen die Auslegung der Planetenstufen. Als Verzahnungsqualität wurde die ISO-Stufe 4 festgelegt und als Zahnradwerkstoff wurde ein einsatzgehärteter Stahl in der Materialqualität ME gewählt. Dies ermöglichte eine höhere Leistungsdichte der Verzahnung, wodurch eine Reduzierung der Getriebemasse erreicht werden konnte.

Das primäre Auswahlkriterium für die Resultate der geeigneten Planetengetriebe war die Masse des Getriebes. Weiters wurden die Fußkreisdurchmesser der Planetenräder und der Hohlräder genauer betrachtet. Der Fußkreisdurchmesser der Hohlräder war in Hinblick auf die Reduzierung des Innendurchmessers der notwendigen Lager relevant, während der Fußkreisdurchmesser der Planetenräder den Außendurchmesser der Planetenradlager beschränkte.

Bei der Auslegung wurde festgelegt, dass die einzelnen Planetenräder in einer regelmäßigen Teilung angeordnet sein müssen. Dadurch wurde eine gleichmäßige Verteilung der Zahnkräfte auf den Umfang des Sonnen- und Hohlrades ermöglicht.

### Resultat

Die in KissSOFT ausgelegten Planetengetriebe haben die in Tabelle 7-3 angeführten Hauptdaten. Die Masse der Planetengetriebe entspricht jener bei der die Außenzahnräder als Vollscheiben und das Hohlrad als Zahnkranz angenommen werden.

Auf Grund der bei der Auslegung erhaltenen Ist-Standübersetzungen und des fest vorgegebenen Ausgangsdrehzahlbereichs wurde die Eingangsdrehzahl auf 1900 U/min erhöht. Dadurch lauten die aktualisierten Übersetzungsdaten des Double Compound-Splits wie in Tabelle 7-4 angeführt.

Planeten- getriebe	Ist-Stand- übersetzung $i_{0,12}$	Übersetzung $N_i$	Masse	Anzahl der Planeten $p$	Modul [mm] & Zähnezahl	
1	-1,343	2,343	23,5 kg	12	2,25	$z_1 = 169$
						$z_2 = 29$
						$z_3 = -227$
2	-2,111	3,111	25,2 kg	7	3,75	$z_1 = 54$
						$z_2 = 29$
						$z_3 = -114$
3	-1,316	2,316	42,8 kg	11	3	$z_1 = 152$
						$z_2 = 24$
						$z_3 = -200$
4	-2,055	3,055	68,2 kg	7	4,25	$z_1 = 55$
						$z_2 = 28$
						$z_3 = -113$

**Tabelle 7-3: DCS: Daten der gewählten Planetengetriebe (Eingangsdrehzahl 1900 U/min)**

Eingangsdrehzahl	1. mech. Punkt	2. mech. Punkt	3. mech. Punkt	
1900 U/min	5,43	7,16	9,5	Übersetzung
	350 U/min	265 U/min	200 U/min	Rotordrehzahl

**Tabelle 7-4: DCS: Übersetzungsdaten des DCS bei  $n_{\text{ein}} = 1900$  U/min**

Auf Grund der nicht mehr exakt eingehaltenen Gleichheit der Spreizungen des oberen und unteren Compound-Splits, haben deren Überlagerungsleistungen, welche in Abbildung 50 dargestellt sind, unterschiedliche Werte. Der Unterschied liegt im Bereich von 0,15 %.

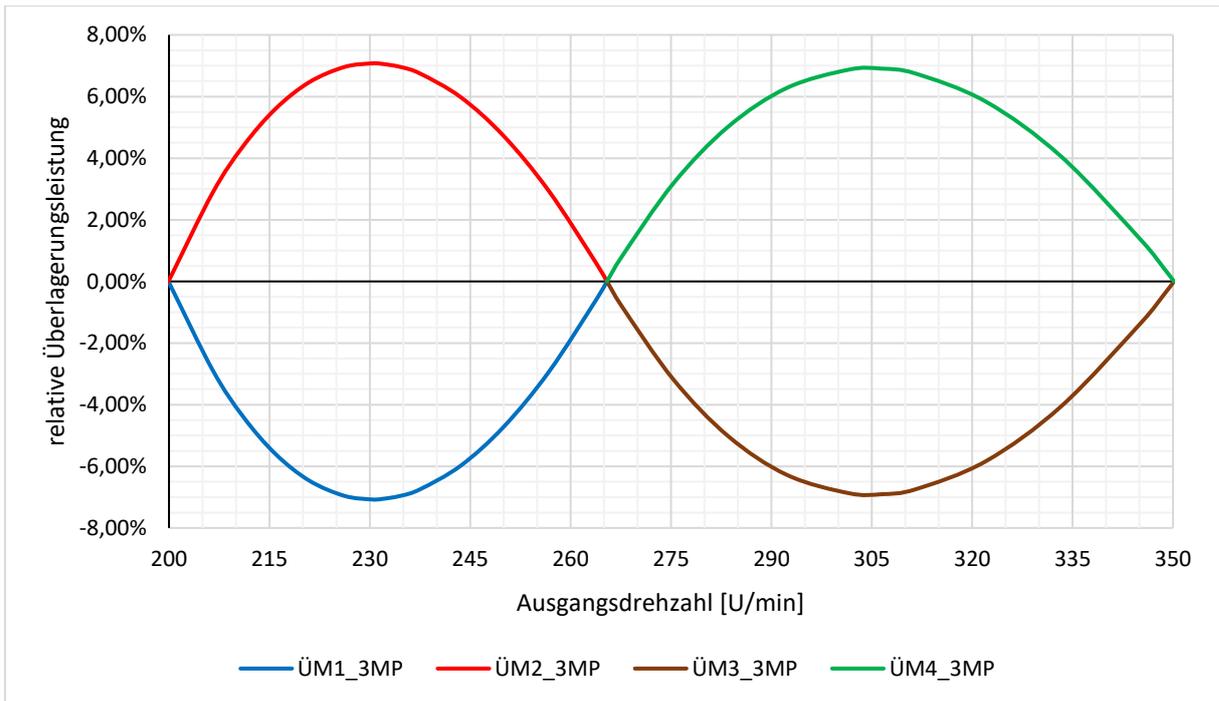


Abbildung 50: DCS: Überlagerungsleistungen für die umgesetzten Standübersetzungen

### KissSYS

Zusätzlich zur Auslegung der einzelnen Planetengetriebe wurde das gesamte Getriebekonzept mit Hilfe der Software KissSYS modelliert. Dabei wurden auch die notwendigen Wellen und Lager modelliert. Die erforderlichen Komponenten für das Aufbringen der Überlagerungsleistung wurden in diesem Modell nicht integriert.

Die konzeptionelle Auslegung der einzelnen Lager erfolgte auf Grund des nicht vorhandenen Lastkollektivs je nach Lager unterschiedlich. Lager, bei denen die größte Belastung im Stillstand erfolgte, wurden an Hand von zwei Kriterien ausgelegt. Das erste war die statische Lebensdauer im Falle der größten Belastung, das zweite Kriterium war die dynamische Lebensdauer im Punkt der größten Wellenleistung. Nach diesen Kriterien wurden u.a. die Lager der vier Hohlwellen ausgelegt. Im Gegensatz dazu wurden Lager, die in jedem Betriebszustand rotieren, dynamisch auf den Fall der maximalen Belastung ausgelegt. Dies betrifft insbesondere die Lager der einzelnen Planetenräder.

