



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

Untersuchung der Anwendbarkeit verschiedener Getriebetechnologien in Drehflüglern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Hauptbetreuer

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

E 307 - Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik

Mitbetreuer

Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Hanns Amri

E 307 - Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

VON

Verfasser

Katharina Hartenthaler

0927172

Johnstraße 44/12, 1150 Wien

Wien, am 3. Oktober 2016

.....



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

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

DIPLOMARBEIT

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 3. Oktober 2016

.....

Kurzfassung

Hubschrauber sind derzeit nur für eine bestimmte Rotordrehzahl ausgelegt. Einige Studien versprechen bei einer Veränderung der Rotordrehzahl eine Steigerung der Effizienz und die Erweiterung der Einsatzenvelope des Hubschraubers. Zwei Technologien, die Turbinen- und Getriebetechnologie, bieten das Potential die Rotordrehzahl, um bis zu 50 %, zu variieren.

Diese Arbeit dient dazu, übersetzungsvariable Getriebetechnologien aus verschiedenen Bereichen und mit unterschiedlichen Wirkprinzipien zu ermitteln. Es wurden ausgeführte Getriebe, die auf Formschluss, Kraftschluss, Hydrodynamik, Hydrostatik und Elektrik basieren, recherchiert und deren Eigenschaften bzw. Vor- und Nachteile ermittelt. Anschließend wurden ausgeführte Getriebe auf die Leistung eines CS29 Hubschraubers skaliert und anhand der Parameter Leistung und Gewicht bewertet. Um einen funktionalen Zusammenhang zwischen Leistung und Gewicht herzustellen, wurde die Methode der Regressionsanalyse verwendet. Der Extrapolationspunkt liegt weit außerhalb der zugrunde liegenden Datenpunkte und ist daher nicht zuverlässig. Jedoch wird ein erster Trend ersichtlich und es konnten bereits kraftschlüssige und P.I.V.-Getriebe aufgrund des hohen Massenzuwachses ausgeschlossen werden. Formschlüssige Getriebe eignen sich aufgrund des geringen Gewichts für den geplanten Einsatz in Hubschraubern.

Für den Betrieb im Hubschrauber ist es essentiell, dass die Leistungsübertragung im Flug nicht unterbrochen wird, auch nicht im Schaltvorgang. Aufgrund dessen wurden zwei Getriebe, ein Stufenlos- und ein Doppelkupplungsgetriebe, in MATLAB bzw. Simulink modelliert und der Schaltvorgang simuliert. In der Simulation traten hohen Drehzahlschwankungen im Schaltvorgang auf. Während des Gangwechsels im Doppelkupplungsgetriebe, wird bei langer Schaltdauer sehr viel Reibenergie in Form von Wärme in die Kupplungen eingebracht. Das stufenlose Getriebemodell ermöglicht einen sanfteren Übergang zwischen den Übersetzungen.

Zum Schluss wurden alle Technologien auf ihre Anwendbarkeit in Drehflüglern untersucht. Parallel dazu wurde die Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau mit der Recherche zu einem Stufenlos- und Stufengetriebe für den Einsatz in Hubschraubern beauftragt. In einem gemeinsamen Workshop wurden leistungsverzweigte Getriebe, die auf Planetengetrieben basieren und Zwei-Gang-Planetengetriebe als jene mit dem größten Potential für die Anwendbarkeit in Hubschraubern bewertet. Die gesamten Ergebnisse mit den Bewertungen wurden in einer Matrix zusammengefasst. Bei allen Konzepten spielt die Ausfallsicherheit eine große Rolle. Dies ist ein wesentlicher Aspekt für die Zertifizierung.

Abstract

Helicopters are currently designed for one certain rotor speed only. Some studies promise an increase in efficiency and the expansion of the helicopters' flight envelope if the rotor speed is variable. Two technologies, turbine and transmission technology, offer the potential to vary the rotor speed up to 50 %.

This work is intended to identify variable speed transmission technologies used in different areas based on various principles. Positive-fit, force-fit, hydrodynamic, hydrostatic and electric transmissions were investigated and their characteristics with all their advantages and disadvantages were determined. Afterwards the transmissions were scaled to the performance of a CS29 helicopter and evaluated against the parameters power and weight. In order to draw a functional relationship between power and weight, the method of regression analysis was used. The extrapolation point is far beyond the used data set and it is therefore not reliable. However, a first trend is apparent and force-fit and P.I.V. transmissions were excluded due to the high mass increase. Positive-fit transmissions are suitable due to the low weight for the intended use in helicopters.

For the operation in a helicopter it is essential that the power transfer is not interrupted during flight or during the switching process. As a result two transmissions, a continuous variable and a double clutch transmission, were built in MATLAB's Simulink Environment and the process of shifting gears was simulated. During the simulation high speed fluctuations occurred in the switching process. Long shifting durations caused very high friction energy dissipated as heat in both clutches. The continuous variable transmission allows a smooth transition.

Finally, all technologies have been investigated for their applicability in rotorcraft. At the same time the Gear Research Centre (FZG) was instructed to identify staged and continuous variable concepts for the use in helicopters. During a workshop power-split transmissions, based on planetary gears and two-speed planetary gearboxes were evaluated as those with the greatest potential for applicability in helicopters. The whole results were summarized in a matrix. For every concept the reliability plays a major role. This is an essential aspect for the certification.

Danksagung

Zu Beginn möchte ich meinem Betreuer **Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand** für die Möglichkeit mich in diesem Thema zu vertiefen, die Förderung und das Vertrauen in meine Person danken.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinem Mitbetreuer **Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Hanns Amri** für viele produktive, lehrreiche, geduldige und lustige Stunden. Danke auch für die wertvollen Korrekturen und die großartige Unterstützung während meiner Diplomarbeit.

Vor allem möchte ich mich bei meiner **Familie** herzlich bedanken, die mich immer in meinen Entscheidungen bestärkt, ein offenes Ohr hat und mir Rückhalt gibt.

Danke an mein personifiziertes Lexikon **Andreas Klingler**, der mich in besonderer Weise während meines Studiums fachlich und menschlich begleitet hat.

Ebenso danke ich meinen **Freunden** und **Kommilitonen**, die Teil dieses prägenden Lebensabschnitts waren - und sind.

*„Wenn man den Weg nicht weiß“, sagte der kleine Bär,
„braucht man zuerst einen Wegweiser.“*

Janosch

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Prinzipien für Drehmoment- und Drehzahlwandlung	4
2.1	Wirkprinzip	6
2.1.1	Formschlüssige Kraftübertragung	7
2.1.1.1	Stirnradstufe	7
2.1.1.2	Kegelräder	9
2.1.1.3	Planetengetriebe	10
2.1.2	Kraftschlüssige Übertragung	13
2.1.2.1	Reibrad- bzw. Wälzgetriebe	14
2.1.2.2	Umschlingungsgetriebe	15
2.1.3	Hydrodynamische Leistungsübertragung	16
2.1.4	Hydrostatische Leistungsübertragung	18
2.1.5	Elektrische Leistungsübertragung	20
3	Technologien	22
3.1	Stufige Getriebe	23
3.1.1	Schaltgetriebe	23
3.1.1.1	Schaltgetriebe in Nutzfahrzeugen	24
3.1.1.2	Automatisierte Schaltgetriebe	25
3.1.2	Automatgetriebe	26
3.1.2.1	Doppelkupplungsgetriebe	26
3.1.2.2	Wandlerautomat	28
3.2	Stufenlose Getriebe	29
3.2.1	Mechanische stufenlose Getriebe	29
3.2.1.1	Formschlüssige stufenlose Kraftübertragung	29
	P.I.V.-Getriebe	30
3.2.1.2	Wälz- bzw. Reib(rad)getriebe	31
	Getriebe mit Kegelscheibe und Reibrolle	31
	Beier-Getriebe	32
	Heynau-Getriebe	33
	Hayes-Doppelgetriebe	34

Kopp-Tourator	34
Kugelgetriebe nach Escher-Wyß Bauart	36
3.2.1.3 Umschlingungsgetriebe	37
Weber-Getriebe	39
Mehrfach-Keilriemen-Verstellgetriebe: Bauart Vari-Pitch-Getriebe	39
Schubgliederband	41
Laschenkette	41
3.2.1.4 Schaltwerksgetriebe	42
3.2.2 Hydrodynamische stufenlose Getriebe	42
3.2.3 Hydrostatische stufenlose Getriebe	42
3.2.4 Elektrische stufenlose Getriebe	43
3.2.5 Leistungsverzweigte Getriebe	44
3.2.5.1 Hydrodynamisch leistungsverzweigtes Getriebe	45
Voith-DIWA-Getriebe	45
3.2.5.2 Hydrostatisch leistungsverzweigtes Getriebe	46
Fendt-Vario-Getriebe	46
ZF-Eccom-Getriebe	47
3.2.5.3 Elektrisch leistungsverzweigtes Getriebe (E-CVT)	48
3.3 Fazit	49
4 Leistung und Gewicht	50
5 Schaltvorgang	60
5.1 Schaltvorgang mit Lastunterbrechung	61
5.2 Schaltvorgang ohne Lastunterbrechung	62
5.3 Antriebsstrangdynamik	64
5.4 Stufenloses Getriebe ohne Schaltung	65
5.5 Probleme	65
5.6 Schaltvorgang am Beispiel des Offset Compound Gear	66
5.7 Kupplungen und Bremsen	70
5.8 Dynamisches Modell	74
5.8.1 Modellaufbau	74
5.8.1.1 Stufenlosgetriebe	74
5.8.1.2 Schaltgetriebe	76
5.8.1.3 Turbine	80
5.8.1.4 Rotor	84
5.8.1.5 Solver	86
5.8.2 Eingangsparemeter	87
5.8.2.1 Schaltdauer	90
5.8.2.2 Schaltzeiten	90

5.8.2.3	Teillast	90
5.8.3	Ergebnisse	92
5.8.3.1	Stufenlosgetriebe	92
5.8.3.2	Schaltgetriebe	98
5.8.4	Fazit	106
6	Einsatztauglichkeit	107
6.1	Ergebnisse der Beurteilung nach Leistung und Gewicht	112
6.1.1	Ergebnis der Regressionsanalyse	112
6.1.2	Vergleich mit Getriebehersteller	114
6.1.3	Vergleich mit Literatur	114
6.1.4	Fazit	115
6.2	Workshop FZG	115
6.2.1	Anforderungen	115
6.2.2	Stufiges Getriebekonzept	116
6.2.2.1	Konzept A (bzw. A1)	117
6.2.3	Stufenloses Getriebekonzept	118
6.2.3.1	Konzept B1	119
6.2.3.2	Konzept B2	120
6.2.4	Bewertung der Massen	121
6.2.5	Konzepterweiterungen	123
6.2.5.1	Konzept A2	123
6.2.5.2	Konzept B2A	124
6.2.5.3	Konzept B2B	124
6.2.5.4	Konzept B2C	124
6.2.5.5	Konzept B2D	125
6.2.5.6	Konzept C	125
6.2.6	Weitere Vorgehensweise	126
6.3	Bewertungsmatrix	126
6.3.1	Ergebnisse Bewertung	129
6.4	Fazit	133
7	Zusammenfassung und Ausblick	134
7.1	Ausblick	136
	Abkürzungsverzeichnis	138
	Abbildungsverzeichnis	140
	Tabellenverzeichnis	145
	Literaturverzeichnis	146

Anhang	150
A Datenblätter	150
A.1 Katalog Stirnradgetriebe	150
A.2 Stirnradgetriebe sortiert nach Gewichtsgruppe	154
B Ergebnisse Simulation	162
B.1 Volllast Stufenlosgetriebe	162
B.2 Volllast Schaltgetriebe	165

Kapitel 1

Einleitung

Das Forschungsprojekt „Drehzahlvariable Antriebe für Rotorflugzeuge“ (kurz „VARI-SPEED“) beschäftigt sich mit der Entwicklung eines drehzahlvariablen Antriebs- und Rotorsystems für einen breiten Bereich von Hubschrauberkonfigurationen. Dieses System soll zur Stärkung einer modernen und ökoeffizienten Luftfahrt beitragen.

Im Rahmen des Projekts VARI-SPEED haben sich die beiden Projektpartner TU München und TU Wien zusammengefunden, um die beiden Bereiche, bestehend aus Getriebe und Rotorsystem in einem Hubschrauber, als Verbundvorhaben zu untersuchen. Ziel ist es, Wissen aufzubauen und Technologien zu entwickeln, um in Zukunft ein solches System der Drehzahlvariabilität mit Effizienzvorteil zu realisieren. Neben der Betrachtung von Konzepten und der Entwicklung von Technologien, welche die Umsetzung der Drehzahlvariabilität ermöglichen, sind Zulassungsaspekte, die Risikobewertung und die Analyse von Fehlerszenarien des zu entwickelnden Getriebes und des Rotorsystems bedeutende Bestandteile des Projektes VARI-SPEED. Dadurch lassen sich die direkte Umsetzbarkeit in nachfolgenden Projekten und die Zukunftsperspektive dieser Technologie hinreichend bewerten.

Bei konventionellen Hubschraubern wird Auf- und Vortrieb über den Hauptrotor erzeugt. Über die Turbine und ein Getriebe mit fixer Übersetzung werden Haupt- und Heckrotor mit konstanter Drehzahl angetrieben. Dieses System mit konstanter Geschwindigkeit erleichtert die Konstruktion des gesamten Flugsystems (Rotorblätter, etc.), da die Komponenten nur auf eine Nenndrehzahl ausgelegt werden müssen. Jedoch beschränkt es den Hubschrauber in seiner Leistungsfähigkeit und limitiert den Einsatzbereich (Abbildung 1).

Oft ist die Nenndrehzahl für die vorherrschenden Flugbedingungen nicht die Effizienteste. Der optimale Anstellwinkel kann bei der Auslegung nur in einem Punkt verwendet werden. Durch Variation der Drehzahl, kann der optimale Anstellwinkel in einem weiten Bereich genutzt werden. Dies erhöht zum einen die Effizienz und zum anderen kann die Einsatzenvelope des Hubschraubers in manchen Bereichen erweitert werden. Nicht nur konventionelle Flugsysteme

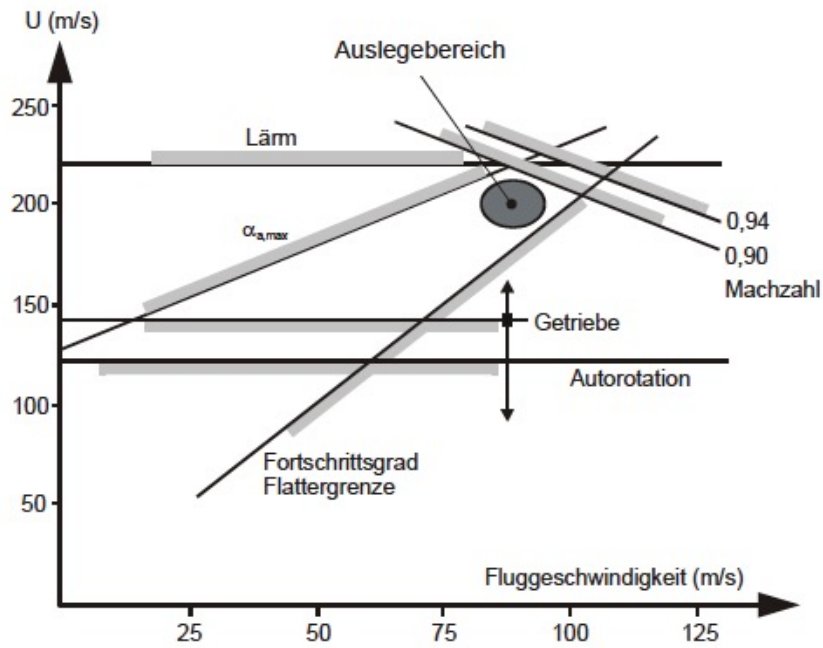


Abbildung 1: Einsatzenvelope [1]: U Blattspitzengeschwindigkeit, α Anstellwinkel

können vom drehzahlvariablen Antrieb profitieren, sondern auch andere Drehflüglervarianten, wie z. B. Tiltrotor, Tandem-, Koaxial- oder Compoundhubschrauber. [2]

Eine Veränderung der Drehzahl um bis zu 50 % könnte in Zukunft die gesamte Leistungsfähigkeit der Flugsysteme erhöhen [34]. Betrachtet man den Leistungsbedarf des Hubschraubers anhand der Leistungspolare (Abbildung 2), wird klar, dass in vielen Flugzuständen nicht die volle Leistung benötigt wird.

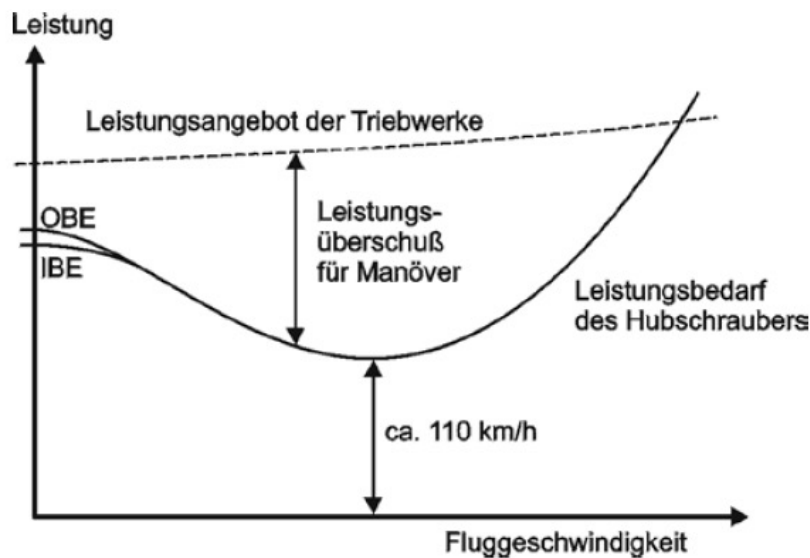


Abbildung 2: Leistungspolare [1]: OBE Schweben ohne Bodeneffekt, IBE Schweben im Bodeneffekt

Somit werden Rotoren benötigt, die einerseits über einen weiten Betriebsbereich effektiv arbeiten und andererseits Antriebssysteme, die diese Geschwindigkeitsänderungen überhaupt be-

werkstelligen können [2]. Dementsprechend müssen das Triebwerk und das Getriebesystem höchst zuverlässig und effizient sein. Aktuell können die Rotorgeschwindigkeiten durch Variation der Turbinendrehzahl nur um einige Prozent verändert werden. Zwei Technologien bieten das Potential die Rotordrehzahl zu variieren. Dies kann mit Getrieben oder Turbinen realisiert werden. [3]

Im Rahmen des ersten Arbeitspakets des Projekts wurden mehrere Patententwürfe zur Drehzahlvariation im Hubschrauber untersucht. Dabei hat sich herausgestellt, dass keines der untersuchten Patente sich für die angedachte Verwendung eignet [3]. Es gibt zahlreiche Möglichkeiten eine Übersetzungsvariabilität, die man aus anderen Branchen und Bereichen kennt, zu realisieren. Hier werden Getriebe in verschiedenen Leistungsbereichen und in unterschiedlicher Spreizung bereits erfolgreich eingesetzt. Es stellt sich nun die Frage, ob diese Technologien auch in einem Drehflügler zum Einsatz kommen können. Die Überprüfung der Einsatzfähigkeit anhand der Parameter Leistung und Gewicht, wird in dieser Arbeit durchgeführt.

Ziel der Diplomarbeit ist es, bereits vorhandene bzw. eingesetzte Getriebetechnologien zur Übersetzungsvariation aus verschiedenen Bereichen zu ermitteln, aufzulisten und schlussendlich zu bewerten. Die Getriebetechnologien sollen auf ihre Anwendbarkeit in einem Drehflügler untersucht werden. Die Analyse basiert auf den zugrunde liegenden Parametern Leistung und Gewicht. Anhand der Skalierung der beiden Parameter Leistung und Gewicht der Getriebetechnologien auf einen Hubschrauber der Leistungsklasse CS29 können Erkenntnisse hinsichtlich der Einsatzfähigkeit gewonnen werden. Ein weiterer Teil zur Bestimmung einer möglichen einsetzbaren Technologie, wird die Darstellung bzw. das Verständnis des Getriebeverhaltens während des Schaltvorgangs sein. Hierfür wird ein Modell in MATLAB aufgebaut, denn die Simulationsergebnisse können wertvolle Informationen zu den Getrieben liefern. Zusätzlich wird die Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau der Technischen Universität München damit beauftragt, stufige und stufenlose Getriebekonzepte zu suchen bzw. entwerfen, die in Hubschraubern einsetzbar sind. Alle ermittelten Getriebetechnologien werden schlussendlich aufgelistet und bewertet. Basierend auf dieser umfangreichen Erhebung soll künftig ein Konzept ausgewählt werden, das allen Anforderungen entspricht und für den Einsatz in drehzahlvariablen Hubschraubern geeignet ist.

Kapitel 2

Prinzipien für Drehmoment- und Drehzahlwandlung

Getriebe wandeln oder übertragen Bewegung und Energie. Die Bewegung der Kraft- bzw. Antriebsmaschine (z. B. Elektromotor, Verbrennungsmotor, Gas-, Dampfturbine oder Windrad) wird der Arbeitsmaschine, den Betriebs- und Arbeitsbedingungen entsprechend, angepasst. Getriebe werden deshalb auch Drehzahl- und Drehmomentwandler genannt. Diese Bewegungsänderung kann in zwei große Gruppen eingeteilt werden [4]:

- gleichförmig übersetzte Getriebe mit
 - drehender Bewegung
 - geradliniger Bewegung
- ungleichförmig übersetzte Getriebe mit
 - drehender Bewegung
 - geradliniger Bewegung

Beide Gruppen können wiederum in Getriebe mit drehender oder geradliniger Bewegung unterteilt werden. Als gleichförmiges Getriebe mit geradliniger Bewegung gilt z. B. ein Schraubgetriebe (Abbildung 3), das eine rotatorische Bewegung in eine translatorische umwandelt. In diesem Fall besitzt dieses Getriebe eine konstante Übersetzung.

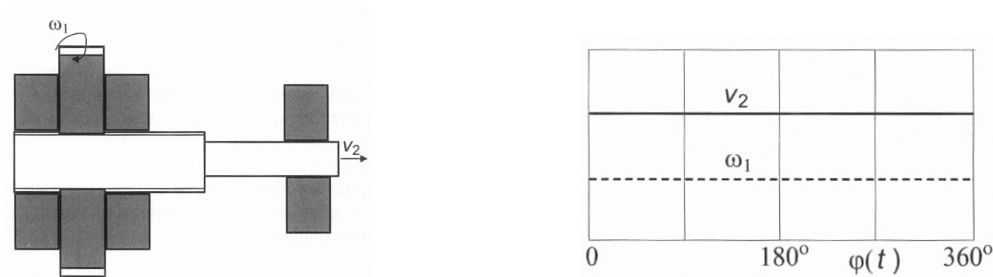


Abbildung 3: Schema und Phasenwinkel eines geradlinigen gleichförmigen Getriebes [5]

Der klassische Kurbeltrieb (Abbildung 4), wie er in einem Verbrennungsmotor Anwendung findet, wandelt eine geradlinige hin- und hergehende Bewegung in eine rotatorische – oder umgekehrt – um. Hier ändert sich jedoch die Geschwindigkeit der Translation während einer Periode, wohingegen die Winkelgeschwindigkeit der Drehung konstant bleibt. Das Verhältnis von Winkel- zu Translationsgeschwindigkeit ändert sich in jedem betrachteten Punkt über die gesamte Periode. Deshalb wird dieses Getriebe als ungleichförmig bezeichnet.

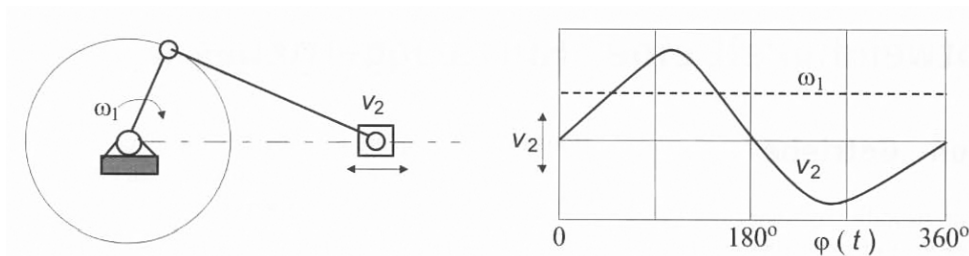


Abbildung 4: Schema und Phasenwinkel eines geradlinigen ungleichförmigen Getriebes [5]

Ein ebenfalls ungleichförmiges Getriebe, jedoch mit drehender Bewegung, ist die Gelenkwelle (Abbildung 5), da die von der einen Welle auf die andere Welle übertragene Winkelgeschwindigkeit vom eingeschlossenen Winkel abhängt.

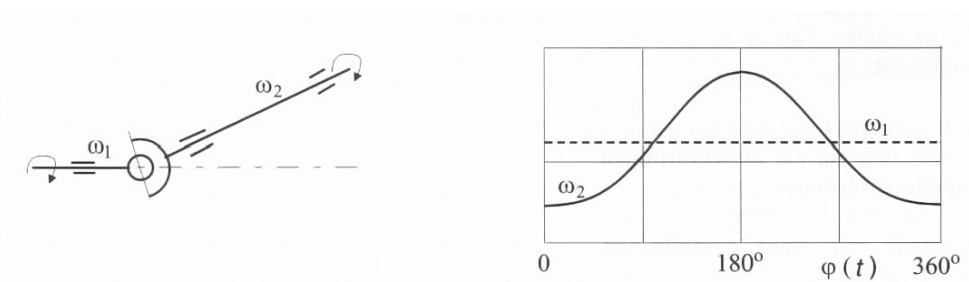


Abbildung 5: Schema und Phasenwinkel eines drehenden ungleichförmigen Getriebes [5]

Die für Hubschrauber wesentlichsten Getriebe sind jene mit gleichförmig drehendem An- und Abtrieb (Abbildung 6). Über die gesamte Periode hinweg bleibt das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten zueinander bzw. die Übersetzung konstant. [5]

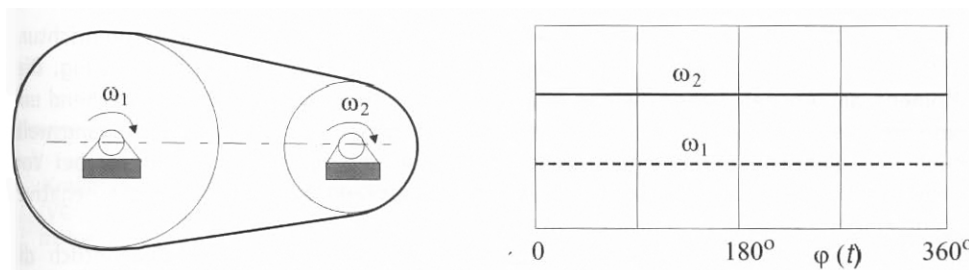


Abbildung 6: Schema und Phasenwinkel eines drehenden gleichförmigen Getriebes [5]

Für die Betrachtungen in dieser Arbeit liegt das Hauptaugenmerk auf den gleichförmig drehenden Getrieben. Wie die Leistungsübertragung grundsätzlich zu Stande kommt und welche Prinzipien möglich sind, zeigt Abschnitt 2.1.

2.1 Wirkprinzip

Ein bedeutendes Ziel der Getriebe liegt in der möglichst effizientesten Bewegungswandlung. Die eingebrachte Leistung der Kraftmaschine soll nahezu vollständig am Ausgang abgegeben werden. Eine hohe Lebensdauer, Wirtschaftlichkeit und Zuverlässigkeit sind wesentliche Aspekte bei Getrieben. Die gebräuchlichsten Wirkprinzipien der Leistungsübertragung sind [6]:

- Formschluss
- Kraftschluss
- Fluid-/Hydrodynamik
- Hydrostatik
- Elektrik

Es lässt sich anhand einer mechanischen Betrachtung bzw. einer Gesetzmäßigkeit ein Zusammenhang zwischen den einzelnen angeführten Wirkprinzipien erkennen [6]:

$$M = F_T r_w \quad (1)$$

Dieser Zusammenhang bringt das übertragene Moment mit der Tangentialkraft und dem Wirkradius in Verbindung. Es lässt sich erkennen, dass bei einer Änderung des Radius das Drehmoment oder die Tangentialkraft verändert wird. Der Drehzahl- bzw. Drehmomentwandlung liegt dieses Prinzip zu Grunde. Abbildung 7 zeigt schematisch dieses Grundprinzip mit unterschiedlichen Wirkradien am Ein- und Ausgang.

Unter Verwendung von Gl. 1 gilt, unabhängig von den Verlusten, für den (idealen) Formschlusses mit $F_{T1} = F_{T2}$:

$$M_2 = M_1 \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = M_1 i \quad (2)$$

Bei einer allgemeinen Betrachtung gilt dieser Zusammenhang aufgrund von Verlusten (Schlupf und Reibung) nicht mehr. Hier erweitert sich der Zusammenhang mit

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2}{M_1} i \quad (3)$$

zu

$$M_2 = M_1 \eta i \quad (4)$$

Woraus sich ableiten lässt, dass

$$M_2 \geq M_1 \quad (5)$$

ist.

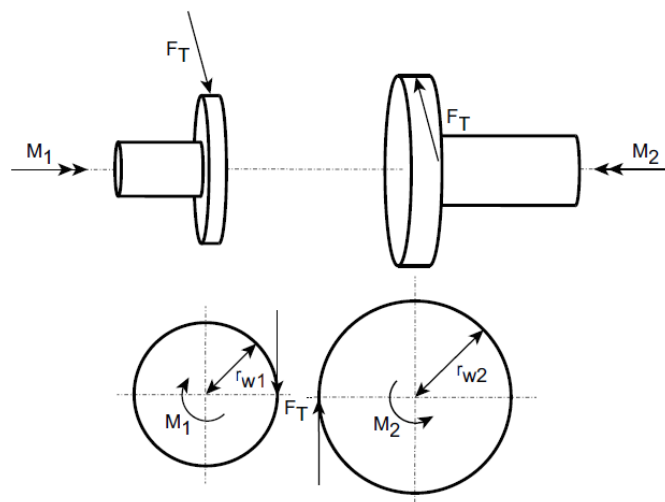


Abbildung 7: Prinzip der Drehmoment- bzw. Leistungsübertragung [6]

Tabelle 1: Tangentialkraft unterschiedlicher Wirkprinzipien [6]

Wirkprinzip	Tangentialkraft
Formschluss	Komponente einer Normalkraft, die zwischen zwei Flächen wirkt
Kraftschluss	Komponente einer Reibkraft, die zwischen zwei Flächen wirkt
Fluiddynamik	Komponente des an oder von einem Fluid (Massenstrom \dot{m}) übertragenen Impulses
Hydrostatik	Komponente der Kraft, die durch einen Druck auf eine Fläche wirkt
Elektrik	Komponente der durch den magnetischen Fluss gegebenen Kraft

Tabelle 1 zeigt eine vereinfachte Übersicht der möglichen Tangentialkräfte der verschiedenen Wirkprinzipien. Im Fall des idealen Formschlusses, d. h. ohne Berücksichtigung der Verluste, muss die Tangentialkraft des An- und Abtriebs gleich sein. In den anderen Fällen ist eine Variation zulässig. Tabelle 2 zeigt noch einige Beispiele zu den leistungsübertragenden Elementen mit den jeweiligen Wirkprinzipien. [6]

Tabelle 2: Leistungsübertragende Elemente und Getriebe nach Wirkprinzip [6]

Wirkprinzip	Leistungsübertragende Elemente und Getriebe
Formschluss	Stirnradstufen, Kegelradstufen, Planetenstufen, Differentiale
Kraftschluss	stufenlose Übersetzungssysteme (Umschlingungsgetriebe, Reibradgetriebe)
Fluiddynamik	Drehmomentwandler, DIWA-Getriebe
Hydrostatik	stufenloses Traktorgetriebe
Elektrik	Power-Split-Hybrid

Häufig werden die Elemente mit den unterschiedlichen Wirkprinzipien miteinander kombiniert, um die Anforderungen an Drehzahlen, Traglast und Bauraum erfüllen zu können.

2.1.1 Formschlüssige Kraftübertragung

Formschlüssige Verbindungen basieren auf einer Zahnradpaarung. Die Zähne greifen ineinander und übertragen eine Tangentialkraft und folglich ein Moment im Berührungspunkt. Zu den formschlüssigen Verbindungen zählen herkömmliche Stirnrad-, Kegelrad-, Planetengetriebe und Differentiale.

2.1.1.1 Stirnradstufe

Die gleichförmige Übertragung wird durch den konstanten Wirkradius R (bzw. r_w), den als ideal angenommen starren Körper und einer Evolventenverzahnung erreicht. Der Vorteil die-

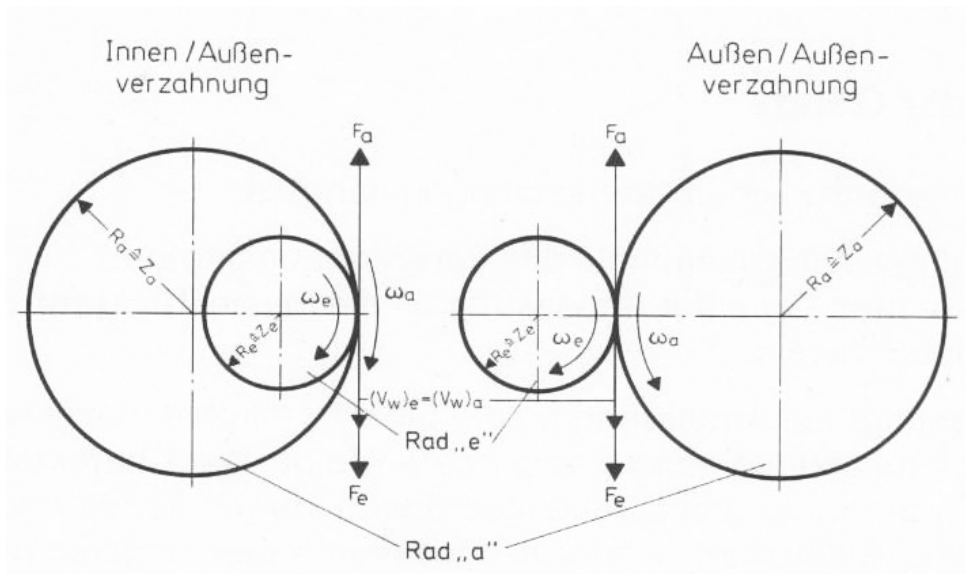


Abbildung 8: Prinzip einer einfachen Innen-/Außenverzahnung [7]

ser Verzahnungsart liegt darin, dass sie als einzige Profilform das Verzahnungsgesetz auch bei Achsabstandsänderungen, die durch Temperaturen, Deformationen oder Toleranzen verursacht werden, einhält. Sie ist die am weitesten verbreitete Zahnform und die einfachste Ausführung stellt die Stirnradstufe dar [6].

Aus Abbildung 8 ergeben sich folgende allgemeine Zusammenhänge für eine Verzahnung [7].

Die Umfangsgeschwindigkeiten im Wälzpunkt V sind größtmäßig gleich und zeigen in die selbe Richtung.

$$V_e = V_a \quad (6)$$

Für die Umfangsgeschwindigkeit gilt

$$V = \omega R \quad (7)$$

Daraus folgt

$$V_w = \omega_e R_e = \omega_a R_a \quad (8)$$

Wird

$$2R = mZ \quad (9)$$

berücksichtigt, ergibt sich mit Modulgleichheit von An- und Abtrieb ($m_e = m_a$) folgender Zusammenhang für das Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{n_e}{n_a} = \frac{\omega_e}{\omega_a} = \frac{R_a}{R_e} = \frac{m_a Z_a}{m_e Z_e} = \frac{Z_a}{Z_e} \quad (10)$$

Für eine Innen-/Außenverzahnung und Außen-/Außenverzahnung wird noch die Drehrichtung berücksichtigt:

Innen-/Außenverzahnung
gleiche Drehrichtung

$$i = \frac{n_e}{n_a} = \frac{\omega_e}{\omega_a} = \frac{R_a}{R_e} = \frac{Z_a}{Z_e} \quad (11)$$

Außen-/Außenverzahnung
entgegengesetzte Drehrichtung

$$i = \frac{n_e}{n_a} = -\frac{\omega_e}{\omega_a} = -\frac{R_a}{R_e} = -\frac{Z_a}{Z_e} \quad (12)$$

ω Winkelgeschwindigkeit	i Übersetzung
n Drehzahl	e Index Eingang
R Wälzkreisradius	a Index Ausgang
Z Zähnezah	$+$ gleiche Drehrichtung
m Modul	$-$ entgegengesetzte Drehrichtung
F Tangentialkraft	Drehrichtung
V Umfangsgeschwindigkeit	

Anhand dieser Gleichungen lässt sich somit zeigen, dass die Übersetzung durch Variation der Zähnezahlen erzielt werden kann. Ein wesentlicher Vorteil der Verzahnung besteht in der hohen Effizienz der Leistungsübertragung, sprich dem Wirkungsgrad. Für den Wirkungsgrad ergibt sich [7]:

$$\eta = \frac{P_a}{P_e} = \frac{M_a \omega_a}{M_e \omega_e} \quad (13)$$

η Wirkungsgrad	M Drehmoment
P Leistung	

Im Wälzpunkt der Verzahnung sind die übertragenen Kräfte bis auf Verluste gleich groß und entgegengesetzt. [7]

$$\eta F_e = F_a \quad (14)$$

2.1.1.2 Kegelhäder

Kegelhäder sind Stirnradstufen, wobei die Achsen der Häder einen beliebigen Winkel Σ einschließen. Kegelhäder sind in Differentialgetrieben (Umlaufgetriebe) weit verbreitet, wobei sie auch in Helikoptergetrieben (Haupt- und Heckrotorgetriebe) Anwendung finden. Als Bauform können diese als Gerad-, Schräg-, Spiral- oder Hypoidverzahnung vorliegen. [6]

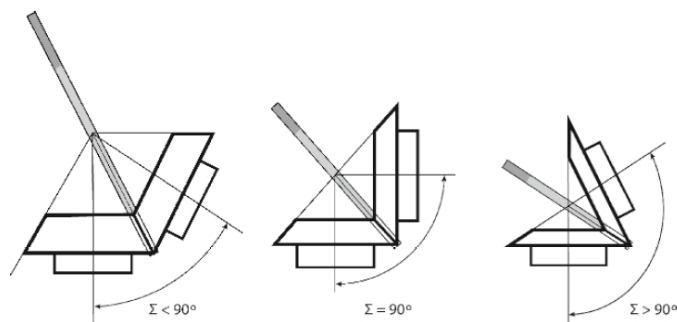


Abbildung 9: Achswinkel Kegelhäder [8]

2.1.1.3 Planetengetriebe

Planetengetriebe gehören wie Differentialgetriebe zu den Umlaufgetrieben. Ein Planetensatz besteht immer aus drei koaxial angeordneten Wellen. Diese Wellen teilen sich in ein Sonnen- und ein Hohlrad sowie mehreren Planetenrädern, die um die Sonne kreisen, auf. Aufgrund dieser Anordnung ergibt sich der Name Planetengetriebe. Die Planeten sind auf einem Träger (auch Steg genannt) montiert, der die dritte Welle darstellt. Abbildung 10 zeigt den schematischen Aufbau eines einfachen Planetensatzes. [5]

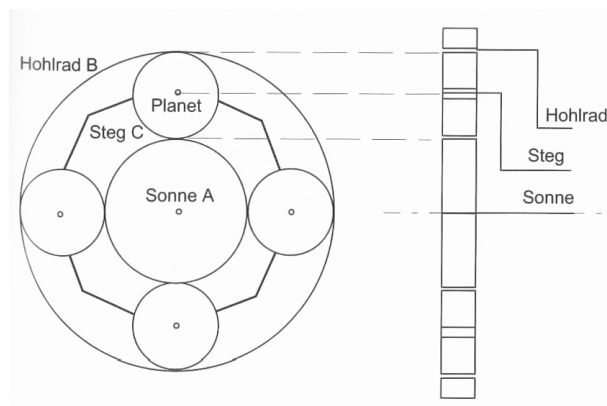


Abbildung 10: Aufbau eines einfachen Planetensatzes [5]

Das Charakteristikum dieser Anordnung besteht darin, dass die Wellen unterschiedliche Drehzahlen aufweisen können: je nach Vorgabe zweier Drehzahlen, ergibt sich daraus die Dritte. Wenn ein Rad fixiert wird, ergibt sich eine bestimmte Übersetzung zwischen den beiden verbleibenden frei drehenden Wellen ($F = 1$). Die Standübersetzung ist eine konstruktive Größe, die sich für jede Bauform aus dem Zähnezahlenverhältnis vom kleinen zu großem Zentralrad, bei festgehaltenem Steg, ergibt. Bei Planetengetrieben sind mehrere Nutzungsmöglichkeiten gegeben [9]:

Übersetzungsgetriebe Planetengetriebe mit Freiheitsgrad $F = 1$ (eine konstruktiv stillgesetzte Zentralradwelle, Zweiwellengetriebe)

Planetenschaltgetriebe Planetengetriebe, dessen Gesamtübersetzung durch äußeren Eingriff (Bremsen und/oder Kupplungen) in Stufen geändert werden kann

Überlagerungsgetriebe Planetengetriebe mit einem Freiheitsgrad $F \geq 2$ zur Überlagerung von Drehzahlen oder Leistungen, es drehen sich drei Anschlusswellen (Dreiwellengetriebe, Differentialgetriebe, Sammelgetriebe, Verteilgetriebe, Ausgleichsgetriebe)

Alle in Tabelle 3 aufgelisteten Drehzahlverhältnisse (6+1) einfacher Planetensätze können mithilfe der Willis-Gleichung ermittelt werden [10]:

$$n_1 - i_0 n_2 - (1 - i_0) n_S = 0 \quad (15)$$

n	Drehzahl	1	Index treibendes Rad
i_0	$:= \frac{n_1}{n_2} \Big _{Steg, fest}$	2	Index getriebenes Rad
	Standübersetzung	S	Index Planetenträger (Steg)

Abhängig von der fixierten Welle, in Kombination mit der Wahl des Ein- und Ausgangs, ergeben sich nach Tabelle 3 folgende Übersetzungsbereiche.

Tabelle 3: Übersetzungsbereiche einfacher Planetengetriebe (der Index neben dem Winkelgeschwindigkeitsverhältnis in der ersten Spalte bezeichnet das fixierte Rad) mit $i = \frac{n_{Antrieb}}{n_{Abtrieb}}$, A Sonne, B Hohlrad, C Steg [7], [10]

	Antrieb	Abtrieb	Fest	Übersetzung $i = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$	Normalbereich
$\frac{\omega_A}{\omega_B} C$	Sonne	Hohlrad	Steg	$i = i_0$	$-4 \leq i \leq -1.5$
$\frac{\omega_B}{\omega_A} C$	Hohlrad	Sonne	Steg	$i = \frac{1}{i_0}$	$-0.67 \leq i \leq -0.25$
$\frac{\omega_A}{\omega_C} B$	Sonne	Steg	Hohlrad	$i = 1 - i_0$	$2.5 \leq i \leq 5$
$\frac{\omega_C}{\omega_A} B$	Steg	Sonne	Hohlrad	$i = \frac{1}{1 - i_0}$	$0.2 \leq i \leq 0.4$
$\frac{\omega_B}{\omega_C} A$	Hohlrad	Steg	Sonne	$i = 1 - \frac{1}{i_0}$	$1.25 \leq i \leq 1.67$
$\frac{\omega_C}{\omega_B} A$	Steg	Hohlrad	Sonne	$i = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_0}}$	$0.6 \leq i \leq 0.8$
	Blockumlauf des Planetensatzes (2 von 3 Wellen gekoppelt)			$i = 1$	

Abbildung 11 zeigt die Übersetzungen, Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse nach einer grafischen Methode (Kutzbachplan).

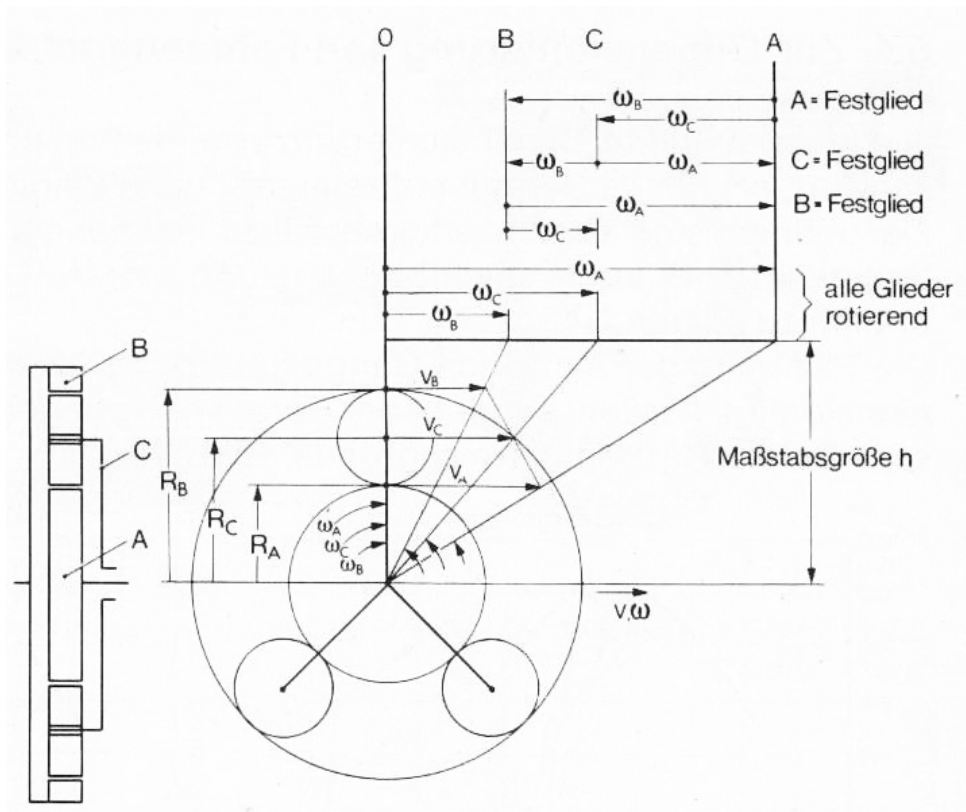


Abbildung 11: Übersetzungen von Planetengetrieben, Kutzbachplan [7]

Planetensätze teilen die Leistung auf viele Pfade, entsprechend der Anzahl der Planeten, auf. Gleichzeitig ist das Gewicht gering, wodurch sich eine hohe spezifische Leistung ergibt. Die Drehmomente eines einfachen Planetensatzes müssen folgendes Gleichgewicht einhalten [7]:

$$M_A + M_B + M_C = 0 \quad (16)$$

Mit

$$\frac{M_A}{z_A} = \frac{M_B}{z_B} \quad (17)$$

und

$$\frac{M_B}{z_B} = -\frac{M_C}{z_B + z_A} \quad (18)$$

ergibt sich ([5])

$$\frac{M_C}{M_B} = -\left(1 + \frac{z_A}{z_B}\right) \quad (19)$$

M Drehmoment

z Zähnezahl

Es lässt sich erkennen, dass der Planetensatz das Momentengleichgewicht erfüllen muss. Wenn ein Moment vorgegeben ist, sind die beiden anderen bestimmt – unabhängig von der Drehzahl. Diese Zusammenhänge können auch anhand des Wolf'schen Schemas abgelesen werden.