Bei der Modellierung und Auslegung der Planetenradlagerung musste insbesondere auf die Lagerung der Planetenräder geachtet werden. Die Planetenräder sind mit Hilfe einer Achse drehbar im Steg (auch Planetenträger genannt) gelagert. Für diese Lagerung gibt es zwei Konzepte, welche sich durch die Anordnung der Lager unterscheiden (s. Abbildung 51). Bei der internen Lagerung (1) wird das Planetenrad direkt auf der Achse gelagert. Dadurch kann die Achse fest mit dem Steg verbunden werden. Im Gegensatz dazu wird bei der externen Lagerung (2) das Planetenrad fest mit der Achse verbunden. Um dabei die Drehbarkeit des

Planetenrades zu ermöglichen, ist es notwendig, dass die Achse drehbar im Steg gelagert wird. [26]

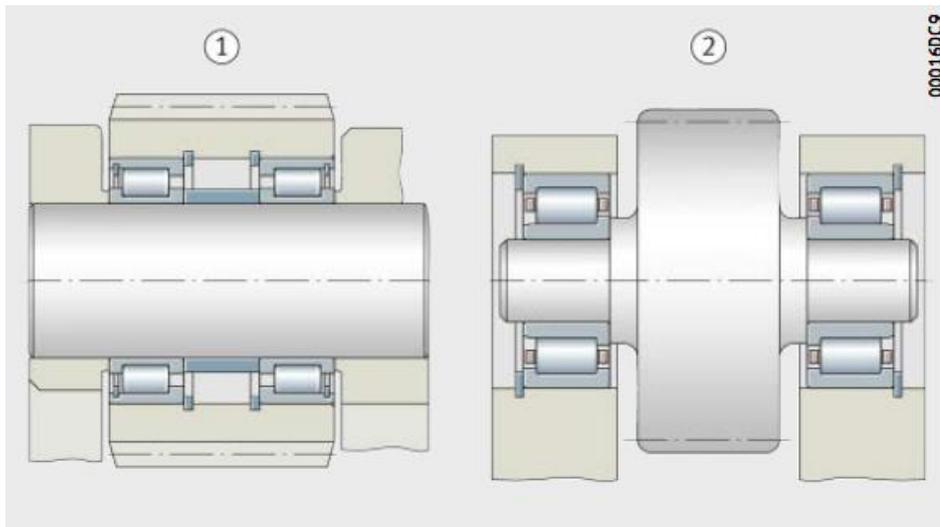


Abbildung 51: Interne (1) und externe (2) der Planetenradlagerung [26]

Auf Grund der regelmäßigen Verteilung der Planetenräder über den Umfang, werden bei einer idealen internen Leistungsverzweigung die Lager der Sonnen- und Hohlradwelle nicht belastet. Durch die Ungleichförmigkeit der Leistungsverzweigung, welche durch den Faktor  $K_\gamma$  berücksichtigt wird, ergeben sich in der Realität trotzdem entsprechende Lagerbelastungen. Um diese bei der Auslegung der Sonnen- und Hohlradwellen und deren Lagern zu berücksichtigen, wurde die zusätzliche radiale Kraft, welche sich auf Grund der Ungleichförmigkeit ergibt, wie folgt berechnet.

$$F_{r,p,s/h} = \frac{F_{t,s/h} * \tan(\alpha_w)}{p} = \frac{F_{r,s/h}}{p} \quad (7-2)$$

$$F_{r\gamma,p,s/h} = F_{r,p,s/h} * (K_\gamma - 1) \quad (7-3)$$

Die zusätzliche Radialkraft welche sich auf Grund von  $K_\gamma$  ergibt, berechnet sich mit Hilfe der gesamten Tangentialkraft  $F_{t,s/h}$  des Sonnen- bzw. Hohlrades (s/h). Diese ergibt mit Hilfe der Multiplikation des Tangens des Eingriffswinkels  $\alpha_w$  die gesamte Radialkraft  $F_{r,s/h}$ . Um die interne Leistungsverzweigung zu berücksichtigen wird  $F_{r,s/h}$  durch die Anzahl der Planeten  $p$  dividiert. Um die zusätzliche Belastung durch  $K_\gamma$  zu berechnen, wird nun die Einzelradialkraft des Planeten auf die Sonnen- bzw. Hohlradwelle mit dem Anteil von  $K_\gamma$ , welcher größer als eins ist, multipliziert. Dadurch ergibt sich die radiale Zusatzkraft  $F_{r\gamma,p,s/h}$  des Planeten auf die jeweilige Welle.

Unter der vereinfachten Annahme, dass die ungleichmäßige Lastverteilung als Ganzes auf einer Hälfte des Umfanges auftritt und nicht um den Umfang verteilt ist, wurde die Gesamtbelastung durch die nicht ideale Leistungsverzweigung als einzelne radiale Kraft definiert. Die Gesamtkraft  $F_{r\gamma,g,s/h}$  wird als das Doppelte der Einzelkraft angenommen.

$$F_{r\gamma,g,s/h} = 2 * F_{r\gamma,p,s/h}$$

Damit wird eine für die aktuellen Zwecke ausreichend genaue Auslegung der Lager der Sonnen- bzw. Hohlradwelle ermöglicht. Die radiale Zusatzbelastung auf die Stegwelle wäre die Differenz von  $F_{r\gamma,g,s}$  und  $F_{r\gamma,g,h}$ . Auf Grund des festen Verhältnisses der Drehmomente von Hohl- und Sonnenwelle heben sich die Radialkräfte auf. Dies ist der Fall, da die Zahnrad Durchmesser direkt durch die Standübersetzung gekoppelt sind. Die Tangentialkräfte der Planetenräder erhöhen sich jedoch trotzdem.

Für die Auslegung der Hohlradlagerung wurde zusätzlich auch die Radialkraft durch den Überlagerungsantrieb berücksichtigt. Dabei wurde angenommen, dass diese dieselbe Orientierung und Wirkungslinie wie die Kraft  $F_{r\gamma,g,h}$  besitzt.

### Resultat

Das mittels KissSYS erstellte Modell besteht aus sieben konzentrischen Hauptwellen. In Abbildung 52 ist das Getriebediagramm des KissSYS-Modells dargestellt. Diese Wellen sind die Eingangswelle (Input-Sunshaft), die vier Hohlradwellen (Ringshaftx), die Ausgangswelle (Output-Carriershaft) und die Zwischenwelle (Connect\_CarrierSunShaft), welche die beiden Compound-Splits verbindet. Die Wellen der Planetenräder sind in den jeweiligen Stegwellen integriert. Die aktuelle Abbildung entspricht der Übersetzung auf 200 U/min Ausgangsdrehzahl. Dabei sind nur das zweite und vierte Planetengetriebe leistungsführend (rot), die Hohlradwelle 2 und 4 sind zwar nicht leistungsbehaftet jedoch sind sie kraftführend (rot), da die Hohlräder 2 und 4 ein Drehmoment aufnehmen und dabei stillstehen. Die anderen Planetengetriebe sind leistungslos (schwarz) und deren Hohlräder können sich frei drehen.

Das dazu gehörende 3D-Modell des Getriebekonzeptes ist in Abbildung 53 dargestellt. Ausgehend von der linken Seite sind die einzelnen Planetenstufen aufsteigend angeordnet. Dementsprechend sitzt das vierte Planetengetriebe rechts, während das erste links sitzt. Die Eingangswelle ist die magentafarbene Welle links, während die Ausgangswelle die türkis eingefärbte Welle rechts ist. Die Zahnräder sind in dunkelblau dargestellt. Die roten Elemente stellen den Ort der Aufbringung von Leistung also z.B. den der Eingangsleistung bzw. der Überlagerungsleistungen. Die Hohlräder werden mittels Dünnringlager direkt im Getriebegehäuse gelagert. Die Zwischenwelle besitzt zwei Lager, wobei eines im

Getriebegehäuse sitzt und das zweite in der Ausgangswelle angeordnet ist. Das bedeutet, dass die Lagerung der Ausgangswelle zusätzlich diese Lagerkräfte aufnehmen muss.

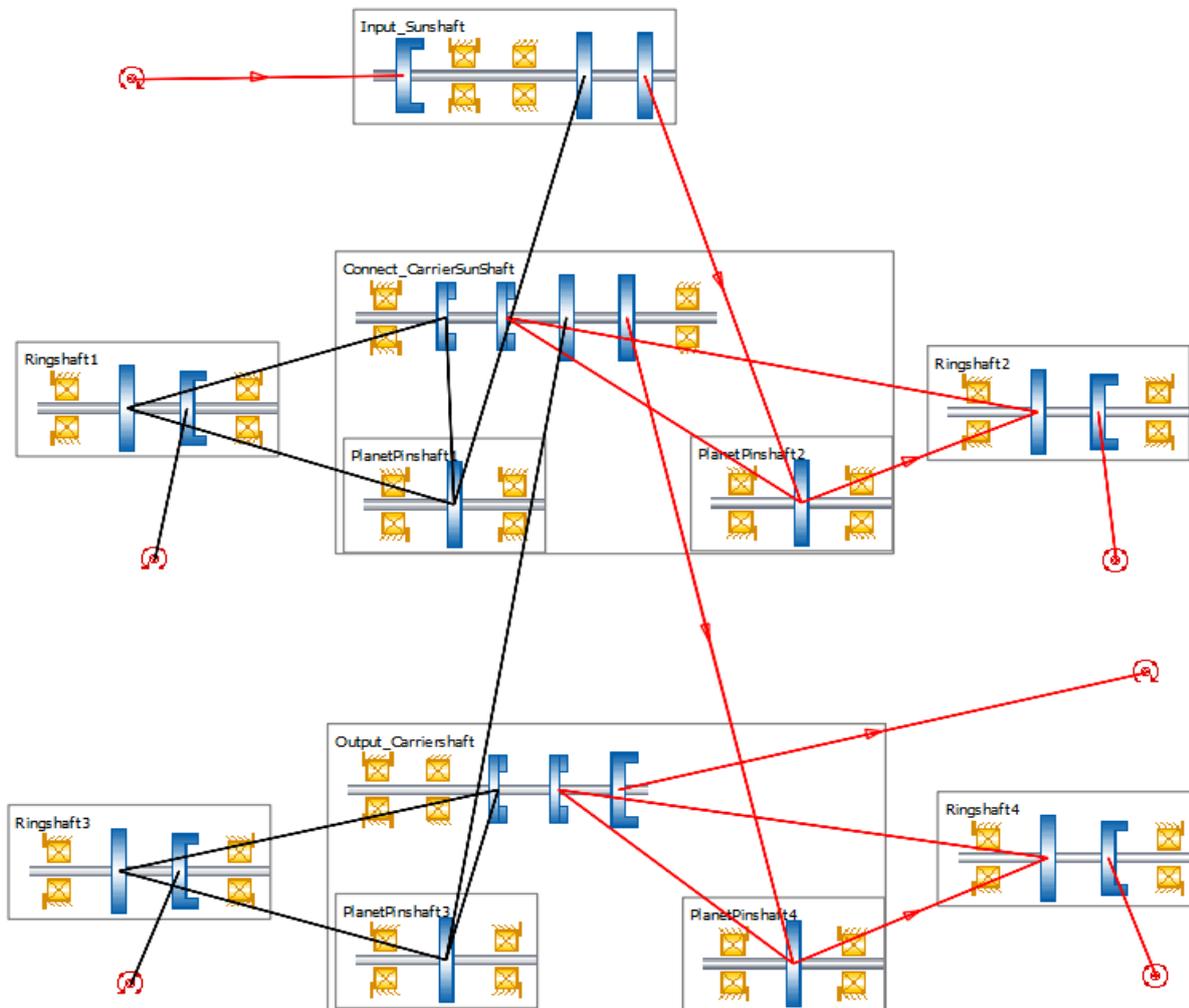


Abbildung 52: DCS: KissSYS-Diagramm des Getriebemodells (rot: kraftführende Pfade, schwarz: kraftlose Pfade)

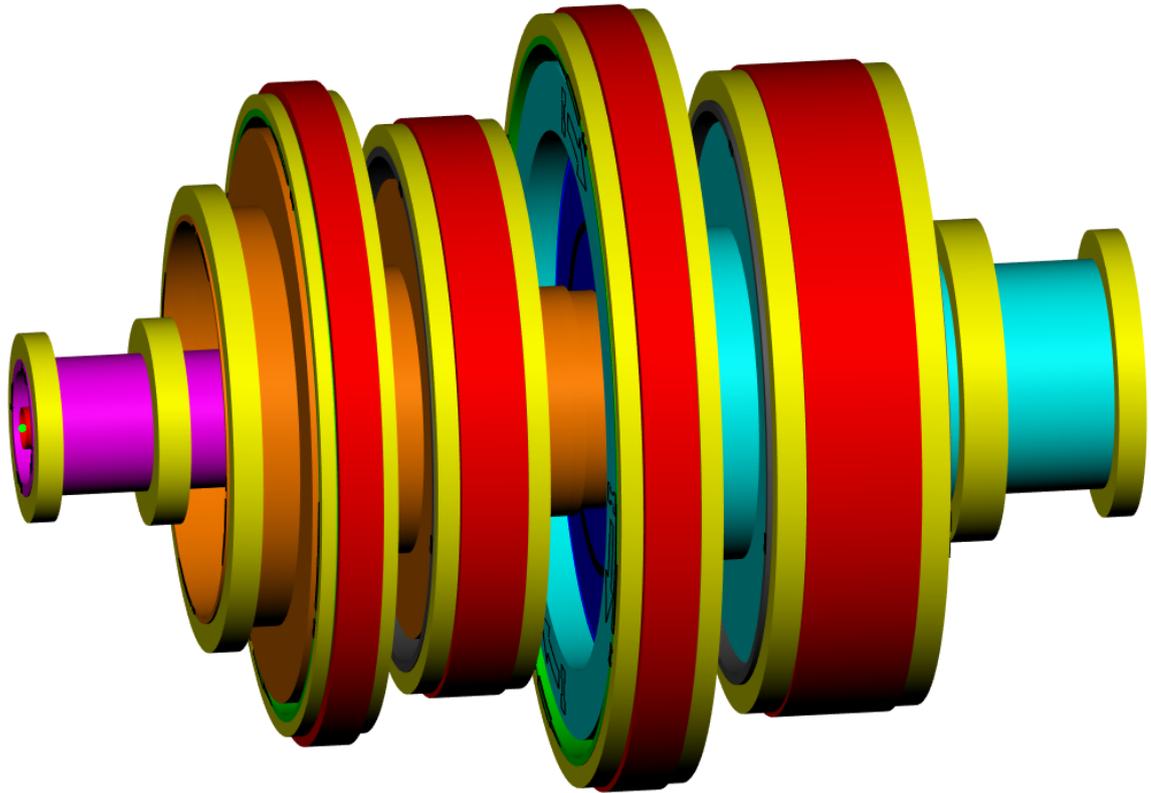


Abbildung 53: DCS: KissSYS-Modell des Getriebekonzeptes

### 7.2.2. Konzepte Schaltelement

Es wurden verschiedene Konzepte für das Schaltelement erarbeitet, welche im Folgenden beschrieben werden.

#### Konzept Freilauf

Unter Berücksichtigung der Anforderungen wurde als erstes Konzept für das Schaltmodul eine Variante mit zwei Freiläufen untersucht. Dieses Konzept macht sich die unterschiedlichen Drehrichtungen der Überlagerungswellen zunutze. Dies wäre z.B. dann der Fall, wenn die Überlagerungswelle 1 und die Überlagerungswelle 4 von einer Überlagerungsmaschine angesteuert werden. Die Überlagerungswelle 1 führt Leistung vom Planetensatz 1 ab. Die Überlagerungswelle 4 speist Leistung in den Planetensatz 4 ein. Auf Grund des positiven Vorzeichens des Drehmomentes sind die Drehrichtungen dieser beiden Überlagerungswellen unterschiedlich.

Die Idee hinter diesem Konzept bestand darin, dass die beiden Stirnräder auf einer gemeinsamen Welle, der Modulwelle, gelagert angeordnet sind. Die Überlagerungsmaschine ist mit der Modulwelle verbunden. Die kraftschlüssige Verbindung zwischen der Welle und einem Stirnrad erfolgt über einen Klemmstück-Freilauf, welcher zwischen den beiden Lagern

angeordnet ist. Im Falle des gesperrten Freilaufes hat das Zahnrad dieselbe Drehzahl wie die Welle.

Jenes Zahnrad welches die Überlagerungswelle 4 antreibt, stellt für das Schaltmodul einen Leistungsabtrieb dar. Aus diesem Grund muss der Freilauf immer dann gesperrt sein, wenn die Modulwelle das Zahnrad überholen will. Dies ist dann der Fall, wenn die Überlagerungsmaschine als Motor arbeitet und damit das Zahnrad antreibt.

Im Gegensatz dazu stellt das Zahnrad, welches mit der Überlagerungswelle 1 gekoppelt ist, für das Schaltmodul einen Leistungsantrieb dar. Die Überlagerungsmaschine wirkt in diesem Fall als Generator und damit als Abtrieb für die Modulwelle. Für den Freilauf bedeutet dies, dass er immer sperren muss, wenn das Zahnrad die Modulwelle überholen möchte.

Mit dem Wissen der notwendigen Sperrrichtungen der Freiläufe wurde festgestellt, dass der Freilauf für den Generatorbetrieb auch im Motorbetrieb sperrt. Dadurch ist das Konzept für die gewählten Bedingungen nicht umsetzbar. Für den Fall, dass zwei leistungszuführende Überlagerungswellen alternierend betrieben werden sollen, wäre bei einem der Stirnräder eine zusätzliche Drehrichtungsumkehr durch eine weitere Stirnradstufe notwendig. Für das Schaltmodul welches die generatorischen Überlagerungswellen ansteuert, lässt sich die Freilauf-Variante trotz dessen nicht umsetzen. Aus diesem Grund wurde dieses Konzept überarbeitet.