Abbildung 12 zeigt ein solches Schema zur Bestimmung der Drehmomente. [5]



(a) Wolf'sches Schema, mit Drehmomente und Zähnezahlen

(b) Wolf'sches Schema in allgemeiner Form, mit Drehmomente und Zähnezahlverhältnis u

Abbildung 12: Anwendung des Wolf'schen Schemas zur Drehmomentbestimmung [5]

Der Kreis stellt das Planetengetriebe dar. Sonne und Hohlräder werden mit einer Linie gekennzeichnet, die am Kreis endet. Der Steg wird mit einer Linie, die in den Kreis ragt, dargestellt. Weiters wurden die Begriffe Summen- und Differenzwellen eingeführt. Die Summenwelle ist jene der drei Wellen eines einfachen Planetengetriebes, die das betragsmäßig größte Drehmoment überträgt. Diese wird durch eine weitere Linie im Schema symbolisiert. Im Gegensatz dazu, bilden die beiden verbleibenden Wellen die Differenzwellen. Der Begriff ergibt sich daraus, dass sie das nicht betragsmäßig größte Drehmoment aufweisen und die negative Summe beider Momente abgeben. [9]

2.1.2 Kraftschlüssige Übertragung

Die Übersetzungsvariation der formschlüssigen Kraftübertragung während des Betriebs gestaltet sich schwierig. Die Form der Zahnräder ist durch die Radien festgelegt und somit lassen sich nur wenige Übersetzungen realisieren. Durch Hintereinanderschalten mehrerer Stufen bzw. Planetensätze unter Verwendung von Kupplungen und/oder Bremsen können unterschiedliche – wenn auch nur fixe – Übersetzungen bewerkstelligt werden. Trotz des bestechenden Wirkungsgrades und der häufigen Nutzung der formschlüssigen Verbindungen wird die Technologie der stufenlosen Änderung der Wirkradien mittels Kraftschluss ebenso weiterentwickelt. Nach Tabelle 2 zählen zu den kraftschlüssig leistungsübertragenden Elementen die Umschlingungs- und Reibrad- bzw. Wälzgetriebe (Prinzipdarstellung in Abbildung 13).

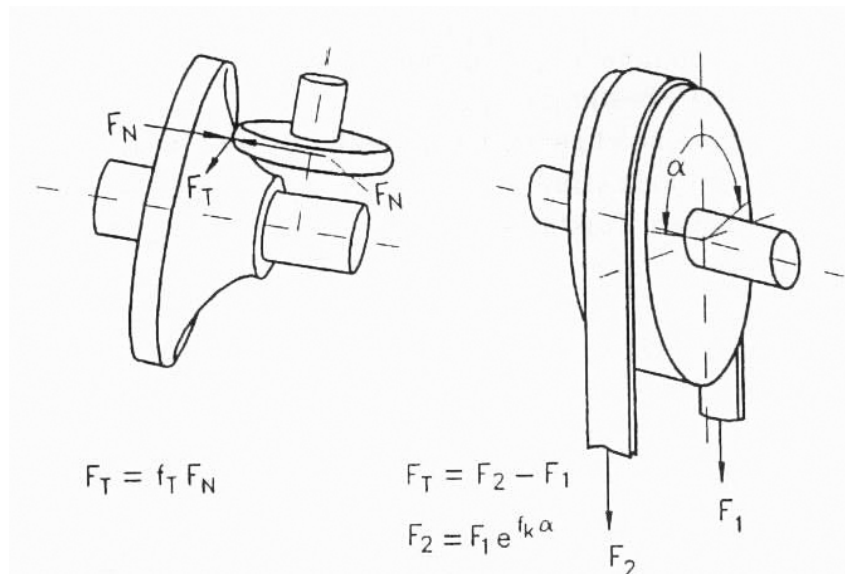


Abbildung 13: links: Abwälzprinzip (Reibradgetriebe), rechts: Umschlingungsprinzip (Riementriebe); F_T Traktionskraft, F_N Normalkraft, F_1 und F_2 Trumkräfte, f_T Traktionskoeffizient, f_k Reibkoeffizient, α Umschlingungswinkel, $e^{f_k \alpha}$ Verstärkungsfaktor durch Umschlingung [11]

2.1.2.1 Reibrad- bzw. Wälzgetriebe

Im Abwälzvorgang von Ein- und Ausgang bildet sich bei Reibrad- und Wälzgetrieben theoretisch nur ein Kontaktpunkt aus. Bei Kraftschluss ist die an diesem Punkt maximal übertragbare Traktionskraft (Umfangskraft) F_T , die über den Hebelarm R das Drehmoment $M = F_T R$ bildet, der Normalkraft F_N (Anpresskraft) und dem Reibkoeffizienten f_k proportional. Der Reibkoeffizient wird bei ölgeschmierten Getrieben meist als Traktionskoeffizient f_T bezeichnet, da sich die Wälzpunkte nicht direkt berühren. Die Kräfte werden über Scherung des Ölfilms auf den Ausgang übertragen. Aufgrund der Schmierung liegt Misch- bis viskose Reibung zwischen den Wälzkörpern vor. Es ergeben sich für Kraftschluss eines einfachen Reibradgetriebes folgende Gleichungen und Bedingungen: [11]

$$F_T \leq f_T F_N \quad (20)$$

$$M = F_T R \quad (21)$$

$$\mu = \frac{M_a}{M_e} = \frac{R_a F_a}{R_e F_e} \quad (22)$$

$$\nu = \frac{\omega_a}{\omega_e} \quad (23)$$

$$\eta_W = \frac{P_a}{P_e} = \frac{M_a \omega_a}{M_e \omega_e} = \mu \nu \quad (24)$$

R	Wälzkreisradius	μ	Drehmomentverhältnis Aus- zu Eingang (entspricht der Wandlung)
F_T, F	Tangential-/Umfangskraft	ν	Drehzahlverhältnis Aus- zu Eingang
F_N	Normal-/Anpresskraft	η_W	Leistungsverhältnis Aus- zu Eingang (Wandlerwirkungsgrad)
f_T	Traktionskoeffizient	e	Index Eingang
M	Drehmoment	a	Index Ausgang
P	Leistung		
ω	Winkelgeschwindigkeit		

Gleichung (20) muss erfüllt werden, sodass das Produkt $f_T F_N$ größer ist als die Tangentialkraft F_T , ansonsten würde unerwünschter Schlupf entstehen. Für eine stufenlose Änderung der Wandlung μ (Gl. (22)), muss eine stufenlose Veränderung des Wirkradius R unter Last im Kontaktpunkt durchgeführt werden. Die Wandlung mittels Kraftschluss unterliegt einer Reihe von Problemen [11]:

- Die Baugröße ist dem Drehmoment proportional und wird von der möglichen Umfangskraft F_T bestimmt.
- Das Produkt $f_T F_N$ soll möglichst hoch sein.
- Das Produkt $f_T F_N$ ist bei Paarungen mit niedrigem Traktionskoeffizient (z. B. Stahl auf Stahl unter Öl) größer als bei Paarungen mit hohem Traktionskoeffizient (z. B. Gummi auf Stahl).
- Kleine Traktionskoeffizienten erfordern hohe Normalkräfte. Diese Normalkräfte sind Blindkräfte, die keine Arbeit leisten, aber Beanspruchung und Baugröße beeinflussen. Es müssen extrem steife Bauteile verwendet werden.
- Im Kontaktpunkt treten Verformung und Schlupf auf, die beide den Wirkungsgrad beeinflussen.
- Die aus Verlusten entstehende Wärme muss entsprechend abgeführt werden, um die Temperaturen der Wälzkörper und des Öls zu begrenzen.

2.1.2.2 Umschlingungsgetriebe

Abbildung 14 zeigt eine beispielhafte Darstellung eines Umschlingungsgetriebes mit einem Keilriemen. Es besteht aus einem treibenden (Eingang) und einem getriebenen (Ausgang) Rad. Die Leistungsübertragung zwischen den Rädern erfolgt über Reibung. Kraftschluss tritt nur an den Stellen auf, an denen das Band seitlich im Kontakt mit den Rädern steht. Die Drehzahlvariation basiert auf dem gleichen Prinzip wie die Reibradgetriebe – durch Veränderung der Wirkradien. Durch kontinuierliche Variation der Radien lässt sich eine stufenlose Drehzahländerung realisieren. Die Variation der Radien zwischen R_{min} und R_{max} basiert in diesem Beispiel auf verstellbaren Kegelscheiben. Die Übersetzungsänderung erfolgt für beide Scheiben gleichzeitig und gegensinnig, damit das Umschlingungsband immer gespannt bleibt. Der Umschlingungswinkel α kann je nach Lage der Radien einen Wert zwischen $(\pi - 2\delta) \leq \alpha \leq (\pi + 2\delta)$ annehmen.

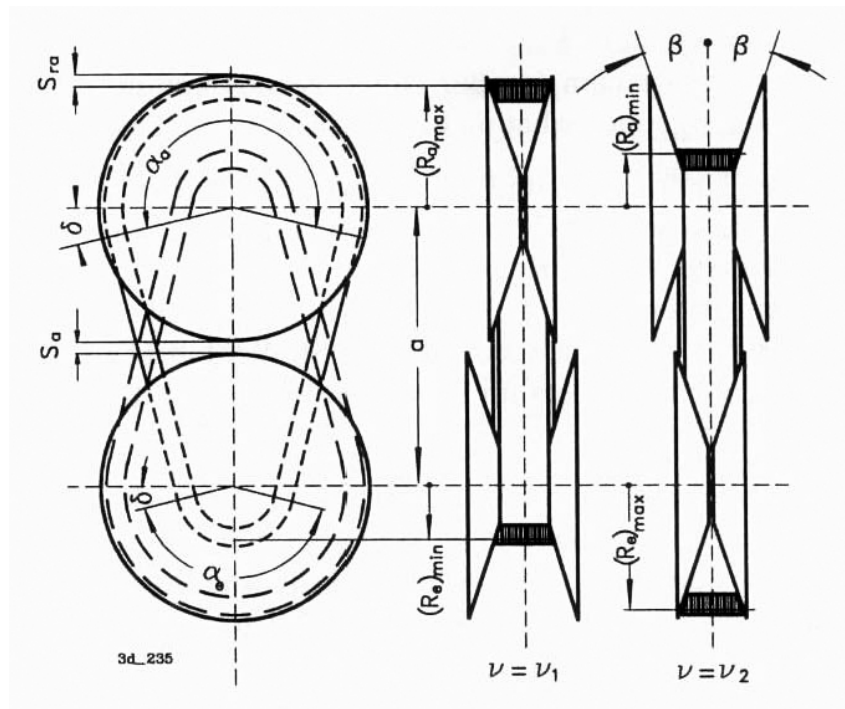


Abbildung 14: Keilriemenschlingungsvariator: a Achsabstand, $(R_{e,min})$ kleinster Wirkradius der treibenden Scheibe, $(R_{e,max})$ größter Wirkradius der treibenden Scheibe, $(R_{a,min})$ kleinster Wirkradius der getriebenen Scheibe, $(R_{a,max})$ größter Wirkradius der getriebenen Scheibe, S_a Luft zwischen den äußeren Scheibendurchmessern, S_{re} Abstand zwischen größtem Wirkradius und dem größten Scheibendurchmesser, α Umschlingungswinkel, β halber Scheibenöffnungswinkel, $2\delta = |\pi - \alpha|$, $(\nu)_{\eta=1} = \frac{R_a}{R_e}$ [11]

Wenn im Riementrieb kein Drehmoment übertragen wird, sind die beiden Riemenkräfte F_1 und F_2 gleich und entsprechen der Vorspannung. Erst durch Einleitung eines Moments auf die treibende Scheibe ist die Kraft des „Lasttrums“ größer als die des „Leertrums“: $F_2 > F_1$. Dem Keilriemen kommt der Umschlingungseffekt (der auch beim Flachriemen vorkommt) zu Gute, der durch die Keilwirkung noch erheblich verstärkt wird. Der Wandlungsbereich, ohne Berücksichtigung der Verluste ($\eta = 1$), ist somit das Produkt der Radienverhältnisse in den Grenzstellungen: [11]

$$I_{\eta=1} = \frac{\frac{(R_e)_{max}}{(R_a)_{min}}}{\frac{(R_e)_{min}}{(R_a)_{max}}} = \frac{(R_e R_a)_{max}}{(R_e R_a)_{min}} \quad (25)$$

Neben Keilriemen können noch weitere Bandformen (wie z. B. Flachriemen, Zahnriemen (formschlüssig)) und unterschiedliche Materialien (Elastomere, Metall,...) eingesetzt werden. [11]

2.1.3 Hydrodynamische Leistungsübertragung

Das hydrodynamische Wirkprinzip basiert auf Leistungsübertragung mittels Flüssigkeiten. Das wohl bekannteste Beispiel für ein Strömungsgetriebe ist der hydrodynamische Drehmomentwandler. Dieser ist auch bekannt als Föttinger-Wandler (benannt nach seinem Erfinder Hermann Föttinger) bzw. Trilok-Wandler. Der grundsätzliche Aufbau dieser Strömungsmaschinen besteht aus einem Pumpen- und Turbinenrad. Das Pumpenrad nimmt die mechanische Leis-

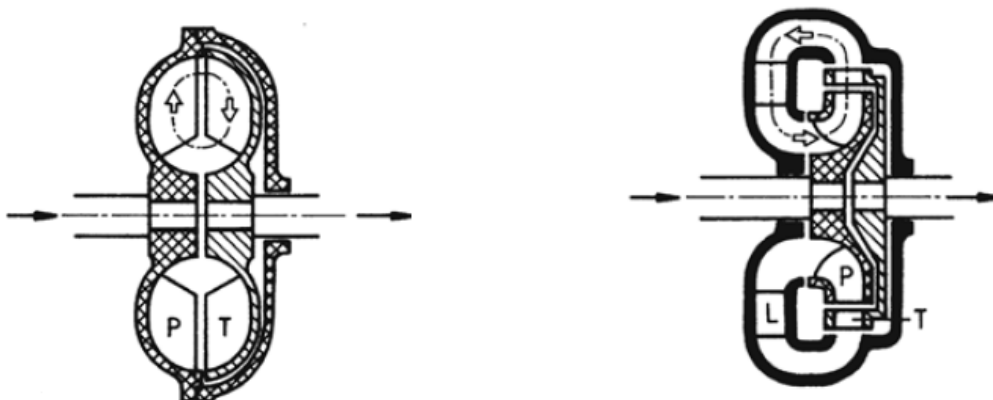
tung der Antriebsmaschine auf und beschleunigt einen Ölmassenstrom. Aus diesem Massenstrom entnimmt das Turbinenrad mechanische Leistung. Die Beschleunigung entspricht dem Differenzbetrag zwischen der Eintrittsgeschwindigkeit c_{U1} und der Austrittsgeschwindigkeit c_{U2} aus dem Pumpenrad. Über die Euler'sche Turbinengleichung ergibt sich ein Zusammenhang zwischen hydraulischer Energie und Rotationsenergie (mechanisches Moment) [5], [11]:

$$M = \dot{m}[(r_2 c_{U2}) - (r_1 c_{U1})] \quad (26)$$

\dot{m} Massenstrom ($= \dot{V}\rho$)	U Index Umfangskomponente
c (Absolut-) Geschwindigkeit	1 Index Schaufelradeintritt
r Radius	2 Index Schaufelradaustritt

Der Kraftaustausch zwischen Schaufelrad und der Flüssigkeit erfolgt durch eine Änderung des Impulses. Der in Umfangsrichtung wirkende Anteil der Impulsänderung ergibt die Umfangskraft, die das Drehmoment bestimmt [11]. Die Drehmomentwandlung hängt somit von der Differenz zwischen Pumpen- und Turbinendrehzahl ab.

Die hydrodynamische bzw. Föttinger-Kupplung (Abbildung 15a), bestehend aus Pumpen- und Turbinenrad, stellt den einfachsten Aufbau dar. Damit das Momentengleichgewicht der hydrodynamischen Kupplung erhalten bleibt, muss das Moment an der Turbine (Index T) gleich dem Moment am Pumpenrad (Index P) sein ($M_T = M_P$). Daher wird kein Drehmoment gewandelt. Es ist nur eine Anpassung der Drehzahl, solange eine Drehzahldifferenz vorliegt, möglich.



(a) Föttinger Kupplung

(b) Föttinger Wandler

Abbildung 15: Prinzip der Föttinger Kupplung und des Wandlers: kreuzweise schraffiert: mit der Eingangswelle umlaufend (P Pumpenrad), einfach schraffiert: mit der Ausgangswelle umlaufend (T Turbinenrad), schwarze Bereiche: feststehende Komponenten (L Leitrad) [12]

Erst durch Einführung eines zusätzlichen feststehenden Rades, dem Leitrad, kann eine Drehzahl- und Drehmomentwandlung erreicht werden. Der Ölstrom stützt sich am Leitrad ab und erhöht

aufgrund eines entstehenden Rückstaus das Moment am Turbinenrad. Damit das Momentengleichgewicht erneut erfüllt ist muss $M_T = M_P + M_L$ (Index L für Leitrad) gelten. Dieser Aufbau wird in Abbildung 15b dargestellt.

Eine Kombination aus hydrodynamischer Kupplung und Drehmomentwandler stellt der Trilok-Wandler dar. Im Aufbau besteht er ebenfalls aus Pumpe, Turbine und Leitrad. In dieser Anordnung stützt sich das Leitrad auf einem Freilauf ab. Solange $M_T > M_P$ gilt, steht das Leitrad still und wandelt das Drehmoment. Sobald $M_T = M_P$ gilt, gibt der Freilauf das Leitrad frei und der Wandler arbeitet als Kupplung. [12]

Als Strömungsmedium wird zumeist Öl verwendet, da das Getriebe dadurch gleichzeitig geschmiert wird und praktisch verschleißfrei arbeiten kann. Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Strömungsmaschinen liegt darin, dass das Strömungsmedium Stöße und Schwingungen dämpft. Pumpe und Turbinenrad sind auf kleinstmöglichem Raum nebeneinander angeordnet. Dadurch sinken die Reibungsverluste enorm und es können Wirkungsgrade von 97 % bis 98 % erreicht werden [12].

Die hydrodynamischen Getriebe werden meist als Anfahrhilfe verwendet. Die Regelbarkeit dieser Getriebe ist durch die Konstruktion beschränkt und damit schwer realisierbar. Es gibt jedoch die Möglichkeit Wandler über unterschiedliche Füllungen und Stellwandler stufenlos zu variieren. Im Falle der Stellwandler werden verstellbare Pumpen- oder Leitrad-schaufeln, wie in Abbildung 16 gezeigt, verwendet.

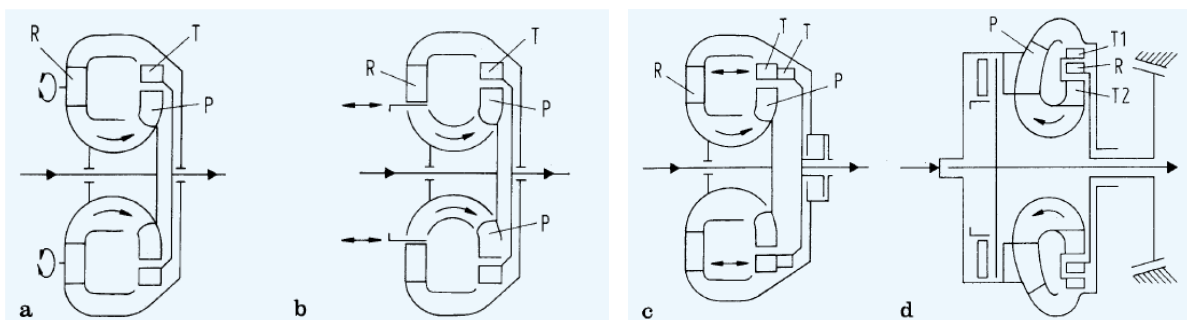


Abbildung 16: Stell- und Schaltwandler: (a) mit Leitschaufelverstellung, (b) mit Ringschieber, (c) mit axial verstellbarer Turbine (Ausrückturbine), (d) mit festbremsbarem Leitrad [13]

2.1.4 Hydrostatische Leistungsübertragung

Hydrostatische Getriebe fallen wie die hydrodynamischen Getriebe in die Gruppe der hydraulischen Getriebe. Der wesentliche Unterschied liegt darin, dass hydrostatische Getriebe mit Öldruck arbeiten. Bei hydrodynamischen Getrieben spielt der Volumenstrom und die Geschwindigkeit eine entscheidende Rolle. Bei den hydrostatischen Getrieben ist der Volumenstrom sehr klein und somit zweitrangig. Diese Getriebe können weiters sehr genau und exakt geregelt werden. Hydrodynamische Getriebe lassen sich im Gegensatz dazu nur schwer regeln. [5]

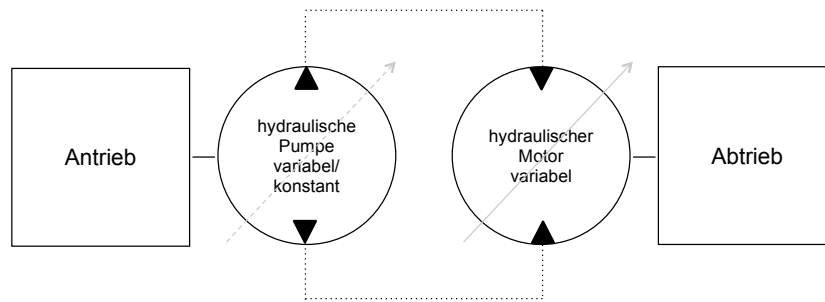


Abbildung 17: Prinzipbild eines hydrostatischen Getriebes [5]

Abbildung 17 zeigt schematisch das Prinzip der hydrostatischen Getriebe. Dieses besteht grundsätzlich aus einer Ölpumpe und einem Ölmotor, die beide über eine Hoch- und Niederdruckleitung miteinander verbunden sind. Das Medium kann prinzipiell gasförmig oder flüssig sein, vorwiegend wird jedoch Hydrauliköl verwendet. Um eine Regelung der Drehzahl und des Drehmoments zu ermöglichen, muss zumindest der Motor verstellbar sein. [5]

Die dem Wirkprinzip zugrunde liegenden Gleichungen sind [11]:

$$V_x = xV_H \quad (27)$$

$$\dot{V}_{\text{öl}} = \frac{xV_H\omega}{2\pi} = \frac{P_{\text{öl}}}{\Delta p_{\text{öl}}} \quad (28)$$

$$\Delta p_{\text{öl}} = (p_{\text{öl}})_d - (p_{\text{öl}})_s \quad (29)$$

$$P_{\text{öl}} = \Delta p_{\text{öl}} \dot{V} = \Delta p_{\text{öl}} x V_H \frac{\omega}{2\pi} \quad (30)$$

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{\Delta p_{\text{öl}} x V_H}{2\pi} \quad (31)$$

M	Drehmoment in Nm	$\dot{V}_{\text{öl}}$	Förderstrom/Pumpenvolumen in $\frac{m^3}{s}$
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\Delta p_{\text{öl}}$	Differenz Öldruck in Pa
V_H	Hubvolumen in $\frac{m^3}{U}$	$(p_{\text{öl}})_d$	Wirkdruck in Pa der Hochdruckleitung
x	Stellfaktor	$(p_{\text{öl}})_s$	Wirkdruck in Pa der Niederdruckleitung
V_x	variables Hubvolumen in $\frac{m^3}{U}$	$P_{\text{öl}}$	(hydraulische) Leistung in W

Durch die Änderung des Fördervolumens bzw. die Änderung des Schwenkwinkels z. B. einer Schrägscheiben- oder Schrägachsenpumpe kann eine stufenlose Drehzahländerung realisiert werden. Eine Drehrichtungsumkehr ist ebenfalls möglich. Ein Nachteil dieses Konzepts ist, der schlechte Wirkungsgrad, der bei etwa 90 % liegt. [5]

2.1.5 Elektrische Leistungsübertragung

Ein elektrisches Getriebe besteht aus einem von der Antriebsmaschine angetriebenen Generator, der Strom erzeugt. Über einen Stromrichter wird der erzeugte Strom umgeformt und dadurch ein Elektromotor angetrieben. Es wird ein Drehmoment und eine Drehzahl an den Abtrieb abgegeben. Dieser Aufbau wird in Abbildung 18 gezeigt.

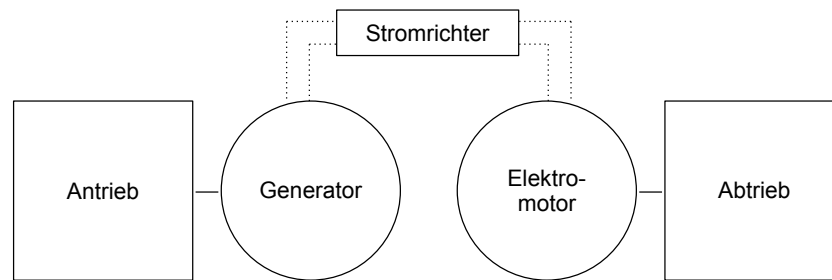


Abbildung 18: Prinzipbild eines elektrischen Getriebes [5]

Elektrische Antriebe sind sehr gut regelbar und quasi verschleißfrei. Basierend auf der Wechselwirkung zwischen magnetischem Feld und einem elektrischen Leiter gelten unter der Verwendung der elektrischen Größen für Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit folgende Grundgleichungen [11]:

$$M_E = k\Phi I_A \quad (32)$$

$$\Phi = \frac{B\pi D_i l_i}{2p} \quad (33)$$

$$E_A = k\Phi\omega \quad (34)$$

mit dem Faktor

$$k = \frac{zp}{a2\pi} \quad (35)$$

Für die Klemmenspannung gilt

$$U_A = k\Phi\omega \pm R_A I_A \quad (36)$$

Für die elektrische Leistung bei Gleichstrommaschinen (DC) gilt

$$P_{E,DC} = U_A I_A \quad (37)$$

Für die Wechselstromleistung (AC) muss noch die Phasenverschiebung φ berücksichtigt werden.

$$P_{E,AC} = U_A I_A \cos \varphi \quad (38)$$

Die elektrische Leistung stellt beim Generator Ausgangs- und für den Elektromotor Eingangsleistung dar. Mit Gl. 32, unter Berücksichtigung der Gleichheit beider Ströme nach dem Ge-

nerator und vor dem Motor, ergibt sich für die Drehmomentwandlung

$$\mu_W \approx \frac{M_{E,mot}}{M_{E,gen}} = \frac{k\Phi_2}{k\Phi_1} \quad (39)$$

Durch eine Veränderung der magnetischen Felder der Elektromaschinen kann eine Variation der Drehmomente erreicht werden.

M_E	elektrisches Drehmoment	$2a$	Anzahl der parallel geschalteten Wicklungen
Φ	magnetischer Fluss	U_A	Klemmenspannung
B	Induktion	R_A	Ankerwiderstand
$\pi D_i l_i$	von den Kraftlinien durchsetzte Fläche	P_E	elektrische Leistung
ω	Winkelgeschwindigkeit	$+$	Motorbetrieb
E_A	elektromotorische Kraft im Anker	$-$	Generatorbetrieb
I_A	Ankerstrom	A	Index Anker
z	Anzahl Wicklungen	1	Index Motor
p	Anzahl Polpaare	2	Index Generator

In einem elektrischen Getriebe können unterschiedliche Bauarten der E-Getriebe verwendet werden. Es eignen sich

- Gleichstrom-Maschinen
 - Haupt- oder Reihenschluss
 - Nebenschluss, eigen- oder fremderregt
 - Verbund
- Wechsel- und Drehstrom-Maschinen
 - Synchronläufer
 - Asynchronläufer

Die Anwendbarkeit ist immer von der Aufgabenstellung an die E-Maschinen abhängig. Nachteilig ist, dass die Kombination aus Generator, Stromrichter und Motor teuer ist und viel Bauraum benötigt wird. Grundsätzlich muss kein Generator vorhanden sein. Stattdessen kann die Energie für den Elektromotor auch aus einer Batterie oder einem anderen Speicher bezogen werden. In diesem Fall handelt es sich dann um einen Hybridantrieb. [5], [11]

Basierend auf diesen Prinzipien werden im nächsten Kapitel unterschiedliche Getriebetechnologien vorgestellt.

Kapitel 3

Technologien

Der Fahrzeugbereich bietet eine große Vielfalt an ausgeführten Getriebebeispielen, die auf den in Kapitel 2 vorgestellten Prinzipien basieren. Fahrzeuge sind aus unserem Alltag nicht mehr wegzudenken. 2014 gab es mehr als 1,2 Mrd. Fahrzeuge auf den Straßen weltweit [14]. Die steigenden Ansprüche an die Technologien wirken sich auf alle Bereiche der Fahrzeuge aus - auch auf die Getriebe. Der Wunsch nach mehr Effizienz, geringstem Verbrauch und niedrigsten Emissionen treiben die Entwicklungen voran.

Nicht nur der Fahrzeugmarkt bietet eine breite Vielfalt an Einsatzmöglichkeiten für Getriebe. Auch im Bereich der Energieerzeugung mit Windrädern oder in kleineren Industrieanwendungen kommen Getriebe zum Einsatz. Das Einsatzspektrum der Getriebe ist breit gefächert und anhand dessen sollen nachfolgende Überlegungen zeigen, ob diese Konzepte auch für Hubschrauber geeignet sind.

In diesem Kapitel werden ausgeführte Getriebe aus unterschiedlichen Bereichen beschrieben. Abbildung 19 teilt die Getriebe nach ihrem Übersetzungsvermögen ein. In Abbildung 20 sind stufige Getriebe nach Kraftübertragungsverhalten im Schaltvorgang eingeteilt. Abbildung 21 charakterisiert die stufenlosen Getriebe nach ihren zugrunde liegenden Wirkprinzipien (Kapitel 2).

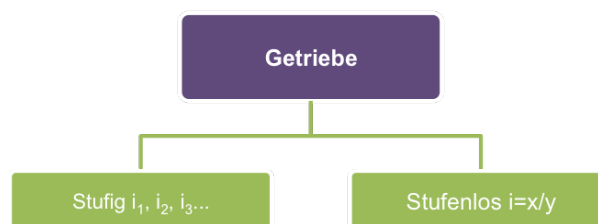


Abbildung 19: Einteilung von Getrieben [15], [5]

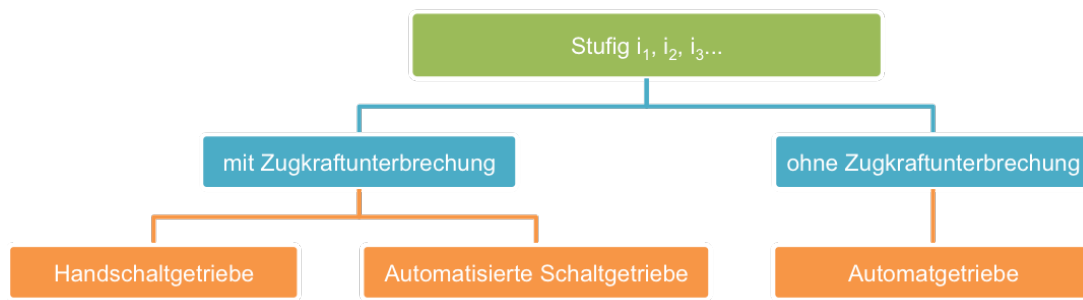


Abbildung 20: Einteilung von stufigen Getrieben [15], [5]

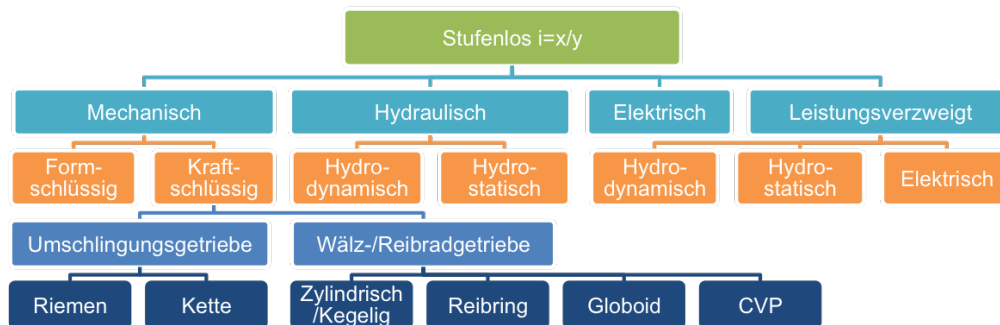


Abbildung 21: Einteilung von stufenlosen Getrieben [15], [5]

Personen- und Lastkraftwagen besitzen in der Regel Stufengetriebe. Die Übersetzung erfolgt formschlüssig mittels Zahnrädern. Die Konzepte unterscheiden sich in ihrem Anfahrlement, das die Funktion der Drehzahlübertragung inne hat, und der Art der Schaltung zwischen den Übersetzungen. Der Wechsel der Übersetzungen kann mit oder ohne Zugkraftunterbrechung realisiert werden. Wenn die Zugkraft unterbrochen wird, werden die Getriebe als Schaltgetriebe bezeichnet. Im Gegensatz dazu, ohne Unterbrechung sind dies Automatgetriebe. [5]

3.1 Stufige Getriebe

3.1.1 Schaltgetriebe

Viele der nachfolgenden beschriebenen Schaltgetriebe benötigen Anfahrlemente. Diese stellen immer eine Verbindung zum Motor her. Die am häufigsten verwendete Bauweise ist die trockenlaufende Reibkupplung. Mit dieser Kupplung, die durch den Fahrer aus- und eingerückt werden kann, werden die Schwingungen des Motors gedämpft und die Drehzahl übertragen.

Stufensprünge können nur durch eine Synchronisation der Motordrehzahl durchgeführt werden. Der Wechsel zwischen zwei Übersetzungen hat eine Drehzahländerung des Motors zur Folge. Es ist also nötig, die Komponenten der Zahnradstufe des eingelegten Ganges an die neue Drehzahl anzupassen. Dies kann auf zwei Arten geschehen. Zum einen kann sich die Drehzahl nach dem Öffnen der Kupplung alleine aufgrund der inneren Reibung reduzieren oder durch zusätzliche Energiezufuhr erhöhen. Dies wird als Zwischengas bezeichnet. Die zweite, modernere Variante verwendet Synchronelemente, die durch Reibung die Getriebeteile beschleunigt oder verzögert. Bei Schaltgetrieben kommen häufig sogenannte Schaltmuffen mit Synchronringen zum Einsatz. [5]

Es gibt zwei unterschiedliche Bauarten der Schaltgetriebe. Zum einen gibt es die koaxiale Bauweise (Vorgelegebauweise, Abbildung 22a), bei der Ein- und Ausgang in einer Linie angeordnet sind und zum anderen den Front-Quer-Einbau (Abbildung 22b). Bei dieser Bauart kann man keinen direkten Gang realisieren, jedoch wird aber pro geschaltetem Gang nur eine Verzahnung benötigt. [5]

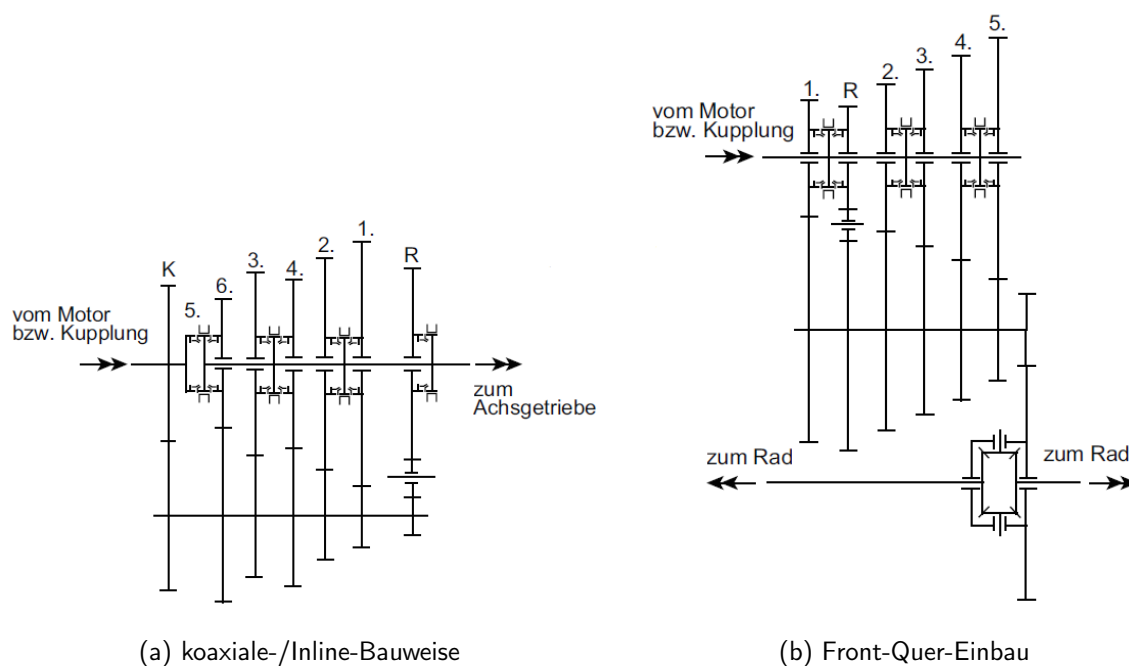


Abbildung 22: schematische Darstellung der Bauweisen der Schaltgetriebe [6]

Schaltgetriebe bieten generell einen einfachen Aufbau bei geringsten Kosten und Verlusten.

3.1.1.1 Schaltgetriebe in Nutzfahrzeugen

Eine wirtschaftliche Auslegung der LKW-Getriebe bedingt eine hohe Anzahl an Schaltstufen. Viele LKWs besitzen in etwa 16 Gänge. LKWs weisen ein geringeres Leistungsgewicht im Gegensatz zu PKWs auf, deshalb ist es notwendig immer die optimale Übersetzung für jede befahrene Steigung einzuhalten. Deshalb wählt man eine sehr enge Gangabstufung.

In Nutzfahrzeugen (z. B. Lastkraftwagen) kommen meist Gruppengetriebe (Abbildung 23) vor. Es unterteilt sich in eine Vorschalt- und Nachschaltgruppe mit einem dazwischen liegenden Hauptgetriebe. Anhand dieser Anordnung ergeben sich die 16 Gänge mit maximal acht Zahnradstufen. Dieses Prinzip kann beliebig erweitert werden und der erforderliche Bauraum hält sich ebenfalls in Grenzen. [5]

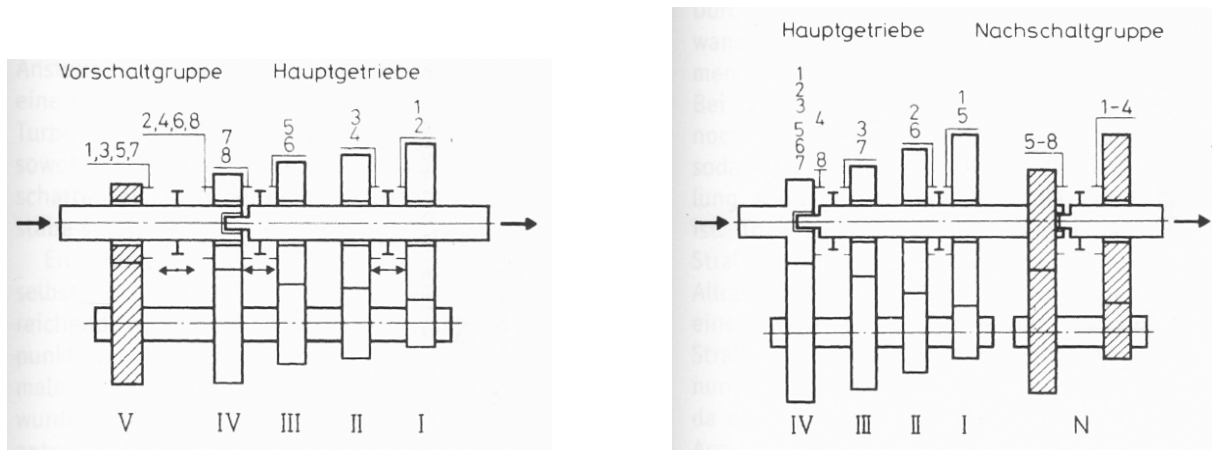


Abbildung 23: Gruppengetriebe [5]

In Nutzkraftfahrzeugen können noch weitere Bauformen zum Einsatz kommen (Abbildung 24). Vor allem der Marktanteil bei automatisierten Klauen- und Synchrongetrieben nimmt aufgrund des hohen Bedienkomforts und der Fahrerentlastung zu. Die verfügbare Technologie zu akzeptablen Kosten trägt auch zur Steigerung bei.

Getriebebauart	Klauengetriebe	Synchrongetriebe	Automat. Schaltgetriebe	Wandlerschaltkupplungsgetriebe WSK	Automatgetriebe
	MT	MT	AMT		AT
Gangzahl	6-9-12-16	5-6-9-12-16	6-10-12-16	6-16	4-7
Marktanteil, weltweit	Abnehmend	Hoch	Zunehmend	Sehr gering	Gering
Einsatzgebiete	Fernverkehr; Fahrzeuge außerhalb Europas	Nahverkehr; Fernverkehr in Europa	Nah- und Verteilerverkehr; Fernverkehr; Überland- und Reisebusse	Schwertransporter; Baustellenfahrzeuge	Baustellen- und Verteilerverfahrzeuge; Stadt-Liniensbusse

Abbildung 24: Marktanteile und Einsatzgebiet der Nutzkraftwagengetriebe [15]:

MT Handschaltgetriebe, AMT Automatisierte Schaltgetriebe, WSK Wandlerschaltkupplungsgetriebe, AT Automatgetriebe

3.1.1.2 Automatisierte Schaltgetriebe

Beim Schaltvorgang kann es durchaus zu Fehlschaltungen kommen. Beispielsweise würde die Schaltung vom höchsten in den niedrigsten Gang zu einem Überdrehen des Motors führen. Dadurch kann es zu einer Motorschädigung kommen. Dies kann durch eine Automatisierung weitgehendst vermieden werden. Neben der Vermeidung der Wahl eines unpassenden Gangs,

werden der Komfort bzw. die Bedienung und die Sicherheit erhöht. Ein wesentlicher Vorteil dieser Schaltung liegt in der Wahl des verbrauchsgünstigsten Ganges. [5]

Automatisierte Handschaltgetriebe (kurz AMT oder ASG) sind in der Regel Vorgelegegetriebe, die entweder durch Zusatzkomponenten bzw. eine integrierte Aktuatorik automatisiert werden. Die zusätzlichen Komponenten umfassen eine automatische Kupplungsbetätigung, die automatisierte Betätigung für Gassen- und Gangwahl und das integrierte Steuergerät für Schaltpunktwahl und Schaltablauf. Die Ansteuerung der Aktuatoren erfolgt üblicherweise hydraulisch oder elektromechanisch. Durch diese Ansteuerungsmöglichkeiten fallen mechanische Verbindungen (z. B. vom Fahrpedal zur Kupplung) weg. Dadurch vereinfacht sich der mechanische Aufbau und Bauraum wird eingespart. [6]

Beim Schaltvorgang soll die Zugkraftunterbrechung so kurz wie möglich sein. Außerdem soll sie den Fahrkomfort nicht erheblich beeinflussen. Die Synchronisationseinheit ist ein wesentliches Bauteil für den Gangwechsel, welches auch während des Vorgangs stark beansprucht wird.