### **Konzept Freilauf + Kupplung**

Aufbauend auf den vorigen Ergebnissen wurde entschieden den Teil des Schaltmodules der mit der generatorischen Überlagerungswelle verbunden ist abzutrennen. Dies kann durch eine schaltbare, formschlüssige Kupplung umgesetzt werden. Um den Durchmesser der Kupplung gering zu halten, soll die Modulwelle zweigeteilt werden. Auf dem mit der Überlagerungswelle festverbundenen Welle muss das motorische wirkende Zahnrad wie beim vorherigen Konzept angeordnet sein. Mit der zweiten Welle ist das generatorisch wirkende Zahnrad fest verbunden. Für den Fall, dass der Generatorbetrieb gefordert ist, werden die beiden Wellen mit Hilfe der schaltbaren Kupplung verbunden. Das Zahnrad der ersten Welle kann in diesem Fall frei drehen.

Auf Grund des zusätzlichen konstruktiven Aufwandes der notwendig wäre um dieses Konzept umzusetzen, wurde überlegt ob nicht beide Zahnräder schaltbar ausgeführt werden könnten um dadurch die Drehrichtungsumkehr der Überlagerungsmaschine zu vermeiden.

## Konzept Klauenschaltung

Dieses Konzept macht sich das Prinzip eines Schaltgetriebes zu nutze. Die beiden Zahnräder sind drehbar auf einer gemeinsamen Welle gelagert. Ebenso auf der Modulwelle befindet sich eine Muffe welche über eine axial verschiebbare Welle-Naben-Verbindung, z.B. eine Keilwellen-Verbindung, mit der Modulwelle gekoppelt ist. Die Muffe besitzt jeweils links und rechts eine weitere Keilwellen-Verbindung. Durch Verschieben der Schaltmuffe wird durch die an den Zahnrädern angebrachte Keilwellenverbindung eine formschlüssige Verbindung zwischen Modulwelle und einem Zahnrad über die Muffe erreicht.

Es wurde entschieden dieses Konzept im Detail auszuarbeiten, da durch die rein formschlüssige Kraftübertragung kleinere Abmessungen des Schaltmoduls möglich sind.

Das Schaltmodul wurde für die Kombination der motorischen Überlagerungswellen 2 und 4 betrachtet, da diese Kombination die höchsten Drehmomentwerte besitzt. Die Auslegung und Konstruktion erfolgte jedoch nur für das Schaltelement welches mit der Überlagerungswelle 4 verbunden ist. Dieses stellt das am höchsten belastete Schaltelement dar.

Auf Grund dieser Wahl ergaben sich die folgenden Auslegungsdaten. Ebenso wurde eine Übersetzung des notwendigen Stirnradpaares angenommen.

- Maximales Drehmoment: 63477 Nm bei 0 U/min
- Maximale Überlagerungsleistung: 140 kW bei 58 U/min
- Übersetzung:  $i = 4$
- Nominelle Lebensdauer:  $L_{nh} = 5000$  h
- Anwendungsfaktor:  $K_A = 1,25$

Die notwendigen Lager um das Zahnrad drehbar zu lagern, wurden auf ihre statische Sicherheit und auf ihre nominelle Lebensdauer bei maximaler Wellenleistung ausgelegt. Die Berechnung der Keilwellen-Verbindungen und der Wellen erfolgte für die maximale Drehmomentbelastung. Diese Berechnungen wurden mit Hilfe der Software KissSOFT durchgeführt. Die weitere Konstruktion erfolgte mit Hilfe einer CAD-Software als 3D-Modell. Die Konstruktion bezog sich rein auf die notwendigen Schaltelemente, nicht jedoch auf die u.a. notwendige Aktorik, das Gehäuse, die Lagerung und die Modulwelle. Die Modulwelle wurde trotzdem mittels KissSOFT ausgelegt, um einen Richtwert für deren Masse und um einen Anhaltspunkt für die Dimensionierung des Keilwellendurchmessers zu erhalten. Weiters wurde die Stirnradpaarung für die Überlagerungswelle 4 mit Hilfe von KissSOFT dimensioniert, um genauere Werte für die Auslegung zu erhalten.

### 7.3. Ergebnisse der Modellierung

#### KissSYS

Nach der Auslegung und Modellierung des Getriebekonzeptes war es möglich, die Masse des Getriebekonzeptes und die Hauptabmessungen anzugeben. Die Hauptabmessungen betragen im Durchmesser 645 mm und in der Länge 960 mm. Die in KissSYS ermittelten Massen für das Modell sind in Tabelle 7-5 ausgewiesen.

<b>Element</b>	<b>Masse [kg]</b>
Eingangswelle	11
Verbindungswelle	102
Ausgangswelle	159
Hohlwelle 1	10
Hohlwelle 2	14
Hohlwelle 3	20
Hohlwelle 4	39
Planetenstufe 1	21
Planetenstufe 2	22
Planetenstufe 3	37
Planetenstufe 4	53
<b>Summe</b>	<b>488</b>

Tabelle 7-5: DCS: Massen des in KissSYS modellierten Modells

## Schaltelement

Das ausgearbeitete Schaltmodul ist in Abbildung 54 bzw. Abbildung 55 dargestellt. Es besteht aus einer Schaltmuffe (grün) und der Zahnradwelle (rot), auf welcher das Zahnrad drehsteif befestigt ist. Zusätzlich wurde ein Element (blau) zum Festhalten des Zahnrades ausgelegt. Diese Festhaltemuffe kann die Zahnradwelle über eine Keilwellenverbindung mit dem Gehäuse verbinden. Die Schaltmuffe ist mit der Modulwelle verbunden. Als Werkstoff der Elemente wurde der einsatzgehärtete Stahl 16 MnCr 5 gewählt, der unter anderem die notwendigen Dimensionen der Keilwellenverbindungen reduziert hat. Die Masse von Schaltmuffe, Zahnradwelle und Festhaltemuffe beträgt zusammen rund 6 kg. Die Muffen nehmen im Betrieb 4 mögliche Positionen ein, welche in Abbildung 56 dargestellt sind. Die Position (a) ermöglicht das Festhalten der Überlagerungswelle. In der Position (b) erfolgt gerade der Schaltvorgang. Die Kopplung der Überlagerungsmaschine mit dem Zahnrad zur Übersetzungsvariation erfolgt in der Position (c). Das momentfreie Rotieren der Überlagerungswelle wird in der Position (d) ermöglicht.

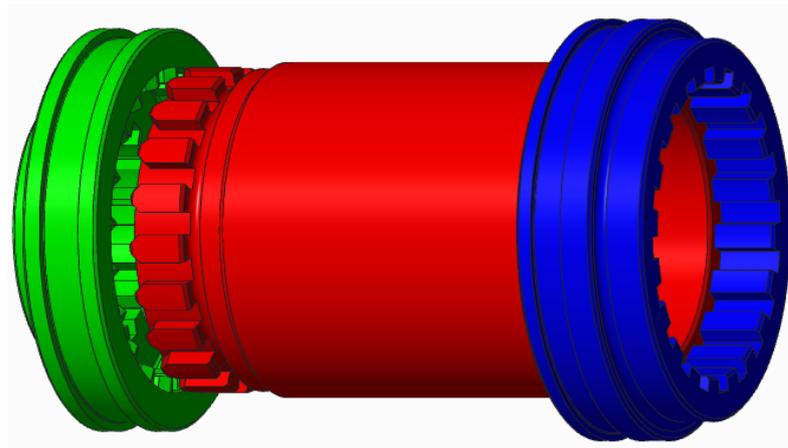


Abbildung 54: Modell des Schaltelements (grün: Schaltmuffe; rot: Zahnradwelle; blau: Festhaltemuffe)

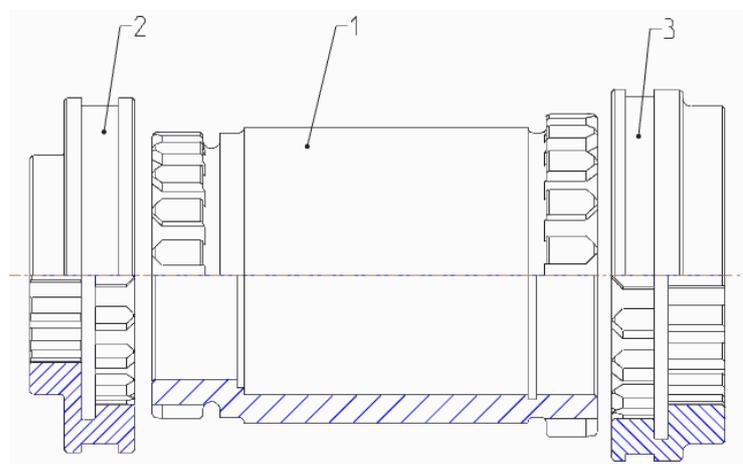


Abbildung 55: Zeichnung des Schaltelements (1: Zahnradwelle; 2: Schaltmuffe; 3: Festhaltemuffe)

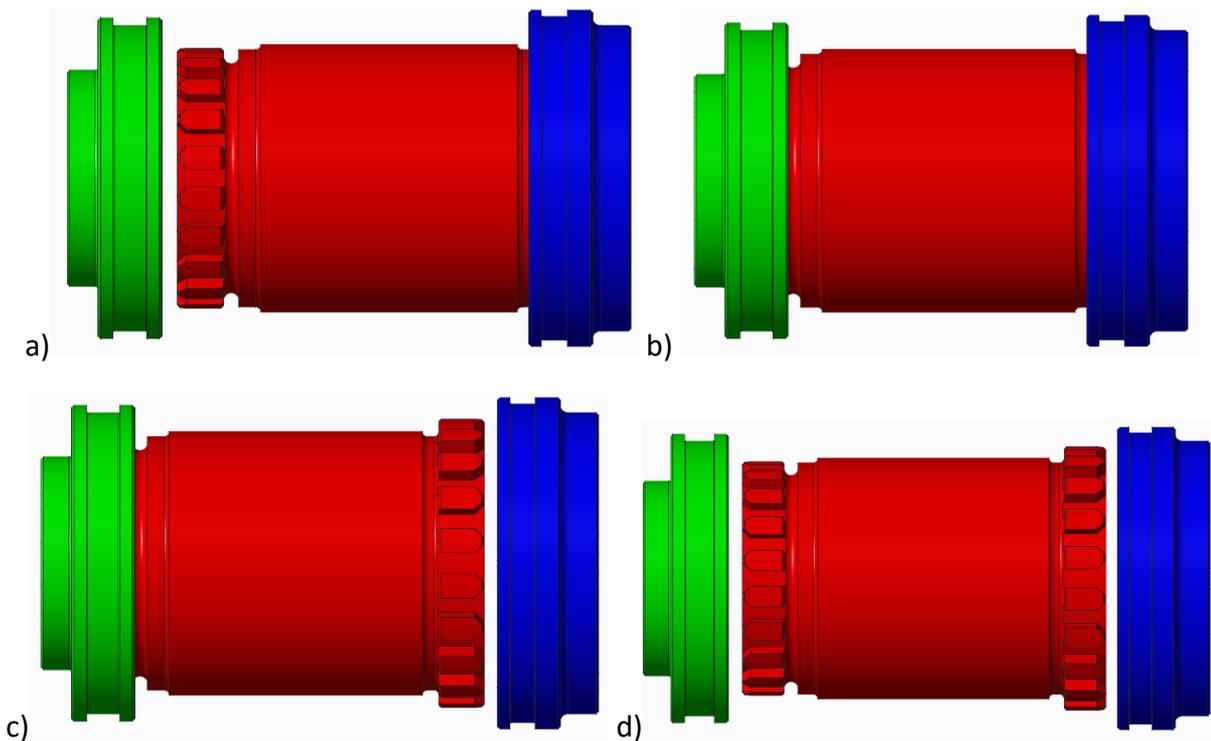


Abbildung 56: Schaltelelement: 4 mögliche Stellungen der Muffen

## 7.4. Diskussion

### Getriebemodellierung

Durch den Einbauort des Getriebekonzeptes direkt vor dem Hauptrotor resultierten entsprechend große Drehmomente auf Grund der niedrigen Drehzahlen. Dies schlug sich in großen, und damit schweren, Zahnrädern und Wellen, aber auch in den auftretenden Lagerkräften nieder.

Insbesondere die Lagerung der Planeten stellte einen großen Einflussfaktor für die Auslegung des Planetengetriebes dar, welche einige konstruktive Änderungen und Neuberechnungen erforderte. Die Auslegung des Planetengetriebes in KissSOFT berechnet ausschließlich die möglichen Varianten, welche zahnradtechnisch umsetzbar wären. Hierbei wird auf die Lagerung der Planetenräder und insbesondere auf die Größe der notwendigen Lager keine Rücksicht genommen.

Bei der Modellierung mit KissSYS wurde ersichtlich, dass das am Anfang gewählte Konzept der internen Lagerung bei den gegebenen Standübersetzungen kaum realisierbar ist. Dies hatte mehrere Gründe. Das Hauptproblem war jedoch die Tatsache, dass der Außendurchmesser der notwendigen Lager häufig größer war, als der maximale Innendurchmesser des Planetenrades. War dies nicht der Fall, überstieg jedoch die Breite der Lager die Breite des Planetenrades, wodurch die Basis des Planetenrades verbreitert und die Planetenachse

deutlich länger werden würde. Zusätzlich stellte der notwendige Minstdurchmesser des Planetenbolzens ein weiteres Kriterium für die Wahl der Lagerung dar. Der notwendige Durchmesser spielt insbesondere bei der fliegenden Lagerung des Planetenrades eine entscheidende Rolle.

Nach diesen Erkenntnissen wurde das Modell dahingehend verändert, dass eine externe Lagerung bei allen Planetenrädern erfolgte. Dadurch reduzierte sich die Problematik auf den maximalen Außendurchmesser der Lager. Um dies zu berücksichtigen wurde bei der Feinauslegung der Planetengetriebe ein Mindestwert für den Fußkreisdurchmesser der Planetenräder festgelegt. Dieser orientierte sich an den vorigen Ergebnissen der Lagerauslegung und erforderte eine iterative Vorgehensweise zwischen der Zahnradauslegung in KissSOFT und der Lager- und Wellenauslegung in KissSYS. Das Verhältnis zwischen dem Planetenraddurchmesser, dem Sonnenraddurchmesser und Hohlraddurchmesser ist durch die Standübersetzung festgelegt. Dadurch bewirkte die obige Bedingung automatisch entsprechend größere Sonnen- und Hohlraddurchmesser, wodurch sich diese negativ auf die Masse auswirkten. Dadurch erhöht sich jedoch auch der Achsabstand zwischen Sonnenrad und Planetenachse, wodurch sich die Belastung auf die Planetenlager reduziert. Hier hätte man die Standübersetzung erhöhen können, um bei gleichbleibendem Sonnenrad größere Planetenräder zu erhalten. Damit könnte man der Forderung einer größeren Grundübersetzung noch weiter nachkommen. Zu überprüfen bleibt allerdings, ob die zweiten Planetenräder mit der dann resultierenden größeren Standübersetzung auch noch vertretbare Massen haben.

Die Gesamtmasse des in KissSYS modellierten Getriebekonzeptes von ca. 490 kg ist deutlich höher als die Masse der in KissSOFT berechneten Planetensätze, welche 160 kg beträgt. Der Grund dafür liegt in den im KissSOFT nicht berücksichtigten notwendigen Wellen und dabei insbesondere von den Stegwellen. Diese müssen nämlich die Lagerung der Planetenräder aufnehmen, weshalb ein relativ großer Durchmesser erforderlich ist. Dabei macht sich der oben beschriebene Umstand der notwendigen Planetenlagerdurchmesser, wie befürchtet, negativ zu bemerken. Insbesondere bei den Planetenstufen 1 und 3, welche die niedrigere Standübersetzung aufweisen, ist dadurch ein entsprechend großer Stegwellendurchmesser notwendig. Dieser Effekt schlägt sich auch auf die notwendigen Hohlraddurchmesser nieder. Der Einfluss dieses Effektes ist deshalb signifikant, weil der Durchmesser eines Zylinders quadratisch in die Berechnung der Masse eingeht. Zu beachten ist, dass bei der Modellierung in KissSYS die notwendigen Bohrungen und Ausnehmungen für die Planetenräder nicht modelliert werden können, weshalb die Masse zusätzlich deutlich erhöht ist. Durch eine sinnvolle Skelettierung der Zylinderscheiben, welche die Lager der Planetenräder aufnehmen,

wäre eine deutliche Reduzierung der Masse der Verbindungs- und Ausgangswelle möglich. Ebenso wäre durch eine, wenn belastungstechnisch machbar, fliegende Lagerung der Planetenräder eine weitere, deutliche Massenreduzierung möglich.