3.1.2 Automatgetriebe

Zu den Automat- bzw. Automatikgetrieben zählen das Doppelkupplungsgetriebe und der Wandlerautomat. Beide arbeiten automatisch, ohne dabei die Zugkraft zu unterbrechen. Dem Fahrer werden sowohl die Gangwahl als auch die Schaltung und das Anfahren abgenommen. Die Schaltqualität und der Anfahrkomfort spielen hier eine große Rolle. [6]

3.1.2.1 Doppelkupplungsgetriebe

Das Doppelkupplungsgetriebe (kurz DCT für „Double Clutch Transmission“) bzw. Direktschaltgetriebe (kurz DSG) wurde bereits 1940 zum Patent angemeldet. Bis 2003 war neben ersten Einsätzen in Rennautos aber an keinen serienmäßigen Einsatz in PKWs zu denken. Der größte Vorteil der DCT-Getriebe liegt im hohem Wirkungsgrad. Dieser wird durch die Verwendung von herkömmlichen Zahnrädern und der Schaltbarkeit ohne Zugkraftunterbrechung erreicht, was auf die beiden verwendeten Kupplungen zurückzuführen ist. Der Aufbau ist in Abbildung 25 dargestellt. [15]

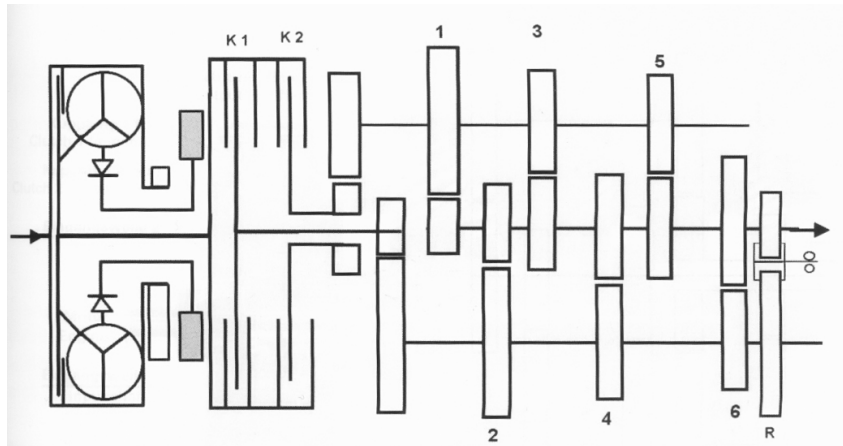


Abbildung 25: Prinzip eines Doppelkupplungsgetriebes mit Trilok-Wandler als Anfahrerelement (es kann jedoch auch die Kupplung (K2) als Anfahrerelement verwendet werden) [5]

Das Doppelkupplungsgetriebe besteht aus zwei Teilgetrieben bzw. -strängen. Jeder der beiden Stränge ist mit einer Kupplung verbunden. Kupplung 1 (K1) ist mit dem Teilstrang, der die geraden Gänge aufnimmt, und Kupplung 2 (K2) mit dem Strang für die ungeraden Gänge verbunden. Mit Hilfe der Doppelkupplung kann somit entweder der eine oder der andere Getriebestrang abwechselnd kraftschlüssig geschaltet werden. Zwischen den Zahnrädern befinden sich, wie beim Vorgelegegetriebe, Synchronelemente (Schaltmuffen), damit der nächste Gang vor dem eigentlichen Schaltvorgang vorgewählt werden kann. Dadurch ergeben sich extrem kurze Schaltzeiten. Die nicht im Eingriff befindlichen bzw. durch die Schaltmuffe mit der Welle verbundenen Zahnräder können sich frei auf der Welle drehen. [5]

Die Kupplungen stellen die zentralen Konstruktionselemente dar, die für die auftretenden Kräfte ausreichend dimensioniert werden müssen. Es können einerseits trockene als auch nass laufende Kupplungen verwendet werden. Trockene Kupplungen weisen einen höheren Verschleiß auf, wohingegen nasse Kupplungen durch die Schmierung zwar einen höheren Wirkungsgrad aufweisen, aber auch ein Schmier- bzw. Kühlkreislauf berücksichtigt werden muss. [15]

Elektrisches Schaltgetriebe

Das elektrische Schaltgetriebe basiert auf dem Konzept des Doppelkupplungsgetriebes. Bei diesem Prinzip wird jedoch eine elektrische Maschine in den vorhandenen Triebstrang integriert. Der Antrieb der E-Maschine wird über den Teilstrang der geraden Gänge realisiert. Der axiale Bauraum wird durch Hinzufügen der E-Maschine nicht verlängert und das System kommt oh-

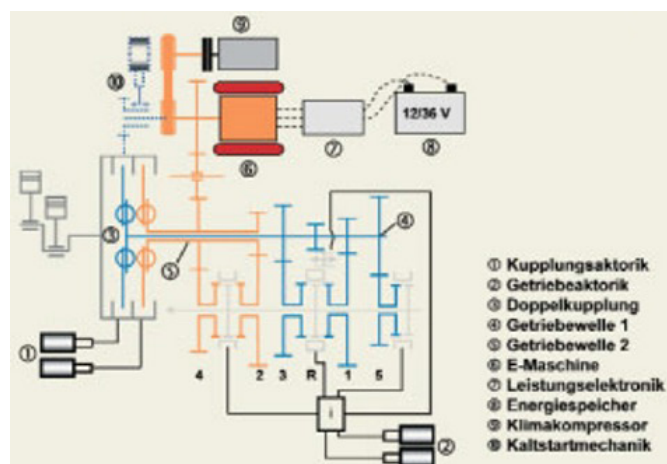
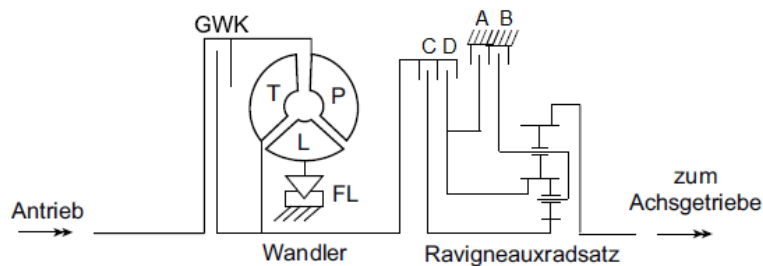


Abbildung 26: Triebstrang des ESG [16]

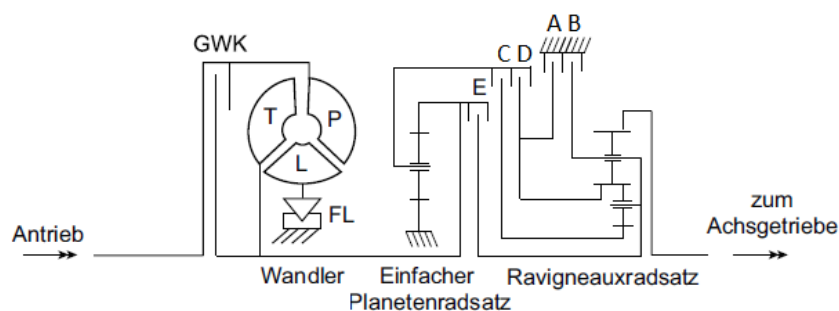
ne Trennkupplung aus. Dieses Konzept verspricht eine weitere Verbrauchsreduktion bei dem mehrere Fahrzustände möglich sind. Mit dem ESG kann direkt verbrennungsmotorisch oder rein elektrisch (an-)gefahren werden. Eine Boostfunktion für Beschleunigungsvorgänge und Rekuperation (Rückgewinnung der Bremsenergie) während der Verzögerungsphasen ist bei dieser Anordnung möglich. [16]

3.1.2.2 Wandlerautomat

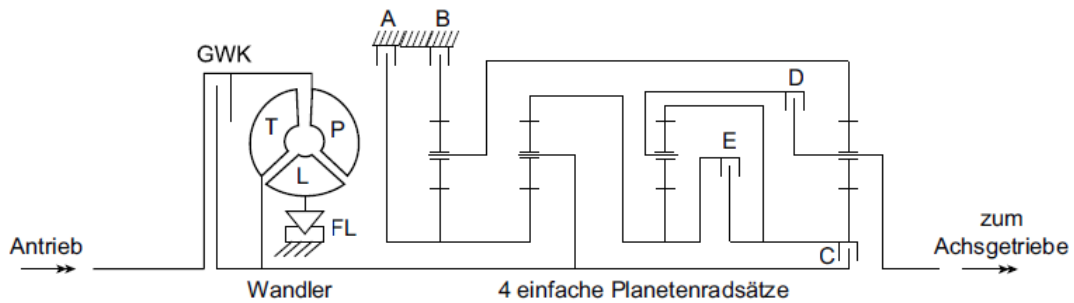
Abbildung 27 zeigt das klassische Automatikgetriebe mit einem Trilok-Wandler als Anfahr-element. Der Vorteil des verschleißfreien, hydrodynamischen Wandlers besteht darin, dass er bereits im Stillstand des Fahrzeugs ein Moment am Abtrieb, das über längere Zeit aufrecht-erhalten werden kann, bereitstellt. Ein weiterer wesentlicher Aspekt liegt im Schaltvorgang, bei dem die Zugkraft nicht unterbrochen wird. Dadurch wird ein hoher Fahrkomfort erzielt. Damit Gänge bzw. Übersetzungen realisiert werden können, werden dem Wandler mechani-sche Getriebe mit Übersetzungsstufen nachgeschaltet. Dies sind meist mehrere einfache oder verschachtelte Planetensätze. Verschachtelte Planetensätze können z. B. Lepelletier- oder (in-verse) Ravigneaux-Radsätze oder Kombinationen davon sein. In Abbildung 27 werden verschie-dene Anordnungen von Automatikgetriebebesätzen gezeigt. [6]



(a) Ravigneaux-Radsatz



(b) Lepelletier-Radsatz



(c) Radsatz des ZF-8HP

Abbildung 27: Darstellung unterschiedlicher Automatikgetrieberadsätze [6]

GWK geregelte Wandlerüberbrückungskupplung; T Turbine; P Pumpe; L Leitrad; FL Freilauf; A,B Bremsen; C,D,E Kupplungen

3.2 Stufenlose Getriebe

Der Vorteil von Stufenlosgetrieben liegt darin, dass der Antrieb mit konstanter Drehzahl im optimalen Bereich betrieben werden kann, während der Abtrieb jede gewünschte Drehzahl bereitstellen kann. Mithilfe des Getriebes bzw. Variators wird die Übersetzung kontinuierlich verändert. Damit fällt jeglicher Schaltvorgang weg. Als Anfahrhilfe kann eine herkömmliche trockene oder nasse Kupplung oder ein hydrodynamischer Wandler verwendet werden. Durch die Verwendung von stufenlosen Getrieben erhöht sich der Komfort in Fahrzeugen erheblich. [6]

3.2.1 Mechanische stufenlose Getriebe

Zu den mechanisch stufenlosen Getrieben zählen formschlüssig stufenlose Übertragungen sowie Leistungsübertragung mittels Umschlingungs- und Wälzgetriebe (kraftschlüssige Leistungsübertragung). Bei den Wälz- und Umschlingungsgetrieben ist die Sicherstellung des Kraftschlusses bei der Übersetzungsänderung wesentlich. Dies muss in allen Zuständen, wie im Stillstand, im Leerlauf und vor allem auch im Lastbetrieb möglich sein. Ein breiter Übersetzungsbereich ist erwünscht. Weiters soll das Getriebe einen hohen Wirkungsgrad erzielen, damit es konkurrenzfähig zu konventionellen formschlüssigen Getrieben ist. Nebenbei sollen die Getriebe wenig Wartung benötigen, einen geringen Verschleiß und hohe Laufruhe aufweisen. Der Bauraum und das Gewicht darf überdies nicht außer Acht gelassen werden. [17]

Die zugrunde liegenden Wirkprinzipien für mechanisch stufenlose Getriebe wurden bereits in Kapitel 2 erläutert.

3.2.1.1 Formschlüssige stufenlose Kraftübertragung

Die herkömmliche formschlüssige Kraftübertragung geschieht meist über Verzahnungen, die bei hohem Wirkungsgrad arbeiten. Bisherige Entwicklungen konnten die Kombination der beiden

Eigenschaften „formschlüssig“ und „stufenlos“ noch nicht zufriedenstellend realisieren. Dennoch gibt es Lösungen für Stufenlosgetriebe, die mit einem „Quasi-Formschluss“ arbeiten. [11]

P.I.V.-Getriebe

Das P.I.V.-Getriebe ist das womöglich einzige bekannte Getriebe, das formschlüssig Kraft überträgt. Es zählt zu den Umschlingungsgetrieben mit Kettenübertragung. Aufgrund des Formschlusses (mit einem geringen kraftschlüssigen Anteil) arbeitet das P.I.V.-Getriebe theoretisch schlupffrei, während die übrigen Umschlingungsgetriebe infolge des Kraftschlusses einen gewissen Schlupf aufweisen. Diese Eigenschaft hat eine große Bedeutung für schlupffreie Anwendungen. Das P.I.V.-Getriebe, wobei P.I.V. für „Positive (oder auch Permanent nach [11]) Infinitely Variable“ steht, arbeitet nach folgendem Prinzip, das in Abbildung 28 noch verdeutlicht wird. Die Verstellung der Kegelscheiben $a-d$ erfolgt über die Steuerhebel h . Über eine Spindel s werden die Scheiben wechselseitig so verschoben, dass sich die beiden Scheiben a und b voneinander entfernen, c und d sich hingegen nähern. Eine weitere Spindel, die Kettenspannspindel e , dient zur Einstellung der erforderlichen Kettenspannung.

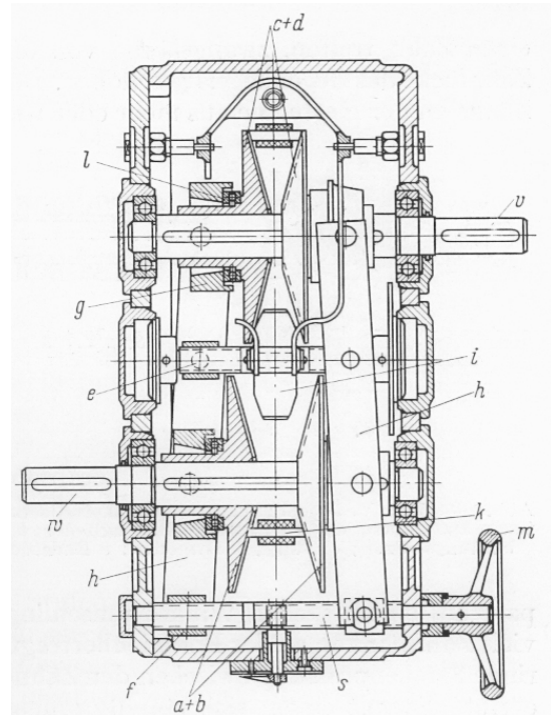
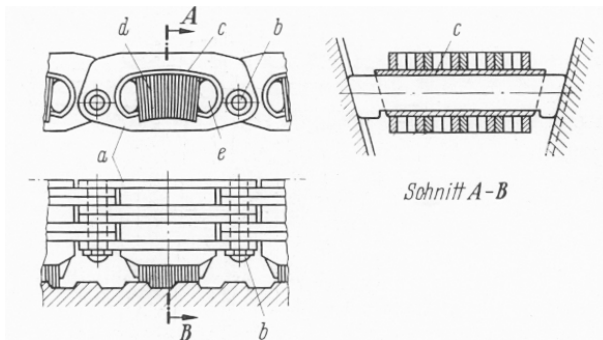
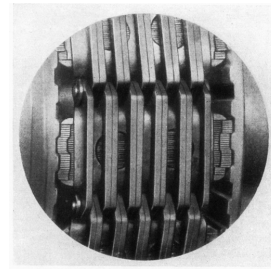


Abbildung 28: P.I.V.-Getriebe (System A) [17]: a und b verzahnte Kegelscheiben auf der Antriebswelle, c und d verzahnte Kegelscheiben auf der Abtriebswelle, e Verstellspindel, h Verstellhebel, k Lamellen-Verzahnungskette, s Verstellspindel mit Rechts- und Linksgewinde, v Abtriebswelle, w Antriebswelle

In der Schnittdarstellung in Abbildung 29 sieht man die Kegelscheiben, die mit einer Sonderverzahnung versehen sind. Man erkennt, dass sich jeweils ein Zahn und eine Aussparung der jeweiligen Scheibe gegenüberliegen. Die Lamellenverzahnungskette, mit der die Leistung übertragen wird, besitzt abgeschrägte Stahllamellen d , die in Verbindung mit den Aussparungen der Scheiben stehen. Diese mit Öl überzogenen Lamellenpakete sind verschieblich und passen sich an die Verzahnung an. Die Zahnteilung ist also veränderlich. Es nimmt jedoch aufgrund der Umschlingung eine Vielzahl an Paketen teil. Dadurch stellt sich eine geringe Flächenpressung ein. Ein wesentlicher Vorteil formschlüssiger Getriebe ist, dass die Übersetzung sehr genau eingehalten werden kann. [17]



(a) schematische Darstellung: *a* Kettenglieder, *b* Verbindungsbolzen, *c* Käfig, *d* Lamellen, *e* Endstücke



(b) Kette im Eingriff

Abbildung 29: Lamellenverzahnungskette eines P.I.V.-Getriebes [17]

3.2.1.2 Wälz- bzw. Reib(rad)getriebe

Die vorgestellten Reibradgetriebe werden in

1. Reibradgetriebe mit Kegelscheiben und Zylinder
2. Reibradgetriebe mit umlaufendem Reibring
3. Reibgetriebe mit Kugeln (Globoid-Getriebe)
4. Planetengetriebe mit Kugeln oder Rollen

eingeteilt. Diese Einteilung orientiert sich an dem Buch von F. W. Simonis (vgl. [17]) und fasst die von ihm vorgestellten Getriebe zusammen. Es sind zu jedem Punkt eine Vielzahl an Abwandlungen vorhanden, die bei Bedarf nachgelesen werden können.

1.) Reibradgetriebe mit Kegelscheiben und Zylinder

Getriebe mit Kegelscheibe und Reibrolle

Das stufenlos verstellbare Getriebe aus Abbildung 30 besteht aus einer Kegelscheibe *a* (mit α als halben Kegelwinkel) zu der eine längs verschiebbare Rolle *b* angeordnet ist. Der Motor *m* treibt die Scheibe *a* an. Auf dem Abtrieb *c* ist die Rolle *b* verschieblich angeordnet, sodass sich im Kontakt mit der Kegelscheibe *a* unterschiedliche Radien und somit Übersetzungen ergeben. Ein Nachteil

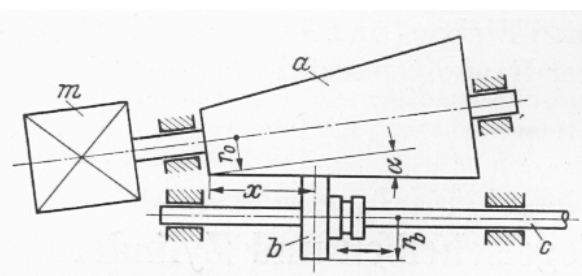


Abbildung 30: Kegelscheibe mit Rolle [17]: *a* Kegelscheibe, *b* Verschieberolle, *c* Abtriebswelle, *m* Motor, α halber Kegelwinkel

dieser Anordnung besteht darin, dass sich die Rolle *b* über ihre Breite ungleichmäßig abnutzt. Die Abnutzung ist auf der Seite, die dem größeren Durchmesser der Kegelscheibe zugewandt ist, stärker. [17]

Als konstruktive Alternative zu dem dargestellten Getriebe können zwei Kegelscheiben mit Zwischenrolle, Verbindungsriemen oder Ring verwendet werden. Ebenso sind Tellerräder, Flach-teller, Kegel-, Topf- oder Kugelkalottenscheiben denkbar.

Beier-Getriebe

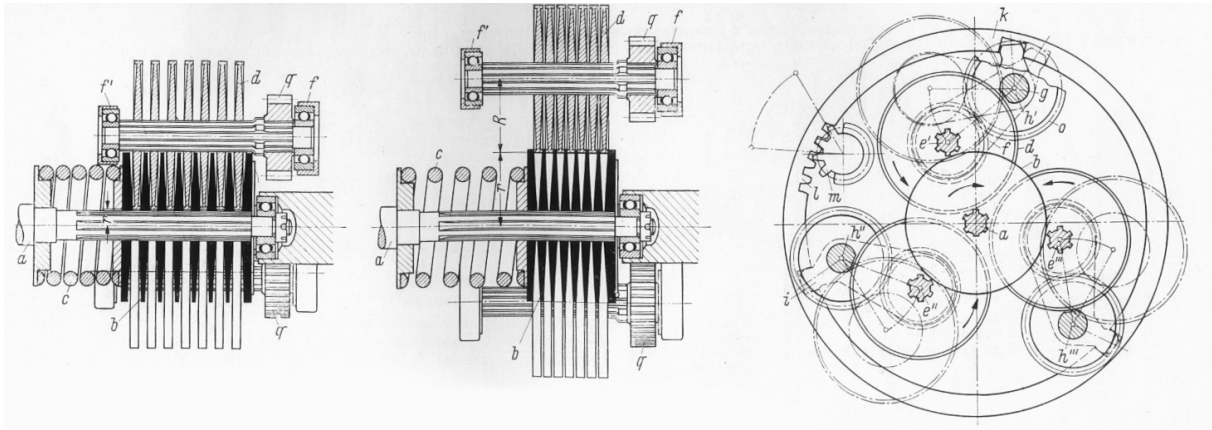


Abbildung 31: Beier-Getriebe, Prinzip: *a* treibende Welle, *b* doppelkegelförmige Scheiben, *c* Andrückfeder, *d* Randscheiben, *e'* – *e'''* Planetenwellen, *f, f'* Schwenkarme, *g* Bolzen für Schwenkarme, *h' – h'''* Drehpunkt für Schwenkarme *f*, *i* Verstelldaumen, *k* Verstellring, *l* Innenverzahnung des Verstellringes *k*, *m* Verstellritzel, *o* lose auf den Bolzen *g* laufende Zahnräder, *q* Ritzel auf den Planetenwellen *e' – e'''*, *r* veränderlicher Radius der Scheiben *b*, *R* gleichbleibender Angriffsradius der Randscheiben *d* [17]

Abbildung 31 zeigt das grundsätzliche Wirkprinzip des Beier-Getriebes. Die Kraftübertragung erfolgt über Reibschluss zwischen den Randscheiben *d* und den Kegelscheiben *b*. Die Änderung der Drehzahl ergibt sich durch Schwenkung der Scheibensätze *d* gegen den Scheibensatz *b* um die Punkte *h'* bis *h'''*. Dadurch stellen sich unterschiedliche Radien ein. Dieser Vorgang wird in Abbildung 32 detaillierter dargestellt.

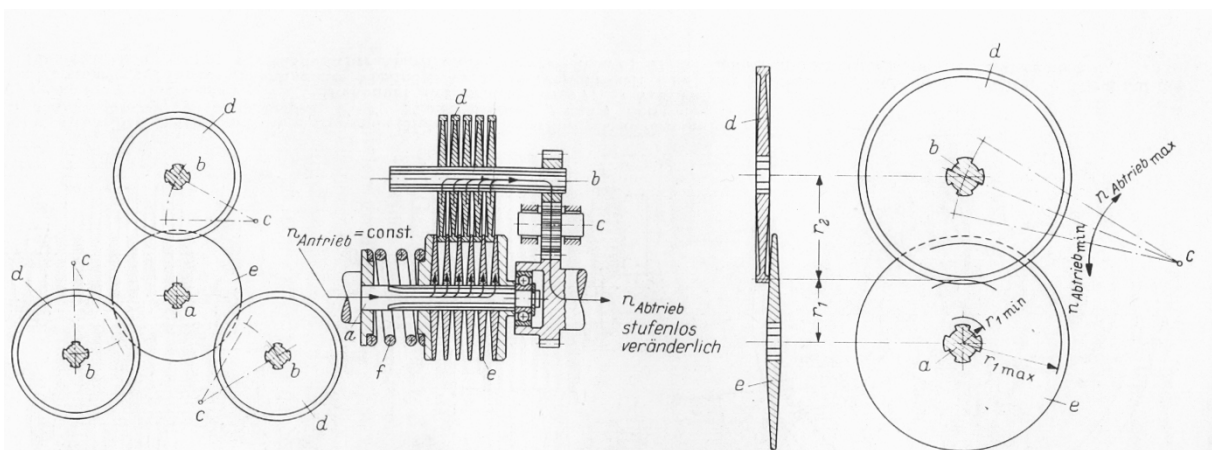


Abbildung 32: Beier-Getriebe, Kraftfluss und Verstellschema: *a* treibende Welle, *b* getriebene Wellen, *c* Schwenkpunkt (entspricht *h' – h'''* in Abb. 31), *d* Reibscheiben, *e* Doppelkegelscheiben (entspricht *b* in Abb. 31), *f* Schraubenfeder (entspricht *c* in Abb. 31) [17]

Die Leistung teilt sich von der Antriebswelle über eine große Anzahl von Eingriffsstellen auf und wird an der Abtriebswelle wieder zusammengefasst. Die Anzahl der Eingriffsstellen ergibt

sich durch die Multiplikation der Scheibenzahl d mit der Anzahl der Wellen b und der Zahl 2, da jede Reibscheibe zwei Eingriffsstellen besitzt. Aufgrund der hohen Anzahl an Reibscheiben ergibt sich eine niedrige Belastung an den Berührstellen. Voraussetzung ist jedoch ein ausreichend dicker Ölfilm, der metallische Berührung verhindert. Die erforderliche Anpresskraft der Scheiben kann durch Schraubenfedern, Tellerfedern oder Anpressnocken erzielt werden. Das Beier-Getriebe benötigt überdies weniger Bauraum, bei gutem Wirkungsgrad. [17]

2.) Reibradgetriebe mit umlaufendem Reibring

Heynau-Getriebe

Das Heynau-Getriebe besteht aus einem umlaufenden Stahlring c , der als Übertragungselement zwischen zwei parallel angeordneten Kegelscheibenpaaren dient. Der Reibring kann unterschiedliche Formen aufweisen. Die beiden Kegelscheiben a werden vom Motor m angetrieben. Durch die Drehbewegung wird der Ring am Umfang reibschlüssig mitgenommen. Der Punkt B am Reibring wandert in die Laufstellung D . Der Punkt C nimmt die Stellung

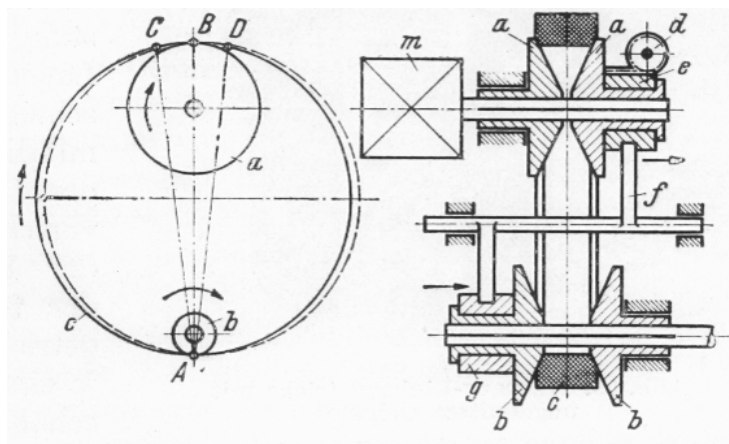


Abbildung 33: Heynau-Getriebe [17]: a Kegelscheiben auf Antriebswelle, b Kegelscheiben auf Abtriebswelle, c Übertragungsring, d Zahnrad für Verstellung, e Verschiebemuffe 1, f Verschiebgestänge, g Verschiebemuffe 2, m Motor

des Punktes B an. Dadurch wird eine kräftige Anpressung zwischen dem Ring und den Scheiben erzielt. Somit kann eine annähernd gleiche Leistung übertragen werden. Über die Ritzelwelle d wird die Muffe e und die Kegelscheibe a axial verschoben. Auf der Antriebs- und Abtriebsseite kann jeweils nur eine Kegelscheibe axial verstellbar sein. Über ein Kupplungsgestänge f werden die diagonal gegenüberliegenden Scheiben verschoben. Die Reibungsverluste des Heynau-Getriebes sind sehr gering, was sich in einem gutem Wirkungsgrad widerspiegelt. [17]

3.) Reibgetriebe mit Kugeln (Globoid-Getriebe)

Bei Globoid-Getrieben werden zur Leistungsübertragung Kugeln oder Kugelkalotten verwendet. Für die Übertragung von größeren Leistungen kommen meist eine Vielzahl solcher Elemente zum Einsatz. Dies ist nötig, um die Pressungen in den Berührungspunkten auf ein erträgliches Maß zu beschränken.

Hayes-Doppelgetriebe

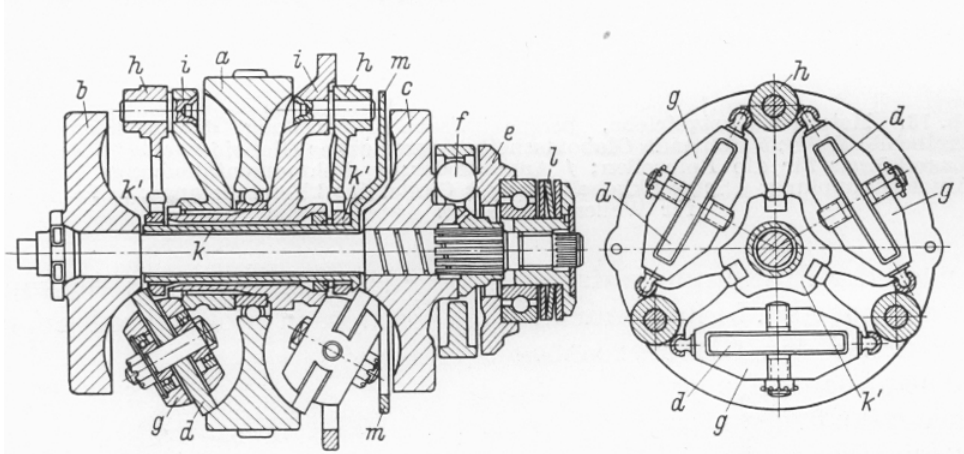


Abbildung 34: Hayes-Doppelgetriebe [17]: *a* Abtriebs-Doppelgloboidscheibe mit Außenverzahnung, *b* und *c* auf der Abtriebswelle angeordnete treibende Globoidscheiben, *d* 6 Reibrollen, *e* Widerlager, *f* Kupplungskugeln, *g* Lagerkörper für die Reibrollen, *h* Wippen zur Aufnahme der Kugelzapfen von *g*, *i* Trägerkörper für die Drehzapfen der Wippen *h*, *k* Steuerhülse mit 2 Steuerscheiben *k'*, *l* Scheibenfedern, *m* Verstellflansch an der Hülse *k*

Das Doppelgetriebe stellt eine Weiterentwicklung der Hayes-Schwenk-Kugelgetriebes dar. Diese Getriebeart ist auch unter dem Namen „Toroidal Variator“ bekannt. Das Getriebe wurde bereits in der Vergangenheit in Flugzeugen angewandt. Die beiden äußeren Globoidscheiben *b* und *c* sind mit der treibenden Welle verbunden. Zwischen der Scheibe *c* und dem Widerlager *e* laufen in einem Käfig angeordnete Kugeln *f* um, die eine drehmomentabhängige Übertragung ausführen. Zwischen den äußeren Globoidscheiben *b* und *c* läuft eine doppelseitige Globoidscheibe *a* frei um. Diese Scheibe besitzt außen eine Verzahnung, die den Abtrieb darstellt. Es sind insgesamt sechs Reibrollen *d* in den sich bildenden Hohlräumen angeordnet. Die Rollen sind in Lagerkörpern *g* untergebracht, um eine gemeinsame und gruppenweise gegenläufige Verstellung zu ermöglichen. [17]

Kopp-Tourator

Wie in dem Schnittbild 35 des Kopp-Tourators bzw. -Variators zu sehen ist, besteht dieses Getriebe aus zwei Wellen *f* und *f'*, an deren inneren Enden die Kegelscheiben *e* und *e'* angebracht sind. Über eine selbsttätige Anpressvorrichtung (Tellerfedern *t*) stehen diese Scheiben mit mehreren über den Umfang verteilten Kugeln *a* in Kontakt. Je nach Größe des Getriebes können 3-8 Kugeln verwendet werden. Abgestützt werden die Kugeln durch einen Haltering *d*, der auch radiale Druckkräfte aufnimmt und die Schmierung aller umlaufenden Teile ausführt. Die Kugeln sind schwenkbar aber nicht umlaufend ausgeführt. Durch Schwenken der Kugeln um die nadelgelagerte Achse *b* stellt sich eine stufenlose Drehzahländerung ein. Das Verstellprinzip zeigt Abbildung 36. Die Verstellung erfolgt über einen im Gehäuse drehbaren Verstellring *l*. [17]

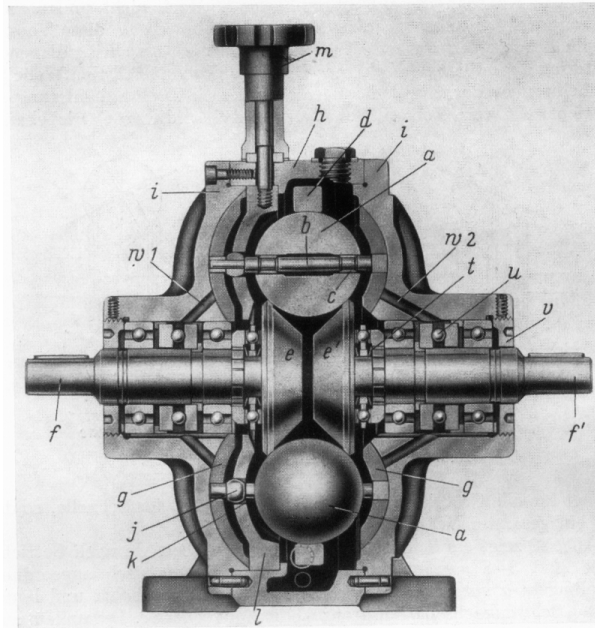


Abbildung 35: Kopp-Tourator [17]: *a* Regelkugeln, *b* Schwenkachsen, *c* Nadellager, *d* umlaufender Haltering, *e* und *e'* Kegelscheiben, *f* treibende Welle, *f'* getriebene Welle, *g* Radialnuten, *h* Gehäuse, *i* Gehäusedeckel, *j* ballige Bunde an den Schwenkachsen, *k* gekrümmte Schlitze im Verstellring, *l* Verstellring, *m* Verstellhebel, *t* Tellerfedern, *u* Schräglinglager als drehmomentabhängige Kupplung, *v* Einstellmutter, *w*₁ und *w*₂ Ölbohrungen

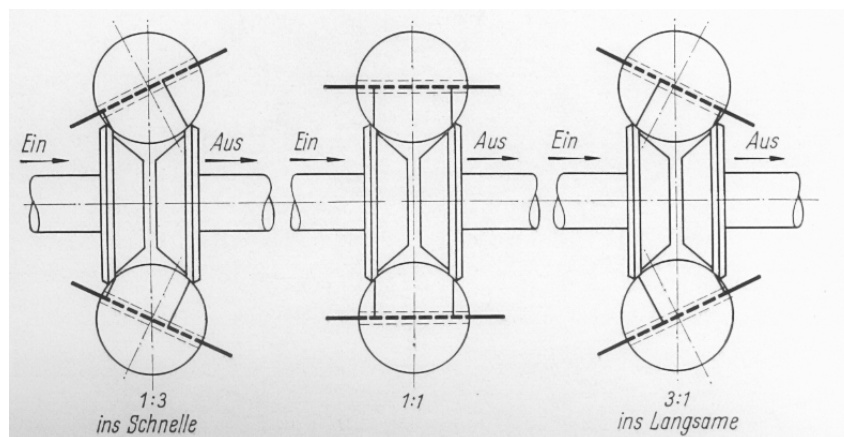


Abbildung 36: Verstellprinzip Kopp-Variator [17]

4.) Planetengetriebe mit Kugeln oder Rollen

Im Gegensatz zu den bereits vorgestellten Globoid-Getrieben laufen die Drehachsen der Wälzkörper noch planetenartig um die zentrale Achse um. Aufgrund der vielen Wälzkörper können sich die Kräfte auf viele Berührstellen aufteilen. Dadurch steigt die Leistungsdichte an. Diese Getriebeart wird noch als „Continuous Variable Planetary“ (kurz CVP) bezeichnet.

Kugelgetriebe nach Escher-Wyß Bauart

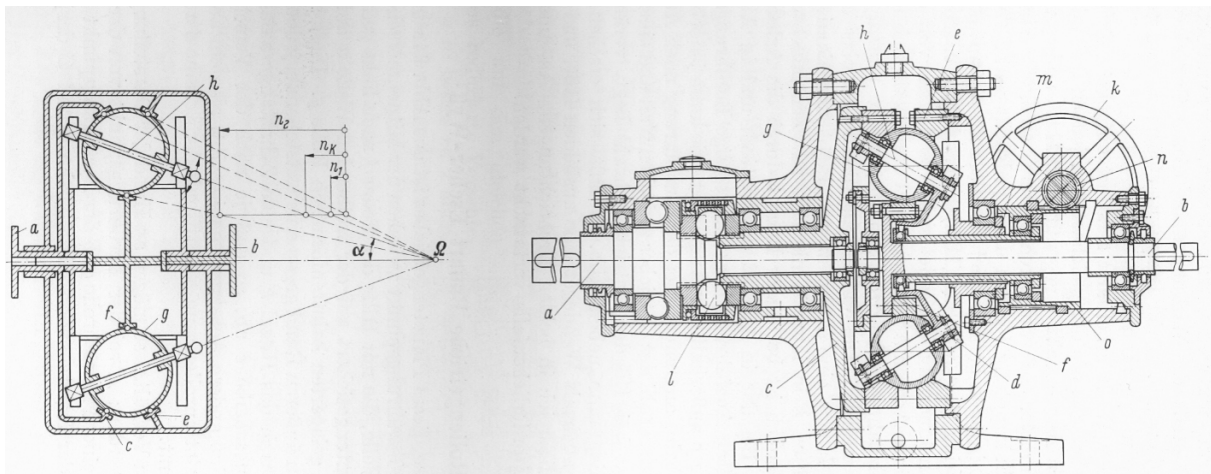


Abbildung 37: Kugelgetriebe nach Escher-Wyß Bauart [17]: *a* treibende Welle, *b* getriebene Welle, *c* Mitnehmerscheibe auf *a*, *d* Verstellhebel, *e* feststehende Abwälzbahn, *f* Mitnehmerring auf der getriebenen Welle, *g* Planetenkugeln, *h* Achse von *g*, *k* Handrad, *l* Schräg Zahn-Kupplung zur drehmomentabhängigen Anpressung, *m* Hülse auf der getriebenen Welle, *n* Zahnrad, *o* nicht drehbare aber verschiebbare außen verzahnte Hülse

Abbildung 37 stellt die schematische Wirkungsweise eines Kugel-Planetengetriebes vor. Auf der treibenden Welle *a* befindet sich eine fest verbundene topfförmige Mitnehmerscheibe *c*, die umläuft. Die Abwälzbahn *e* ist fest mit dem Gehäuse verbunden. Über eine Schräg Zahn-Kupplung *l* werden die axialen Anpresskräfte, die drehmomentabhängig sind, erzeugt. Auf der Abtriebswelle *b* befindet sich der Mitnehmerring *f*. Zwischen der Mitnehmerscheibe *c*, der Abwälzbahn *e* und dem Mitnehmerring *f* sind eine Vielzahl von Stahlkugeln *g* angeordnet. Die Kugeln können jeweils um ihre Achse *h* sowie um die zentrale Achse planetenförmig umlaufen. Über das Handrad *k* können die Achsen *h* in ihrer Lage zur Hauptachse verstellt werden. Weitere Bauarten verwenden statt der Kugeln Rollen, Scheiben oder Kurvenrollen. [17]

Nach dem gleichen Prinzip arbeitet das **NuVinci**-Getriebe (Abbildung 38). Dieses CVP wurde anfänglich für Fahrräder entwickelt. Es wird bereits in elektrischen Fahrzeugen oder auch im Bereich der Windenergieerzeugung eingesetzt. [18]

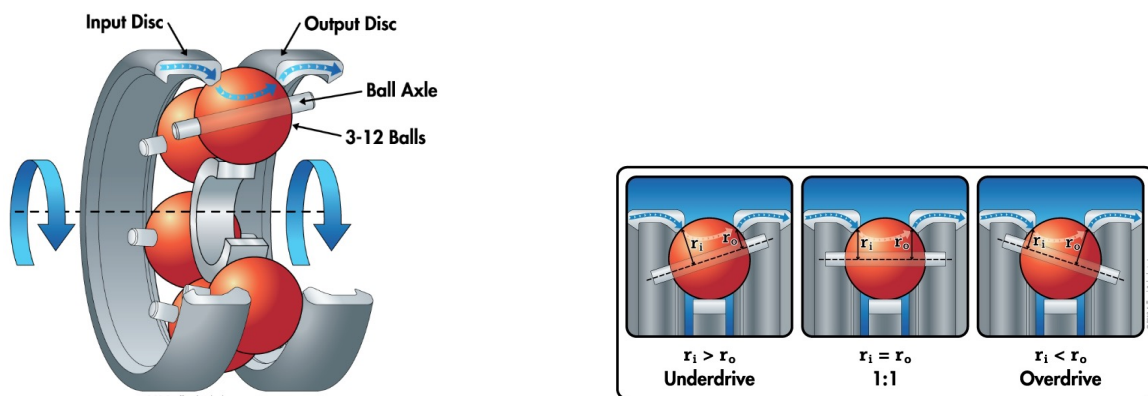


Abbildung 38: NuVinci CVP [18]

3.2.1.3 Umschlingungsgetriebe

Umhüllungs- oder Umschlingungsgetriebe bestehen aus parallelen Achsen mit je zwei symmetrisch angeordneten Kegelscheiben. Diese Kegelscheiben werden von einem Übertragungsmittel umhüllt. Meist wird ein normaler oder ein Spezialkeilriemen sowie Ketten in unterschiedlichen Ausführungen verwendet. Die Drehzahl variiert, indem der Abstand der Kegelscheiben zueinander verändert wird. Die relevantesten Vorteile von Umschlingungsgetrieben sind [17]:

- Geringe Reibungsverluste
- hoher Wirkungsgrad über den ganzen Verstellbereich
- geringe Abnutzung an den Berührflächen
- große Auflageflächen des kraftübertragenden Zugmittels
- geringe spezifische Flächenpressungen
- hohe Lebensdauer von Kegelscheiben und Übertragungsmitteln

An den Berührstellen zwischen dem Umschlingungsmittel und den Kegelscheiben entstehen keine Differenzgeschwindigkeiten und somit keine Relativbewegung. An diesen Energieübertragungsstellen liegen keine punkt- oder linienförmige Berührung vor. Aufgrund der größeren Berührungsflächen treten entsprechend geringere Flächenpressungen auf.

Bei den Umschlingungsgetrieben ist die Maximaldrehzahl durch die Fliehkraft beschränkt. Eine zu hohe Umfangsgeschwindigkeit würde den Riemen von den Scheiben abheben und den Reibschluss unterbrechen. Dadurch muss das spezifische Gewicht der Umschlingungsmittel so gering wie möglich gehalten werden. [17]

Bei den Umschlingungsgetrieben können unterschiedliche Systeme zum Einsatz kommen, die im Nachfolgenden kurz beschrieben werden.

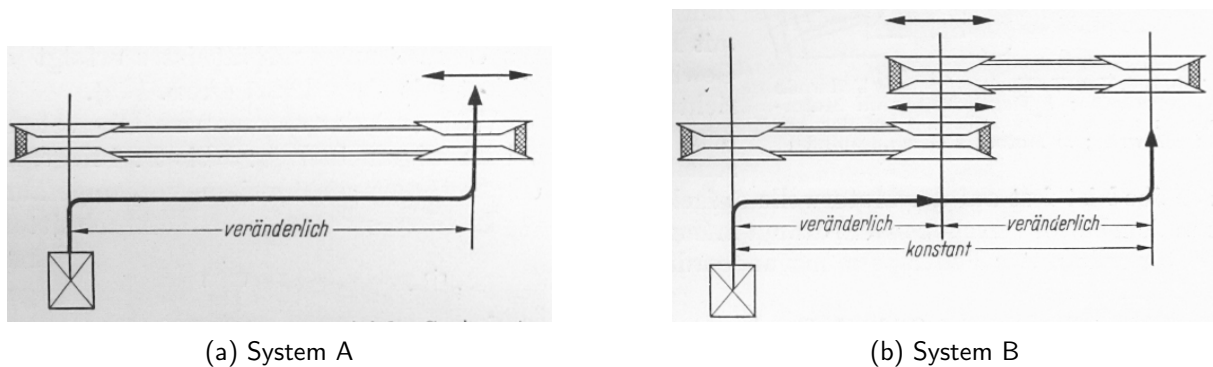


Abbildung 39: Umschlingungsgetriebe Systeme A und B [17]

Im einfachsten Aufbau, dem **System A** (Abbildung 39a), ist der Achsabstand zwischen treibender und getriebener Welle veränderlich. Ein Kegelscheibenpaar besitzt einen konstanten

Laufdurchmesser, wohingegen der axiale Abstand des gegenüberliegenden Paares zwangsweise oder durch Federkraft verstellbar ist. Im **System B** (Abbildung. 39b) ist der gesamte Abstand zwischen den treibenden und getriebenen Achsen konstant. Zwischen der Eingangs- und Ausgangswelle ist eine Zwischenwelle so angebracht, dass die Abstände zu ihr verändert werden können. Die Summe der Einzelabstände bleibt gleich und ergibt den Gesamtabstand. Die Zwischenwelle wird zwangsweise oder über Federn axial verschoben. Gleichzeitig wird noch der Abstand der Kegelscheiben variiert, wodurch sich somit die Übersetzungsänderung ergibt. **System C** (Abbildung 40a) besteht nur aus treibender und getriebener Welle mit je einem

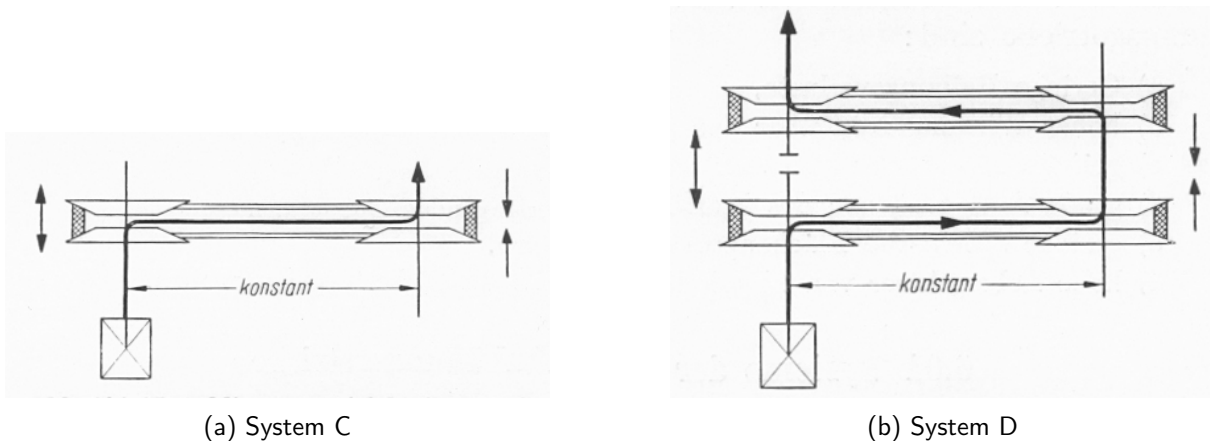


Abbildung 40: Umschlingungsgetriebe Systeme C und D [17]

Kegelscheibenpaar. Bei dieser Anordnung bleibt der Abstand konstant und durch eine gleichzeitig gegensinnige Verschiebung der Kegelscheiben ergibt sich die Änderung der Wirkradien. Ähnlich zu System B arbeitet **System D** (Abbildung 40b). Ein- und Ausgang sind coaxial angeordnet. Der Abstand zwischen den beiden coaxialen Wellen und der Zwischenwelle bleibt konstant. Die stufenlose Änderung erfolgt durch Veränderung des Abstandes zwischen den Kegelscheiben.