### **Schaltelement**

Das Schaltmodul ermöglicht das Koppeln des Zahnrades mit der Modulwelle, wie auch das Festhalten des Zahnrades am Gehäuse. Auf Grund der Dimensionierung der Modulwelle ergab sich die Anforderung, dass der Keilwellendurchmesser mindestens 60 mm betragen muss. Wie am Modell ersichtlich, wurden die einzelnen Keile der Keilwellen dahingehend modifiziert, dass ein leichteres Einrücken ermöglicht wird. Das Verschieben der Schaltmuffe und der Festhaltungsmuffe könnte beispielsweise durch eine Schaltklaue erfolgen. Ebenso wäre ein Hydraulikzylinder denkbar.

Die Einrichtung zum Festhalten des Zahnrades ist nur für die Überlagerungswelle 1 und 4 notwendig. Für das betrachtete Konzept ist es notwendig, dass das Festhalten dieser beiden Hohlräder sichergestellt wird. Für den Drehzahlbereich der Ausgangswelle von 350 bis 265 U/min ist es erforderlich, dass die Hohlwelle 1 gefesselt ist. Die beiden Überlagerungsmaschinen sind jeweils mit Hohlwelle 3 und 4 gekoppelt und ermöglichen die Übersetzungsvariation. Bei 265 U/min wird die Hohlwelle 4 gefesselt und bleibt dies für den ganzen Bereich bis 200 U/min. Nachdem die Hohlwelle 4 gefesselt wurde, erfolgt das Ausrücken und das Umschalten der Überlagerungsmaschinen auf die Hohlwellen 1 und 2. Dann wird die Fesselung der Hohlwelle 1 gelöst, wodurch die Übersetzungsvariation durch die Hohlwellen 1 und 2 erfolgen kann. Mit der Möglichkeit die Überlagerungsmaschinen zu regeln, kann dadurch die Synchronisation zwischen der Schaltmuffe und der Zahnradwelle bewerkstelligt werden. Alternativ dazu könnten auch Synchronringe verwendet werden. Dies wäre deshalb umsetzbar, da zum Zeitpunkt des Ein- bzw. Ausrückens keine Leistung über die Überlagerungswellen fließt. Dies hat zur Folge, dass nur die leistungslose Modulwelle inklusive der Schaltmuffe und die rotierenden Teile der Überlagerungsmaschine mit der Zahnradbasis zu synchronisieren wären.

Zu Sicherstellung der Ausfallsicherheit ist es notwendig, dass bei einem Defekt im Überlagerungsantrieb zu keinem Zeitpunkt beide Hohlräder eines Compound-Splits momentfrei sind. Ebenso dürfen nicht beide Hohlräder gefesselt werden. Um dies sicher zu stellen, ist es notwendig, dass die Festhaltungsmuffe des 1 und 4 Überlagerungszahnrades federbetätigt sind und sie aktiv durch Aktorik gelöst werden müssen. Durch das Lösen wird die Rotation der Überlagerungswelle ermöglicht. Zusätzlich ist es erforderlich, dass die Zahnräder 1 und 4 von einer Überlagerungsmaschine angesteuert werden. Diese Maschine muss so ausgeführt sein, dass sie im Falle eines Defekts automatisch abbremst und blockiert.

Wären die Zahnräder 1 und 3 von dieser Überlagerungsmaschine betrieben, würde bei einem Defekt, im Zeitpunkt des Einrückens der Schaltmuffe in das Zahnrad 3, auch das Hohlrad 3 stillgesetzt werden. Dies wäre jedoch fatal, da das Hohlrad 4 zu diesem Zeitpunkt stillsteht.

### Vergleich mit Compound-Split

Basierend auf den Ergebnissen konnte ein Vergleich der Massen des DCS und des einfachen Compound-Splits durchgeführt werden (siehe Tabelle 7-6). Beim Compound-Split stehen jedoch nur die Massen aus der Berechnung mittels KissSOFT als Vergleichsmaterial zur Verfügung. Das Konzept des einfachen Compound-Splits hat eine ermittelte Zahnradmasse von insgesamt 220 kg. Damit wird eine maximale Übersetzung von  $i = 6$  ermöglicht. Die zu verbauende Überlagerungsleistung beträgt  $2 \times 280$  kW. Bei einer angenommen, relativ hohen, Leistungsdichte der Überlagerungsmaschinen von 5 kW/kg beträgt die Masse für die Überlagerungsmaschinen 112 kg. Im Gegensatz dazu betragen die ermittelten Zahnradmassen des Konzeptes DCS 160 kg, die zu verbauende Überlagerungsleistung  $2 \times 140$  kW und damit die Masse der Überlagerungsmaschinen 56 kg. Wären die Randbedingungen für die Lagerung der Planetenräder beim Konzept DCS nicht berücksichtigt, wäre die Zahnradmassen noch niedriger. Trotz dessen ist das Konzept DCS um 94 kg leichter als der einfache Compound-Split, obwohl der DCS eine maximale Übersetzung von  $i = 9,5$  realisiert. Dies ist insbesondere darin begründet, dass durch die serielle Anordnung eine Aufteilung der Gesamtübersetzung auf zwei Planetenstufen ermöglicht wird.

	Maximale Übersetzung	Masse (KissSOFT)	Relative Überlagerungsleistung	Masse zu verbauende Überlagerungsmaschinen	Gesamtmasse
Einfacher Compound-Split	6	220 kg	14 % / Maschine	112 kg	332 kg
Double Compound-Split	9,5	160 kg	7 % / Maschine	76 kg (inkl. Schaltelement)	238 kg

Tabelle 7-6: Vergleich der in KissSOFT ermittelten Massen



## 8. Resümee

Im Rahmen dieser Analyse wurden zwei übersetzungsvariable Getriebekonzepte entwickelt, welche eine Reduzierung der notwendigen relativen Überlagerungsleistung und die Integration einer höheren Übersetzung ermöglichen sollten. Das Konzept des Double-Compound-Split erfüllte als einziges die Anforderungen.

Der Double Compound-Split besteht aus zwei Compound-Splits und hat unter den gegebenen Bedingungen drei mechanische Punkte. Damit hat er um einen Punkt mehr als ein einfacher Compound-Split. Auf Grund der Tatsache, dass nie beide Compound-Splits gleichzeitig die Übersetzung variieren, ist es möglich, dass eine Überlagerungsmaschine zwei Überlagerungswellen alternierend ansteuert. Dafür wurde ein notwendiges Schaltelement ausgelegt. Durch diese Lösung konnte die zu verbauende Überlagerungsleistung auf 7 % der Eingangsleistung halbiert werden, was einem Absolutwert von 140 kW entspricht.

Verglichen mit dem einfachen Compound-Split konnte durch den Double-Compound-Split eine Masseneinsparung von 94 kg bei den Zahnradmassen und Überlagerungsmaschinen erzielt werden. Diese Reduktion wurde trotz einer Steigerung der maximalen Gesamtübersetzung von  $i = 6$  auf  $i = 9,5$  erreicht. Nach der Modellierung des Konzeptes mittels KissSYS ergab sich im Vergleich zu den Werten aus KissSOFT eine Masse für die Zahnräder und Wellen von rund 490 kg. Diese erklärt sich durch die nun berücksichtigten Wellen, wobei insbesondere die Steg- und Ringwellen die Masse signifikant beeinflussen. Die Berücksichtigung der vier benötigten Schaltmodulen und der Überlagerungsmaschinen führte zu einer Gesamtmasse von 564 kg.

Bei der Modellierung mittels KissSYS zeigte sich deutlich, dass die theoretischen Vorteile einer sehr niedrigen Standübersetzung im Bereich von  $i_{0,12} = -1,3$  in der realen Umsetzung nicht nutzbar sind. Einer dieser Vorteile wäre eine Reduktion der Masse durch die hohe Anzahl an möglichen Planetenrädern und der damit verbundenen hohen internen Leistungsverzweigung. In der Realität lassen sich diese insbesondere auf Grund der notwendigen Lagerdurchmesser der Planetenräder nicht wie erhofft nutzen. Für die Weiterführung dieses Konzeptes bzw. bei weiteren Analysen sollte sich deshalb die kleinste Standübersetzung näher zu  $i_{0,12} = -2$  orientieren. Dadurch würde sich unter Beibehaltung der Spreizung auch eine deutlich höhere Übersetzung realisieren lassen.

Weiters ist zu beachten, dass im Rahmen dieser Analyse nicht mit Lastkollektiven gerechnet wurde. Die Berücksichtigung dieser könnte einen weiteren positiven Einfluss auf die Getriebemasse haben, insbesondere durch die Verkleinerung der Planetenradlager. Durch deren Verkleinerung lässt sich auch der maximale Durchmesser der Stegwelle reduzieren. Des

Weiteren beeinflusst die Gestaltung der Lagerung der Planetenräder die Masse der Stegwelle. Die Prämisse sollte dabei sein, dass im besten Fall das Planetenrad fliegend mit einer internen Lagerung ausgeführt wird. Die fliegende Lagerung wurde für die Ausgangswelle überschlägig modelliert und es konnte eine Massenreduktion von ca. 40 % erzielt werden. Mit den notwendigen Ausnehmungen und durch eine sinnvolle Skelettierung sind Massenreduktionen bei den Stegwellen von mindestens 60 % im Vergleich zum modellierten Modell realistisch. Dadurch würde sich für die modellierten Wellen und Zahnräder eine Masse im Bereich von 330 kg ergeben.

Ausgehend von den aktuellen Ergebnissen ist das entwickelte Konzept des DCS durch die Verringerung der Überlagerungsleistung und der zum Vergleich vorhandenen niedrigeren Massen dem einfachen Compound-Split überlegen. Ebenso ist es möglich die zu verbauende Überlagerungsleistung zu halbieren.

Ob die durch das Getriebe zusätzliche Masse die Vorteile eines drehzahlvariablen Antriebes im Hubschrauber negiert ist Teil der Untersuchungen des Projektes VARI-SPEED.

### Ausblick

Ein weiteres Konzept welches ebenfalls drei mechanische Punkte aufweist und genauer untersucht werden sollte, ist in Abbildung 57 dargestellt. Dieses besteht aus drei parallel angeordneten Planetengetrieben und einem vierten nachgeschalteten Planetensatz. Der Planetensatz 4 besitzt eine feste Übersetzung, während die Planetensätze 1 bis 3 zwei Compound-Splits bilden. Ein Compound-Split wird durch die Kombination des ersten und zweiten gebildet, während der zweiten durch die Verknüpfung des zweiten und dritten Planetensatzes realisiert wird. Bei diesem Konzept sind nur drei Überlagerungswellen notwendig. Ebenso lässt es sich mit zwei Überlagerungsmaschinen realisieren. Zu beachten ist jedoch, dass sich die Einzelübersetzungen nicht gleichmäßig aufteilen lassen wie bei dem DCS (Tabelle 8-1).

Planetenstufe	1	2	3	4	Eingangsdrehzahl
Übersetzung $N_i$	2,27	3	3,96	2,27	1800 U/min
Mechanische Punkte	$N_1 * N_4 \rightarrow$ 350		$N_2 * N_4 \rightarrow$ 265		$N_3 * N_4 \rightarrow$ 200

Tabelle 8-1: Beispielhafte Übersetzungen für alternatives Konzept



## Literaturverzeichnis

- [1] Amri, H., Feil, R., Hajek, M., and Weigand, M. 2016. Possibilities and difficulties for rotorcraft using variable transmission drive trains. *CEAS Aeronaut J* 7, 2, 333–344.
- [2] Amri, H. and Paschinger, P. 2016. *POSSIBLE TECHNOLOGIES FOR A VARIABLE ROTOR SPEED ROTORCRAFT DRIVE TRAIN*. 42. European Rotorcraft Forum, Lille, France.
- [3] Bittner, W. 2009. *Flugmechanik der Hubschrauber. Technologie, das flugdynamische System Hubschrauber, Flugstabilitäten, Steuerbarkeit*. VDI-Buch. Springer, Berlin. ISBN 9783540889724.
- [4] Braess, H.-H. and Seiffert, U., Eds. 2012. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden. ISBN 3834882984.
- [5] Cornel Stan. 2015. *Alternative Antriebe für Automobile. Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger*. Springer Vieweg. ISBN 978-3-662-48511-8.
- [6] Decker, Ed. 2009. *Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung*. Carl Hanser Verlag. ISBN 978-3-446-41759-5.
- [7] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. 1989. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Anwendungsnorm für Schnellaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen*, 3990-21. Zuletzt geprüft am 4 Februar 2018.
- [8] EASA. 2016. *Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Large Rotorcraft CS-29*. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/CS-29%20Amendment%204.pdf>. Zuletzt geprüft am 15 Februar 2018.
- [9] EASA. 2016. *Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Small Rotorcraft CS-27*. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/CS-27%20Amendment%204.pdf>. Zuletzt geprüft am 15 Februar 2018.
- [10] Ehrlenspiel, K., Kiewert, A., Lindemann, U., and Mörtl, M. 2014. *Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung*. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin. ISBN 978-3-642-41958-4.
- [11] Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G., and Pollak, B. 2016. *Das Getriebebuch. Der Fahrzeugantrieb*. Morgan Kaufmann. ISBN 978-3-658-13103-6.
- [12] Garre, W., Pflumm, T., and Hajek, M. 2016. *Enhanced Efficiency And Flight Envelope by Variable Main Rotor Speed For Different Helicopter Configurations*. 42. European Rotorcraft Forum, Lille, France.

- [13] Grote, K.-H. and Feldhusen, J., Eds. 2007. *DUBBEL. Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer. ISBN 978-3-540-49714-1.
- [14] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, and Joachim Voßiek, Eds. 2009. *Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung*. Vieweg+Teubner. ISBN 978-3-8348-0689-5.
- [15] Hofmann, P. 2014. *Hybridfahrzeuge. Ein alternatives Antriebskonzept für die Zukunft*. Springer, Wien [u.a.]. ISBN 3709117801.
- [16] Kirchner, E. 2007. *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Springer, Berlin, Heidelberg. ISBN 978-3-540-35288-4.
- [17] Montestruc, A. N. 2010. A Numerical Approach to Calculation of Load Sharing in Planetary Gear Drives. *J. Mech. Des.* 132, 1, 14503.
- [18] Müller, H. W. 1998. *Die Umlaufgetriebe. Auslegung und vielseitige Anwendungen*. Konstruktionsbücher Bd. 28. Springer, Berlin [etc.]. ISBN 9783540632276.
- [19] Naunheimer, H. 2008. *Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer. ISBN 9783540306252.
- [20] Paschinger, P., Amri, H., Hartenthaler, K., and Weigand, M. 2017. *COMPOUND-SPLIT DRIVETRAINS FOR ROTORCRAFT*. 43. European Rotorcraft Forum, Milan, Italy.
- [21] Ramdan, M. I. and Stelson, K. A. 2016. Optimal design of a power-split hybrid hydraulic bus. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 230, 12, 1699–1718.
- [22] Reif, K., Noreikat, K. E., and Borgeest, K., Eds. 2012. *Kraftfahrzeug- Hybridantriebe. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg; Vieweg + Teubner, Wiesbaden. ISBN 978-3-8348-0722-9.
- [23] Renius, K. T. and Geimer, M. 2012. Motoren und Getriebe bei Traktoren. *Jahrbuch Agrartechnik*, 69–77.
- [24] Renius, T., Grad, K., and Böhler. 2005. *ZF-Getriebe ECCOM 1.5 1997*. <http://mediatum.ub.tum.de/?id=718066>.
- [25] Ringspann Antriebskomponenten. *Freiläufe*. <https://www.ringspann.at/de/files/P84-D-140401-237.pdf>. Zuletzt geprüft am 15 Februar 2018.
- [26] Schaeffler Technologies. 2014. *Planetenradlagerung in Industriegetrieben. Technische Grundlagen, Produkte und Anwendungen TPI 08 D-D*.