Die Verschiebung der Kegelscheiben zueinander kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Bei zahlreichen Konstruktionen findet man eine Kegelscheibe fest auf der zugehörigen Welle, während die zweite Scheibe der Paarung federbelastet ist.

Die Umschlingungsgetriebe können noch anhand ihrer verwendeten Kraftübertragungsmittel eingeteilt werden:

1. Riemenübertragung oder
2. Kettenübertragung

1.) Umhüllungs- oder Umschlingungsgetriebe mit Riemenübertragung

Weber-Getriebe

Im Falle des Weber-Getriebes aus Abbildung 41 werden die beide Kegelscheiben p (schwarz dargestellt) gleichzeitig durch das Handrad über ein Zahnrad a , einer Zahnstange z und einer Schaltgabel e in axialer Richtung verschoben. Währenddessen wird der Keilriemen beispielsweise an der treibenden Scheibe nach außen auf einen größeren Laufradius und der zweite Keilriemen auf der getriebenen Welle nach innen, das einem kleineren Laufradius entspricht, verrückt. Die beiden Kegelscheiben s sind auf der Zwischenwelle nicht verschieblich. Die Scheiben r hingegen können sich entsprechend der Stellung der Scheiben p frei dazu einstellen. [17]

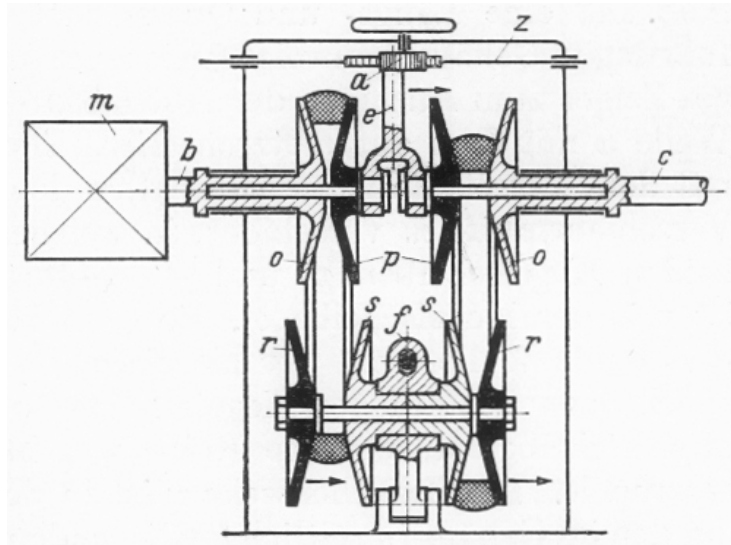


Abbildung 41: schematische Darstellung Weber-Getriebe [17]: a Verstellzahnrad, b Motorwelle, c Abtriebswelle, e Schaltgabel, f Schwinge, m Motor, o und s feste Kegelscheiben, p und r verschiebbare Kegelscheiben, z Zahnstange

Die Leistungsübertragung kann durch Parallelschaltung mehrerer Keilriemen erheblich erhöht werden. Dazu gibt es zahlreiche Konstruktionen.

Mehrfach-Keilriemen-Verstellgetriebe: Bauart Vari-Pitch-Getriebe

Bei dieser Konstruktion (Abbildung 42) laufen drei Riemen parallel. Die Kegelscheiben b_1 und die Kegelscheiben x_1 sind über eine verbindende Übertragungshülse c angeordnet. Die Kegelscheiben b_2 und x_2 können hingegen als Gruppen gegensinnig axial verschoben werden. Dies erfolgt durch eine (in der Abbildung) nicht sichtbare Verstellwelle, die die Schneckenräder d synchron verdreht. Über ein innenliegendes Gewinde werden die Hülsen e axial verschoben und nehmen während der Bewegung die Kegelscheibengruppen mit. Der Riemen wird mit einer zylindrischen Spannrolle s auf Spannung gehalten. [17]

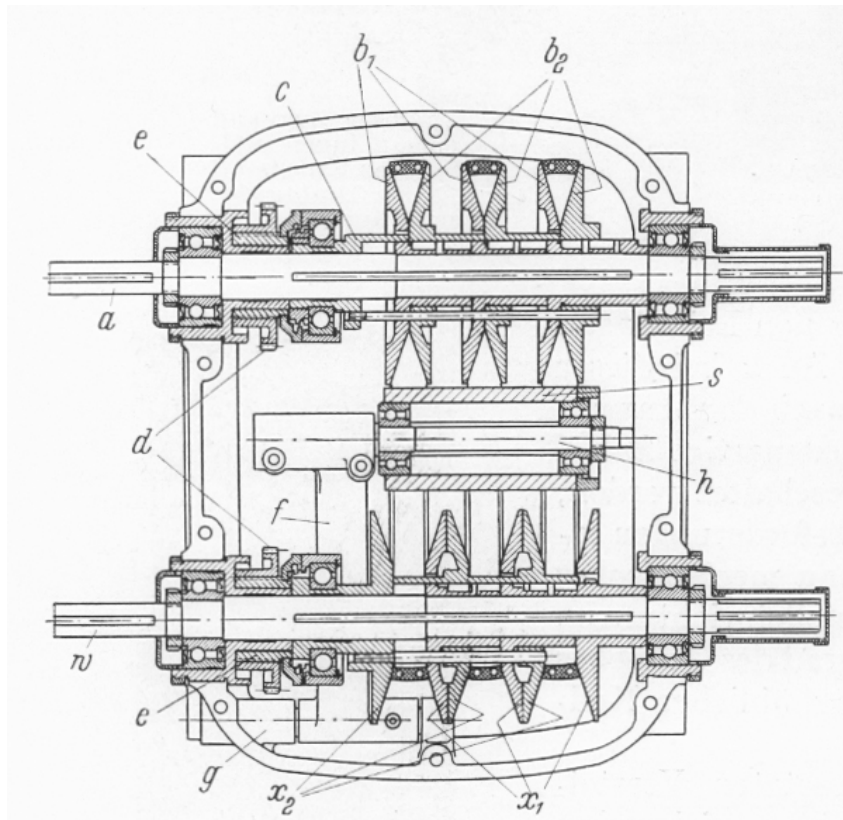


Abbildung 42: Mehrfach-Keilriemen-Verstellgetriebe: Bauart: Vari-Pitch-Getriebe von ALLIS-CHALMERS [17]: *a* treibende Welle, *b₁* fest auf der treibenden Welle angeordnete Kegelscheiben, *b₂* verschiebbar auf der treibenden Welle angeordnete Kegelscheiben, *c* Übertragungshülse, *d* Schneckenräder, *e* verschiebbare Gewindehülse, *f* schwenkbarer Traghebel für Spannrolle, *g* Schwenkachse für *f*, *h* Lagerbolzen für Spannrolle, *s* Spannrolle, *w* getriebene Welle, *x₁* fest auf der getriebenen Welle angeordnete Kegelscheiben, *x₂* verschiebbar auf der getriebenen Welle angeordnete Kegelscheiben

2.) Umhüllungs- oder Umschlingungsgetriebe mit Kettenübertragung

Bei der Verwendung von Keilriemen als Kraftübertragungsmittel spielen die zulässige Zugbeanspruchung und die Sicherstellung einer ausreichenden Reibkraft zwischen Riemen und Scheibe eine wesentliche Rolle. Die Laufgeschwindigkeit ist abhängig von Werkstoff, Einlage, Schmiegsamkeit, Form und der Verformung.

Ketten bestehen aus einem metallischen Werkstoff, wodurch sich Lebensdauer und Wirkungsgrad erheblich erhöhen. Deshalb haben sich Ketten als Übertragungsmittel ebenso bewährt. Es gibt unterschiedliche Bauformen, Merkmale und Eigenschaften des Laufverhaltens. Erforderliche Wartungen und Raumbedarf nehmen ab. Die Vorteile wiegen den Nachteil der geringeren zulässigen Laufgeschwindigkeiten somit auf.

Als Beispiel für ein Getriebe mit Kettenübertragung sei das P.I.V.-Getriebe aus Kapitel 3.2.1.1 (S. 30) genannt. Für das P.I.V.-Getriebe können noch weitere Bauformen der Übertragungskette, wie z. B. eine Zylinderrollenkette (oder auch Doppelrollenkette), Ringrollenkette (oder auch Einringkette), Druckstückkette oder eine Wiegedruckstückkette, zum Einsatz kommen. [11]

Schubgliederband

Das Schubgliederband stellt eine Weiterentwicklung des Gummiriemens dar. Herkömmliche Keilriemen sind aufgrund ihrer Lauf- und Materialeigenschaften in ihrer Leistungsfähigkeit beschränkt. Dieser Anlass diente dazu, leistungsfähigere Riemen zu entwickeln. Hierfür wurde der Elastomeranteil der Riemen durch viele dünne Lagen Stahlbänder ersetzt (Abbildung 43). Damit die Stahlbänder vor zu hoher Abnutzung an den Rändern geschützt sind, werden viele einzelne Klemmstücke, die sich berühren, über die Bänder geschoben. Die Klemmstücke sind nicht miteinander verbunden, wodurch die Kraft hauptsächlich durch Schub, anstatt durch Zug, übertragen wird. Das Schubgliederband besteht demnach aus einer Vielzahl dünner Klemmstücke. Dadurch wird die Kontaktfläche an der Scheibe sehr groß und die Belastung und das Laufgeräusch werden verringert. Die ineinander geschobenen Lagen der Endlos-Stahlbänder bestimmen das zu übertragende Drehmoment. Die geringe Biegebeanspruchung, dank der dünnen Stahllagen, und die kostengünstige Herstellung brachten einige Jahre den gewünschten Erfolg in der Automobilbranche. Schubgliederbänder wurden zunehmend von Laschenketten oder anderen Getriebetechnologien verdrängt. [11], [6]

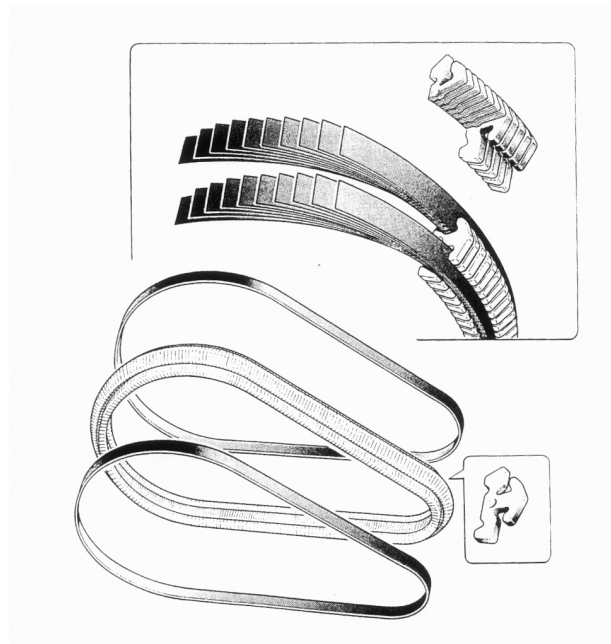


Abbildung 43: Aufbau Schubgliederband [11]

Laschenkette

Audi (Multitronic) und Subaru (Lineartronic) verwenden anstatt eines Schubgliederbandes eine aufwändige, hochfeste Stahl-Laschenkette von LuK in ihren CVT-Getrieben. Die Kette weist unregelmäßige Abstände zwischen den Gliedern auf, die aus Gründen der Geräuschanregung entwickelt wurden. Die Kraftmitnahme erfolgt an den Bolzen durch Reibung zwischen den Kegelscheiben. Die Kraftübertragung erfolgt in Längsrichtung. [5]

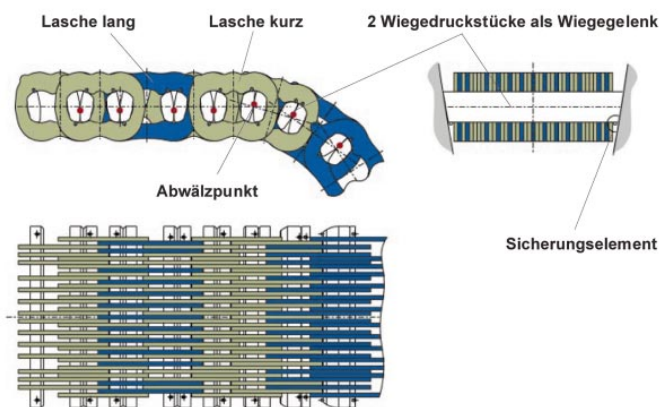


Abbildung 44: LuK Zugkette [19]

3.2.1.4 Schaltwerksgetriebe

Zur Vervollständigung der mechanisch stufenlosen Getriebe soll hier noch das Schaltwerksgetriebe erwähnt werden. Bei dieser Art wird die Drehbewegung des Einganges zuerst über einen Kurbeltrieb in eine Längsbewegung umgeformt, die dann über den Hebelarm eines Drehgesperres (Klinke oder Freilauf) auf die Ausgangswelle übertragen wird und diese bei jedem Hub ein Stück weiterdreht. Die Drehmomentvariation erfolgt im Falle eines Fahrzeugschaltgetriebes über die Veränderung des Längshubes des Pleuels pro Umdrehung. Es ändert sich der wirksame Drehwinkel des Gesperres (Fassen des Freilaufes). Aufgrund der wechselnden Kraftübertragung des Pleuels und des sinusförmigen Verlaufes des Hubes kann nur schwer ein geglättetes Abtriebsdrehmoment realisiert werden. Das Gesperre wird stark beansprucht. Eine Glättung kann durch Integration des Getriebes direkt in den Verbrennungsmotor erreicht werden. Diese Art ist heute in Fahrzeugen keine Alternative. [11]

3.2.2 Hydrodynamische stufenlose Getriebe

Hydrodynamische Wandler kommen derzeit hauptsächlich in Kombination mit Wechselgetrieben (siehe Wandlerautomat Abschnitt 3.1.2.2, S. 28) oder als leistungsverzweigte Getriebe, wie das Voith-DIWA-Getriebe (siehe Abschnitt 3.2.5.1, S. 45) zum Einsatz. Hydrodynamische Drehmomentenwandler zeichnen sich durch ihren verschleißfreien Betrieb aus. Meist wird Öl als Strömungsmedium verwendet, das im Betrieb Stöße und Schwingungen dämpft. Diesen Vorteil macht man sich zu Nutze und verwendet die Wandler vorwiegend als Anfahr-, Schalt- oder Sicherheitskupplung. Auch die umgekehrte Ausführung als Strömungsbremse bzw. Retarder ist möglich.

3.2.3 Hydrostatische stufenlose Getriebe

Hydrostatische Getriebe werden meist in selbstfahrenden Arbeitsmaschinen eingesetzt. In diesem Anwendungsgebiet liegt der Fokus auf der Arbeitsleistung selbst, nicht auf der Transportfunktion. Eingesetzt werden sie hauptsächlich als Fahrtrieb und Geräteantrieb. Als Hauptanwendungsgebiete gelten Stapler, Raupenlader, Walzen oder auch Mähdrescher. Hydrostatische Getriebe bestehen grundsätzlich aus einem Ölmotor und einer Ölpumpe, die über Rohre oder Schläuche miteinander verbunden sind. Je nach Abstand zwischen den beiden Hauptkomponenten spricht man von einem Kompakt- oder von einem Ferngetriebe. [11]

Wesentlich bekanntere Ausführungen finden sich in Kombination mit einer Leistungsverzweigung wieder. Diese Getriebe werden im Abschnitt 3.2.5.2 (S. 46) näher behandelt.

3.2.4 Elektrische stufenlose Getriebe

Elektrische Getriebe kommen häufig im Nutzfahrzeugsbereich, wie z. B. in Hubstapler oder auch in LKWs, zum Einsatz. Im täglichen Leben kommen E-Getriebe in Bussen (beispielsweise als Radnabenantriebe) oder Lokomotiven vor. Der elektrische Antrieb soll hier kurz am Beispiel der Traktion in Lokomotiven erläutert werden.

Abbildung 45 zeigt eine Blockschaltbild einer Lokomotive mit E-Getriebe. Zwei Antriebsmotoren mit Synchrongeneratoren G_1 und G_2 mit den zugehörigen Gleichrichtern R_1 und R_2 versorgen die sechs in Reihe dargestellten Elektromotoren M_{1-6} . Bei verringertem Leistungsbedarf oder bei einem Ausfall einer E-Maschine kann ein Antriebsmotor oder eine E-Maschine abgekoppelt werden. [11]

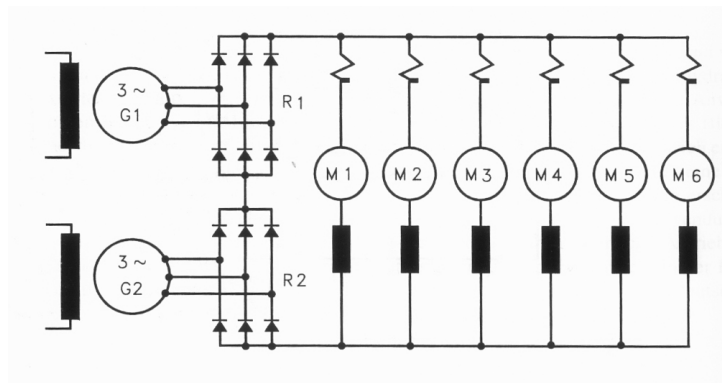


Abbildung 45: Lokomotive mit E-Getriebe [11]: G Synchrongeneratoren, R Gleichrichter, M Elektromotoren

Elektromotoren kommen häufig als Antriebsmaschinen vor. Als Bauweise haben sich Gleichstrom- oder Asynchronmotoren durchgesetzt. Drehzahlvariabilität kann bei Gleichstrommaschinen durch [20]

- die Stellung der Ankerspannung U
- die Schwächung des Flusses Φ (Feldstärke ist wegen der Sättigung nicht möglich)
- Serienschaltung eines veränderbaren ohm'schen Widerstands R im Ankerkreis

realisiert werden.

Im Falle der Asynchronmaschine gibt es ebenfalls mehrere Möglichkeiten, um einen drehzahlveränderlichen Betrieb zu erreichen [20]:

- In Schleifringläufermaschinen durch Zuschalten externer Widerstände im Läuferkreis
- Polumschaltung der Ständerwicklung (z. B. Dahlander-Schaltung)
- Variable Amplitude der Ständerspannung über einen Transformator mit veränderlichem Übersetzungsverhältnis
- Doppelgespeiste Asynchronmaschine

- Frequenzumrichter

Der Betrieb mit einem Frequenzumrichter kommt am häufigsten vor und es lassen sich auf diese Weise eine Maschinenleistung von mehreren Megawatt realisieren.

In Fahrzeugen kommen meist Elektromaschinen bzw. E-Getriebe in Zusammenhang mit einer Leistungsverzweigung vor. Das E-CVT Getriebe wird daher im Abschnitt 3.2.5.3 (S. 48) näher betrachtet.

3.2.5 Leistungsverzweigte Getriebe

Bei leistungsverzweigten Getrieben gibt es, wie bei den herkömmlichen Getrieben, einen An- und Abtrieb. Dazwischen werden die Leistungsflüsse jedoch mithilfe eines Planetengetriebes auf (mindestens) zwei Pfade aufgeteilt. Durch Kombinationen der Getriebe können auch mehrere Verzweigungen ermöglicht werden. Grundsätzlich stehen für die Verzweigung zwei Möglichkeiten, die beide in Abbildung 46 dargestellt sind, zur Verfügung:

- Verteiler- oder Differenzialgetriebe oder
- Sammelgetriebe

Die Bezeichnung ist abhängig davon, ob am Planetengetriebe zwei Aus- oder zwei Eingänge anliegen. [5]

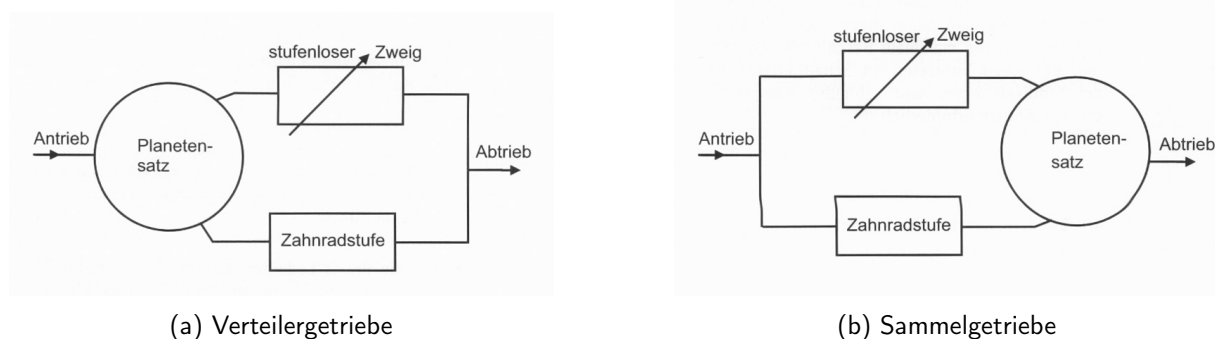


Abbildung 46: Prinzip der Leistungsverzweigung [5]

In der Leistungsverzweigung beinhaltet ein Zweig ein stufenloses Element, das die Übersetzung des gesamten Getriebes beeinflusst. Es soll nur ein Teil der Leistung über den stufenlosen Teil fließen, denn dann wird nur dieser Leistungsanteil um den entsprechenden Wirkungsgrad reduziert. Der stufenlose Zweig kann aus jedem variablen Getriebe bestehen. Der verwendete Planetensatz stellt eine wichtige Komponente der Leistungsverzweigung dar. Es ist essentiell, dass die richtige Zuordnung von Ein- und Ausgang am Planetengetriebe getroffen wird, da der Leistungsfluss abhängig von der Dreh- und Momentenrichtung ist. Bedingt durch diese Ankopplung können sich in Kombination mit dem Stufenloswandler unterschiedliche Regelbereiche des Getriebes ergeben. Wird der Regelbereich des stufenlosen Teiles vergrößert, wird Blindleistung erzeugt und der Wirkungsgrad verschlechtert sich. Wird der Regelbereich des stufenlosen Zweiges jedoch verkleinert, steigt der Wirkungsgrad. [5]

3.2.5.1 Hydrodynamisch leistungsverzweigtes Getriebe

Voith-DIWA-Getriebe

Das Voith-DIWA-Getriebe kommt in Nutzfahrzeugen, vor allem in Omnibussen, vor. „DIWA“ steht für Differenzialwandler. Es bietet eine Leistungsverzweigung mit einem Differenzialgetriebe. Als stufenloses Element kommt ein hydrodynamischer Wandler, der als Gegenlaufwandler arbeitet, zum Einsatz. Die Zusammenführung der Leistung erfolgt an einem nachgeschalteten Planetensatz.

Mit dem in Abbildung 47 gezeigten DIWA-Getriebe können 4 Gänge und ein Rückwärtsgang realisiert werden. Im ersten Gang werden die Eingangskupplung (EK) und die Turbinenbremse (TB) geschlossen (zugehörige Schaltmatrix Abbildung 47). Der Motor treibt das Hohlrad des Verteilerplanetensatzes, an dem die Leistung verzweigt wird, an. Der Steg ist direkt mit dem Abtrieb und das Sonnenrad mit dem Pumpenrad des Wandlers gekoppelt. Die

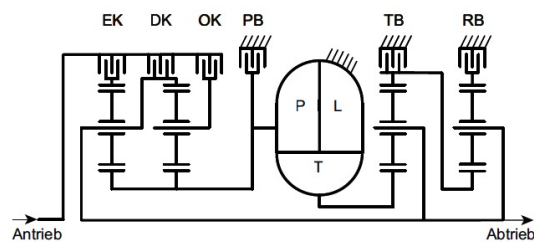


Abbildung 47: Koppelstruktur DIWA-Getriebe [6]: EK Eingangskupplung, DK Durchkupplung, OK Overdrivekupplung, PB Pumpenbremse, TB Turbinenbremse, RB Rückwärtsgangbremse

Turbine des Wandlers steht in Verbindung mit dem Sonnenrad des nachgeschalteten Satzes, an dem die Leistungen wieder zusammengeführt werden. Das Hohlrad ist durch die Turbinenbremse gebremst. Der zweite Steg ist ebenso mit dem Abtrieb gekoppelt.

Im Gegensatz zu den Automatikgetrieben verwendet das Voith DIWA im kleinsten Gang eine Leistungsverzweigung (Abtrieb ist über zwei Pfade mit dem Antrieb verbunden). Dieser „DIWA“-Gang wird bis zu etwa 40 % der Abtriebsdrehzahl oder der Maximalgeschwindigkeit gefahren. Erst dann werden die mechanischen Gänge, durch Schließen der Pumpenbremse (PB) bzw. durch Bremsen der Sonnenräder der ersten beiden Planetenstufen, geschaltet. Diese Gänge überbrücken somit den Wandler und es ist somit keine zusätzliche Wandlerüberbrückungskupplung nötig. Der dritte Gang wird beispielsweise durch eine Lamellenkupplung, der Durchkupplung (DK), realisiert. Diese verbindet An- und Abtrieb. Der 4. Gang ergibt sich durch Schließen der Overdrivekupplung OK.

Fahrstufe	Schaltelemente					
	EK	DK	OK	PB	TB	RB
1 (leistungsverzweigt)	x				x	
2	x			x		(R)
3		x		x		(R)
4			x	x		(R)
R	x					x

Abbildung 47: DIWA Schaltmatrix [6]

Dieses Getriebekonzept bietet eine Reihe von Vorteilen für (Stadt-) Omnibusse. Im zweiten, dritten und vierten Gang, in denen die Pumpe still steht, ist es möglich, den Wandler als Strömungsbremse (Retarder) zu nutzen. Dies ist besonders für Stadtomnibusse mit vielen

Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen von Vorteil. Ein weiterer positiver Aspekt stellt der große Fahrbereich mit stufenloser hydrodynamischer Anfahrwandlung und somit einem relativ langen hydrodynamischen Gang bei gutem Wirkungsgrad dar. Das Anfahren und Bremsen erfolgt aufgrund des hydrodynamischen Wirkprinzips völlig verschleißfrei. Für Linienbusse ist der Anfahrkomfort ausschlaggebend. Die Beschleunigungsphase kommt somit ohne Schaltvorgänge aus und bietet den gewünschten Komfort für die Fahrgäste. [5]

3.2.5.2 Hydrostatisch leistungsverzweigtes Getriebe

Fendt-Vario-Getriebe

Das 1995 entwickelte Fendt-Vario-Getriebe hat die Antriebskonzepte im Ackerschlepperbereich völlig verändert. Es handelt sich um ein leistungsverzweigtes Getriebe mit einem hydrostatischen Zweig. Abbildung 48 zeigt die Koppelstruktur und den Aufbau mit dem Verteilerplattensatz. [5]

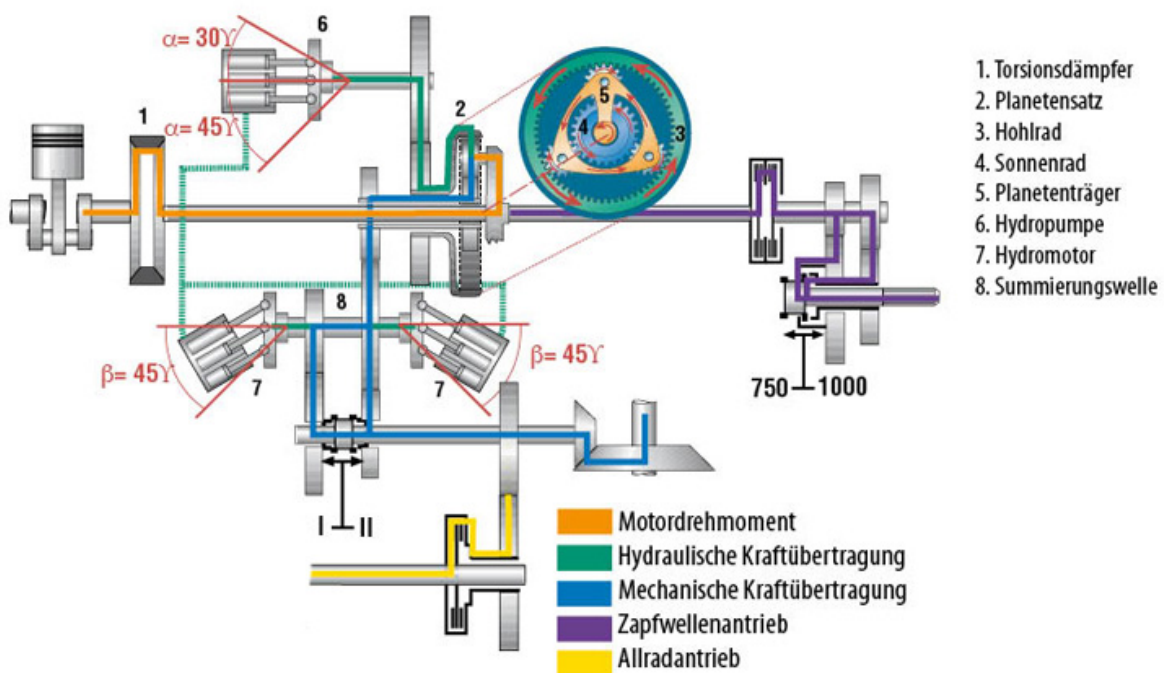


Abbildung 48: Koppelstruktur und Aufbau Fendt-Vario-Getriebe [21]

Die Antriebsmaschine ist mit dem Träger des Planetensatzes verbunden. Über das Hohlrad wird eine Hydropumpe angetrieben und stellt somit den hydraulischen Zweig dar. Das Sonnenrad ist direkt mechanisch mit dem Abtrieb verbunden. Der stufenlose Zweig besteht aus Hydropumpe und -motor, die beide in Schrägachsenbauart ausgeführt sind. Über diese beiden Bauteile erfolgt auch die Drehmomentwandlung. Abhängig von den Schwenkwinkeln der Hydrostaten kann mehr oder weniger Öl gefördert werden. [5]

- In der **Neutralstellung** bzw. im Stillstand fördert die Pumpe kein Öl. Der Schwenkwinkel der Pumpe liegt bei $\alpha = 0^\circ$ und der Winkel des Hydromotors bei $\beta = 45^\circ$. Die Sonne und der Hydromotor stehen still. Der Träger, das Hohlrad und die Pumpe drehen sich.
- Beim **Anfahren** schwenkt die Pumpe ein und Öl fließt zum Hydromotor. Dadurch dreht sich der Motor und das Sonnenrad. Die Pumpe kann bis zu ihrem vollem Schwenkwinkel ausgelenkt werden (maximales Fördervolumen der Pumpe).
- Wenn der Motor bis $\beta = 0^\circ$ zurückgeschwenkt wird, ist die **maximale Fahrgeschwindigkeit** erreicht. Der Motor kann kein Öl mehr aufnehmen und die Kolben können keinen Hub mehr ausführen. Dadurch wird die Pumpe mit dem Hohlrad blockiert und das Sonnenrad rein mechanisch angetrieben (Drehzahl der Pumpe=0).
- Wenn die Geschwindigkeit wieder **reduziert** werden soll, schwenkt der Motor wieder auf ihren maximalen Schwenkwinkel aus und die Pumpe bewegt sich in Richtung $\alpha = 0^\circ$ zurück.
- Der **Rückwärtsgang** ist nur möglich wenn die Pumpe eine höhere Leistung als der Motor und somit eine höhere Drehzahl aufnehmen kann. Hierfür wird sie in die entgegengesetzte Richtung ausgeschwenkt. Das Sonnenrad läuft jetzt in umgekehrter Drehrichtung um. Bei der Leistungsflussumkehr baut sich eine Blindleistung auf. Da am Sonnenrad aufgrund der geschickten Koppelung das kleinste Moment anliegt, kann die Blindleistung relativ gering gehalten werden. [10]

ZF-Eccom-Getriebe

Eine weitere Ausführung eines hydrostatischen Getriebes stellt das ZF-Eccom-Getriebe dar, welches ebenfalls im Ackerschlepperbereich eingesetzt wird. Das ZF-Eccom-Getriebe ist leistungsverzweigt und besitzt überdies eine Wendeschaltung, die unter anderem in Abbildung 49 schematisch dargestellt ist.

Der hydrostatische Zweig übernimmt erneut die Drehzahlvariation an einem Teil des Planetensatzes. Es läuft immer nur ein kleiner Leistungsanteil über den hydrostatischen Zweig. Mit dem Getriebe können vier Fahrbereiche mit unterschiedlicher Koppelstruktur erzielt werden. Durch das verbaute Wendegetriebe sind die Fahrbereiche in beide Richtungen verwendbar. [5]

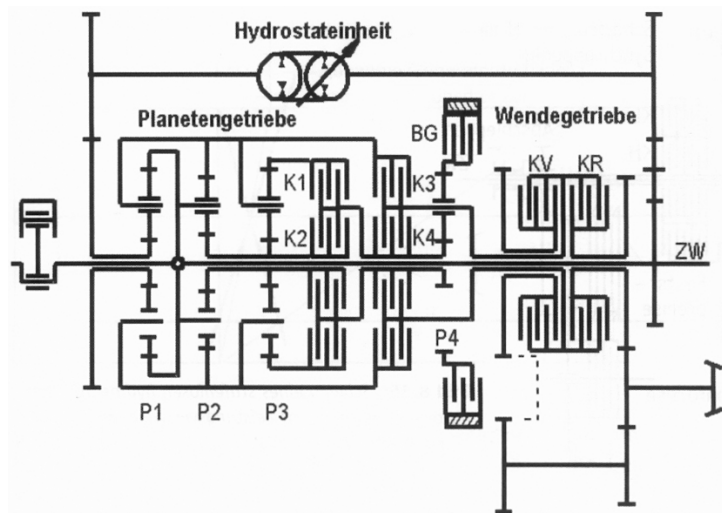


Abbildung 49: Schema ZF-Eccom-Getriebe [5]

3.2.5.3 Elektrisch leistungsverzweigtes Getriebe (E-CVT)

Bei dem in Abbildung 50 dargestellten Konzept handelt es sich um ein stufenloses Getriebe mit Leistungsverzweigung (Power Split Hybrid). Es wird auch mit E-CVT (für „Electronic Continuously Variable Transmission“) bezeichnet. Für den stufenlosen Zweig wird ein Generator (EM1) und ein Elektromotor (EM2) herangezogen. Über den Verteilerplanetensatz treibt der Motor den Steg an. Über das Sonnenrad wird der Generator bei hohen Drehzahlen betrieben. Das Hohlrاد übernimmt den mechanischen Abtrieb. Der zweite Planetensatz (Sammelgetriebe) ist mit dem E-Motor gekoppelt. Einerseits kann ein Teil der Antriebsenergie direkt vom Träger über das Hohlrاد zum Abtrieb gelangen oder es kann ein Teil im Generator in elektrische Energie umgewandelt werden. Diese Energie kann für das Laden einer Batterie oder als Unterstützung des E-Motors verwendet werden.

Die nötige stufenlose Momentenwandlung im gesamten Fahrbereich wird durch den E-Motor realisiert. Das Übersetzungsverhältnis kann durch Steuerung der Drehzahlen durch Zuführen von Teilleistungen erreicht werden. Theoretisch sind unendlich viele Übersetzungen („In-

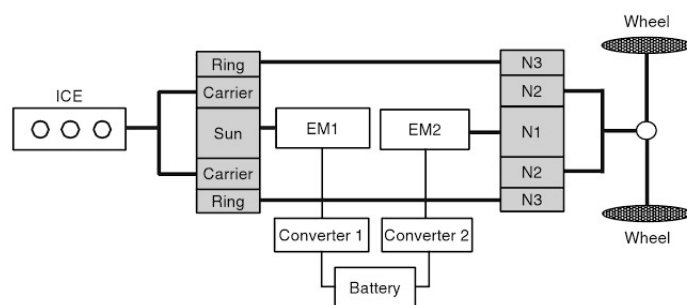


Abbildung 50: Schema Antriebskonzept E-CVT/Power-Split Hybrid [22]

initely Variable Transmission“ IVT) möglich und die Anfahrkupplung entfällt. Die Verluste können aufgrund des verschleißfreien Betriebs und einer entsprechenden Regelung und Steuerung sehr gering gehalten werden. Die elektrischen Getriebe stellen in Kombination mit Leistungsverzweigung die beste Option dar. Demgegenüber steht der erhöhte Aufwand. Die E-Maschinen und die notwendige Leistungselektronik sind sehr viel teuer als andere Konzepte. [5], [10]

3.3 Fazit

Jedes dieser vorgestellten Konzepte bietet eine Reihe von Vorteilen und auch Nachteilen. Je nach Anwendung muss sorgfältig abgewogen werden, welche Technologie sich am besten eignet. Für Hubschrauberanwendungen muss die Leistungsübertragung während des gesamten Flugs aufrechterhalten bleiben. Somit würden sich hierfür Automatengetriebe, wie das Doppelkupplungsgetriebe oder auch stufenlose Getriebe besonders eignen. Konventionelle Handschaltgetriebe sind theoretisch auch nicht ausgeschlossen, wenn es sich für die Flugmission eignet. Ein Schalten mit Lastunterbrechung in Bodennähe ist jedoch bei Verwendung von manuellen Schaltgetrieben nicht günstig. Unabhängig von der Flugmission wird in Kapitel 4 eine Bewertung der Technologien anhand ihres Gewichts und der Leistung durchgeführt. Dies soll eine erste Grundlage für eine Einschätzung des Einsatzes der Technologien in Hubschraubern geben. In Kapitel 6 wird anschließend auf die Einsatzfähigkeit in Hubschraubern eingegangen und eine Bewertung der Technologien durchgeführt. Anhand dieser Bewertung sollen dann Konzepte ausgewählt werden, die sich für den Flugeinsatz am besten eignen.

Kapitel 4

Leistung und Gewicht

In diesem Kapitel wird auf die beiden Parameter Leistung und Gewicht eingegangen. Diese Kenngrößen werden herangezogen, um eine erste Einschätzung hinsichtlich der Einsatzfähigkeit in Hubschraubern treffen zu können. Es wird versucht über bekannte Daten verschiedener Getriebe aus den vorgestellten Technologien die Leistungs- bzw. Momentendichte (kW/kg bzw. Nm/kg) zu ermitteln. In vielen Datenblättern bzw. Quellen ist nur das maximale Drehmoment gegeben, daher wird dieser als Hauptvergleichswert verwendet. Die Leistungsangabe in den Datenblättern bzw. den Quellen bezieht sich auf die Antriebsmaschine, die nicht immer bekannt bzw. angegeben ist. Anhand der ermittelten Parameter werden diese Größen auf einen Hubschrauber der Leistungsklasse CS29 skaliert. Zum Vergleich wird der Hubschrauber Sikorsky S-70 (UH-60) herangezogen. Die zugrunde liegenden Leistungsdaten sind in Tabelle 4 (S. 89) zu finden. Dieser Hubschrauber ist in großen Stückzahlen vorhanden, daher stehen viele verwendbare Daten zur Verfügung.

Mithilfe unterschiedlicher Methoden lassen sich erste Abschätzungen treffen. Eine Methode bedient sich dem Richtwert Gewicht/Leistung aus dem Buch nach Niemann und Winter (vgl. [23]). Die beiden Abbildungen 51 (S. 51, mit 52) und 53 (S. 53) zeigen unterschiedliche Anwendungsbereiche und Kennwerte stufiger und stufenloser Getriebe. Betrachtet man die erste Zeile in Abbildung 51 zeigt sich bereits deutlich eine sehr große Bandbreite (Faktor 4,5) an möglichen Gewichtswerten bei vorgegebener Leistung bei den herkömmlichen Stirnradgetrieben. Bei einer Leistung von 2110 kW schwankt das Gewicht stark zwischen 3800 kg und 844 kg, was einen erheblichen Unterschied macht. Wenn diese Tabellen als Entscheidungshilfe herangezogen werden, ist eine sorgfältige Abwägung der Faktoren nötig.

Getriebeart	max. Leistung in kW		Übersetzung		max. Umfangs- geschwindigkeit in m/s		Maximale Drehzahl min ⁻¹	Gesamt-Wirkungs- grad in % ^a		Bauvolumen Leistung		Gewicht ⁿ Leistung kg/kW
	normal (Norm/ Serien)	extrem	normal (Norm/ Serien)	extrem	normal ^f	extrem ^g		von	bis	dm ³ /kW	kg/kW	
Stirnradgetriebe	3 000	65 000	1...800 ^{e,b}	1 000	50	210	150 000	93 ^c	99 ^c	0,6...0,2	1,8...0,4	
Planetengetriebe	2 000	35 000	3...13 ^d	3...35 ^e	50	100	100 000	98	99	0,4...0,15	1,0...0,2	
Keilradgetriebe	500	4 000	1...5 ^a	8 ^a	40	130	50 000	97	98	0,7...0,4	2,5...0,6	
Hypoidgetriebe	300	5 000 ^h 1 000 ^j	4...8 ^a	1...50 ^a	30	50	20 000	50 ^h	90 ^h	0,8...0,5	3,0...0,7	
Kegel-Stirnradgetriebe	500	3 000	5...700 ^k	800 ^b	—— siehe Kegelrad- und Stirnradgetriebe ——			0,7...0,3	2,0...0,5			
Schneckengetriebe	120	1 000	5...50 ^l	1...300 ^l	25	70	40 000	50...96 ^m	20...97 ^m	0,5...0,2	4,5...0,2	
Schnecken-Stirnradgetriebe	100 ^p	250 ^p	(40...280 ^b)	> 1 000 ^b	—— siehe Schnecken- und Stirnradgetriebe ——			0,6...0,3	10...4,0			
Stirn-Schraubradgetriebe	8	80	1...5	100	20	50	20 000	50	95	2,5...1,0	3,0...1,5	
Kettengetriebe	200	4 000	1...6	10	10	40	10 000	97	98	2,0...0,5	10...6	
Flachriemengetriebe	150	3 600	1...5	20	60	120	200 000	96	98	4,0...0,5	6,0...1,5	
Keilriemengetriebe	100	4 000	1...8	15	25 ^t	40 ^t	8 000	92	94	3,0...0,4	5,0...1,0	
Zahnriemengetriebe	100	400 ^s	1...8	12	40	70	30 000	96	98	1,0...0,25	4,0...1,0	
Reibradgetriebe	(25)/10 ^r	200	1...6	(10)/18 ^r	25	50	10 000	90	98	20...3,0	30...8,0	

- ^a Einstufig
- ^b Je nach Anzahl der Stufen
- ^c Normal, Ölschmierung 98...99%; große langsam laufende Räder 93...95%
- ^d Einfaches Planetengetriebe, einstufig
- ^e Planetengetriebe mit Doppelplanet, einstufig
- ^f Maschinenbau
- ^g Turbinen, Flugzeuge
- ^h Für große Übersetzung
- ^j Für kleine Übersetzung
- ^k Bei 3 Stirnradstufen
- ^l Ins Langsame; ins Schnelle: 5...15
- ^m η fallend mit zunehmender Übersetzung
- ⁿ Vgl. auch Bilder 20/12...14
- ^o 18 000, Radioteleskop $i = 2,2 \cdot 10^6$
- ^p Meist als Getriebemotoren (keine Lüfterkühlung)
- ^q Je Stufe, bei Vollast; bei Teillast z. T. wesentlich geringer
- ^r (Paarung Stahl—Stahl)/Stahl—Weichstoff
- ^s Riemenbreite begrenzt
- ^t Normalkeilriemen (Schmalkelriemen + 20%)

Abbildung 51: Anwendungsbereich und Kenngrößen von Getrieben mit konstanter Übersetzung [23]

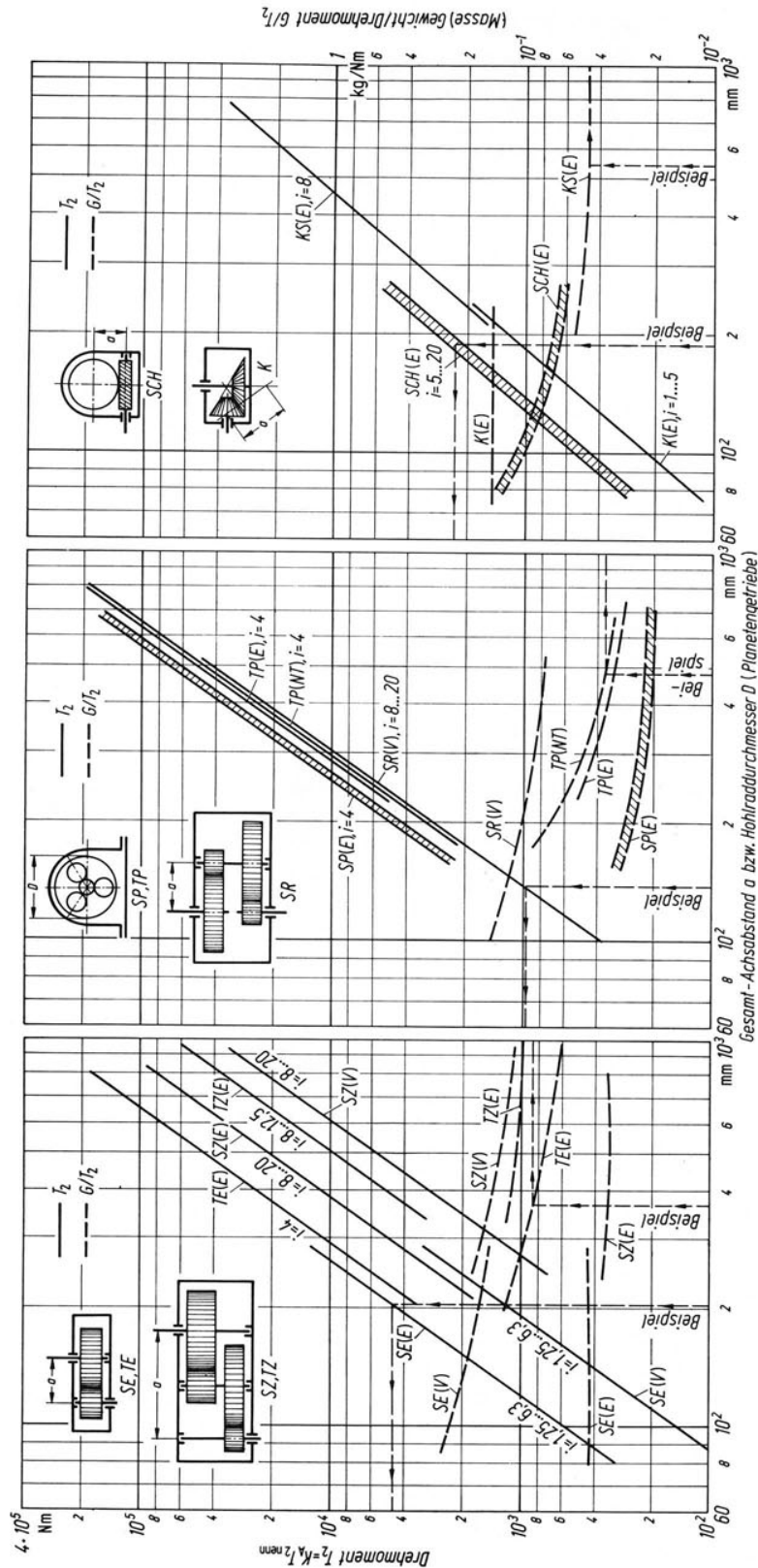


Bild 20/12

Bild 20/13

Bild 20/14

Bilder 20/12...14. Übertragbares Drehmoment der langsam laufenden Welle T_2 und Momentengewicht G/T_2 von Zahnradgetrieben. Zahnräder: (E) einsatzgehärtet, (NT) gasnitriert, (V) vergütet. Betriebsdauer > 16 h/Tag, Einschaltdauer 100%, Umgebungstemperatur 20°C, n_1 Drehzahl der schnelllaufenden Welle.

Bild 20/12. Stirnradgetriebe mit gegeneinander versetztem An- und Abtrieb (Normalbauform). SE Industriegetriebe – einstufig, SZ – zweistufig (Drehzahlbereich $n_1 = 750 \dots 1500 \text{ min}^{-1}$); TE Schnelllauf- (Turbo-) getriebe – einstufig, TP – zweistufig ($n_1 \dots 10000 \text{ min}^{-1}$).

Bild 20/13. Stirnradgetriebe mit koaxialem An- und Abtrieb. SR Industrie-Stirnradgetriebe zweistufig, SP einstufige Industrie-Planetengetriebe (Drehzahlbereich $n_1 = 500 \dots 1500 \text{ min}^{-1}$); TP einstufige Schnelllauf- (Turbo-) Planetengetriebe ($n_1 \dots 10000 \text{ min}^{-1}$).

Bild 20/14. Getriebe mit senkrecht zueinander stehenden An- und Abtriebswellen. SCH Schneckengetriebe, K Kegelhradgetriebe, KS Kegel-Stirnradgetriebe nach Bild 20/7 a (Drehzahlbereich: $n_1 = 750 \dots 1500 \text{ min}^{-1}$). Bei Kegelhädern $a =$ Achsabstand der Ersatzstirnräder auf Mitte Zahnbreite.

Abbildung 52: Anwendungsbereich und Kenngrößen von Getrieben mit konstanter Übersetzung [23]

	Stufenlose, mechanische Verstellgetriebe				Schaltwerk	Hydrostatisch	Hydrodynamisch	Gleichstrommotor mit Gleichrichter
	Zahnrad-schaltgetriebe	Gummi-Keilriemen	Ketten	Reibräder				
Leistungsbereich	kW	0,1 ... 15 (45)	0,16 ... 75 (130)	0,1 ... 50 (150)	0,1 ... 10 (15) ^a	5 ... 250 (1200)	10 ... 150 (150 MW)	0,5 ... 1000
Drehzahlbereich (am Abtrieb)	min ⁻¹	0 ... 5000	500 ... 4000	0 ... 4000	0 ... 300	(0) ^b ... 4500 (10000)	(0) ^b ... 5000	0 ... 4000 (10000)
Moment								
Steigerung bei n_{\min} gegen n_{\max}	n_{\max}/n_{\min}	3,5	6	2 ... 8	2	3 (9) ^r	2,5 ¹	1 ^c
Steigerung beim Anfahren	2,5 ... 10	1,5	2,5	1 ... 2,5	2,5	3 (9) ^r	2,5 ... 12	1,8 ^d
Im Stillstand übertragbar	ja	ja	ja	ja	ja	ja ^e	nein ^m	nein ^f
Drehzahl								
Stellbereich R_s	2 ... 100	3 ... 9	6 ... 10	5 ... 10 (35)	∞	5 ^p	2,5 ¹	1,2 ... 20/50 ... ∞
Drehrichtungsumkehr möglich? ^u	ja	nein	nein	teilweise	nein	ja (Motoren) ^q	nein	ja
Im Stillstand verstellbar?	ja	nein	teilweise ^g	teilweise ^g	ja	ja	ja	ja
Konstanz der eingestellten Übersetzung ^h	exakt	mittel	gut	mittel	gering	gut ^p	keine ^o	gering ^j
Instandhaltung								
Normale Wartung	Ölwechsel 5000 h	Keilriemenwechsel ca. 4000 h	Ölwechsel 2000 h	Ölwechsel 2000/4000 h	Ölwechsel 2000 h	Ölwechsel 1000 h (mind. einmal im Jahr)	Ölwechsel 5000 h ⁿ	Bürsten 5000 h
Inspektion durch Hersteller	nein	nein	nein	teilweise ^g	nein	teilweise ^g	nein	teilweise
Typische Verschleißteile	—	Riemen Scheiben Lager	Kette	Wälzkörper Reibbelag	Freiläufe	gleitende Dichtungen (Gummi, Metall)	Lager	Bürsten Kommutator elektronische Elemente

- a Bis 400 Nm (extrem 10⁶ Nm) Abtriebsmoment
b Beim Anfahren
c Bei Überdrehzahl $n > n_{\text{nenn}}$ abnehmendes Moment (konst. Leistung)
d Bei Überstrom, kurzzeitig
e Kriechschlupf beachten
f Bei entspr. Aufwand möglich
g Je nach Bauart
h Abhängigkeit vom Drehmoment
j Gut mit Tachomaschine
k ohne Zahnradstufen
l Bei Wirkungsgrad $> 70\%$
m Bei stillstehendem Motor kein Moment
n Bei Bahngetrieb
o Bei konstantem Abtriebsmoment $\pm 2\%$
p Axialkolbengetriebe (beim Anfahren Ungleichförmigkeit beachten)
q Pumpen praktisch nein
r Sekundärregelung
s $R = i_{\text{max}}/i_{\text{min}}$
t Ungleichförmigkeit beachten
u Durch Verstellen des Getriebes

Abbildung 53: Anwendungsbereich und Kennwerte von Verstellgetrieben (ohne konstante Zahnradstufen) [23]

Getriebe	Leistung [kW]	Drehzahl [1/min]	Drehmoment [Nm]	Gewicht [kg]	Leistungsgewicht [kg/kW]	Momentengewicht [kg/Nm]	Bemerkung	Drehmoment [Nm] für P=2110 kW und n _B =4500 U/min, =Betriebspunkt
Black Hawk/S-70	2110	258	78097	650	0,3081	0,0083	1-1, n=258 U/min	4478
OCG	2110	603,5	33387	789	0,3739	0,0236	2-1, n _{ein} =1207 U/min	
	Leistung [kW] bei n=4500 U/min und T _{max}	Drehzahl [U/min] für Fahrzeug n _B	Drehmoment [Nm] T _{max}	Gewicht [kg]	Leistungsdichte [kW/kg]	Momentendichte [Nm/kg]	Quelle	
			maximal übertragbares Drehmoment [Nm]					
Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise 6-Gang (6MTT300)	165	4500	350	33	4,9980	10,6061	[23]	$y=7,2775 \ln(x)-0,1216$
Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise 5-Gang 5MTT170	80	4500	170	35,5	2,2566	4,7887	[23]	61,06
Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise 6-Gang (6MTT480)	226	4500	480	52	4,3499	9,2308	[23]	
Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise 6-Gang (6MTT550)	259	4500	550	44	5,8905	12,5000	[23]	
Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise 6-Gang (6MTT220)	104	4500	220	45	2,3038	4,8889	[23]	
Automatisiertes Handschaltgetriebe 7-Gang (7AMI550)	259	4500	550	71	3,6504	7,7465	[5]	$y=22,785 \ln(x)-78,112$
Automatisiertes Handschaltgetriebe SQ100	45	4500	95	30	1,4923	3,1667	[24]	113,4376973
4speed AMT	118	4500	250	38	3,1003	6,5789	[27]	
Doppelkupplungsgetriebe 7-Gang (DQ200-7F)	118	4500	250	70	1,6830	3,5714	[5]	$y=35,362 \ln(x)-130,1$
Doppelkupplungsgetriebe 7-Gang (7DCT300)	151	4500	320	67	2,2507	4,7761	[23]	167,18
Doppelkupplungsgetriebe 7-Gang (7DCL750)	353	4500	750	128	2,7612	5,8594	[23]	
Doppelkupplungsgetriebe 7-Gang (7DCL700)	330	4500	700	78	4,2291	8,9744	[23]	
Doppelkupplungsgetriebe 6-Gang (6DCT150)	90	4500	190	57	1,5708	3,3333	[23]	
Automatik (Wandler) ZF-8HP95	424	4500	900	95	4,4644	9,4737	[25]	$y=26,787 \ln(x)-83,211$
Automatik (Wandler) ZF-9HP48	226	4500	480	86	2,6302	5,5814	[26]	141,98
Automatik (Wandler) ZF-6HP32	353	4500	750	99	3,5700	7,5758	[25]	
Automatik (Wandler) ZF-6HP19	188	4500	400	77	2,4480	5,1948	[25]	
Automatik (Wandler) ZF-8HP45	212	4500	450	76	2,7902	5,9211	[25]	
Full Toroidal Variator DFTV IVT	118	4500	250	38	3,1003	6,5789	[27]	$y=171,67 \ln(x)-932,03$
Full Toroidal Variator DFTV (single roller)	203	4500	430	55	3,6842	7,8182	[27]	511,17
Half Toroidal Variator (single roller)	203	4500	430	92	2,2025	4,6739	[27]	
CVT VariTor CVPCorp (full, single)	259	4500	550	200	1,2959	2,7500	[30]	
CVT	66	4500	140	55	1,1995	2,5455	[28]	$y=32,723 \ln(x)-109,09$
CVT Multitronic Audi	132	4500	280	87,5	1,5080	3,2000	[18]	166,01
Jatco Psh Belt CVT	118	4500	250	57	2,0668	4,3860	[27]	
Voith DW/A.6 bzw. D884.5	895	4500	1900	344	2,6028	5,5233	[29]	$y=57,957 \ln(x)-95,849$
Voith DW/A bzw. D864.3E	754	4500	1600	315	2,3936	5,0794	[29]	391,39
Voith DW/A.6 bzw. D823.3E	306	4500	650	270	1,1345	2,4074	[29]	
Voith DW/A.6 bzw. D864.5	518	4500	1100	334	1,5520	3,2934	[29]	

Abbildung 54: Auflistung der Datenpunkte für die Regressionsanalyse [6], [24], [25], [26], [27], [28], [29], [19], [30], [31]

Um die Daten skalieren zu können, wird ein gemeinsames Leistungs- bzw. Drehmomentniveau festgelegt. Ausgehend von der S-70 ergibt sich für die Rotordrehzahl von 258 U/min ein Drehmoment von 78097 Nm bei einer Leistung von 2110 kW. Das Getriebe wiegt für den Auslegungspunkt 650 kg. [32]

Um eine Beziehung für die Skalierung herstellen zu können, werden zu Beginn nun zu den einzelnen Technologien bzw. Getriebetypen mehrere Modelle und Ausführungen ermittelt (Auf-listung der Datenpunkte in Abbildung 54). Diese Vorgehensweise erleichtert den Rückschluss auf eine weitere Ausführung bei höherem Drehmoment, da nur gleiche Getriebe miteinander verglichen werden können.

Weiters muss eine Bezugsgröße, auf die die Getriebe skaliert werden, festgelegt werden. Da die Getriebe aus Abbildung 54 hauptsächlich im Fahrzeugbereich zu finden sind, wird eine Betriebsdrehzahl von 4500 U/min festgelegt. Nun wird das Drehmoment der genannte Leistung von 2110 kW ermittelt. Dadurch ergibt sich das Bezugsdrehmoment zu 4478 Nm.

Eine einfache Multiplikation des Leistungs- bzw. Momentengewichtes mit der Bezugsgröße ist nicht möglich, da kein linearer Zusammenhang zwischen Gewicht und Drehmoment besteht. Es ist daher schwierig eine genaue Einschätzung treffen zu können. Für eine erste überschlägige Näherung wird die Regressionsanalyse herangezogen. Es wird versucht, einen stochastischen Zusammenhang zweier Größen (hier Gewicht und Drehmoment) durch ein deterministisches Modell abzubilden. Abhängig von der Anzahl der Datenpunkte werden Streumaße bzw. Bestimmtheitsmaße (R^2) zu den Parametern angegeben. Dies erlaubt einen Rückschluss auf die Genauigkeit der Regression.

Grundsätzlich sind unterschiedliche Trend-/Regressionstypen in dieser Analyse-methode möglich. Es kommt entweder ein lineares, potentiell, exponentielles oder logarithmisches Modell zum Einsatz, daher muss zuerst der Typ der Trendlinie anhand eines vorhandenen Datensatzes validiert werden. Dieser Datensatz basiert auf dem Produktkatalog für Stirnradgetriebe der Firma Walther Flender (vgl. [33], verwendete Katalogseiten im Anhang A.1). Es werden eine Vielzahl an Stirnradgetrieben mit unterschiedlichen Leistungen, Drehmomenten und Massen angegeben.

Eine erste Regression über alle Datenpunkte (Abbildung 55) liefert kein zufriedenstellendes Ergebnis, da zu der beispielsweise „15-kg-Gruppe“ mehrere Getriebemodelle mit unterschiedlichem Drehmoment (und Leistung) existieren. Es lässt sich jedoch schon eine erste Richtung erkennen.

Um eine genauere Regression zu erhalten, werden in weiterer Folge die Datenpunkte nach Gewicht bzw. „Gewichtsgruppe“ sortiert. Eine Gewichtsgruppe umfasst beispielsweise alle Getriebe mit 4,5 kg. Eine weitere Gruppe beinhaltet die Getriebe mit 26 kg oder 36 kg. So lassen sich neun Gewichtsgruppen ermitteln. Innerhalb jeder einzelnen Gruppe wird nun das minimale (=kleinstes Drehmoment der Gruppe), mittlere (=Mittelwert aus allen Drehmomenten) und maximale (=größtes Drehmoment der Gruppe) Drehmoment ermittelt. Die so erhaltenen Datenpunkte werden jetzt in einem Diagramm zusammengefasst und eine Trendlinie hinzugefügt. Abbildung 56 zeigt die Regression über die maximalen, mittleren und minimalen Drehmomente der Gewichtsgruppen.

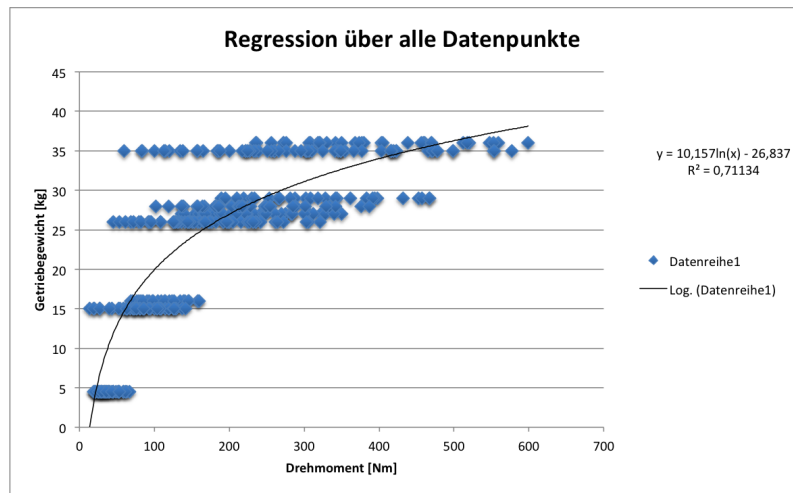
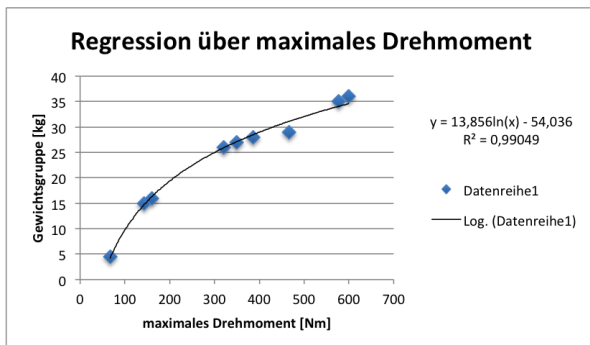
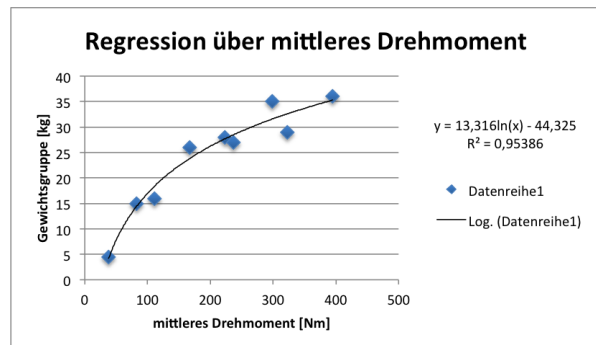


Abbildung 55: Regression über alle Datenpunkte des Stirnradkatalogs

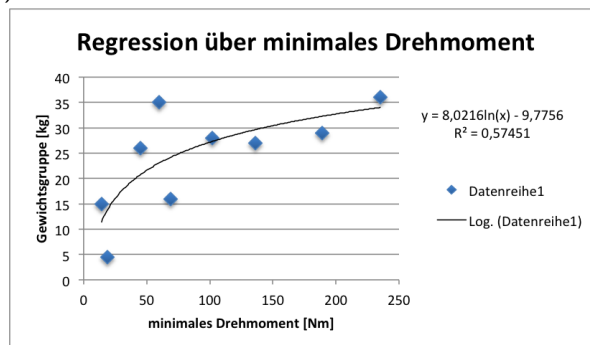
Innerhalb jeder einzelnen Gruppe wird nun das minimale (=kleinstes Drehmoment der Gruppe), mittlere (=Mittelwert aus allen Drehmomenten) und maximale (=größtes Drehmoment der Gruppe) Drehmoment ermittelt. Die so erhaltenen Datenpunkte werden jetzt in einem Diagramm zusammengefasst und eine Trendlinie hinzugefügt. Abbildung 56 zeigt die Regression über die maximalen, mittleren und minimalen Drehmomente der Gewichtsgruppen.



(a)



(b)



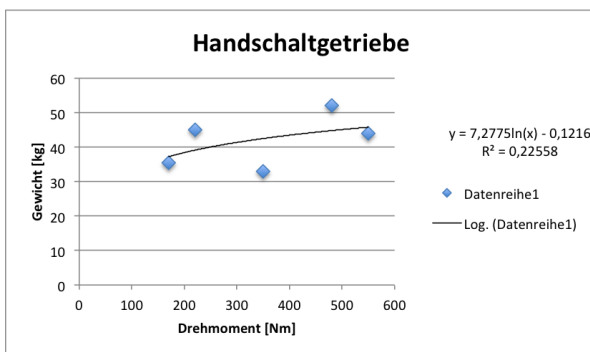
(c)

Abbildung 56: Regression über die (a) maximalen, (b) mittleren und (c) minimalen Drehmomente der Gewichtsgruppen

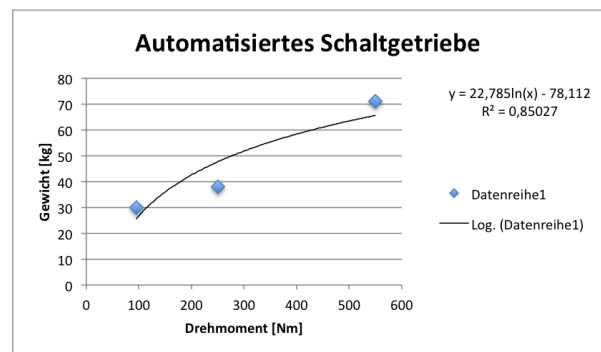
Die Trendlinien in den oben gezeigten Diagrammen liefern bei Verwendung einer logarithmischen Funktion (basierend auf dem Modell: $y = a \ln(x) + b$) akzeptable Ergebnisse für die Stirnradgetriebe. Die Ausgleichsfunktion über die maximalen Drehmomente liefert das ge-

naueste Ergebnis mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,99$. Die Analyse über die mittleren Drehmomente liefert auch noch ein ausreichendes Ergebnis, wohingegen die Regression über die minimalen Drehmomente bedingt durch einige Ausreißer ein nicht zufriedenstellendes Ergebnis liefert. Die Verwendung des maximalen Drehmoments ist unabhängig davon zu bevorzugen, da die Getriebe leichter bei gleichzeitig hohem Drehmoment sind.

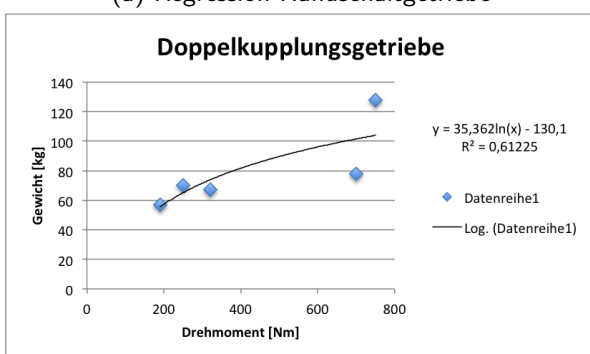
Es lässt sich somit zusammenfassen, dass unter Verwendung von Stirnradgetrieben, wie sie in Handschaltgetrieben oder auch teilweise in Automatikgetrieben vorkommen, die logarithmische Regression gute Ergebnisse liefert. Aus diesem Grund wird für die Skalierung der recherchierten Getriebe in Abbildung 54 ebenfalls eine logarithmische Funktion verwendet. Wie bereits erwähnt, wird die Regression jeweils für einen Typ Getriebe durchgeführt. In den Diagrammen (Abbildung 57a-57g) sind jeweils die zugehörigen Trendlinien ersichtlich. Über das logarithmische Regressionsmodell kann dann auf einen weiteren Datenpunkt extrapoliert werden. In der Spalte „Skaliertes Gewicht“ (Abbildung 54) ist für jedes Getriebe das skalierte bzw. extrapolierte Gewicht ersichtlich.



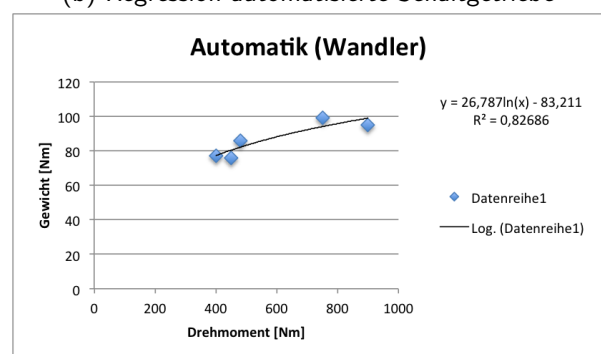
(a) Regression Handschaltgetriebe



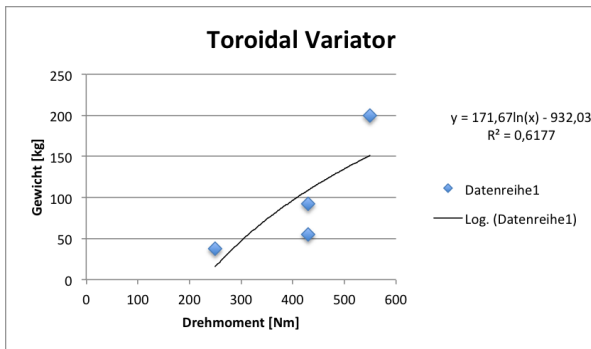
(b) Regression automatisierte Schaltgetriebe



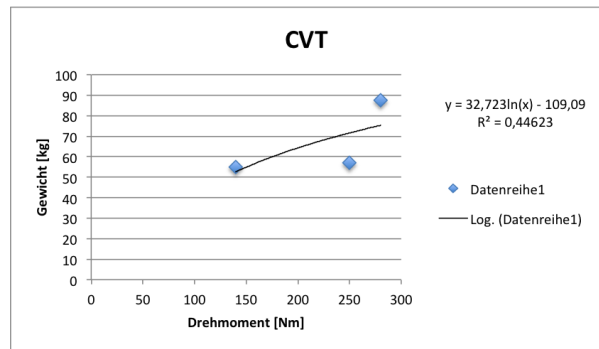
(c) Regression Doppelkupplungsgetriebe



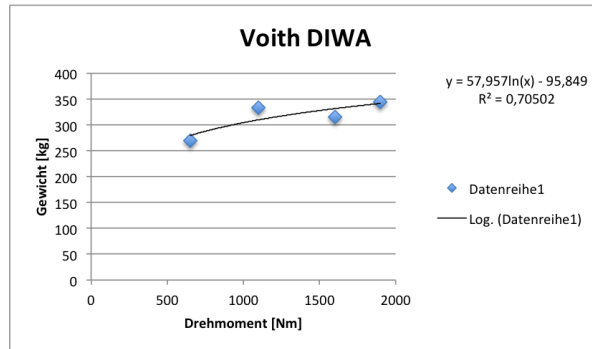
(d) Regression Automatikgetriebe (Wandler)



(e) Regression Toroidgetriebe



(f) Regression CVT-Getriebe



(g) Regression Voith DIWA

Abbildung 57: Regressionen über verschiedene Getriebetypen aus dem Fahrzeugbereich

Die maximal übertragbaren Drehmomente der ausgewählten Fahrzeuggetriebe liegen in einem Bereich zwischen 95 Nm und 1900 Nm. In Abbildung 58 sieht man den extrapolierten Bezugspunkt verglichen mit den vorhandenen Datenpunkten der automatisierten Schaltgetriebe. Da zwischen diesen Punkten keine Getriebedaten verfügbar sind, ist die Extrapolation wahrscheinlich sehr unpräzise und nicht repräsentativ. Für die Regression ist anzumerken, dass für manche Getriebetypen generell nur wenig Datenpunkte vorhanden sind. Je mehr Datenpunkte in die Analyse einfließen, welche den gesamten Betrachtungsbereich bis zum Extrapolationspunkt abdecken, desto genauer, aussagekräftiger und sinnvoll wird die Regression.

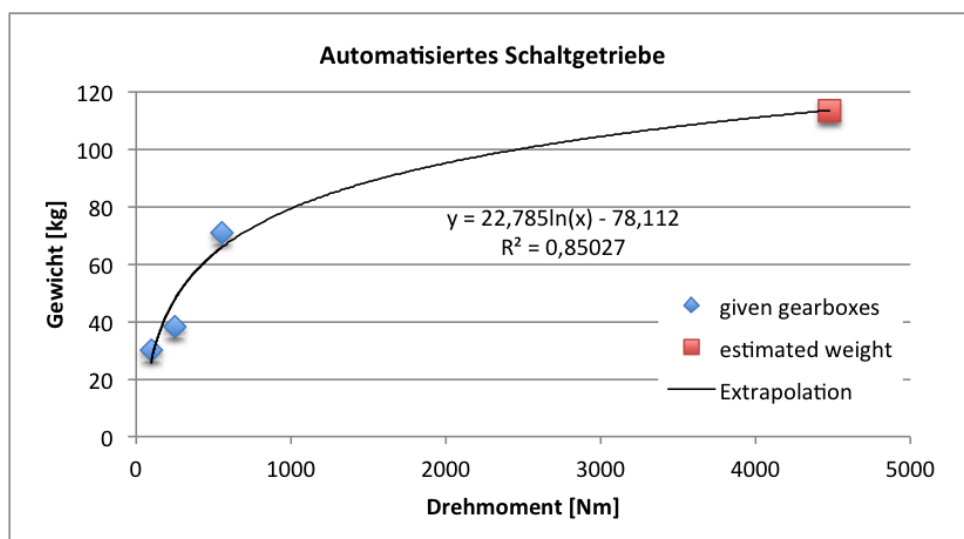


Abbildung 58: Extrapolation AMT

Ein Großteil der Möglichkeiten konnte bereits aufgrund ihrer Eigenschaften ausgeschlossen werden. Eine der wichtigsten Eigenschaften ist die Sicherstellung des Leistungsflusses vom Antrieb zum Rotor - auch während des Schaltvorgangs. Deshalb eignen sich Getriebe ohne Lastunterbrechung am besten. Um den Schaltvorgang besser nachvollziehen zu können, wird im nächsten Kapitel in MATLAB ein Simulationsmodell aufgebaut. Anhand der Simulationen und deren Ergebnissen können wertvolle Erkenntnisse zum Verhalten der Turbine, des Rotors bzw. des gesamten Antriebsstrangs samt den auftretenden Dynamiken gewonnen werden.

Kapitel 5

Schaltvorgang

Bei konventionellen Hubschraubern werden Auf- und Vortrieb über den Hauptrotor erzeugt. Über die Turbine und ein Getriebe mit fixer Übersetzung werden Haupt- und Heckrotor mit konstanter Drehzahl angetrieben. Dieses System mit konstanter Drehzahl erleichtert die Konstruktion des gesamten Flugsystems (Rotorblätter, etc.), da die Komponenten nur auf eine Nenndrehzahl ausgelegt werden müssen. Dadurch wird jedoch der Hubschrauber in seiner Leistungsfähigkeit beschränkt und somit der Einsatzbereich limitiert. Oft ist die Nenndrehzahl für die vorherrschenden Flugbedingungen nicht die Effizienteste. Durch eine Variation der Drehzahl kann der Rotor mit optimalem kollektiven Anstellwinkel betrieben werden. Dies führt zu einer Reduktion der benötigten Antriebsleistung. Die dadurch zur Verfügung stehende Leistung kann für die Erweiterung der Flugbereichsenvelope genutzt werden. Nicht nur konventionelle Flugsysteme können vom drehzahlvariablen Antrieb profitieren, sondern auch andere Drehflüglervarianten, wie z. B. Tiltrotor, Tandem-, Koaxial- oder Compoundhubschrauber. [2]

Eine Veränderung der Drehzahl um bis zu 50 % sollen in der nahen Zukunft die gesamte Leistungsfähigkeit der Flugsysteme erhöhen. Somit werden Rotoren benötigt, die einerseits über einen weiten Betriebsbereich effektiv arbeiten und andererseits Antriebssysteme, die diese Geschwindigkeitsänderungen überhaupt bewerkstelligen können. Dementsprechend müssen das Triebwerk und das Getriebesystem höchst zuverlässig und effizient sein. [34]

Zwei Technologien bieten das Potential die Rotordrehzahl zu variieren. Dies kann mit Getrieben oder Turbinen realisiert werden. Ein Vorteil der Realisation über die Turbinentechnik ist der geringe Gewichtszuwachs (etwa 5%). Das Getriebe kann dadurch einfacher ausgeführt werden, da keine zusätzliche Übersetzung benötigt wird. Das Getriebegewicht steigt durch die Drehmomentcharakteristik der Turbine bei niedrigeren Drehzahlen an. [3]

Wird die Drehzahlvariation über das Getriebe realisiert, muss zusätzliches Gewicht eingeplant werden. Damit die Vorteile der Getriebetechnologie voll ausgeschöpft werden können, ist die Platzierung nahe beim Rotor wünschenswert. Denn dann sind die Nebenaggregate unabhän-

gig von der Drehzahlvariation und der Heckrotor kann bei einer anderen Drehzahl betrieben werden. Bei Verwendung eines drehzahlvariablen Getriebes wird die Turbine im optimalen Betriebspunkt betrieben und es treten keine Leistungsverluste während der Drehzahländerung auf. [3]

In den zuvor behandelten Kapiteln wurden viele Getriebemöglichkeiten aus unterschiedlichen Bereichen, mit denen mehrere Gänge bzw. Übersetzungen realisierbar sind, vorgestellt. Dieser Abschnitt widmet sich dem Schaltvorgang von Schalt- und Stufenlosgetrieben.

5.1 Schaltvorgang mit Lastunterbrechung

Die in Kapitel 3.1.1 vorgestellten konventionellen Schaltgetriebe benötigen während des Schaltvorgangs eine Drehmomententlastung des Antriebstrangs. Somit wird der Antrieb für die Dauer der Schaltung unterbrochen, um einen einfachen und robusten Übergang zu schaffen. An dieser Verbindungsstelle kommt eine Kupplung zum Einsatz. Die Kupplung hat in dieser Anordnung mehrere Aufgaben: sie trennt den Antriebstrang im Stillstand und bei einem Gangwechsel, überträgt das Drehmoment und übernimmt zum Teil die Aufgabe der Schwingungsdämpfung.

Im Simulationsmodell in Abbildung 59 geschieht die Übersetzungsänderung von der Übersetzung i_1 zur neuen Übersetzung i_2 durch einen manuellen oder automatischen Gangwechsel. Über Synchronisierereinheiten erfolgt die nötige Drehzahlanpassung. Diese Vorrichtungen bedienen sich zweier Wirkprinzipien. Über die Reibelemente wird kraftschlüssig eine Drehzahlangleichung erwirkt und anschließend formschlüssig der Gang eingelegt und somit Leistung übertragen. Die Einheit besteht aus einer parallel geschalteten nassen Reibkupplung mit einer Klauenschaltung und wird zu einer Schiebemuffe zusammengefasst. [6]

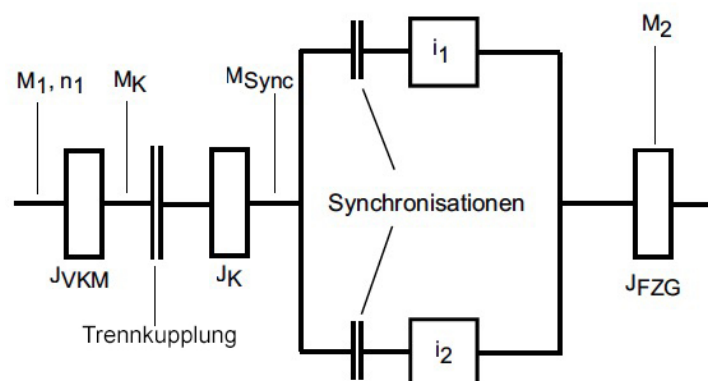


Abbildung 59: Simulationsmodell eines Schaltgetriebes [6]

Nachfolgend soll kurz auf die Phasen im Schaltvorgang mit Lastunterbrechung eingegangen werden. In Vorbereitung auf den Schaltvorgang werden zuerst das Motor- und Kupplungsmoment (M_1 und M_K) reduziert. Infolgedessen sinkt das Abtriebsmoment M_2 ebenfalls. Wenn

die Trennkupplung vollständig geöffnet ist, wird das Abtriebsmoment $M_2 = 0$. Jetzt ist der Triebstrang lastfrei und die Eingangswelle des Getriebes kann an die Zieldrehzahl des nächsten Ganges angeglichen werden. Über die Reibelemente in den Synchronisierereinheiten wird das Synchronmoment M_{Sync} aufgebaut, welches sich wiederum bremsend auf die beteiligten Komponenten auswirkt. Wenn Drehzahlgleichheit erreicht ist, verschwindet M_{Sync} und der neue Gang kann vollständig durchgeschaltet werden. [6]

5.2 Schaltvorgang ohne Lastunterbrechung

Für Hubschrauber ist es essentiell, dass während einer Änderung der Übersetzung keine Unterbrechung des Kraftflusses stattfindet. Eine Unterbrechung des Leistungsflusses würde den Hubschrauber in Autorotation versetzen, das zu einem Höhenverlust führen würde. Dieser Zustand ist gänzlich zu vermeiden.

Lastschaltgetriebe können unter Last einen Wechsel der Übersetzungen durchführen, während der Motor Moment abgibt. Stufenautomaten und Doppelkupplungsgetriebe (sh. Abschnitt 3.1.2 S. 26) sind beispielsweise unter Last schaltbar. Lastschaltgetriebe finden ihre Anwendung hauptsächlich in Fahrzeugen. Aus diesem Grund wird anhand dieses Einsatzgebiets der Schaltvorgang erklärt. In weiterer Folge wird die Anwendbarkeit in Hubschraubern mit einem dynamischen Modell simuliert.

Im adaptierten Simulationsmodell eines Lastschaltgetriebes (Abbildung 60) wird das Motormoment M_1 konstant gehalten und das Moment durch die Fahrwiderstandskräfte $M_3 = 0$ angenommen. Übertragungsverluste werden ebenso vernachlässigt. Zu Beginn ist die Kupplung K_1 geschlossen und K_2 offen, sodass $M_{K2} = 0$ gilt. Das Ausgangsmoment ergibt sich zu $M_2 = i_1 M_{K1}$. Nun wird begonnen K_2 zu schließen und folglich wird Moment M_{K2} aufgebaut. Gleichzeitig verringert sich das Moment M_{K1} . Während des Übergangs schlupft K_2 , wohingegen K_1 haftet. Am Ende ist das Moment vollständig auf K_2 übertragen und das Abtriebsmoment ergibt sich zu $M_2 = i_2 M_{K2}$.

Da dieses Getriebe für Fahrzeuge konzipiert wurde, wird beim Zughochschalten die Motordrehzahl stetig erhöht. Die Motordrehzahl muss an die neue Zieldrehzahl angepasst werden. Dies geschieht durch ein Überhöhungsmoment an der zweiten Kupplung. Sobald der Punkt der Drehzahlgleichheit erreicht ist, bricht das Drehmoment am Abtrieb ein. Diese abrupte Änderung erzeugt Schwingungen, die den Antriebsstrang belasten. [6]

Die Betrachtungen am Fahrzeug können jedoch nicht so leicht auf die Anwendung im Hubschrauber angewandt werden. Im Fall des Fahrzeuges soll die Geschwindigkeit vor und nach dem Schaltvorgang gleich sein. Es muss sich somit der Verbrennungsmotor an die neue Drehzahl anpassen. Bei Hubschrauberanwendungen soll die Turbinendrehzahl, bis auf den eigentlichen

Schaltvorgang, gleich bleiben und sich nur das Moment und die Drehzahl am Rotor verändern. Dies kann jedoch nicht schlagartig geschehen, da die Getriebe konstruktiv durch Ermüdungsgrenzen nach oben hin begrenzt sind. Der Schaltvorgang kann anhand eines vereinfachten Modells des Antriebsstranges (Abbildung 60) gezeigt werden.

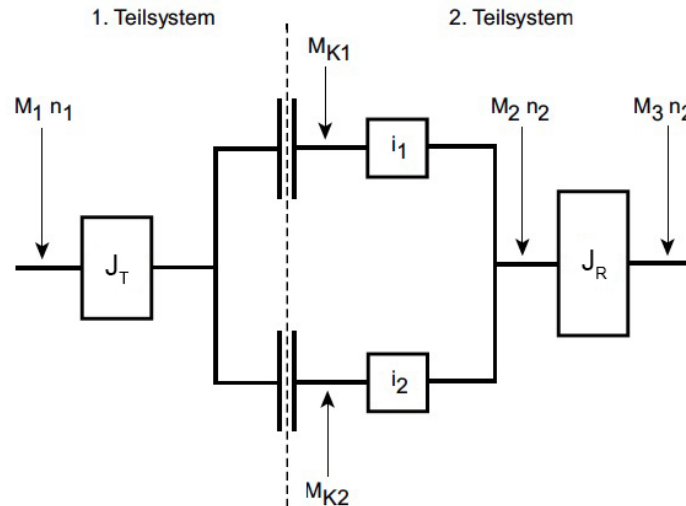


Abbildung 60: Adaptiertes Simulationsmodell eines Lastschaltgetriebes (vgl. [6]): M_1 Antriebsmoment Turbine, J_T Trägheitsmoment Turbine, M_{K1} Übertragungsmoment Kupplung 1, M_{K2} Übertragungsmoment Kupplung 2, i_1 erste Übersetzung, i_2 zweite Übersetzung, J_R Trägheitsmoment Rotor, M_2 Antriebsmoment Rotor, M_3 Lastmoment

Für das erste Teilsystem ergibt sich aus dem Drallsatz mit der Winkelbeschleunigung der Turbine $\dot{\omega}_T$ folgendes:

$$J_T \dot{\omega}_T = M_1 - M_{K1} - M_{K2} \quad (40)$$

Der Drallsatz mit der Winkelbeschleunigung des Rotors $\dot{\omega}_R$ für das zweite Teilsystem um den Rotor liefert

$$J_R \dot{\omega}_R = M_2 - M_3 \quad (41)$$

Weiters muss folgendes Momentengleichgewicht gelten:

$$M_{K1} i_1 + M_{K2} i_2 = M_2 \quad (42)$$

Gleichung (42) wird nun in die Drallsatzgleichung (41) eingesetzt. Somit ergibt sich für das zweite Teilsystem folgende Beziehung:

$$J_R \dot{\omega}_R = M_{K1} i_1 + M_{K2} i_2 - M_3 \quad (43)$$

Zur weiteren Betrachtung wird Gleichung (41) nach M_2 umgestellt. Daraus folgt nun

$$M_2 = J_R \dot{\omega}_R + M_3 \quad (44)$$

Die Winkelbeschleunigung, die über einen Zeitraum Δt gemittelt ist, kann wie folgt ausge-

drückt werden:

$$\dot{\omega}_R = \frac{\Delta\omega_R}{\Delta t} \quad (45)$$

Sie beschreibt die zeitliche Änderung der Winkelgeschwindigkeit des Hauptrotors. Wenn jetzt der herkömmliche Schaltvorgang ohne Lastunterbrechung betrachtet wird, ist die zeitliche Änderung Δt bei spontanen, schnellen Schaltungen sehr klein. Dies resultiert in einer großen Winkelbeschleunigung und somit einem enormen Moment, das auf die Getriebeausgangsseite wirkt (M_2). Dieses Moment müsste „schlagartig“ überwunden werden, damit der Rotor gebremst oder beschleunigt werden kann. Ist Δt jedoch größer - also die Schaltdauer länger - reduziert sich das zu überwindende Moment und die Belastung auf das Getriebe sinkt. Es stellt sich jedoch die Frage, ab welcher Schaltdauer die Belastung soweit sinkt, sodass die Zahnräder das abrupte Moment unbeschadet aufnehmen können bzw. wie der Übergang so sanft wie möglich ablaufen kann.

Eine lange Schaltdauer wirkt sich jedoch negativ auf die Kupplungen aus. Die Reibarbeit ist eine Funktion der Rutschzeit, die in Form von Wärme auftritt. Der Temperatureinfluss wirkt sich stark auf die Funktion und den Verschleiß der Kupplungen aus.

5.3 Antriebsstrangdynamik

Unter der Voraussetzung eines konstanten Antriebs erfolgt während des Schaltvorgangs die Änderungen von Drehzahl und Drehmoment am Abtrieb. Beim konventionellen Schalten erfolgt dies abrupt, da ein Element aktiviert und ein anderes Element schlagartig deaktiviert wird. Dadurch entstehen heftige Schwingungen und Belastungen für den gesamten Antriebsstrang. Wenn diese Belastungen eine Grenze überschreiten, kommt es zum Versagen der Bauteile und somit zu einem Ausfall des gesamten Flugsystems. Deshalb muss der sanfte Übergang vom einen zum anderen Gang sichergestellt sein. Erst durch die Betrachtung des Antriebsstrangs mit realen Steifigkeiten treten Schwingungen auf. Die Schwingungsformen können als Axial-, Biege- und Torsionsschwingungen auftreten ([6]). Alleine die Rotoren zählen zu den stärksten Schwingungsanregern, denn die Blätter weisen eine sehr starke Eigenschwingung auf. Besonders die Rotorharmonischen, die als ganzzahlig Vielfaches der Rotorfrequenz auftreten, regen verstärkt an [1]. Durch die Elastizitäten in den Bauteilen können diese eigene Schwingungen oder Schwingungen in Wechselwirkung mit anderen Teilen verursachen. Eine Unterteilung in hochfrequente (ab ca. 30 Hz) und tieffrequente (ca. 3-9 Hz) Schwingungen kann getroffen werden. Tieffrequente Schwingungen sind durch spürbare Stöße oder als hörbare Schlaggeräusche wahrnehmbar. Akustisch hochfrequente Schwingungen hingegen machen sich eher durch Ungleichförmigkeiten, Unwuchten oder auch Teilungsfehler bemerkbar. Torsionsschwingungen jedoch sind weder hör- noch fühlbar. Anschlagen von Bauteilen oder Elementen innerhalb der Spiele oder die Übertragung einer Anregung über die Abstützung am Getriebe oder die Kopplung mit Biege- oder Translationsschwingungen können unerwünschte Reaktionen hervorrufen.