- [27] *Skizze Planetengetriebe*. <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:PlanetengetriebeMitHohlrad12.svg>. Zuletzt geprüft am 15 Februar 2018.
- [28] *Stufenloses Getriebe von CNH*. [https://www.youtube.com/watch?v=\\_88UBxNYQxl](https://www.youtube.com/watch?v=_88UBxNYQxl). Zuletzt geprüft am 15 Februar 2018.
- [29] VDI. 1993. *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, VDI 2221.
- [30] Waldemar Steinhilper and Bernd Sauer, Eds. 2012. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Springer Vieweg. ISBN 978-3-642-24302-8.
- [31] Wang, W., Song, R., Guo, M., and Liu, S. 2014. Analysis on compound-split configuration of power-split hybrid electric vehicle. *Mechanism and Machine Theory* 78, 272–288.
- [32] Weigand, M. Sommersemester 2016. *Luftfahrtgetriebe. Vorlesung*, TU Wien.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Zahnräder eines Planetengetriebes (blau: Sonnenrad, gelb: Planetenräder, grau: Hohlrad).....	3
Abbildung 2: Einfaches Übersetzungsgetriebe (Standgetriebe); die Achsen sind raumfest im Gehäuse gelagert [vgl. [18] S. 3].....	4
Abbildung 3: Ableitung eines Planetengetriebes aus einem coaxialen Standgetriebe mit negativer Übersetzung. a Standgetriebe, b Planetengetriebe [[18] S. 7] .....	5
Abbildung 4: Schema eines Planetengetriebes mit Sonnenrad 1, Hohlrad 2, Steg s mit gelagerten Planeten U [27].....	6
Abbildung 5: Hauptgetriebe des Hubschraubers BO-105 [K. Hartenthaler].....	17
Abbildung 6: Prinzip der Leistungsverzweigung [vgl. [11] S. 132].....	20
Abbildung 7: Schematische Darstellung einer elektrischen Input-Split-Leistungsverzweigung [[22] S. 51] .....	21
Abbildung 8: Input-Split: relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis $u_r$ ( $u_m = 0,5$ ) .....	23
Abbildung 9: Schematische Darstellung einer elektrischen Output-Split-Leistungsverzweigung [[22] S. 53] .....	23
Abbildung 10: Output-Split: relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis $u_r$ ( $u_m = 0,5$ ).....	24
Abbildung 11: Schematische Darstellung einer Compound-Split-Leistungsverzweigung [[22] S. 54].....	25
Abbildung 12: Compound-Split: relative Überlagerungsleistung in Abhängigkeit vom Verhältnis $u_r$ ( $u_m = 0,5$ ) .....	26
Abbildung 13: Schematische Darstellung eines Dual-Mode-Systems [[22] S. 55] .....	27
Abbildung 14: Schema des stufenlosen Vario-Getriebes [Fendt [16] S. 534] .....	28
Abbildung 15: Kutzbachplan des Fendt Vario-Getriebes (nicht maßstäblich) [[16] S. 535].....	29
Abbildung 16: Schema des ZF Eccom 1.5 Getriebes [24] .....	30
Abbildung 17: Freilauf als Rücklaufsperr (Außenring festgehalten) [25].....	31
Abbildung 18: Freilauf als Vorschubfreilauf; Außenring bewegt sich um Nulllage, während der Innenring sich schrittweise vollständig dreht [25] .....	32

Abbildung 19: Freilauf als Überholkupplung (Kraftfluss vom Außen- auf Innenring) [25].....	33
Abbildung 20: Grundform eines formschlüssigen Freilaufs (Klinkenfreilaufkupplung) [[14] S. 449] .....	34
Abbildung 21: Klemmrollen-Freilauf: Symbolbild [25] .....	34
Abbildung 22: Klemmrollen-Freilauf: Aufbau und Sperrrichtung [25] .....	35
Abbildung 23: Klemmstück-Freilauf: Symbolbild Aufbau [25].....	36
Abbildung 24: Klemmstück-Freilauf: Aufbau und Sperrrichtung [25] .....	36
Abbildung 25: Klemmstück-Freilauf: Kräfteverhältnisse (freigeschnittenes Klemmstück) [25] .....	37
Abbildung 26: Problemlösungszyklus in der Systemtechnik für komplexe Problemstellungen [29] .....	40
Abbildung 27: Strukturierung eines Problems bzw. Systems in Untereinheiten [29] .....	41
Abbildung 28: Entwicklungs- und Konstruktionsprozess: Generelles Vorgehen [29] .....	42
Abbildung 29: Festlegung und Entstehung von Produktkosten [[10] S. 15].....	43
Abbildung 30: Symbol Planetensatz mit Wellenbezeichnungen .....	45
Abbildung 31: CS: Getriebeschema einfacher Compound-Split .....	47
Abbildung 32: CS: relative Überlagerungsleistung des einfachen Compound-Splits .....	47
Abbildung 33: Getriebeschemata: a) Compound-Split Erweiterung; b) Double-Compound-Split .....	50
Abbildung 34: Getriebeschema: Compound-Split Erweiterung (CSPE) .....	51
Abbildung 35: CSPE: Planetengetriebe 3 mit Bezeichnung der Drehmomente und Drehzahlen .....	53
Abbildung 36: Schema des Getriebekonzepts Double Compound-Split (DCS).....	53
Abbildung 37: DCS: Planetengetriebe 3 mit Bezeichnung der Drehmomente und Drehzahlen .....	54
Abbildung 38: CSPE: Leistungsfluss im Fall der drei mechanischen Punkt .....	56
Abbildung 39: CSPE: relative Überlagerungsleistung über die Ausgangsdrehzahl.....	57
Abbildung 40: DCS: Leistungsfluss im Fall der vier mechanischen Punkte .....	58
Abbildung 41: DCS: relative Überlagerungsleistungen bei 4 mechanischen Punkten .....	59

Abbildung 42: DCS: relative Überlagerungsleistung über die Ausgangsdrehzahl bei 3 mechanischen Punkten .....	62
Abbildung 43: Gegenüberstellung der relativen Überlagerungsleistungen bei 2 und 3 mechanischen Punkten .....	63
Abbildung 44: CSPE: Übersetzungen der einzelnen Planetensätze .....	64
Abbildung 45: DCS: Schaltstrategien für den mechanischen Punkt bei 265 U/min.....	68
Abbildung 46: DCS: Drehmoment der Überlagerungsmaschinen in Abhängigkeit der Ausgangsdrehzahl $n_{aus}$ .....	69
Abbildung 47: DCS: Drehzahlen der Überlagerungsmaschinen in Abhängigkeit der Ausgangsdrehzahl $n_{aus}$ .....	69
Abbildung 48: DCS: Drehmomente $M$ und Drehzahlen $n$ der Überlagerungswellen in Abhängigkeit der Rotordrehzahl .....	70
Abbildung 49: DCS: Konstruktives Getriebeschema.....	71
Abbildung 50: DCS: Überlagerungsleistungen für die umgesetzten Standübersetzungen.....	75
Abbildung 51: Interne (1) und externe (2) der Planetenradlagerung [26].....	76
Abbildung 52: DCS: KissSYS-Diagramm des Getriebemodelles (rot: kraftführende Pfade, schwarz: kraftlose Pfade) .....	78
Abbildung 53: DCS: KissSYS-Modell des Getriebekonzeptes.....	79
Abbildung 54: Modell des Schaltelements (grün: Schaltmuffe; rot: Zahnradwelle; blau: Festhaltemuffe) .....	83
Abbildung 55: Zeichnung des Schaltelements (1: Zahnradwelle; 2: Schaltmuffe; 3: Festhaltemuffe) .....	83
Abbildung 56: Schaltelement: 4 mögliche Stellungen der Muffen .....	84
Abbildung 57: Alternatives Konzept mit drei mechanischen Punkten.....	91

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Stand- und Umlaufübersetzungen des beschriebenen Planetengetriebes [[18] S. 24f] .....	10
Tabelle 6-1: CSPE: Mechanische Punkte und Gesamtübersetzungen .....	55
Tabelle 6-2: CSPE: Mögliche Übersetzungen der Planetensätze .....	56
Tabelle 6-3: DCS: Mechanische Gesamtübersetzung und resultierende Ausgangsdrehzahlen bei vier mechanischen Punkten .....	58
Tabelle 6-4: DCS: Übersetzungen der einzelnen Planetenstufen bei 4 mechanischen Punkten .....	59
Tabelle 6-5: DCS: Übersicht der Übersetzungsdaten bei 3 mechanischen Punkten .....	61
Tabelle 6-6: DCS: Gesamtübersetzungen bei 3 mechanischen Punkten und 1800 U/min Eingangsdrehzahl .....	65
Tabelle 6-7: DCS: Übersetzungen der einzelnen Planetenstufen bei 3 mechanischen Punkten und 1800 U/min Eingangsdrehzahl .....	65
Tabelle 7-1: DCS: Auslegungsdaten der einzelnen Planetensätze bezogen auf die Sonnenwelle .....	72
Tabelle 7-2: Werte für Aufteilungsfaktor $K_\gamma$ .....	72
Tabelle 7-3: DCS: Daten der gewählten Planetengetriebe (Eingangsdrehzahl 1900 U/min) ..	74
Tabelle 7-4: DCS: Übersetzungsdaten des DCS bei $n_{\text{ein}} = 1900$ U/min .....	74
Tabelle 7-5: DCS: Massen des in KissSYS modellierten Modells .....	82
Tabelle 7-6: Vergleich der in KissSOFT ermittelten Massen .....	87
Tabelle 8-1: Beispielhafte Übersetzungen für alternatives Konzept .....	90