Von der Antriebsmaschine können bereits Schwingungen durch die Zündung, Lastwechseländerungen oder Massenkräfte bei Kurbeltrieben auftreten. Kupplungen sind durch Reibschwingungen, die beispielsweise durch Reibwertschwankungen oder geometrischen Fehlern, die Übergänge zwischen Schlupfen und Haften erschweren, gekennzeichnet. Das Getriebe kann durch Übersetzung, Steifigkeiten, Masse, Anregungen durch Schaltvorgänge oder Verzahnungs- und Teilungsfehler die Schwingungen und folglich die Dynamik des gesamten Antriebsstranges beeinflussen. Prinzipiell weisen alle rotierenden Teile Unwuchten auf, die sich zu störenden Schwingungen entwickeln können. Diese Schwingungen sind kontraproduktiv, da die Bauteilbelastung und der Komfort enorm beeinträchtigt werden. Auf steigende Federsteifigkeiten und die Reduktion der Drehmassen kann durch Verringerung der Amplituden bzw. Erhöhung der Frequenzen Einfluss genommen werden. Als Alternative kann auch auf den ursprünglichen Impuls bzw. die Quelle der Lastaufbringung eingegangen werden. Die Reduktion der Anregung kann durch verschiedene Maßnahmen erfolgen: hydraulische Drehmomentwandler, schlupfende Kupplungen, Torsionsdämpfer, Materialien mit höherer Dämpfung, Tilger und Filterung der hochfrequenten Schwingungen. [6]

5.4 Stufenloses Getriebe ohne Schaltung

Im Fall der stufenlosen Getriebe entfällt der Schaltvorgang komplett. Es bedarf nur einer Verstelleinheit für die stufenlose Anpassung der Drehzahlen. Dies kann, wie in Kapitel 3.2 dargestellt, beispielsweise die kontinuierliche Verstellung der Kegelscheiben sein. Der Wechsel zwischen den Übersetzungen erfolgt sanft und schonend für den Antriebsstrang.

5.5 Probleme

Drehzahlvariation verspricht eine Steigerung der Effizienz, Minderung des CO_2 -Ausstoßes, vergrößerte Flughöhe und Reichweite und eine Reduktion der Lärmemissionen der Drehflügler. In Kombination mit der Turbine, die im optimalen Bereich betrieben wird, sinkt überdies noch der Treibstoffverbrauch. Jedoch birgt eine erfolversprechende Technologie auch Probleme. Wie bereits erwähnt wurde, kann der schwierige Schaltvorgang den Antriebsstrang bis zum völligen Versagen belasten. Abrupte Schaltwechsel sind konstruktiv nicht möglich - außer es wird ein Schaltelement dazwischen platziert. Weiters muss für jeden Schaltpunkt die Dynamik des Rotors beachtet werden, damit die Eigenfrequenzen nicht mit den Rotorharmonischen zusammentreffen. Abseits des Hauptrotors muss ebenso beim Design an den Heckrotor gedacht werden. Wenn eine zusätzliche Drehzahlvariation beim Heckrotor geplant wird, kann sich die Effizienz noch weiter steigern. Dies kann sich vor allem in großen Höhen bezahlt machen. Der Heckrotor wird ebenfalls für einen Leistungsbereich ausgelegt. Bei Überschreitung der maximalen Flughöhe, würde der Schubbedarf zu groß und die dafür notwendigen Anstellwinkel der Heckrotorblätter würden einen Strömungsabriss zur Folge haben. Für die Erweiterung der

Flugbereichsgrenzen in großen Höhen muss die Leistung (Schub) des Heckrotors weiter gesteigert werden. Dies kann nur über eine Erhöhung der Drehzahl erreicht werden.

Für alle Schalt- oder Stufenlosgetriebe gilt jedoch, dass diese zusätzliche Einheit für Drehzahlvariation ein Mehrgewicht nach sich zieht. Es wird ein zusätzliches Getriebe benötigt, das die Turbinendrehzahl auf die Eingangsdrehzahl des Rotors bringt. Erst dann kommt der Drehzahlwandler zum Einsatz, der die Rotordrehzahl bedarfsabhängig weiter reduziert. Wenn jedoch die Effizienzvorteile überwiegen, kann das Mehrgewicht in Kauf genommen werden.

Im Hinblick auf die Zertifizierung ergeben sich eine Reihe weiterer Probleme und Hindernisse. Bei allen Konzepten - sei es ein elektrischer Antrieb, hydraulische oder reibschlüssige Elemente - muss man sich über den Ausfall bzw. die Aufrechterhaltung des Kraftflusses Gedanken machen. Potentielle Fehlerquellen müssen bereits bei der Auslegung und der Gestaltung vermieden werden. Denn schließlich soll das Konzept mit dem größten Potential auch zukünftig zum Einsatz kommen. [35]

5.6 Schaltvorgang am Beispiel des Offset Compound Gear

Die Betrachtung des Schaltvorganges in Drehflüglern und der Einfluss auf das Getriebe gestalten sich komplex und schwierig. Da es noch keine bewährten Beispiele gibt, muss auf Testergebnisse zurückgegriffen werden. Am Glenn Research Center der NASA wurde das Offset Compound Gear (OCG), ein Getriebe für variable Drehzahlen, für eine Hubschrauberkonfiguration am Prüfstand getestet. Es wurden primär Schalttests durchgeführt und währenddessen Geschwindigkeits- und Momentenstöße auf das Getriebe aufgezeichnet. Es wurden Messungen für unterschiedliche Eingangsdrehzahlen (5000, 8000, 10000, 12500 und 15000 U/min) bei verschiedenen Leistungen vorgenommen. Währenddessen konnten weitere wichtige Getriebecharakteristika wie Schmierparameter, Vibrationen und Temperaturen ermittelt werden. Abbildung 61 zeigt den Getriebeaufbau des Offset Compound Gears.

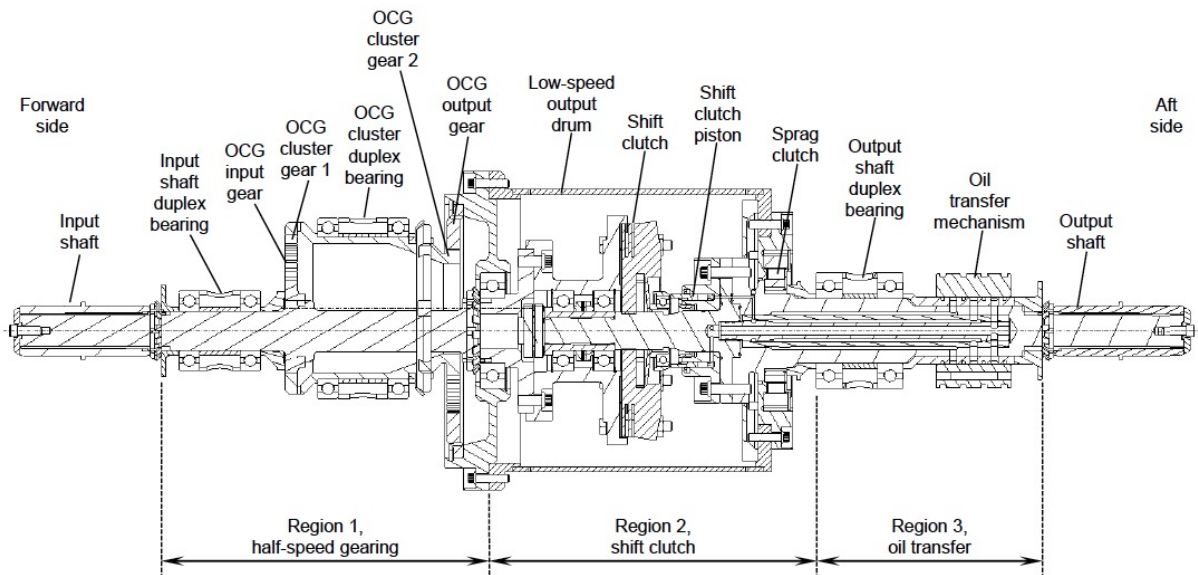


Abbildung 61: Schnittansicht Testaufbau OCG [36]

Der An- und Abtrieb des Testgetriebes wurde über zwei identische Wechselstrommaschinen realisiert. Der Antrieb läuft im Motorbetrieb wohingegen der Abtrieb als Generator betrieben wird. Der Antrieb liefert die nötige Eingangsdrehzahl. Der Generator simuliert die Last an den Rotoren. Auf beiden wassergekühlten Maschinen wurden jeweils an den Lagern und Wicklungen Widerstandstemperaturfühler angebracht. Das Testgetriebe ist noch mit weiteren Drehzahl-, Drehmoment-, Vibrations- und Temperatursensoren am Ein- und Ausgang versehen. Weiters verfügt das Getriebe über ein externes Schmiersystem, das die Zahneingriffe, Lager und den Freilauf kühlt und schmiert. Für die Sicherstellung einer präzisen Öltemperatur wird erhitztes Öl über einen Wärmetauscher wieder abgekühlt. Über eine Hochdruckpumpe wird ein Teil des Schmiermittels für die Herstellung des Anpressdrucks der Schaltkupplung verwendet. Wenn die Kupplung des OCG geschlossen ist rotiert der Ausgang mit der selben Drehzahl wie der Eingang. Der Leistungsfluss läuft direkt mit einer Übersetzung von 1:1 zum Abtrieb. Wenn nun in den langsameren Gang geschaltet wird, baut sich am Betätigungskolben der Kupplung Druck auf. Die Kupplung öffnet sich und die Ausgangswelle verliert an Drehzahl. Der Freilauf klemmt und nimmt die Ausgangswelle mit. Das Drehzahlverhältnis reduziert sich auf 2:1 (entspricht somit einer Drehzahlreduktion von 50 %). Es wird in diesem Testaufbau auf eine im Rennsport gebräuchliche Trockenkupplung aus Carbon zurückgegriffen. Der Vorteil dieser Kupplung liegt darin, dass kein System für Schmierung und Kühlung nötig ist.

Der Testablauf (Abbildung 62) sieht für den Aufbau wie folgt aus. Nachdem das Schmiersystem aktiviert und das Öl eine Betriebstemperatur erreicht hat, wird das Getriebe ebenfalls auf die gewünschte Drehzahl gebracht. Über den zweiten Motor wird die Leistung geregelt. Nach einer gewissen Zeitspanne beginnt die Öffnung der Kupplung. Das Profil sieht einen linearen Anstieg des Kupplungsdruckes von 0 auf 27,5 bar (400 psi) bei einer Rate von 1,4 bar/s (20 psi/s) vor.

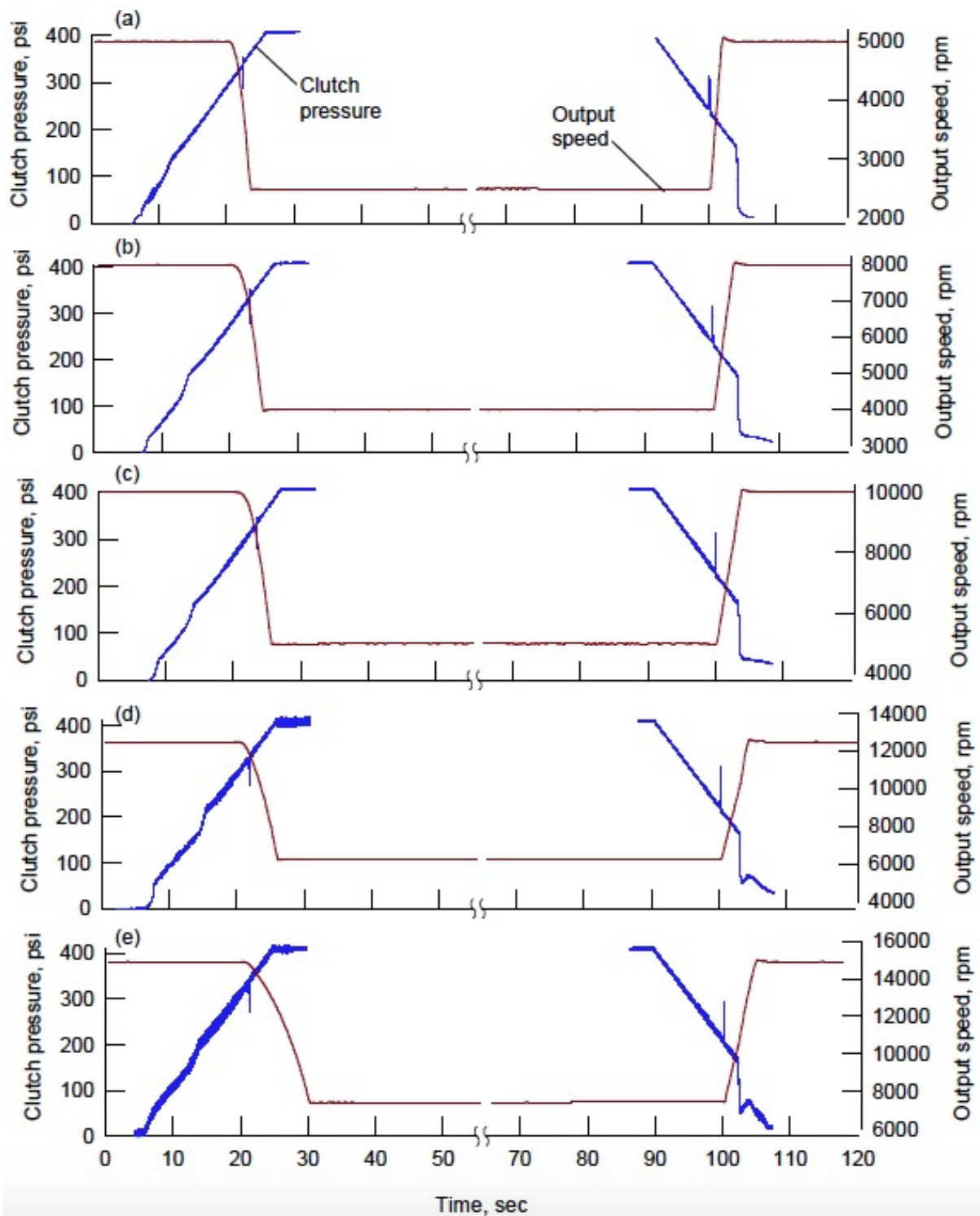


Abbildung 62: Anpressdrücke der Kupplung und Ausgangsdrehzahlen des OCG bei verschiedenen Eingangsdrehzahlen [36]: (a) 5000 U/min, (b) 8000 U/min, (c) 10000 U/min, (d) 12500 U/min, (e) 15000 U/min

Bei etwa 22,4 bar (325 psi) öffnet sich die Kupplung und das Getriebe vollzieht die Schaltung von der schnellen zur langsamen Drehzahl. Nach der kurzen Verweildauer beginnt der Gangwechsel zurück zur höheren Drehzahl. Zu diesem Zeitpunkt wird die Last vollständig weggenommen und das Schließen der Kupplung startet. Der Kupplungsdruck fällt erneut linear von etwa 27,5 bar auf 10,3 bar (400 auf 150 psi) mit einer Rate von 1,4 bar/s (20 psi/s). Bei einem Druck von 15,2 bar (220 psi) schließt die Kupplung und der Gangwechsel wird durchgeführt.

Es wurden in diesem von der NASA durchgeführten Test mehrere Eingangsdrehzahlen und unterschiedliche Rampen ausprobiert und miteinander verglichen.

Für das Herunterschalten startet das Kupplungsöffnungsprofil nach etwa 5 Sekunden. Der Druck steigt linear an bis das Maximum nach etwa 25 Sekunden erreicht ist. Zwischen 21 und 22 Sekunden weist das Profil einen kurzzeitigen Druckabfall auf. Diese Spitzen werden durch die vollständige Loslösung der Schaltkupplung verursacht, da der aufgebrachte Öldruck die Federkraft in der Kupplung überwindet. Vor dem Einbruch schlupft die Kupplung bereits und die Ausgangsdrehzahl sinkt. Nach dem Ausschlag ist die Kupplung vollständig geöffnet und die Ausgangsgeschwindigkeit halbiert sich.

Der Hochschaltvorgang beginnt nach etwa 90 Sekunden. Bei ca. 100 Sekunden zeigt der Verlauf des Kupplungsdruckes erneute eine Druckspitze. Die zur Einrückung erforderliche Federkraft übersteigt den Öldruck und die Ausgangsdrehzahl steigt bis die Kupplung vollständig geschlossen ist. Die Vorgänge im Druck- und Geschwindigkeitsverlauf werden in Abbildung 62 dargestellt.

Ähnliches passiert im Drehmomentverlauf, der in Abbildung 63 dargestellt ist. Der Druckabfall in der Kupplung ist ebenfalls durch einen Drehmomentabfall in den Diagrammen ersichtlich. Das Eingangsmoment pendelt sich nach dem Abfall wieder um den Betriebspunkt ein. Das Ausgangsmoment verdoppelt sich aufgrund der geforderten konstanten Leistung. Bereits im frühen Teststadium zeigte sich ein signifikanter Momentenausschlag, wenn die Kupplung während der Hochschaltphase zu schließen beginnt. Dies ist auf das System, das eine rasche Beschleunigung der Ausgangswelle im Kupplungsvorgang verursacht, zurückzuführen. Um vorzeitige Getriebeüberlastungen zu vermeiden, wurde in dieser Phase kein Moment aufgebracht. Möglicherweise werden diese Ausschläge im Verlauf durch das Fehlen von akzeptablem Schlupf der Trockenkupplung bei diesen Betriebsbedingungen verursacht. Die NASA merkt in dem Bericht ebenso an, dass das Offset Compound Gear nicht für die Schaltung unter hoher Last entwickelt wurde. [36]

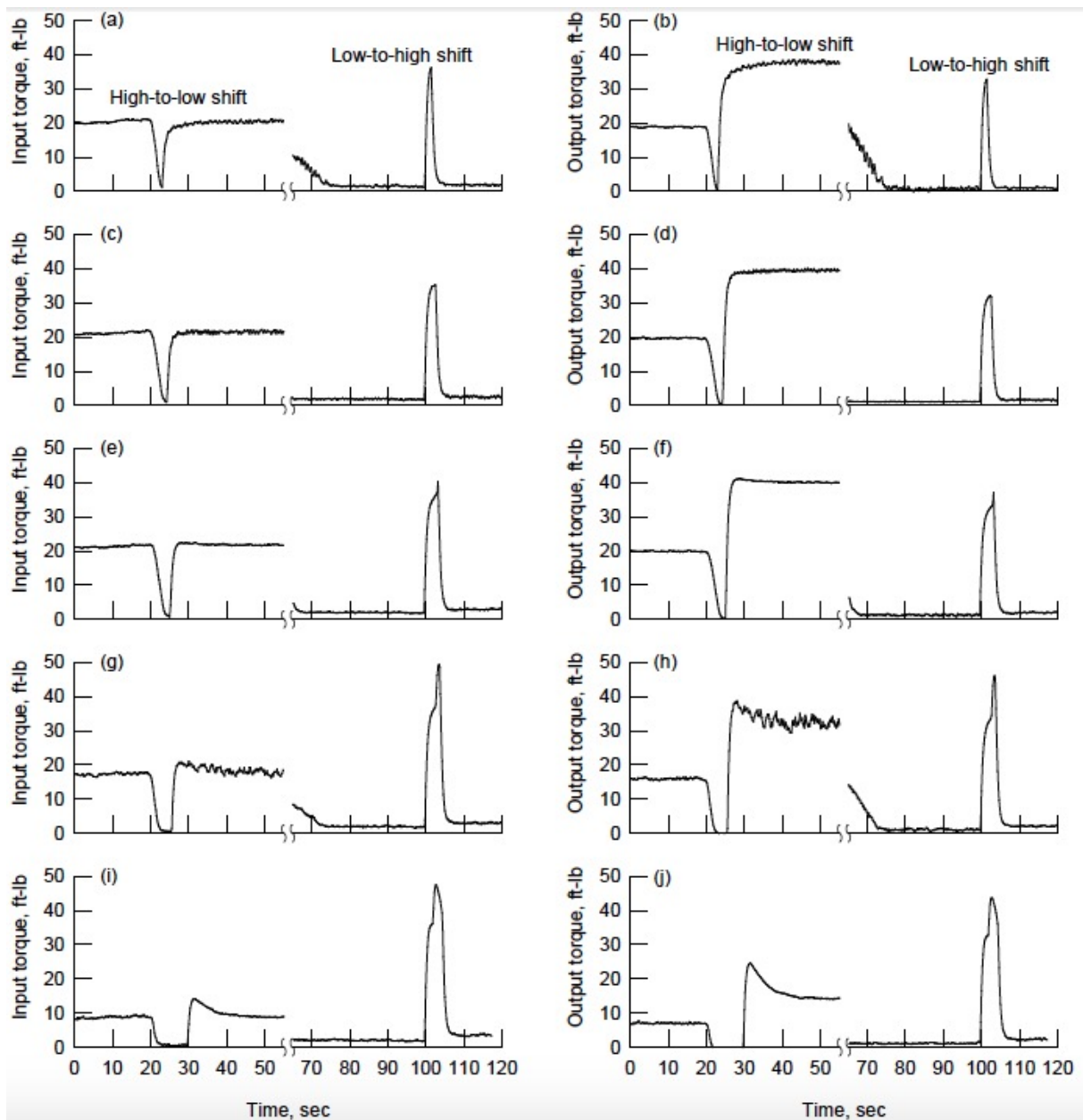


Abbildung 63: Ein- und Ausgangsmomente des OCG bei verschiedenen Eingangsdrehzahlen [36]: (a) 5000 U/min, (b) 8000 U/min, (c) 10000 U/min, (d) 12500 U/min, (e) 15000 U/min

5.7 Kupplungen und Bremsen

Kupplungen können anhand der Kraftübertragung in form- oder kraftschlüssige Übertragung unterteilt werden. Zu den kraftschlüssigen Kupplungen zählen Reibkupplungen, hydrostatische und hydrodynamische sowie elektrostatische und elektrodynamische Kupplungen. Die Aufgaben der Kupplungen sind vielfältig: zum einen sollen sie Wellenverlagerungen ausgleichen, Drehmomentenstöße dämpfen und vorrangig die Drehmomentübertragung sicherstellen.

Anhand Abbildung 64 wird der Schaltvorgang einer reibschlüssigen Kupplung kurz beschrieben. Zu Schaltbeginn, zum Zeitpunkt t_0 , läuft die Antriebsseite bereits mit einer Winkelgeschwindig-

keit von ω_A um. Die Lastseite dreht zu Beginn mit einer Winkelgeschwindigkeit von ω_{L0} . Nach dem Ansprechverzug bzw. der Verzögerungszeit t_{11} beginnt die Kupplung bei t_1 zu rutschen. Die Antriebsseite beschleunigt die Lastseite mit dem Beschleunigungsmoment $T_a = T_{Ks} - T_L$. Die Kupplungsflächen reiben mit einer relativen Winkelgeschwindigkeit $\omega_A - \omega_L$ aufeinander. Solange die Kupplung rutscht ist das Kupplungsdrehmoment gleich dem schaltbaren (dynamischen) Drehmoment T_{Ks} . Am Ende der Rutschzeit nach t_R bzw. zum Zeitpunkt t_2 wird kein Beschleunigungsmoment mehr benötigt und das Drehmoment reduziert sich auf das Lastmoment T_L . [37]

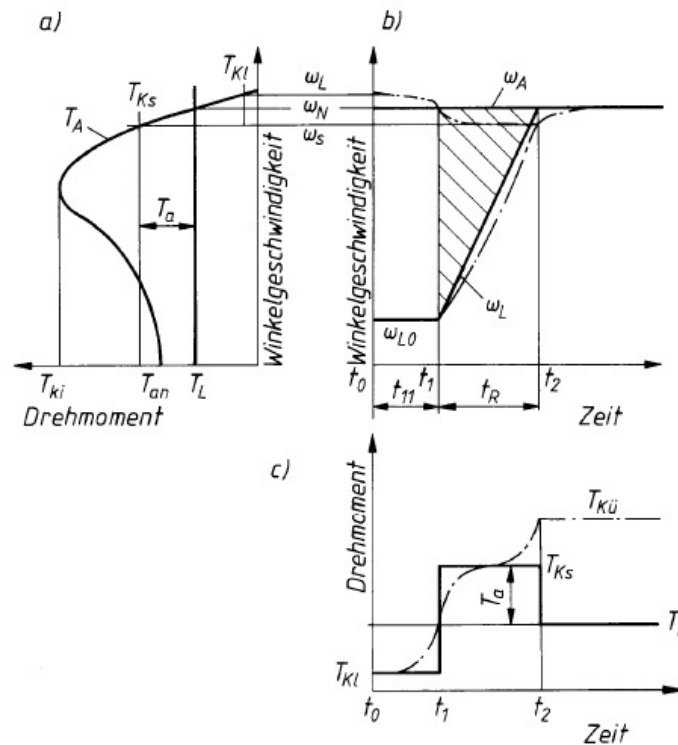


Abbildung 64: Schaltvorgang einer reibschlüssigen Kupplung [37]: (a) Drehmomentverlauf von Antriebsmaschine, Kupplung, und Arbeitsmaschine, (b) Hochlaufverhalten des Antriebes, (c) zeitlicher Verlauf des Kupplungsdrehmomentes; die strichpunktierete Linie zeigt den annähernd wirklichen Verlauf und die schraffierte Fläche zeigt die Schaltarbeit;

T_A Drehmoment Antriebsmaschine, T_{Ki} Kippmoment Antriebsmaschine, T_L Lastdrehmoment, T_{an} Anlaufdrehmoment, T_a Beschleunigungsmoment, T_{Ks} schaltbares Drehmoment Kupplung, T_{Kl} Restdrehmoment Kupplung, T_K übertragbares (statisches) Drehmoment, ω_L Winkelgeschwindigkeit Lastseite, ω_N Nennwinkelgeschwindigkeit, ω_A Winkelgeschwindigkeit Antrieb, ω_{L0} lastseitige Winkelgeschwindigkeit zu Schaltbeginn, ω_L Winkelgeschwindigkeit Last, t_0 Beginn Schaltvorgang, t_{11} Ansprechverzug, t_1 Beginn Rutschphase, t_2 Ende Rutschphase, t_R Rutschphase

Die Drehmomentübertragung bei Reibkupplungen ist vom Reibwerkstoff (Reibkoeffizient) und der Form der Reibflächen abhängig. Weitere wichtige Faktoren zur Auswahl von Reibkupplungen und Bremsen sind die Flächenpressung, Temperaturen, mechanische Festigkeit, Wärmebeständigkeit, Verschleißfestigkeit, Fressneigung und die Wärmeleitfähigkeit. [38]

Grundsätzlich ist bei der Auswahl der schaltbaren Kupplungen auf kleine Schaltkräfte, ausreichende Wärmeabfuhr, Nachstellmöglichkeiten bei Verschleiß und einer schnellen und einfachen Wartung zu achten. Ebenso spielen die Baugröße, Gewicht und die damit verbundenen Kos-

ten eine große Rolle. Abbildung 65 zeigt eine Übersicht mit schaltbaren Kupplungen mit den wichtigsten Eigenschaften und den gängigsten Einsatzbereichen. [37]

Sowohl beim OCG als auch in herkömmlichen Schaltgetrieben kommen Kupplungen vor. Diese sind für die Leistungsübertragung und während des Schaltvorganges nötig. Nicht unter Last schaltbare Kupplungen, wie beispielsweise Klauenkupplungen, sind somit für das gewünschte Einsatzgebiet nicht geeignet.

Für den Einsatz in Hubschraubern ist eine unter Last schaltbare Kupplung nötig. Im Fall des Ausfalls der Antriebskomponente muss der Antriebsstrang eine mechanische Verbindung zwischen den Rotoren aufweisen, damit Autorotation sichergestellt wird. Hierfür muss die Kupplung automatisch schließen und zusätzlich eine formschlüssige Verbindung aufweisen. Kraftschlüssige Kupplungen sind grundsätzlich geeignet, sofern sie diese Bedingung des Formschlusses zusätzlich erfüllen. Ein geeignetes Kupplungskonzept muss für diesen Zweck noch ausgearbeitet werden. In Hubschraubern eignen sich fremdbetätigte Schaltkupplungen am besten. Wird ein stufenloses Getriebe verwendet, entfällt der Einsatz einer Kupplung.

Bauart	schlupfend	schaltbar unter Last	fernbedienbar	steuerbar	wartungsfrei	radial montierbar ³⁾	schwingungs-dämpfend	Angleichkupplung	Schaltkupplung	Anlaufkupplung	Sicherheitskupplung	Stellkupplung	Drehmomentbereich [Nm]	typische Einsatzmerkmale
Klauenkupplung					x			x	x				1)	Auslehmkupplung
Elastische Bolzenkupplung					x	x	x	x	(x)				40...15000	gleich- und ungleichförmige Antriebe, Wellenlagerungen
Schaltbare Zahnkupplung									x				1)	KFZ-Getriebe
Zweiflächen-Kupplung		x						x	x		(x)		15...7160	robuste Antriebe
Sinus-Lamellenkupplung		x						x	x		(x)		20...5300	universell
BSD-Lamellen-Kupplung ⁴⁾		x						x	x		(x)		40...29000	universell
Reibungsring-Kupplung		x	(x)			x		x	x		(x)		100...5000	ohne Wellenzentrierlager
Schleifring-Einflächen-Kupplung		x	x			x		x	x		(x)		160...10000	robuste Antriebe
Poliflächen-Kupplung		x	x			x		x	x		(x)		8...1300	kurze Schaltzeiten
Elektromagnet-Lamellen-Kupplung ⁴⁾		x	x					x	x		(x)		55...22000	universell
Elektromagnet-Lamellen-Kupplung		x	x					x	x		(x)		63...8000	Nasslauf, nachstellbar
Elektromagnet-Zahnkupplung		x	x					x	x		(x)		20...16000	kleines Einbauvolumen
Hydraulische Lamellenkupplung		x	x	(x)				x	x		(x)		100...75000	kleines Einbauvolumen
Pneumatische Lamellenkupplung		x	x	(x)				x	x		(x)		20...400	kurze Schaltzeiten
Luftreifen-Kupplung		x	x	(x)				x	x		(x)		210...63000	robuste Antriebe
Synchronkupplung	(x)	x	x	x					(x)	x	x		1.5...850	Schweranläufe
Wirbelstromkupplung	x	x	x	x					(x)	x	x		1.7...760	Wickelantriebe
Hydrodynamische Kupplung	x						x			x	x		...25000	ungleichförmige Antriebe
Turboregelkupplung	x	x	x	x			x		(x)	x	x		...140000	Stufenlose Drehzahlregelung

Abbildung 65: KupplungsbaufORMen mit Eigenschaften und Einsatzgebieten [37]: ¹⁾ Werte abhängig von den jeweiligen Betriebsverhältnissen (Firmenangaben), ³⁾ Wellen und Maschinen können ohne axiales Verschieben ein- und ausgebaut werden, ⁴⁾ Hauptmaße und Auslegungsdaten s. Tabellenbuch (vgl. [37])

5.8 Dynamisches Modell

In MATLAB bzw. Simulink wurde mit den physikalischen Bausteinen aus Simscape ein dynamisches Modell aufgebaut, mit dem der Schaltvorgang für unterschiedliche Getriebe- und Kupplungskonfigurationen in Hubschraubern dargestellt werden kann. Es werden die (dynamischen) Eigenschaften, die während des Schaltvorgangs auftreten, näher betrachtet. Es stellt sich die Frage, wie sich das Getriebe unter den Schaltvorgängen, welche während des Hubschrauberflugs getätigt werden, verhält. Grundsätzlich wurde von einem Getriebe ohne Lastunterbrechung ausgegangen, damit der Leistungsfluss über die gesamte Dauer aufrechterhalten bleibt. Für diese Anforderung wurden ein Doppelkupplungsgetriebe sowie ein stufenloses Getriebe simuliert.

Zuerst wird der Modellaufbau, der das Getriebe, die Turbine und den Rotor umfasst, erläutert. Danach erfolgt die Erklärung der Eingangsparameter und schließlich die Aufstellung der Ergebnisse für Voll- und Teillast.

5.8.1 Modellaufbau

Abbildung 67 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des stufenlosen Getriebes, sowie Abbildung 69 das Doppelkupplungsgetriebe. Beide Abbildungen stellen den gesamten Antriebsstrang von der Turbine über das Getriebe bis zum Rotor dar. In den nachfolgenden Abschnitten werden die einzelnen gekennzeichneten Teilbereiche des Modells näher beschrieben. Mithilfe des Modells können abhängig von den Eingangsparametern die Drehzahlen an der Turbine, des Rotors sowie die Leistungen etc. ausgegeben werden.

5.8.1.1 Stufenlosgetriebe

Der Simscape-Getriebe-Block „Variable Ratio Transmission“ (Abbildung 67) repräsentiert beispielsweise ein stufenloses CVT Getriebe mit Riemen, ein elektrisch oder hydraulisch stufenloses Getriebe, wie sie in Abschnitt 3.2 aufgelistet sind. Eingang B des Blocks bezeichnet die „base“ und der Ausgang F den „follower driveshaft“. Über den Signalport „r“ (für ratio) wird das Übersetzungsverhältnis angegeben.

Im Subsystem „Schaltung“ (Abbildung 66) können die Parameter für die Übersetzung, den Schaltablauf, das Abtriebsmoment und die Teillastregelung eingestellt werden.



Übersetzung	2
Schaltdauer	100
Schaltzeitpunkt Herunterschalten	1000
Schaltzeitpunkt Hochschalten	2000
Momentenübergang	500
Voll- Teillast (1-0)	0.5

Abbildung 66: Schaltparameter im stufenlosen Modell

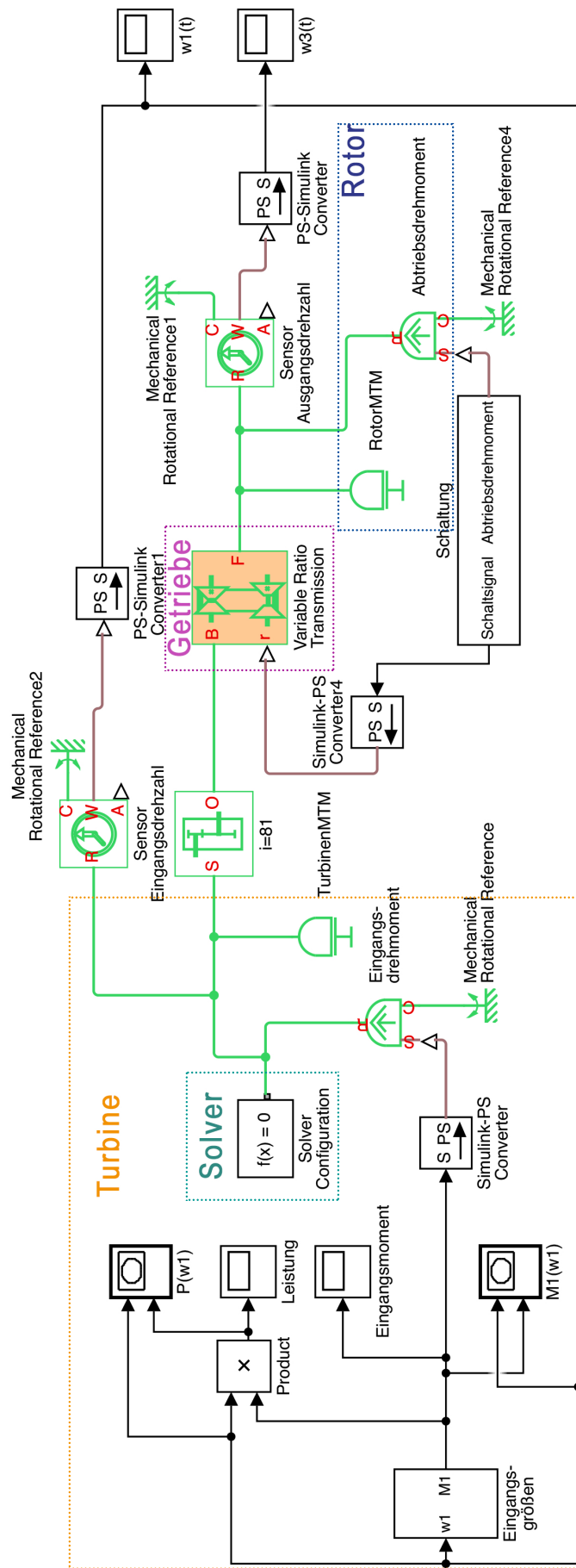


Abbildung 67: Modellaufbau des stufenlosen Getriebes

5.8.1.2 Schaltgetriebe

Als zweites Modell wurde ein ohne Lastunterbrechung arbeitendes zweistufiges Getriebe, das zu den Automatengetrieben zählende Doppelkupplungsgetriebe, gewählt. Wie schon in Abschnitt 3.1.2.1 einleitend erwähnt, besteht dieses Getriebe aus herkömmlichen Zahnrädern mit zwei gegenläufig funktionierenden Reibkupplungen. Somit kann mit der Doppelkupplung entweder der eine oder der andere Getriebestrang kraftschlüssig geschaltet werden. Im Falle des Modells besteht der Antriebsstrang ebenfalls aus zwei Teilsträngen, jedoch mit weniger Übersetzungen. Anstatt von beispielsweise sechs Gängen, werden hier nur zwei Gänge simuliert: eine 1:1 Übersetzung für den Schwebeflug und die langsamere Übersetzung von 2:1 für den Reiseflug.

Beim Doppelkupplungsgetriebe (DCT) stellen die Kupplungen die zentralen Konstruktionselemente für diese Anwendung dar. Eine ausreichende Dimensionierung für die Übertragung der Kräfte ist essentiell. Der Antriebsstrang mit den beiden Kupplungen ist in Abbildung 69 dargestellt.

Die Maske für die Definition des Schaltvorganges (Abbildung 68) ist ähnlich zum stufenlosen Modell aufgebaut. Hier kommt ein zusätzlicher Parameter für den Anpressdruck zur Aktuierung der Kupplungsscheiben zur Anwendung. Die Kupplungen benötigen ein eigenes Schaltsignal (Abbildung 70 und 71), damit sie gegenläufig arbeiten.

Schaltdauer t	100
Schaltzeitpunkt Herunterschalten t1	1000
Schaltzeitpunkt Hochschalten t2	2000
Anpressdruck p	100
Übersetzung	2
Momentenübergang	500
Voll- Teillast (1-0)	1

Abbildung 68: Schaltparameter Doppelkupplungsgetriebe

Kupplung 1 startet im geschlossenen Zustand bei einem Anpressdruck von 100 bar, wohingegen die zweite Kupplung zu Beginn offen ist. Anfänglich liegt am Antriebsstrang eine 1:1 Übersetzung (über Gearbox Abbildung 72a links) an. Erst während des eigentlichen Schaltvorgangs fängt der Anpressdruck der ersten Kupplung an zu sinken, bis sie einen Schwellenwert unterschritten hat und sich vollständig öffnet. Parallel dazu steigt der Anpressdruck und die zweite Kupplung fängt langsam an sich zu schließen und ein Drehmoment zu übertragen. Der Vorgang des Herunterschaltens ist nach Erreichen des Anpressdruckes abgeschlossen. Nun arbeitet der Antriebsstrang bei einer Übersetzung von 2:1 (über Gearbox Abbildung 72a rechts). Beim Hochschalten geschieht der gleiche Vorgang in umgekehrter Abfolge.

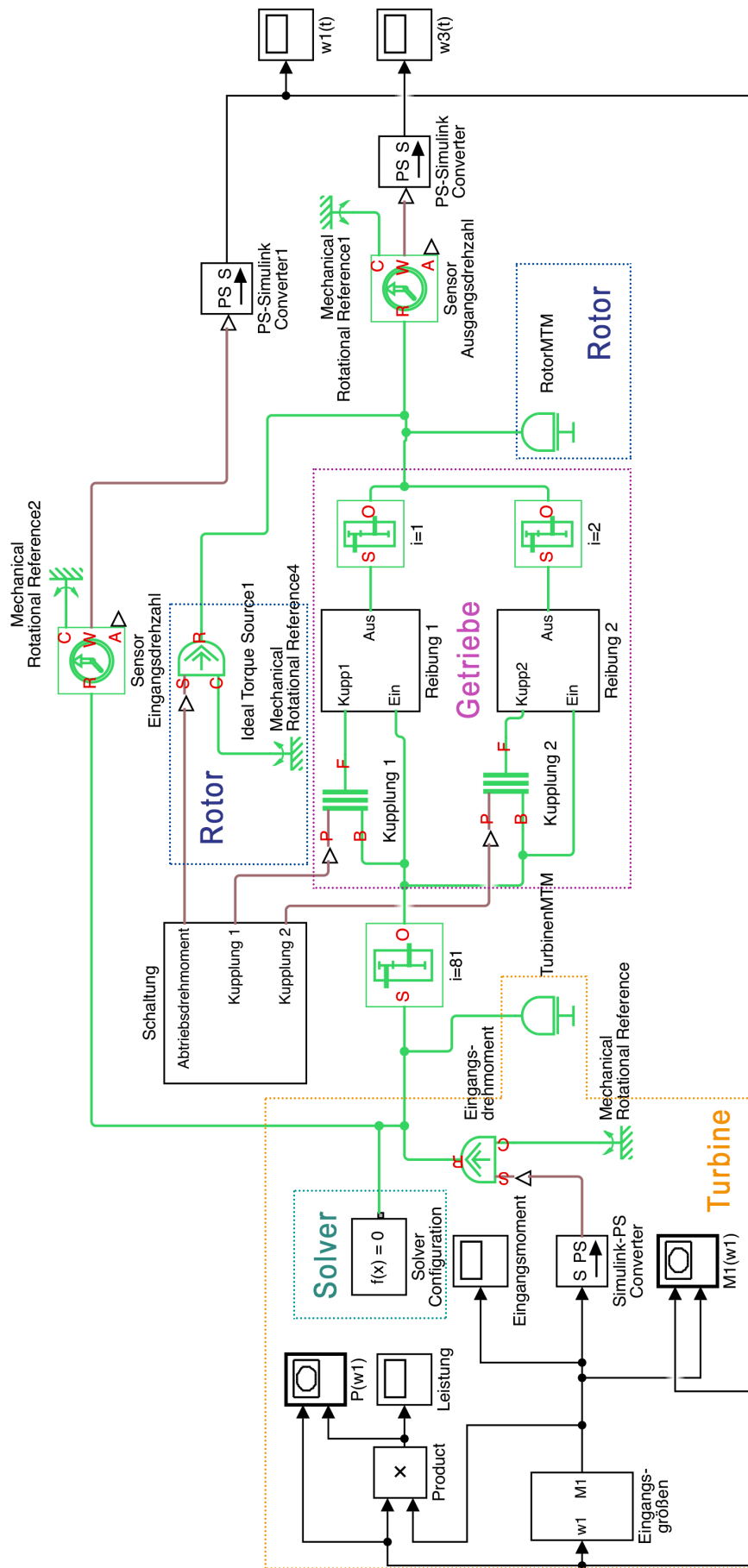


Abbildung 69: Modellaufbau Doppelkupplungsgetriebe

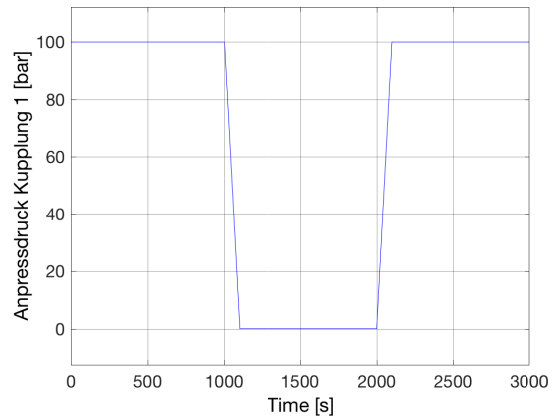
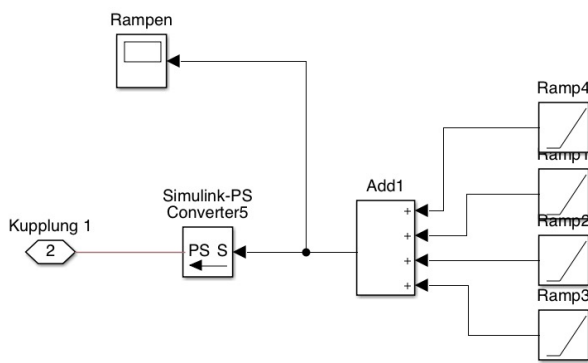


Abbildung 70: Aufbau und Signalverlauf für Kupplung 1

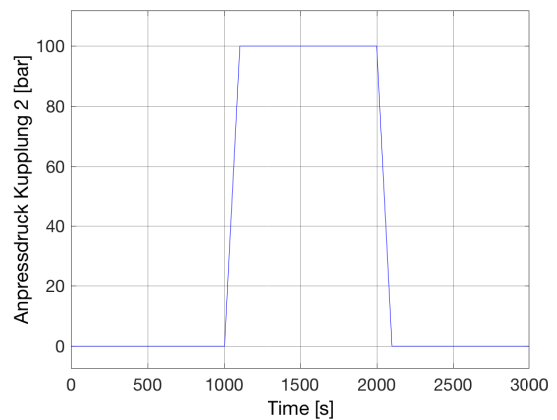
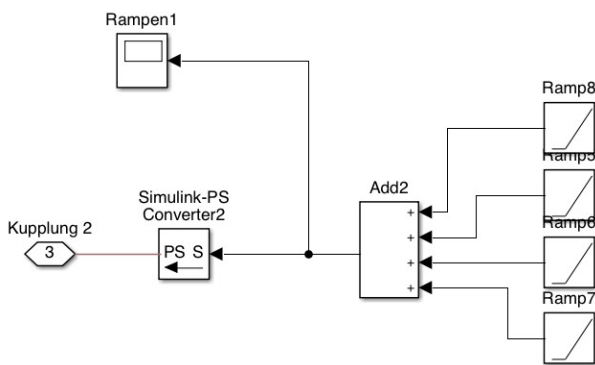
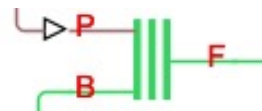
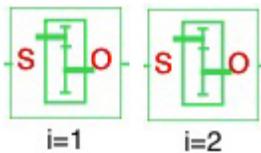


Abbildung 71: Aufbau und Signalverlauf für Kupplung 2



(a) Gearbox Blöcke für die Teilstränge

(b) Simscape Block „Disc Friction Clutch“

Abbildung 72: Gearbox und Kupplungsblöcke

Das Schaltsignal für die beiden Kupplungen wird mithilfe des Simulink-PS Konverters in die physikalische Größe Druck (bar) umgewandelt und an die Kupplung (Abbildung 72b) am Eingang „P“ weitergegeben. An den Reibkupplungen sind noch eine Vielzahl an Einstellungen möglich und nötig. Erst hier wird die Kupplung dimensioniert. Es sei angemerkt, dass die Kupplungen für die Leistungsanforderungen nicht optimal ausgelegt wurden. Die Parameter wurden willkürlich ausgewählt, sodass eine sichere Übertragung in jedem Betriebspunkt möglich ist. Folgende in Abbildung 73 dargestellten Parameter können für die Kupplung eingestellt werden.

Abbildung 73: Einstellparameter Reibkupplung

Die wichtigsten Parameter für dieses Modell stellen die Abmessungen, die Anzahl an Reibflächen, die Reibbeiwerte und der Schwellenwert für Schließbeginn dar. Die Kupplungen sind in diesem Modell verschleißfrei (De-rating factor 1) ausgeführt. Durch Anpassung der Parameter für den „realen“ Betrieb könnte noch radialer Bauraum eingespart werden. Vorerst muss die Kupplung nur den Betrieb sicherstellen.

Bei Verwendung von Reibelementen wird Reibleistung und Reibarbeit in den Reibflächen verrichtet. Über die Gleichung für die Reibleistung (Gl. 46) wird anschließend über das Integral die Reibarbeit (Gl. 47) ermittelt [38]:

$$P_R = T_R \Delta \omega \quad (46)$$

$$W_R = \int_0^{t_s} P_R dt = \int_0^{t_s} T_R \Delta \omega dt = \frac{2\pi}{60} \int_0^{t_s} T_R \Delta n dt \quad (47)$$

t_s	Rutschphase
T_R	Rutschmoment (von der Kupplung übertragenes Reibmoment)
Δn	Drehzahldifferenz zwischen den Kupplungsscheiben
$\Delta \omega = \frac{\pi \Delta n}{30}$	Drehzahldifferenz während der Rutschphase

Die verrichtete Reibarbeit wirkt sich in Form einer Wärmebelastung aus. Diese Wärme muss von den Reibflächen aufgenommen und wieder abgeführt werden können, ohne die dafür zulässigen Grenzwerte zu überschreiten. Der Temperatureinfluss kann sich stark auf die Funktionstüchtigkeit und das Verschleißverhalten der beteiligten Komponenten auswirken.

Die Regelstrecke für die Ermittlung der Reibleistung und -arbeit ist in Abbildung 74 dargestellt. Für die zweite Kupplung ist der Regelkreis analog aufgebaut.

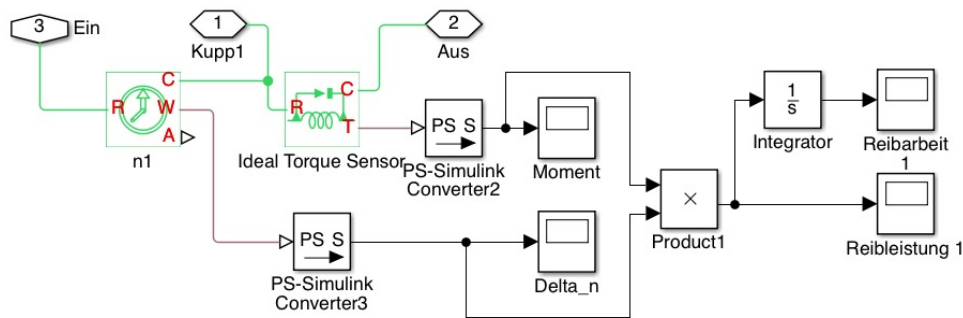


Abbildung 74: Regelstrecke für Reibleistung- und arbeit der Kupplungen

Der Drehzahlsensor misst die Drehzahldifferenz vor und nach der Kupplung während der Rutschphase. Der Drehmomentsensor (Abbildung 75) übernimmt die Messung des von der Kupplung übertragbaren Drehmoments relativ zum Abtriebsdrehmoment vor den beiden einfachen Übersetzungsgetrieben. Dies entspricht bei Volllast einem Sollwert im stationären Zustand von 78112 Nm.

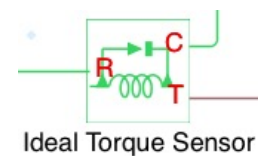


Abbildung 75: Simscape Block „Ideal Torque Sensor“

5.8.1.3 Turbine

Mithilfe des Turbinenmodells wird die Drehzahl in Abhängigkeit des Leistungsbedarfs bzw. des Drehmoments am Rotor ermittelt. Die Charakteristik der Turbine wird in diesem Teilbereich des Modells berücksichtigt, um das Verhalten des Antriebstranges besser abbilden zu können.

Hinter der Eingabemaske (Abbildung 89, S. 89) verbirgt sich das hinterlegte Turbinenmodell, das in Abbildung 76 dargestellt wird. Diese Kennlinie beschreibt die Charakteristik der Turbine in ihrem maximalen Arbeitsbereich.

Die Turbinenkennlinie basiert auf folgenden Grundgleichungen:

$$\Delta P = P_B \Delta P_{rel} \quad (48)$$

P_B gibt die Leistung im Betriebspunkt und ΔP_{rel} den Turbinenregler wieder. Nach dem Anfahrvorgang muss die Turbine auf Nenndrehzahl bleiben. Während des Schaltvorgangs wird die Turbinendrehzahl kurzzeitig erhöht oder gesenkt und muss dann wieder auf Nenndrehzahl (=Betriebspunkt) kommen. Hierfür ist der Turbinenregler nötig. Abhängig von der Drehzahl wird die Leistung erhöht oder verringert, damit die Turbine in den Betriebspunkt zurückkehrt.

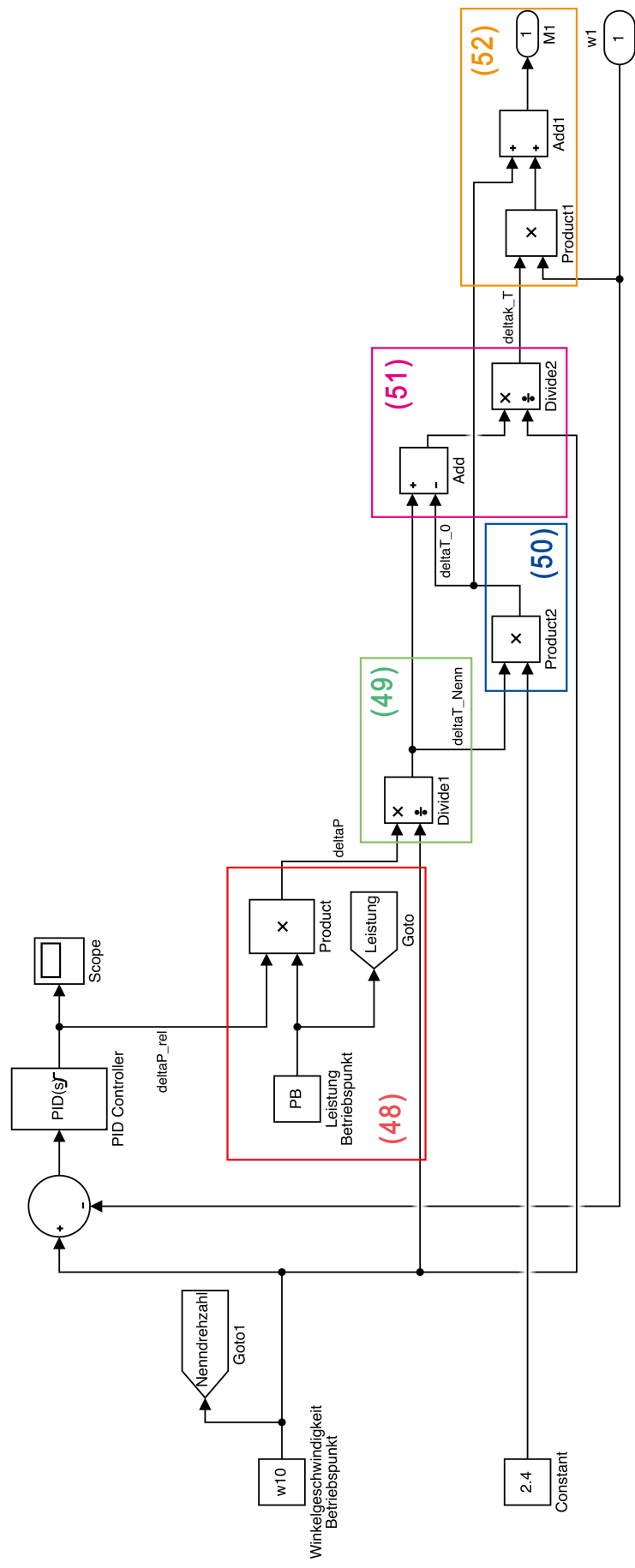


Abbildung 76: Regelstrecke für die Turbinenkennlinie

Im Regelkreis wird dies durch die Messung der Drehzahldifferenz zwischen der Nennwinkelgeschwindigkeit ω_{10} und der Turbinenwinkelgeschwindigkeit ω_1 mithilfe des PID-Reglers (Reglerparameter in Abbildung 77a) realisiert. Mit den Reglerparametern wird das Reglerverhalten (Ansprechverhalten) eingestellt.

Sobald die Drehzahl vom Betriebspunkt (Nenn Drehzahl) abweicht, fängt der Regler an, Leistung zu reduzieren oder zu erhöhen: Sinkt die Drehzahl wird die Turbinenleistung erhöht und umgekehrt. Weiters ist die Steuergröße (Leistung) mit einer Sättigung nach oben hin beschränkt, damit die maximale Leistung der Turbine fixiert wird (Abbildung 77b). Die rote Linie im Diagramm 79 bezeichnet das Volllastverhältnis $\frac{P}{P_{max}} = 1$. Diese Linie wird durch die Sättigung festgelegt und beschränkt die Turbine in ihrer Leistungsfähigkeit nach oben. Unterhalb dieser Volllastlinie kann sich der Regler im Kennlinienfeld bewegen (Teillastbereich, blaue Linie(n) in Abbildung 79).

(a) Controller Parameter

(b) obere Beschränkung (Saturation bzw. Sättigung) der Leistung

Abbildung 77: Parameter für den PID Regler

$$\Delta T_{Nenn} = \frac{\Delta P}{\omega_{10}} \quad (49)$$

Gleichung 49 bestimmt das Drehmoment in Abhängigkeit der Leistung bei Nenn Drehzahl und ΔT_0 in Gleichung 50 das Drehmoment bei $\omega = 0$:

$$\Delta T_0 = T_V \Delta T_{Nenn} \quad (50)$$

Mit $T_V \simeq 2,4$ ([39]) lässt sich der Arbeitsbereich und die Momentenüberhöhung der Turbine einstellen. Daraus ergibt sich somit die Steigung der Momentenkennlinie zu:

$$\Delta k_T = \frac{\Delta T_{Nenn} - \Delta T_0}{\omega_{10}} \quad (51)$$

Folglich lässt sich mit der ermittelten Steigung die Geradengleichung für das Turbinenmoment bilden:

$$\Delta T(\omega) = \Delta k_T \omega + \Delta T_0 \quad (52)$$

Das Turbinenmoment $\Delta T(\omega)$ wird als Eingangsmoment M_1 an den Antriebsstrang weitergegeben. Damit die Simulink-Größen mit den physikalischen Größen in Simscape kompatibel sind, wird ein „Simulink-PS Converter“ eingebaut. Das physikalische Signal wird nun an eine „Ideal Torque Source“ weitergegeben, die das Signal in der richtigen Einheit (in diesem Fall Nm) proportional zum anliegenden Signal an den Antriebsstrang bzw. das Modell weitergibt (Abbildung 78, entnommen aus Abbildung 67 bzw. 69). Damit kein Relativmoment ausgegeben wird, muss noch ein fixer Referenzpunkt („Mechanical Rotational Reference“) berücksichtigt werden. Simulink-PS Konverter sind somit überall dort nötig, wo Simulink Signale in physikalische Simscape Blöcke übergehen.

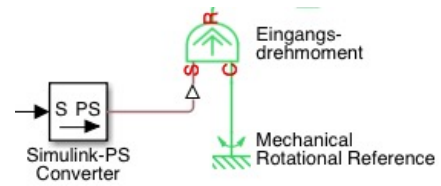


Abbildung 78: Eingangsdrehmoment M_1 als Ideal Torque Source mit S-PS Converter

Die Steigung bzw. die Turbinenkennlinie (Gl. (51) und (52), gestrichelte Linie in Abbildung 79) lässt sich somit auch aus dem Diagramm auslesen. Weiters zeigt dieses Diagramm auch die mit der Drehzahl errechnete Leistung in der Teil- und in der Vollast (blau und rot durchgezogene Linie) an.

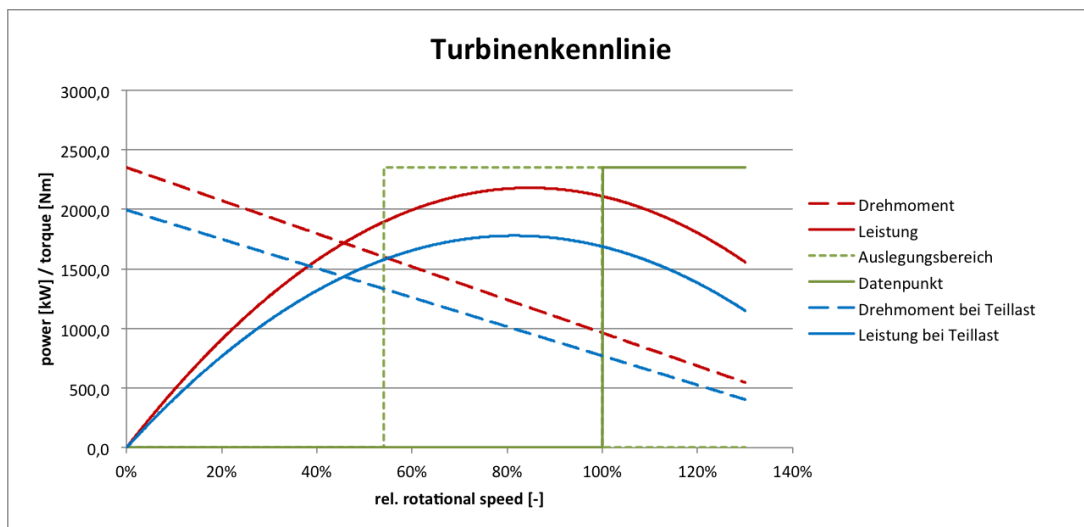


Abbildung 79: Turbinenkennlinienfeld ohne Schaltvorgang [40]

Massenträgheitsmoment

Das Massenträgheitsmoment für die Turbine wurde anhand vorliegender Datenblätter mit Hauptträgheitsmomenten einfacher geometrischer Körper angenähert. Zuzufolge Sikorsky (vgl. [41]) verwendet die Basiskonfiguration der S-70 zwei T700-GE701D Turbinen. Aus dem Datenblatt dieses Turbinentyps (vgl. [42]) können die Grundabmaße entnommen werden: Länge $l=117$ cm, Nenndurchmesser $2r=39,6$ cm und als Gewicht $m=207$ kg für eine Turbine. Das Turbinenmassenträgheitsmoment ergibt sich nach folgender Formel:

$$J_{Turbinen} = 2 * \left[\frac{1}{2} m r^2 \right] = 2 * \left[\frac{1}{2} 207 * 0,198^2 \right] = 8,11 \text{ kgm}^2 \quad (53)$$

Das angenäherte und gerundete Massenträgheitsmoment für die Turbine wird in den „Inertia“ Block Abbildung 80 eingetragen.



Abbildung 80: Massenträgheitsmoment Turbine

5.8.1.4 Rotor

Massenträgheitsmoment

Für die Ermittlung des Rotormassenträgheitsmoments wurde ähnlich zur Turbine vorgegangen. Basierend auf einem Report der NASA (vgl. [43]) zu der UH-60A werden für das einzelne Rotorblatt folgende Parameter verwendet: Blattlänge $l=8$ m (entspricht etwa dem Rotorradius) und der Blattmasse $m=95$ kg. Für vier Rotorblätter ergibt sich mit der Näherung einer dünnen Stange folgendes Massenträgheitsmoment:

$$J_{Rotor} = 4 * \left[\frac{1}{3} ml^2 \right] = 2 * \left[\frac{1}{3} 95 * 8^2 \right] = 8107 \text{ kgm}^2 \quad (54)$$

Das angenäherte und gerundete Massenträgheitsmoment für den Rotor wird in den „Inertia“ Block Abbildung 81 eingetragen. Aerodynamische Trägheitseffekte werden nicht berücksichtigt.



Abbildung 81: Massenträgheitsmoment Rotor

Abtriebsdrehmoment

Das Abtriebsdrehmoment stellt das Rotorverhalten im Flug dar. Die Turbine benötigt ein Reaktionsmoment, das durch dieses äußere aufgebrachte Moment dargestellt wird. Im realen Flugverhalten ist dies vergleichbar mit dem an den Rotorblättern durch den Pitch verursachten Moment.

Das Abtriebsmoment M_3 am Rotor ergibt sich aus der über den Zeitverlauf konstanten Leistung P_B und der Nenndrehzahl (entspricht ω_{10}), unter Berücksichtigung der zeitabhängigen Gesamtübersetzung. Das Moment wird mit dem Faktor -1 multipliziert, um zu zeigen, dass dieses Moment entgegen der Drehrichtung des Rotors wirkt.

Die Leistung der Turbine ist abhängig vom äußeren Rotormoment M_3 . Wird ein hohes Moment aufgeprägt, muss auch die Turbine dementsprechend viel Leistung aufbringen. Über den Teillastfaktor t_l wird der Leistungsbedarf eingestellt (Voll- und Teillastverhalten).

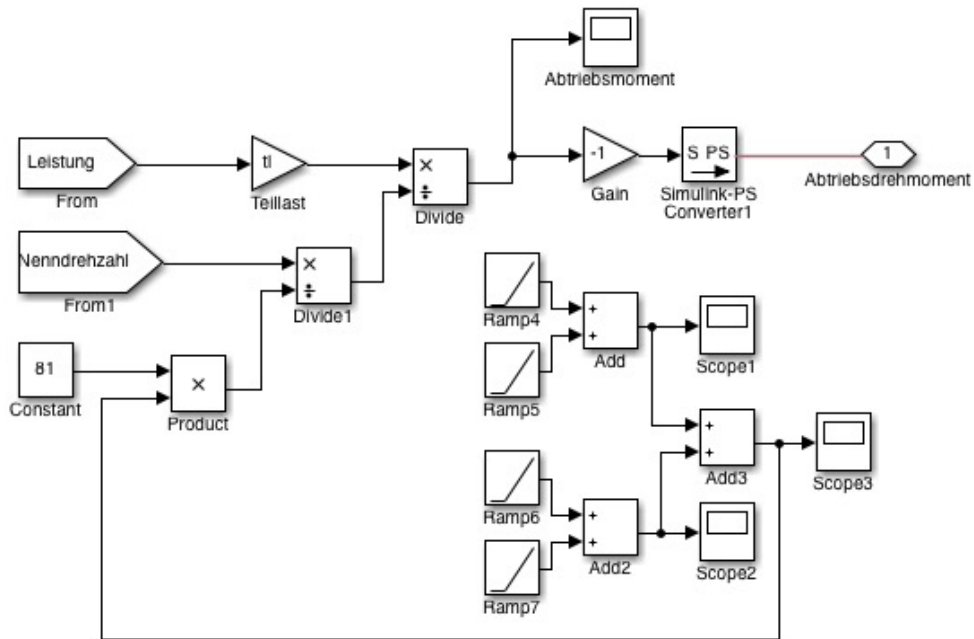
Das Abtriebsdrehmoment ergibt sich aus:

$$M_3 = - \frac{P_B t_l}{\frac{\omega_{10}}{i_{81} i_{12}}} \quad (55)$$

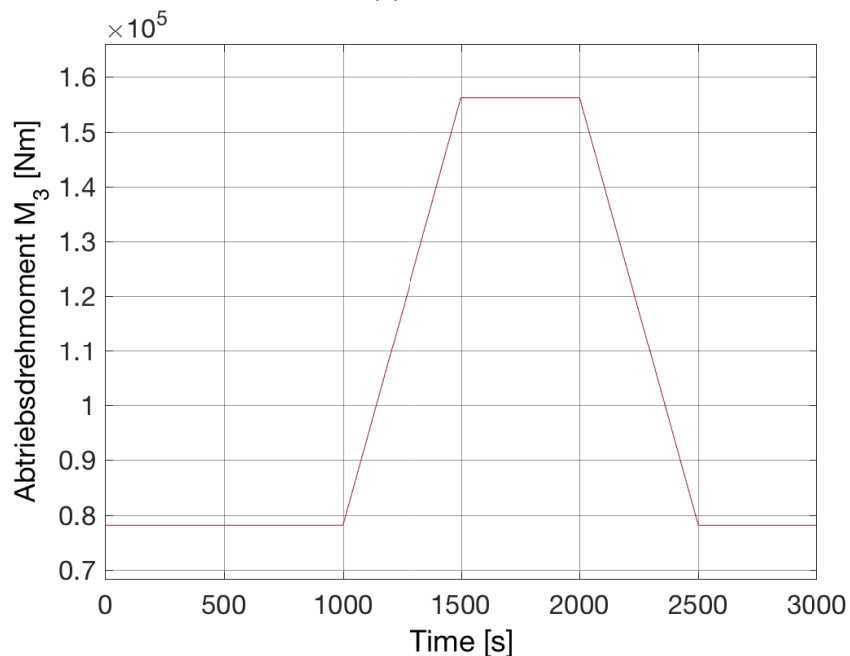
P_B Leistung Betriebspunkt
 t_l Teillastfaktor
 ω_{10} Nenndrehzahl

i_{81} Eingangsübersetzung
 i_{12} Übersetzung $i = 1 \leftrightarrow i = 2$
 – entgegengesetzte Drehrichtung

Dazu wird ein Regelkreis, wie er in Abbildung 82 dargestellt ist, erstellt.



(a) Aufbau



(b) Verlauf $M_3(t)$

Abbildung 82: Aufbau und Verlauf des Abtriebsdrehmoments für das stufenlose Getriebe bei Vollast

Als erforderlicher Parameter für das zeitabhängige Rotormoment wird der „**Momentenübergang**“ bezeichnet, der ebenfalls in die Schaltmaske (Abbildung 66 bzw. 68) eingetragen wird.

Dieser Wert ist notwendig, um das erforderliche Abtriebsdrehmoment am Rotor zeit- und drehzahlabhängig bereitzustellen. Der Momentenübergang kann beim Schalten nicht sprunghaft geändert werden. Das Verhalten der Trägheiten im realen Flugsystem wurde hier nicht näher behandelt. Die 500 s Übergangszeit ist als Näherung zu betrachten, um die Vorgänge während der Schaltung sichtbar darzustellen.

Über die „Ideal Torque Source“ (Abbildung 83) wird das Drehmomentensignal entsprechend der richtigen physikalischen Einheit in Simscape umgewandelt und dem Antriebsstrang aufgebracht.

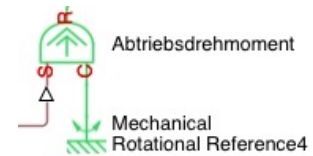


Abbildung 83: Ideal Torque Source Block für das Abtriebsmoment

5.8.1.5 Solver

Der letzte notwendige Schritt, um das Modell lauffähig bzw. lösbar zu machen, ist die Ergänzung um einen „Solver Configuration“-Block und die Auswahl des Gleichungslösers. Der Konfigurationsblock beinhaltet und spezifiziert die Parameter für den Gleichungslöser, den das Modell benötigt, um die Simulation durchführen zu können. Jedes Simscape-Modell benötigt einen dieser Blöcke und kann an beliebiger Stelle an das System angehängt werden. Hier lässt sich beispielsweise das Konvergenzkriterium vorgeben. Der eigentliche Löser wird in diesen Modellen von MATLAB automatisch ausgewählt. Es wird der „ode23t“ Löser (Abbildung 85c) bei jeder Simulation angewendet.

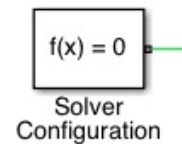
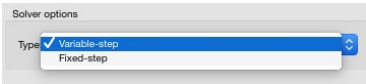



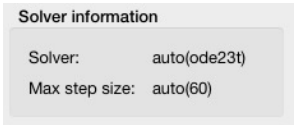
Abbildung 84: Solver Configuration Block



(a) Schrittweite



(b) Mögliche Solvermodelle



(c) automatische Auswahl von MATLAB

Abbildung 85: Auswahl des Gleichungslösers

Nachfolgend wird noch kurz auf die Hintergründe dieser automatischen Auswahl eingegangen. Abhängig von der Schrittweite kommen unterschiedliche Löser zur Anwendung. Wird eine fixe Schrittweite vorgegeben, wird diese auch über die gesamte Simulation konstant gehalten. Wird die Schrittweite enger bzw. kleiner gewählt, erhöht sich die Genauigkeit der Resultate aber auch die Rechendauer. Eine variable Schrittgröße hingegen verändert über die Simulationsdauer automatisch die Abstände zwischen den Diskretisierungspunkten. Die Intervalle werden enger und somit die Ergebnisse genauer, wenn sich der Zustand des Systems rasch ändert oder ein Nulldurchgang stattfindet. Größere Abstände werden hingegen gewählt, wenn sich das System nur langsam ändert und Simulationszeit eingespart werden kann. Damit ist auch die Auswahl

der variablen Schrittweite durch MATLAB nachvollziehbar. [44]

Als Auswahlhilfe stellt Mathworks folgende Abbildung Abbildung 86a zur Verfügung. Da bereits eine variable Schrittweite ausgewählt wurde, stellt sich als nächste Option die Verwendung eines kontinuierlichen oder eines diskreten Solvers dar. Kontinuierliche Löser verwenden die numerische Integration, die einen kontinuierlichen Zustand eines Modells errechnet, der wiederum auf einem Zustand eines früheren Zeitschrittes basiert. Diskrete Löser werden vorwiegend für rein zeitdiskrete Modelle verwendet. Sie errechnen nur den nächsten Simulationszeitschritt für ein Modell. In der Solverauswahl sollen unter anderem die Dynamiken eines Systems, die Stabilität der Lösung, die Rechengeschwindigkeit sowie die Robustheit des Solvers berücksichtigt werden. Abhängig vom Gleichungssystem und der Steifheit eines Systems können die kontinuierlichen, variablen Gleichungslöser weiter in jene mit expliziten oder impliziten Verfahren (Abbildung 86b) aufgeteilt werden. Nicht-steife Anfangswertprobleme werden eher mit expliziten und steife Probleme eher mit impliziten Solvern gelöst, da diese wesentliche Stabilitätsvorteile haben. Beide Gruppen bieten Löser mit Einzschritt- oder Mehrschrittverfahren („ode 113“ und „ode15s“) an. Bei Verwendung von physikalisch modellierten Komponenten kommen die impliziten Gleichungslöser zum Einsatz. Abbildung 87 bietet eine Übersicht über die verwendeten Methoden der impliziten Solver [44].

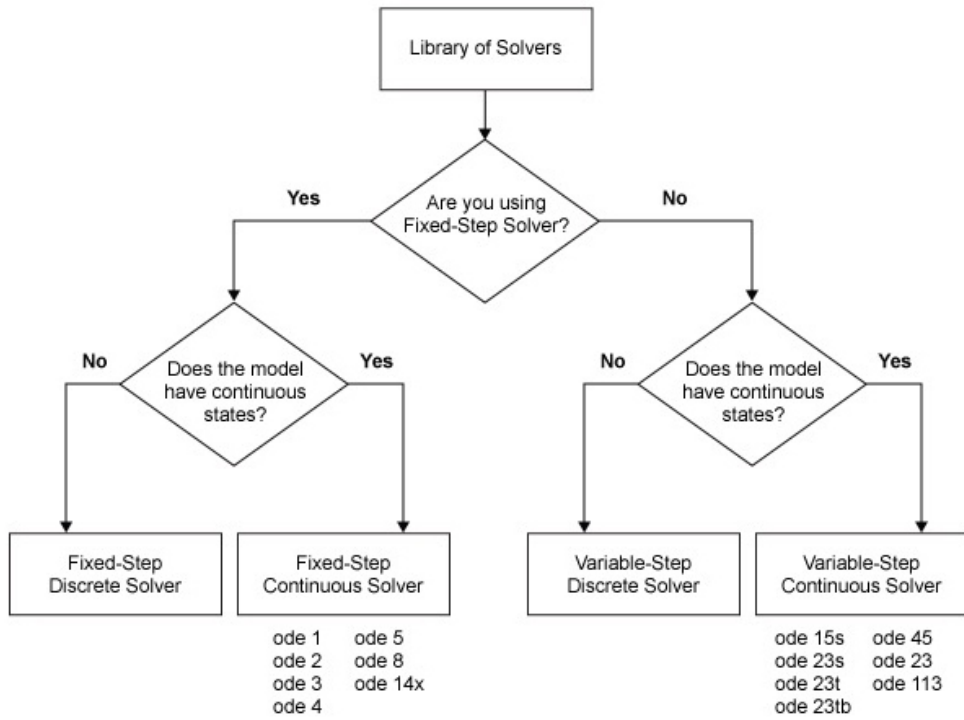
ODE Solver	One-Step Method	Multistep Method	Order of Accuracy	Solver Reset Method	Max. Order	Method
ode15s		X	Variable, Low to Medium	X	X	Numerical Differentiation Formulas (NDFs)
ode23s	X		Low			Second-order, modified Rosenbrock formula
ode23t	X		Low	X		Trapezoidal rule using a "free" interpolant
ode23tb	X		Low	X		TR-BDF2

Abbildung 87: Übersicht Variable-Step Continuous Implicit Solvers [44]

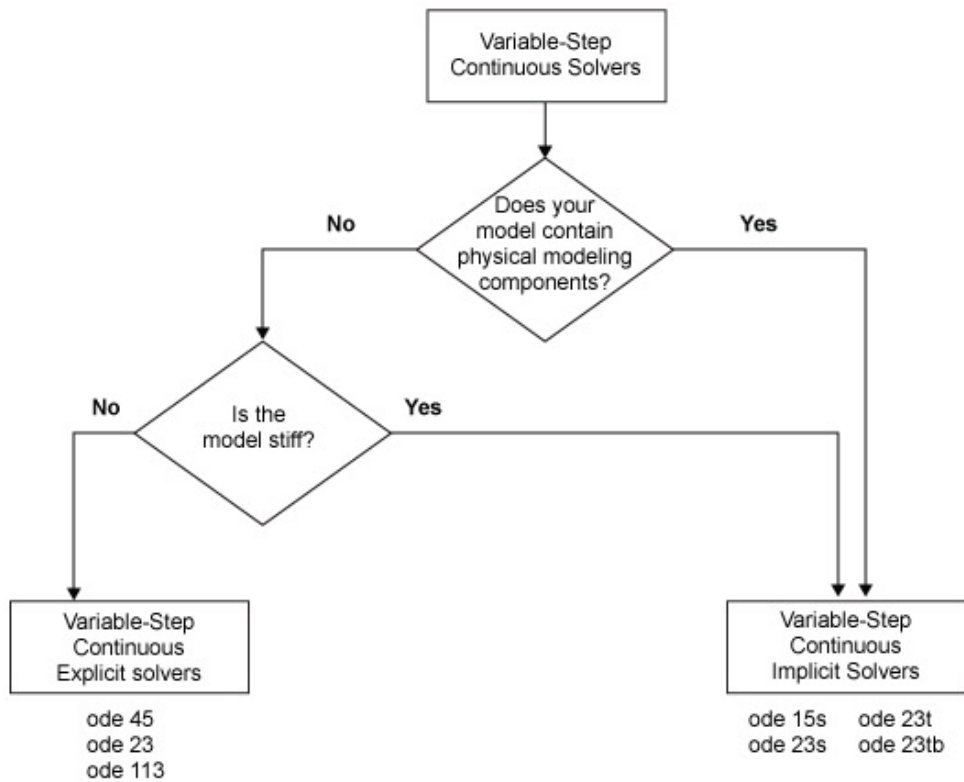
Nach „Auswahl“ des „ode23t“ Solvers, der auf der Trapezregel basiert, können die Modelle nun gelöst werden.

5.8.2 Eingangsparmeter

Die Eingabedaten sind für alle Modelle gleich gewählt, um eine bessere Vergleichbarkeit zu geben. Die Eingangswerte basieren auf dem Hubschrauber Sikorsky S-70 (Black Hawk). Dieser CS29 Hubschrauber besteht aus einer konventionellen Haupt-/Heckrotor-Konfiguration. Der Typ wird seit über 30 Jahren erfolgreich eingesetzt und bietet daher eine Vielzahl an verfügbaren Daten. [41]



(a)



(b)

Abbildung 86: Auswahlhilfe Solver [44]

Tabelle 4: Eingangsdaten S-70 [32]

Antriebsart:	2 Wellentriebwerke
Turbinenleistung	2110 kW
Turbinendrehzahl:	20900 U/min
Rotordrehzahl (1:1):	258 U/min
Getriebegewicht:	ca. 650 kg

Folgende Randbedingungen gelten ebenfalls neben den beiden Eingangsgrößen für alle Simulationen:

Tabelle 5: Randbedingungen für die Modelle

Massenträgheitsmoment Turbine	8 kgm^2
Massenträgheitsmoment Rotor	8000 kgm^2
Eingangsübersetzung	$i=81$
Getriebeübersetzung	$i=2$
Simulationsdauer	3000 s
Zeitpunkt Herunterschalten (1:1 auf 2:1) bei	1000 s
Zeitpunkt Hochschalten (2:1 auf 1:1) bei	2000 s

Die für die Simulation notwendigen Größen werden in die Maske bzw. dem Subsystem „Eingangsgrößen“ (Abbildung 88 und 89) eingegeben. Die beiden Eingangsgrößen sind die Leistung im Betriebspunkt (Turbinenleistung 2110000 W) und die Winkelgeschwindigkeit der Turbine im Betriebspunkt (2188 1/s).

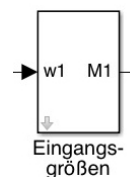


Abbildung 88: Eingangsgrößen Subsystem

Leistung Betriebspunkt

Winkelgeschwindigkeit Betriebspunkt

Abbildung 89: Eingangsgrößen für den Modellaufbau

Die einfache „Gear Box“ aus Abbildung 90 ist nötig, um die Turbinendrehzahl von 20900 U/min auf die Rotordrehzahl von 258 U/min zu bringen. Die Rotordrehzahl entspricht einer Winkelgeschwindigkeit von 27,01 1/s. Nach der Übersetzungsänderung von 1:1 auf 2:1 stellt sich am Rotor eine Winkelgeschwindigkeit von 13,5 1/s ein.

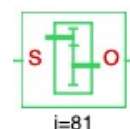


Abbildung 90: Eingangsübersetzung

Mit den beiden „Ideal Rotational Motion“ Sensoren werden die Winkelgeschwindigkeiten vor (Abbildung 91a) und nach (Abbildung 91b) dem Getriebemodul erfasst und anschließend in Scopes aufgezeichnet. Auch hier ist es erforderlich eine Referenz anzugeben, um Relativdrehzahlen zu vermeiden.



Abbildung 91: Winkelgeschwindigkeitssensoren von Ein- und Ausgang (ω_1) und ω_3

5.8.2.1 Schaltdauer

Um die Einflüsse der Schaltdauer auf das System abzubilden werden unterschiedliche Zeitspannen angewendet. Es werden Rampen mit **0,1 s, 1 s, 10 s, 50 s** und **100 s** Übergangszeit verwendet. Es zeigt sich, dass kurze Schaltdauern von 0,1 s einen sehr hohen Gradienten aufweisen als längere (100 s). Die extrem kurze Schaltdauer (0,1 s) kann daher annähernd als sprunghafter Übersetzungswechsel betrachtet werden. Eine längere Schaltdauer verändert die Übersetzung kontinuierlich.

5.8.2.2 Schaltzeiten

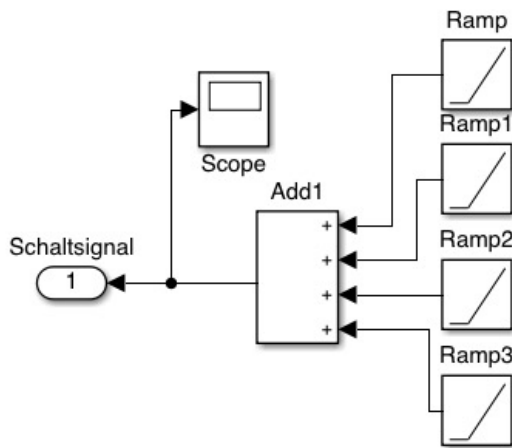
Als **Übersetzung** wird im Modell die Zielübersetzung des variierbaren Getriebes eingetragen. Zur Veranschaulichung wird zuerst von einer Übersetzung von $i=1$ auf $i=2$ (entspricht dem Herunterschalten bei 1000 s) geschaltet und beim „Schaltzeitpunkt Hochschalten“, der bei 2000 s beginnt, wieder auf $i=1$, um den gesamten Schaltvorgang abzubilden. Das dazu erforderliche Schaltsignal ist in Abbildung 92 dargestellt.

5.8.2.3 Teillast

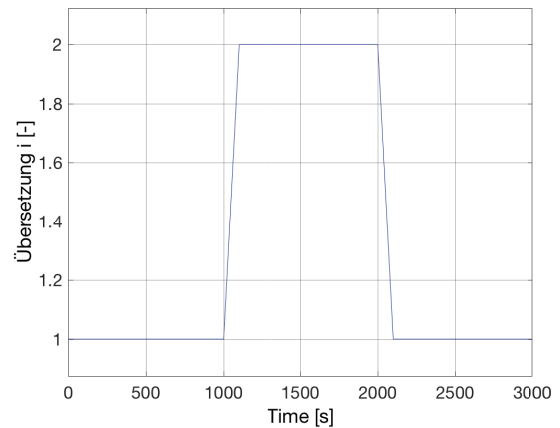
Weiters kann in der Schaltmaske noch der Parameter **Voll- oder Teillast** ausgewählt werden. Für Volllast ($tl = 1$) wird die Turbine mit maximaler Leistung betrieben. Für Teillastbetrieb können Werte $tl < 1$ eingesetzt werden. Hier wandert der Betriebspunkt im Kennlinienfeld unter jenen der Volllastkurve, indem die Leistung mit einem „Gain“ (Abbildung 93) multipliziert wird.



Abbildung 93: Teillast Parameter



(a) Aufbau Schaltrampen



(b) Schaltsignalverlauf $i(t)$

Abbildung 92: Schaltrampen und Schaltsignal für das stufenlose Getriebe

Für das Modell wird am Rotor ein um den Teillastfaktor verringertes Moment aufgebracht. Dadurch muss die Turbine weniger Leistung liefern. Es stellt sich der Betriebspunkt für die Teillast ein. Im realen Betrieb geschieht die Teillastregelung meist über die Veränderung der eingesetzten Luftmenge für die Verbrennung, Variation der Treibstoffmenge oder anderer Faktoren.

Für 80 % Teillast wird der Faktor 0,8 und für 50 % Teillast ein Faktor von 0,5 in die Schaltmaske eingegeben (Abbildung 94a). Durch Eingabe des Faktors in die Schaltmaske wird die Nennleistung auf 80 bzw. 50 % herabgesenkt. Für die 50%ige Teillast des Stufenlosgetriebes wurden die Reglerparameter des PID-Regler in der Turbinenkennlinie etwas modifiziert, damit der Regler etwas robuster arbeitet. Ansonsten würde das System beim Anfahren unnötig überschwingen. In Abbil-

Voll- Teillast (1-0)
0.5

(a) Schaltmaske

Controller parameters	
Source:	internal
Proportional (P):	0.000451872087242978
Integral (I):	4.13552130278835e-05
Derivative (D):	0.000279781966879005
Filter coefficient (N):	0.175144952093788

(b) PID-Reglerparameter für 50%iges Teillastverhalten des stufenlosen Getriebes

Abbildung 94: Schaltmaske und Reglerparameter für 50%ige Teillast des Stufenlosgetriebes

dung 94b sind die adaptieren Reglerparameter ersichtlich. Für Volllast und 80 % Teillast bleiben die Reglerparameter, wie in Abbildung 77a gezeigt, bestehen.

Für die Darstellung des Teillastverhalten bei 80% und 50% der Leistung wurden die Reglerparameter des Doppelkupplungsgetriebes ebenfalls wieder etwas verändert, um ein unnötiges Überschwingen des Systems zu vermeiden (Abbildung 95). Hier bleiben nur die Reglerparameter für die Volllast unverändert (Abbildung 77a).

Controller parameters	
Source:	internal
Proportional (P):	0.000445906975047324
Integral (I):	3.57843862679362e-05
Derivative (D):	0.000432969928468563
Filter coefficient (N):	0.202134598811001

Abbildung 95: PID-Reglerparameter für 80%iges und 50%iges Teillastverhalten des Doppelkupplungsgetriebes

Das Teillastverhalten bei 80%iger und 50%iger Leistung wird nur anhand des Beispiels mit einer Schaltdauer von 100 Sekunden in den Ergebnissen näher erläutert.

5.8.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Simulationen mit 100 s Schaltdauer und der Darstellung des Teillastverhaltens sind in den nachfolgenden Abbildungen dargestellt. Die Ergebnisse für 50 s, 10 s, 1 s und 0,1 s Schaltdauer bei Volllast sind für das stufenlose Modell im Anhang B.1 und für das Doppelkupplungsgetriebe in B.2 zu finden.

5.8.3.1 Stufenlosgetriebe

Volllast

Das Verhalten des Antriebsstranges im Schaltvorgang unter Volllast wird für das Stufenlosgetriebe anhand der Abbildungen 96a bis 98b detailliert erläutert.

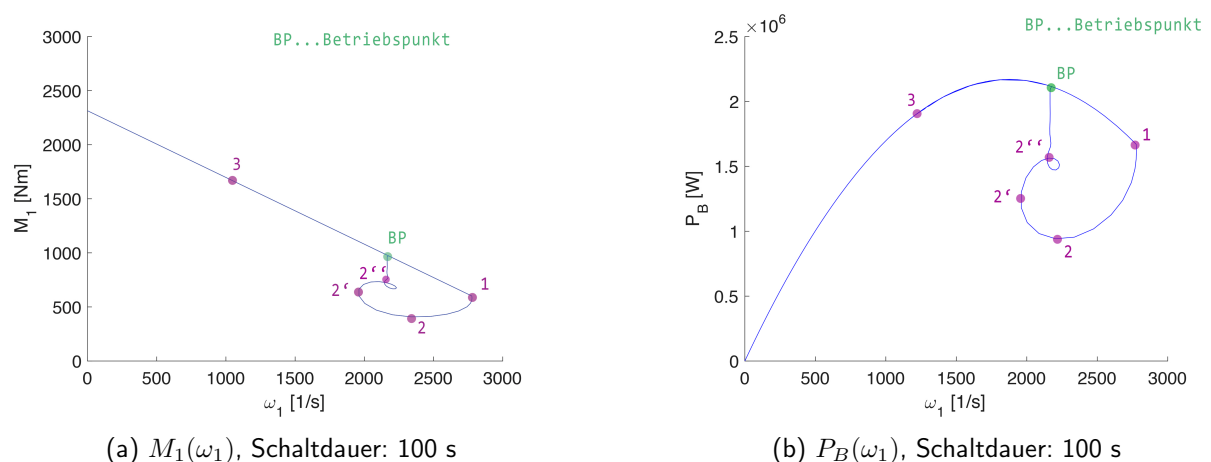


Abbildung 96: Verläufe des Turbinenmoments $M_1(\omega_1)$ und der Turbinenleistung $P_B(\omega_1)$ in Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl bei Volllast für 100 s Schaltdauer für das stufenlose Getriebe

Zu Beginn wird die Turbine gestartet und sie beschleunigt alle Massen (Turbine und Rotor), bis der Betriebspunkt BP (Nenn Drehzahl $\omega_{10} = 2188 \frac{1}{s}$, Nennleistung $P_B = 2110 \text{ kW}$ und Turbinenmoment $M_1 = 964 \text{ Nm}$) erreicht ist. Dies entspricht dem Hochfahren in den Betriebspunkt $BP \mathbf{0} \rightarrow \mathbf{BP}$. Der Rotor pendelt sich gemäß der Übersetzung auf eine Winkelgeschwindigkeit von $\omega_3 = 27,01 \frac{1}{s}$ ein. Somit stellt sich ein stationärer Zustand ein - bis der erste Schaltpunkt erreicht wird.

Nach einer Simulationszeit von 1000 s wird das Herunterschalten in den langsameren Gang eingeleitet. Unmittelbar nach dem Schaltvorgang ist die Drehzahl aufgrund der Trägheiten noch kurzzeitig gleich, denn die Drehzahl kann während des Schaltens nicht sprunghaft geändert werden. Aufgrund der sich ändernden Übersetzung und der zunächst noch gleichen Rotordrehzahl, muss sich aufgrund des höheren Rotormassenträgheitsmoments (größer als das Turbinenmassenträgheitsmoment) zwangsläufig der Antrieb anpassen und die Turbinendrehzahl steigt dadurch rasch an $\mathbf{BP} \rightarrow \mathbf{1}$.

Nun erkennt der Regler eine zu hohe Drehzahl (Abweichung von der Nenn Drehzahl) und daher wird die Turbinenleistung reduziert (Verringerung der Treibstoffmenge durch den Regler). Durch die Leistungsreduktion und das Rotorgegenmoment fällt die Drehzahl rasch ab $\mathbf{1} \rightarrow \mathbf{2}$.

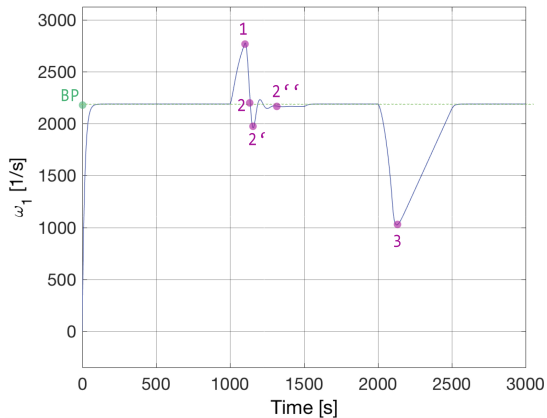
Im Punkt $\mathbf{2}$ ist die Solldrehzahl erreicht. Die nun vorhandene Turbinenleistung reicht jedoch nicht aus, um das Gegenmoment auszugleichen. Der Regler beginnt die Leistung zu erhöhen und die Drehzahl fällt weiter ab $\mathbf{2} \rightarrow \mathbf{2}'$.

In Punkt $\mathbf{2}'$ steht ausreichend Turbinenleistung zur Verfügung, so dass das System wieder auf Nenn Drehzahl beschleunigt werden kann $\mathbf{2}' \rightarrow \mathbf{2}''$.

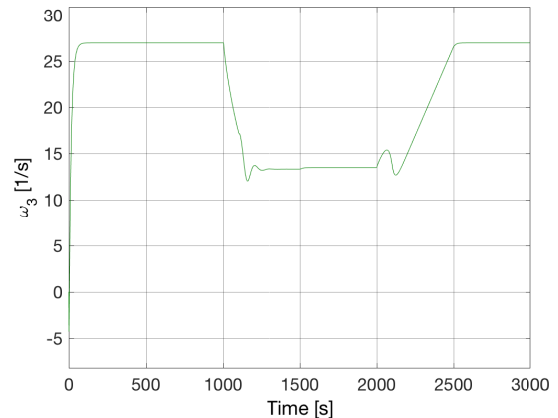
Die Turbine steigert nun bei Betriebsdrehzahl die Leistung so lange, bis der Rotor sein Betriebsmoment M_3 erreicht hat $\mathbf{2}'' \rightarrow \mathbf{BP}$. Die Drehzahl des Rotors muss sich aufgrund des stufenlosen Getriebes mit der Übersetzung von 2:1 halbieren. Folglich muss sich nach dem Beenden des Schaltvorgangs und Einschwingen eine Rotorwinkelgeschwindigkeit von $\omega_3 = 13,5 \frac{1}{s}$ einstellen.

Nach 2000 s Simulationszeit beginnt der zweite Schaltvorgang - das Hochschalten auf die schnellere Rotorgeschwindigkeit (1:1). Die Turbine verhält sich jetzt umgekehrt zum Prozess des Herunterschaltens. Zuerst fällt die Drehzahl der Turbine aufgrund des Rotormassenträgheitsmoments stark ab (Rotor muss beschleunigt werden). Der Regler versucht die Leistung der Turbine zu erhöhen. Dieser ist jedoch durch die Turbinencharakteristik begrenzt. Aufgrund der Charakteristik fällt die Drehzahl ab und das Turbinenmoment erhöht sich entsprechend der Kennlinie. Ebenso sinkt die maximale Leistung, die dieser Gesetzmäßigkeit folgt (vgl. Abbildung 96) $\mathbf{BP} \rightarrow \mathbf{3}$.

Durch den Drehzahlabfall hat die Turbine genügend Drehmoment, um die Drehzahl zu erhöhen. Dadurch steigt auch wieder die Leistung der Turbine an. Der Drehmomentenüberschuss reicht aus, um das System wieder auf Nenn Drehzahl zu beschleunigen $3 \rightarrow \text{BP}$.

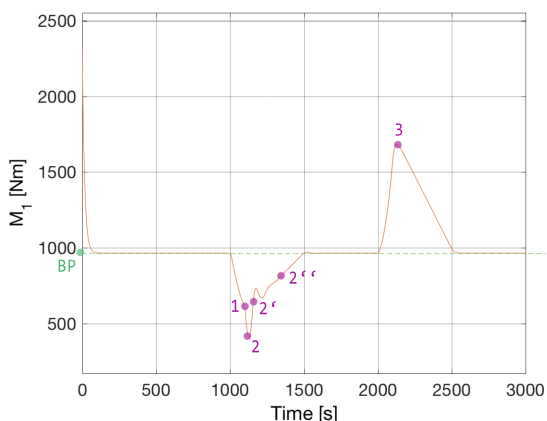


(a) $\omega_1(t)$, Schaltdauer: 100 s

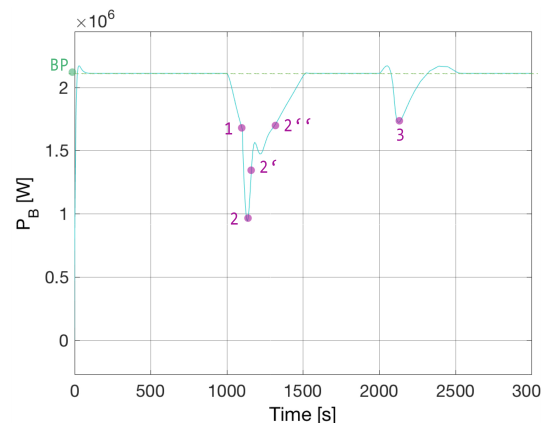


(b) $\omega_3(t)$, Schaltdauer: 100 s

Abbildung 97: Verläufe der Turbinendrehzahl ω_1 und der Rotordrehzahl ω_3 in Abhängigkeit von der Zeit bei Volllast für 100 s Schaltdauer für das stufenlose Getriebe



(a) $M_1(t)$, Schaltdauer: 100 s



(b) $P_B(t)$, Schaltdauer: 100 s

Abbildung 98: Verläufe des Turbinenmoments M_1 und der Turbinenleistung P_B in Abhängigkeit von der Zeit bei Volllast für 100 s Schaltdauer für das stufenlose Getriebe

80 % Teillast:

Durch Vorgabe des Faktors von 0,8 in der Schaltmaske (Abbildung 66) wird die Nennleistung auf 80 % herabgesenkt. Am Rotor wird um 20 % weniger Moment aufgebracht (Abbildung 100a). Daher muss auch die Turbine weniger Leistung bereitstellen.

Prinzipiell läuft der Schaltvorgang bei Volllast und der bei 80 % Teillast sehr ähnlich ab. Der Betriebspunkt liegt jetzt bei einer Leistung von $P_B = 1688 \text{ kW}$ bzw. bei einem Antriebsmoment von $M_1 = 771,48 \text{ Nm}$ (Hochfahren: $0 \rightarrow 0' \rightarrow \text{BP}$). Die Winkelgeschwindigkeit $\omega_{10} = 2188 \frac{1}{\text{s}}$ bleibt gleich. Im Gegensatz zur Volllast hat die Turbine beim Hochschalten nun eine Leistungsreserve zur Verfügung, um die Massen wieder zu beschleunigen. Auch hier erreicht die Turbine

jedoch schnell ihr Leistungsmaximum bedingt durch ihre Charakteristik und die Drehzahl muss zwangsläufig fallen, wodurch das Antriebsmoment steigt und die Leistung sinkt (**BP**→**3**→**3'**). Verglichen mit dem Volllastvorgang fällt die Drehzahl jedoch nicht mehr ganz so stark ab (**3**). Anschließend wird wieder in den Betriebspunkt (**BP**) geregelt. Im Schaltvorgang bei nur mehr 50 % der Leistung wird die Leistungsreserve noch deutlicher.

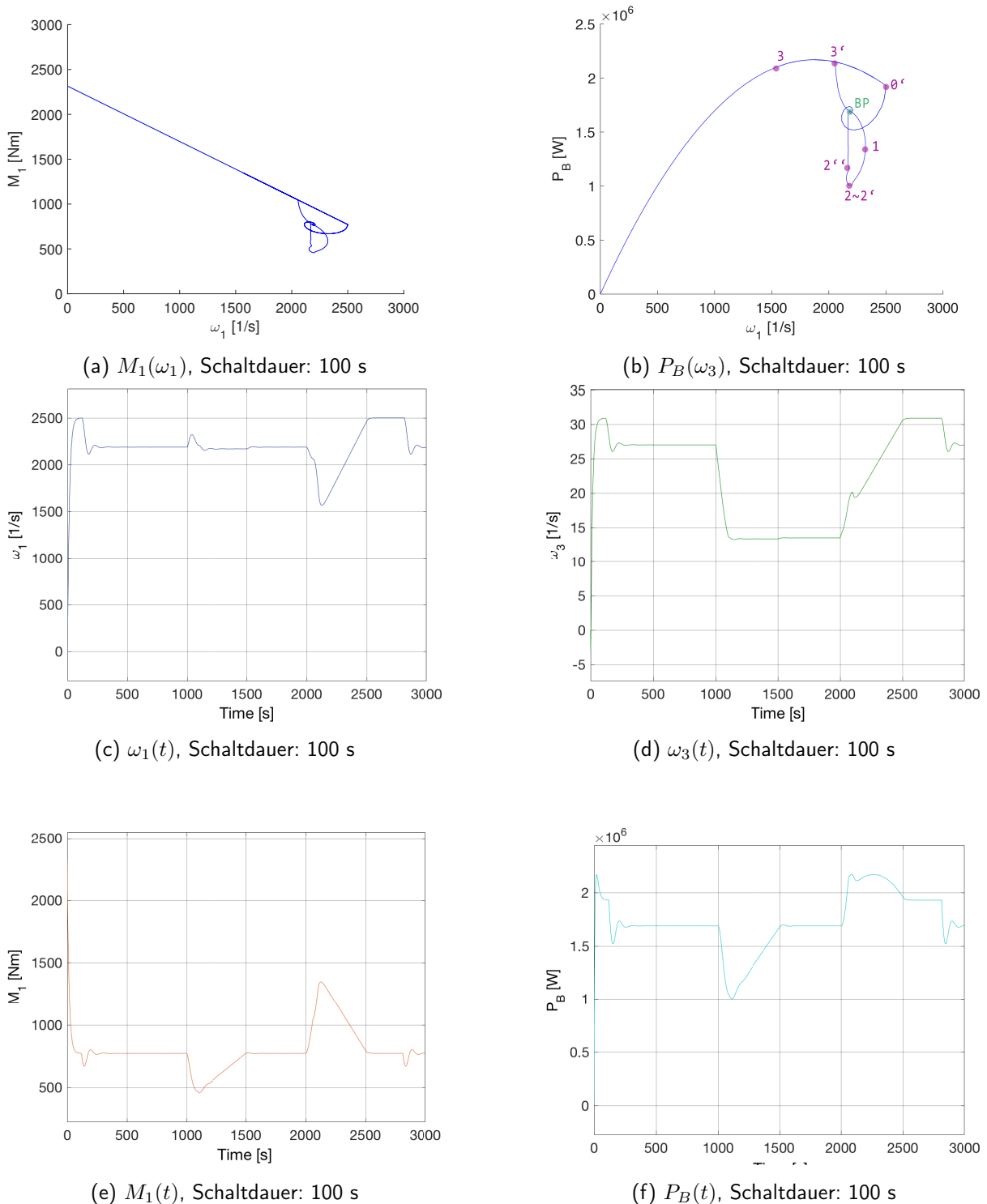
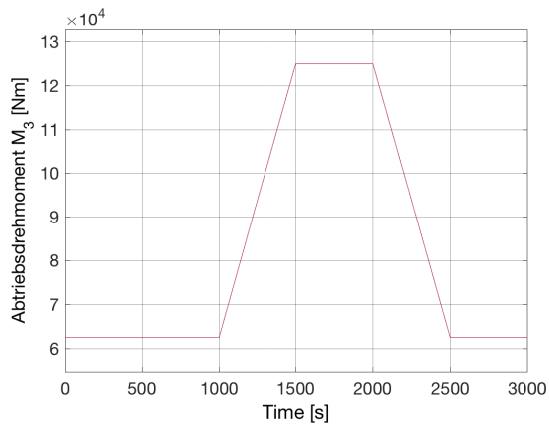
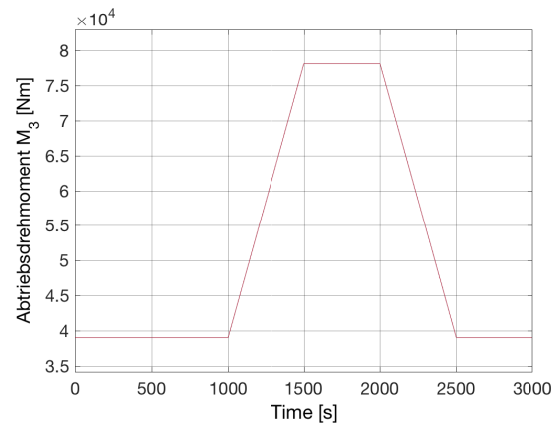


Abbildung 99: Verläufe des Eingangsmoments M_1 und der Leistung P_B bei 80%iger Teillast bei 100 s Schalt-dauer für das stufenlose Modell



(a) $M_3(t)$, Schaltdauer: 100 s, 80 % Teillast



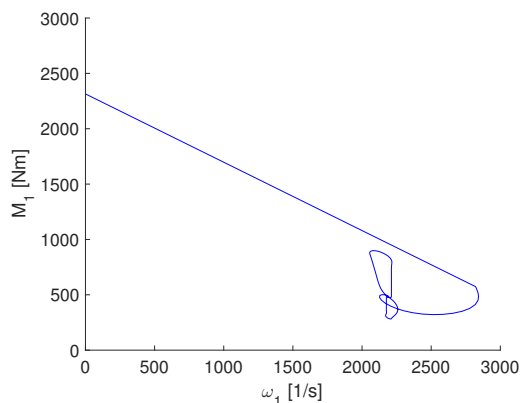
(b) $M_3(t)$, Schaltdauer: 100 s, 50 % Teillast

Abbildung 100: Verläufe des Abtriebsdrehmoments M_3 bei 80%iger und 50%iger Teillast bei 100 s Schaltdauer für das stufenlose Modell

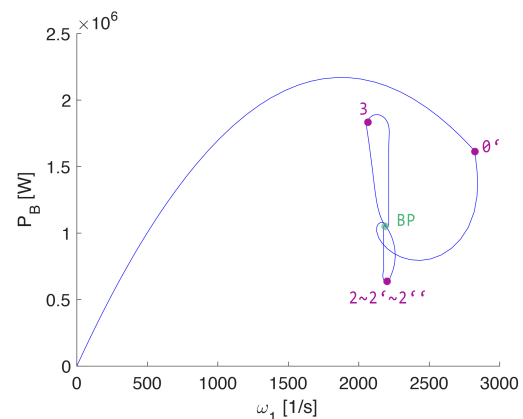
50 % Teillast:

Für 50 % Teillast wird nur die Hälfte des ursprünglichen Rotormoments aufgebracht (Abbildung 100b). Betrachtet man Abbildung 101b, wird die Leistungsreserve deutlich.

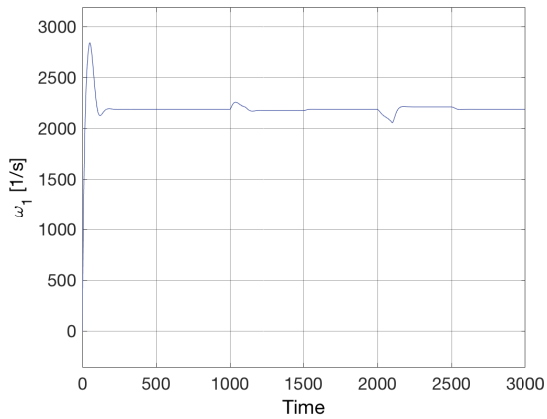
Beim Hochschalten fällt die Drehzahl aufgrund des Massenträgheitsmoments des Rotors erneut ab. Da sich der Regler noch nicht bei Maximalleistung befindet (Leistungsreserve), kann nun viel Leistung für die Rotorbeschleunigung zur Verfügung gestellt werden. Die Schleife fällt mit der maximalen Leistungskurve beim Hochschalten nicht zusammen, während die Drehzahl während des Schaltvorgangs nur geringfügig abfällt $BP \rightarrow 3$. Dieses Verhalten ist in den Diagrammen gut ersichtlich. Der zugehörige Betriebspunkt liegt in dieser Anordnung bei $P_B = 1055 \text{ kW}$ bzw. bei $M_1 = 482,16 \text{ Nm}$ bei einer Turbinenwinkelgeschwindigkeit von $\omega_{10} = 2188 \frac{1}{s}$.



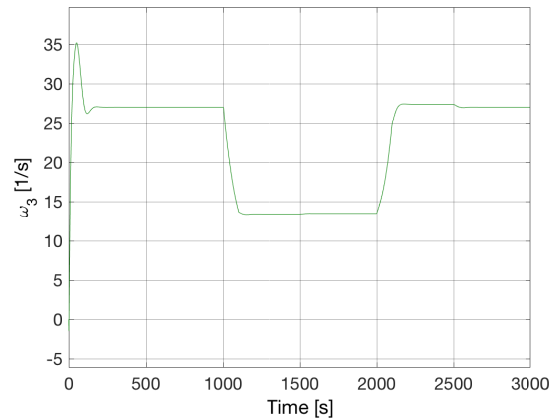
(a) $M_1(\omega_1)$, Schaltdauer: 100 s



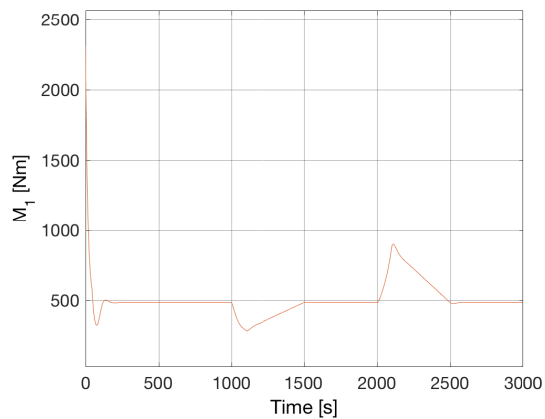
(b) $P_B(\omega_1)$, Schaltdauer: 100 s



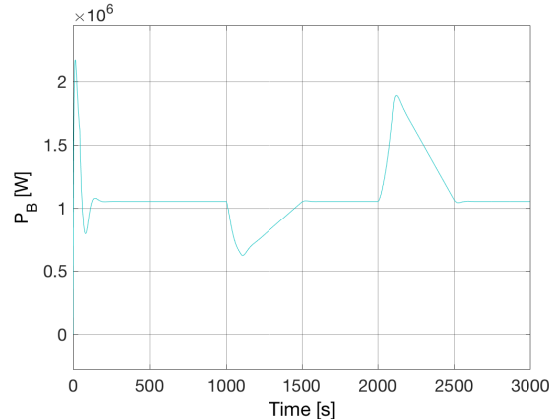
(c) $\omega_1(t)$, Schaltdauer: 100 s



(d) $\omega_3(t)$, Schaltdauer: 100 s



(e) $M_1(t)$, Schaltdauer: 100 s



(f) $P_B(t)$, Schaltdauer: 100 s

Abbildung 101: Verläufe des Eingangsmoments M_1 und der Leistung P_B bei 50%iger Teillast bei 100 s Schaltdauer für das stufenlose Modell

Diskussion

Vergleicht man beide Schaltvorgänge wird ersichtlich, dass das Herunterschalten der schnellere Vorgang ist. Beim Hochschalten benötigt es wesentlich mehr Zeit, um den gesamten Rotor zu beschleunigen als abzubremsten, da das äußere Moment den Rotor bremst. Dies wird durch die beiden unterschiedlichen Steigungen (bzw. Δt) der Schaltdauern erkennbar.

Der Volllastbetrieb ist für den Schaltvorgang problematisch. Zum einen beschränkt die Charakteristik der Turbine den Regler, wenn dieser Leistung zuführen soll und keine Reserve mehr vorhanden ist. Die Leistungsreserve im Schaltvorgang wird durch den Teillastbetrieb verbessert. Bei 50 % des Abtriebsdrehmoments steht der Turbine mehr Leistung (bei nur mehr gering abfallender Turbinendrehzahl) zur Rotorbeschleunigung zur Verfügung.

Die Schaltdauer hat keinen merklichen Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Es ist anzumerken, dass im Modell keine Festigkeiten, Verluste etc. berücksichtigt wurden. Es kann somit keine Aussage zum Ausfallverhalten (stufenloses Modul, Kupplungen, etc.) getroffen werden.

5.8.3.2 Schaltgetriebe

Die Ergebnisse der Simulationen mit 100 s Schaltdauer unter Volllast werden für das Doppelkupplungsgetriebe anhand der Abbildungen 97a bis 98b erläutert.

Volllast

Prinzipiell sind die Schaltabläufe ähnlich zum stufenlosen Getriebemodell. Jedoch muss der Einfluss der verwendeten Kupplungen berücksichtigt werden. Nach dem Anfahrvorgang stellt sich der Betriebspunkt ein, bis der erste Schaltvorgang erfolgt. Das Verhalten der Turbine und des Rotors mit dem Einfluss der Massenträgheiten im Schaltvorgang ist vergleichbar jenen des stufenlosen Modells aus Abschnitt 5.8.3.1.

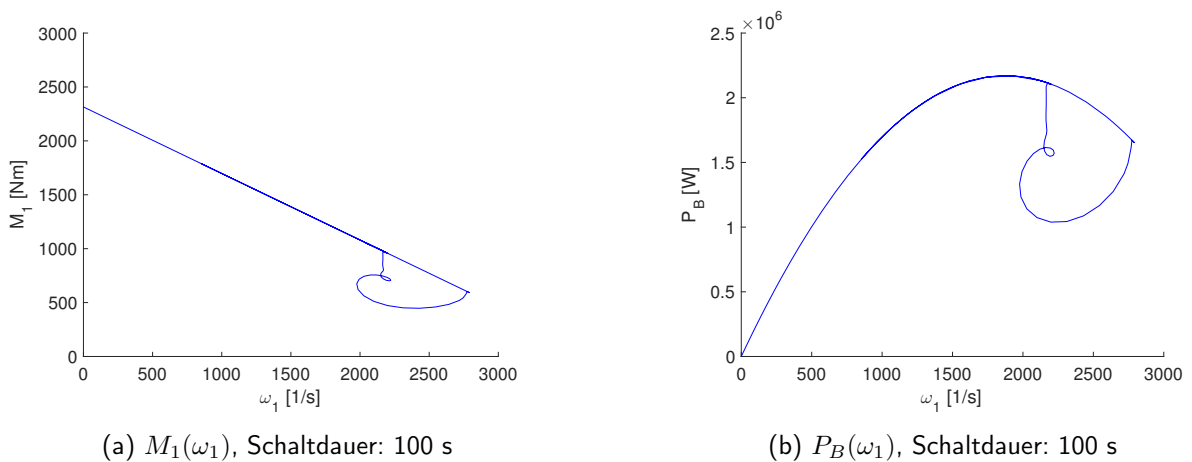


Abbildung 102: Verläufe des Eingangsmoments $M_1(\omega_1)$ und der Leistung $P_B(\omega_1)$ bei Volllast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe

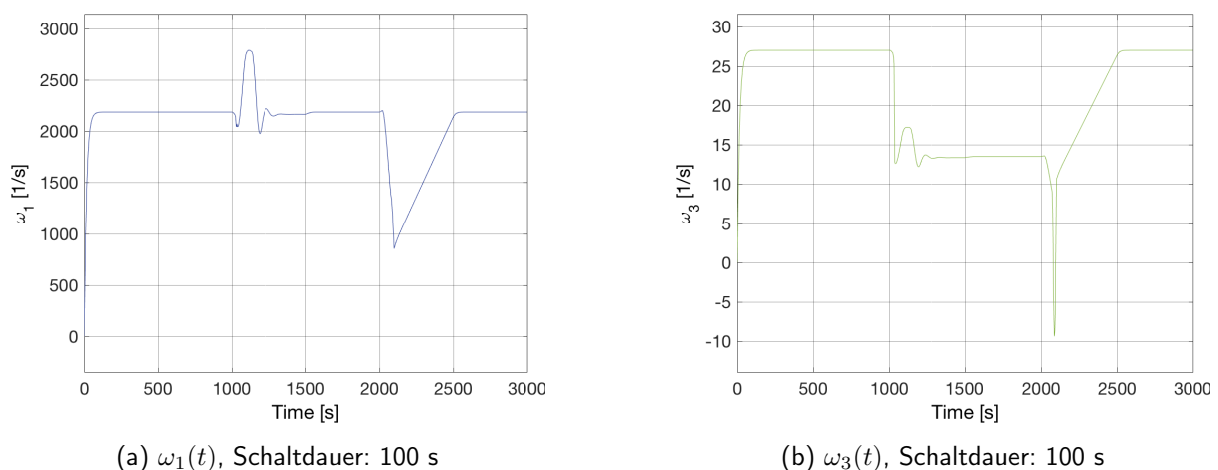
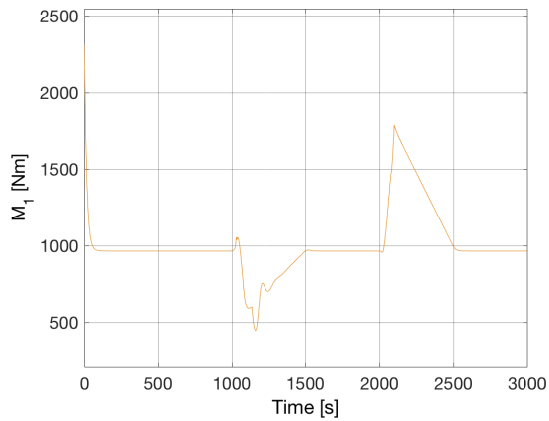
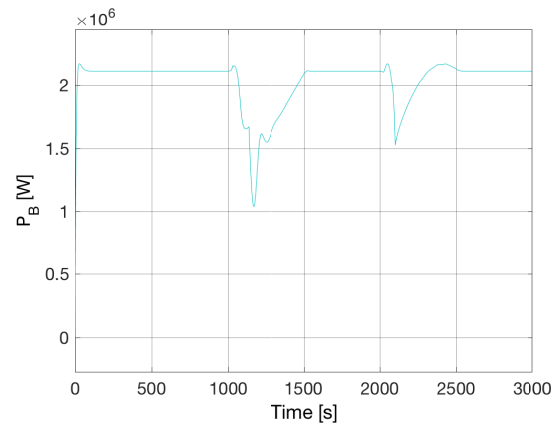


Abbildung 103: Verläufe der Eingangsdrehzahl ω_1 und der Ausgangsdrehzahl ω_3 bei Volllast bei unterschiedlichen Schaltdauern für das Doppelkupplungsgetriebe



(a) $M_1(t)$, Schaltdauer: 100 s

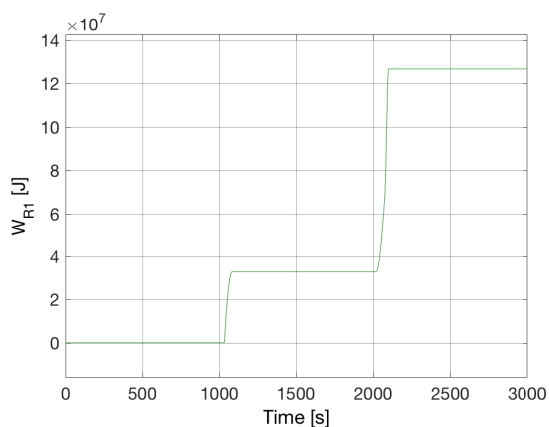


(b) $P_B(t)$, Schaltdauer: 100 s

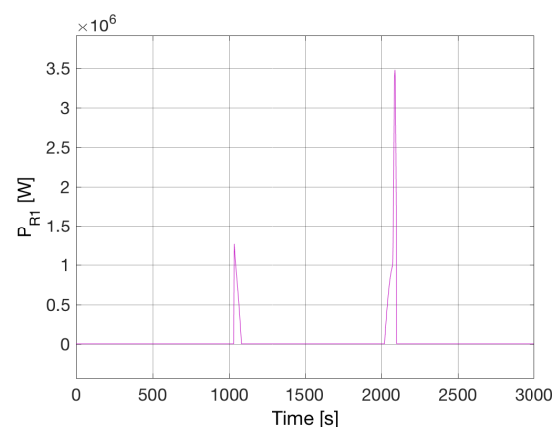
Abbildung 104: Verläufe des Eingangsmoments M_1 und der Leistung P_B bei Volllast bei unterschiedlichen Schaltdauern für das Doppelkupplungsgetriebe

Das Kupplungsverhalten beeinflusst den Schaltvorgang merklich. Betrachtet man Abbildung 103b, fällt die Rotordrehzahl beim Vorgang des Hochschaltens stark ab. Dieser plötzliche Drehzahlabfall ist auf die Kupplungen zurückzuführen. Die beiden Kupplungen schlupfen über einen längeren Zeitraum (100 s) und können somit nicht das nötige Drehmoment zur Beschleunigung des Rotors übertragen. Da das Abtriebsmoment M_3 größer ist als das Antriebsmoment M_1 , bremst der Rotor soweit ab, dass sich die Drehrichtung fälschlicherweise umkehrt. Während dieser Rutschphase wird auch sehr viel mechanische Energie dissipiert, was in Abbildung 105b ersichtlich ist.

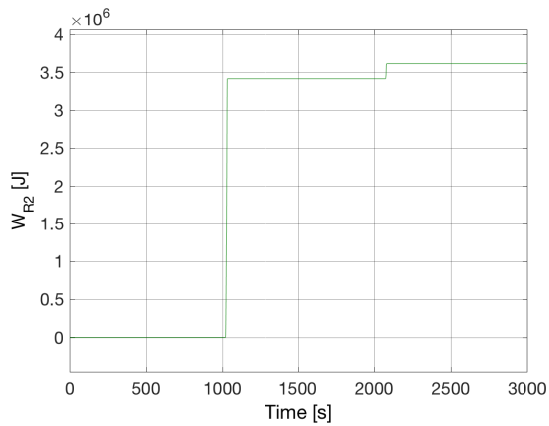
Erst bei kürzeren Schaltzeiten (z. B. 10 s oder 1 s) schließt die Kupplung schneller und kann somit früher das notwendige Beschleunigungsmoment für den Rotor bereitstellen. Die Rotordrehzahl sinkt nach dem Hochschalten nur kurzzeitig ab, was einer kürzeren Schlupfphase entspricht. Die zugehörigen Diagramme sind in Anhang B.2 zu finden.



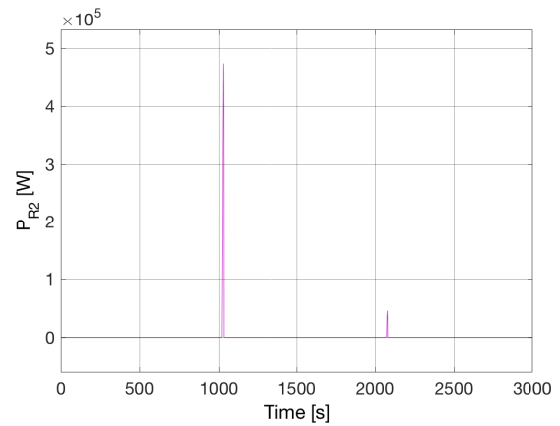
(a) W_{R1} , Schaltdauer: 100 s



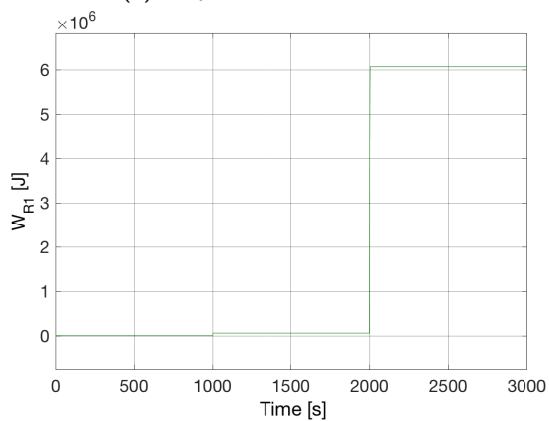
(b) P_{R1} , Schaltdauer: 100 s



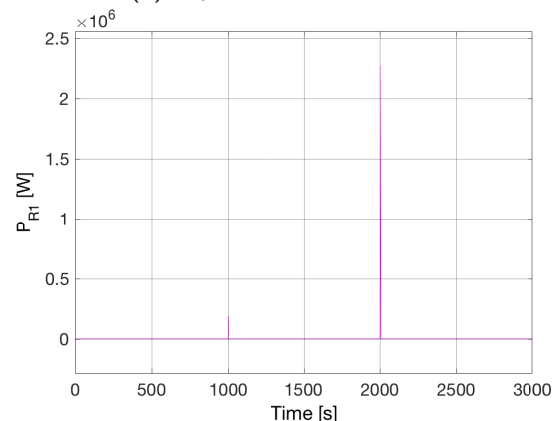
(c) W_{R2} , Schaltdauer: 100 s



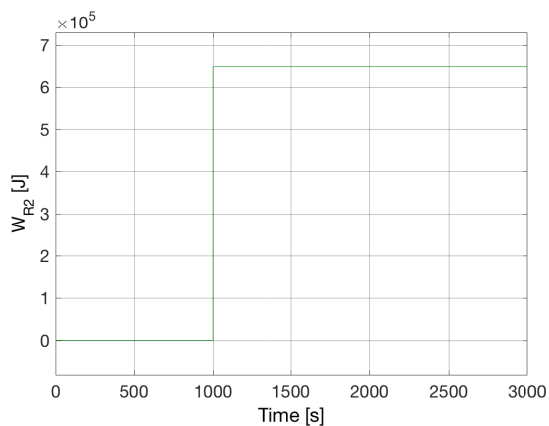
(d) P_{R2} , Schaltdauer: 100 s



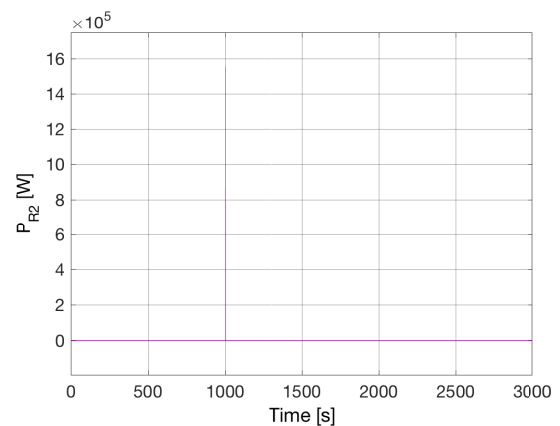
(e) W_{R1} , Schaltdauer: 1 s



(f) P_{R1} , Schaltdauer: 1 s



(g) W_{R2} , Schaltdauer: 1 s



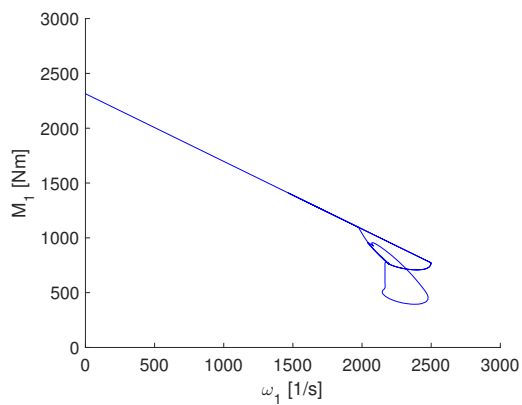
(h) P_{R2} , Schaltdauer: 1 s

Abbildung 105: Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei Vollast bei unterschiedlichen Schaltdauern für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2

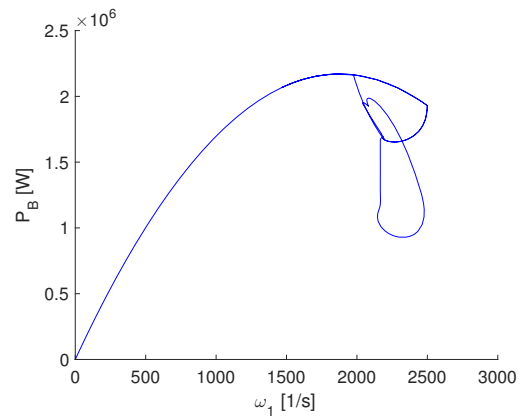
80 % Teillast:

Aufgrund des verringerten Abtriebsdrehmomentes am Rotor muss weniger Leistung von der Turbine aufgebracht und folglich von den Kupplungen übertragen werden. Da sich jedoch die Kupplungsparameter nicht ändern, können die beiden Kupplungen trotz dieser langen Schaltdauer (bei hoher Reibleistung) Drehmoment übertragen. Deshalb erfolgt hier keine Drehrich-

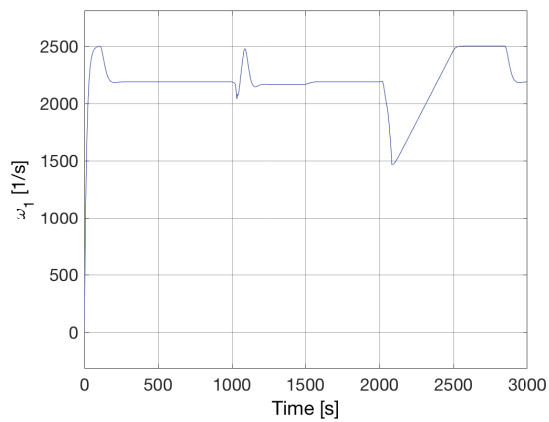
tungsumkehr des Rotors beim zweiten Schaltvorgang.



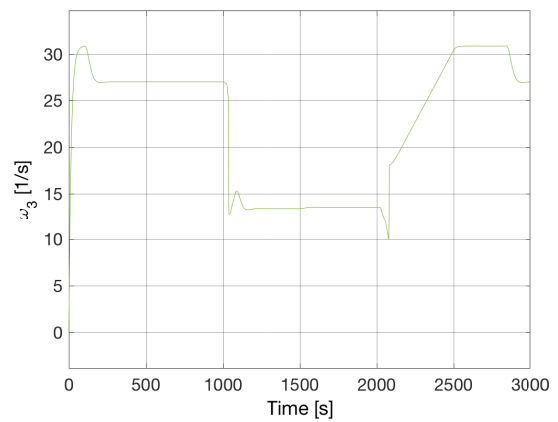
(a) $M_1(\omega_1)$, Schaltdauer: 100 s



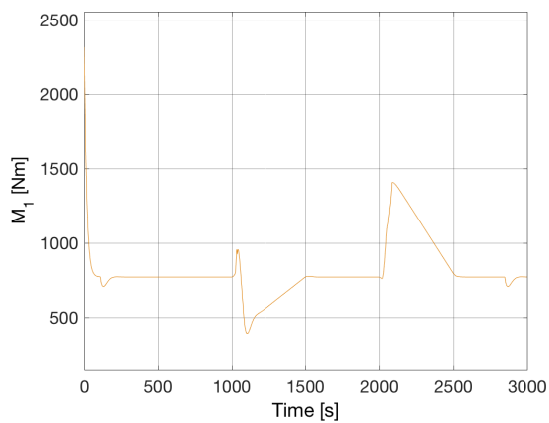
(b) $P_B(\omega_1)$, Schaltdauer: 100 s



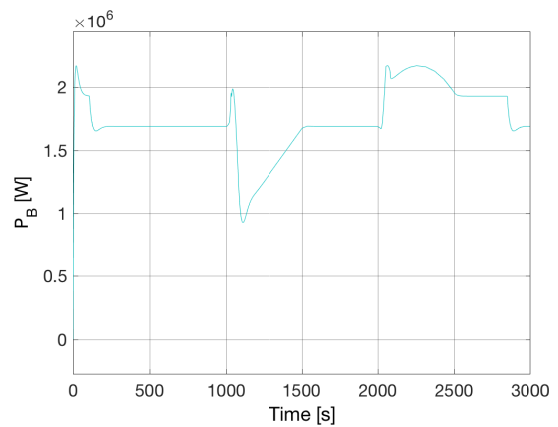
(c) $\omega_1(t)$, Schaltdauer: 100 s



(d) $\omega_3(t)$, Schaltdauer: 100 s

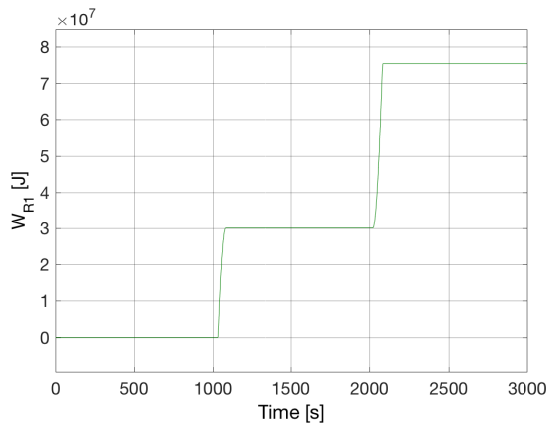


(e) $M_1(t)$, Schaltdauer: 100 s

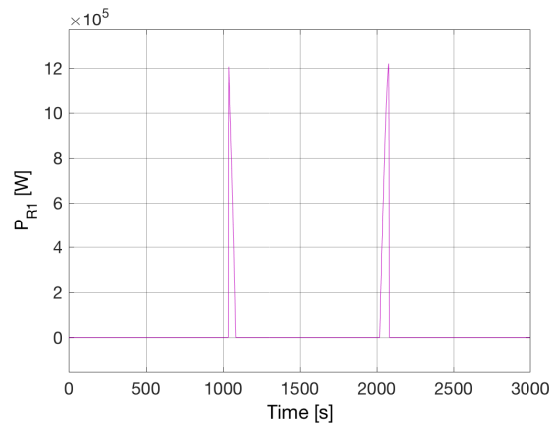


(f) $P_B(t)$, Schaltdauer: 100 s

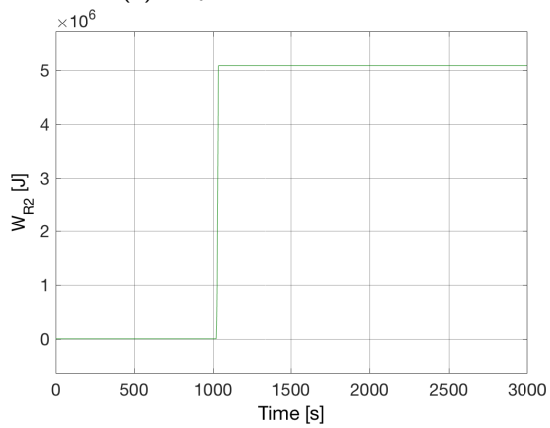
Abbildung 106: Verläufe der Ein- ω_1 und Ausgangsdrehzahl ω_3 , des Eingangsmoments $M_1(t)$ und der Leistung $P_B(t)$ sowie $M_1(\omega_1)$ und $P_B(\omega_1)$ bei 80 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe



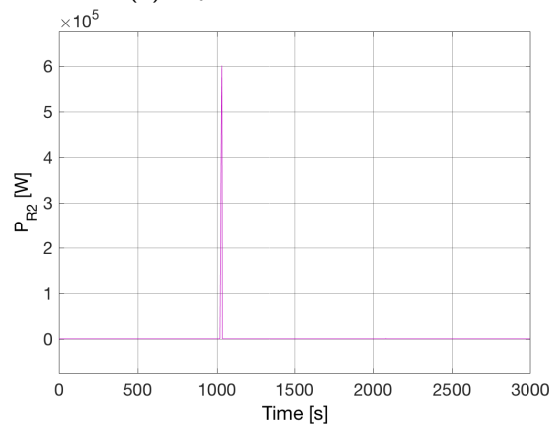
(a) W_{R1} , Schaltdauer: 100 s



(b) P_{R1} , Schaltdauer: 100 s

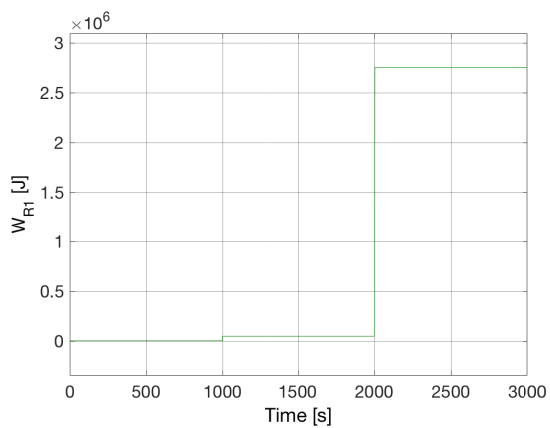


(c) W_{R2} , Schaltdauer: 100 s

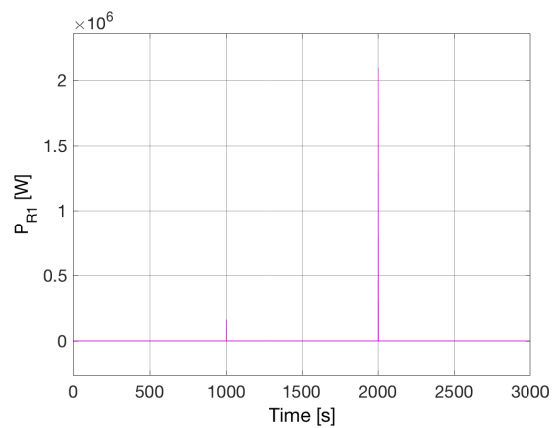


(d) P_{R2} , Schaltdauer: 100 s

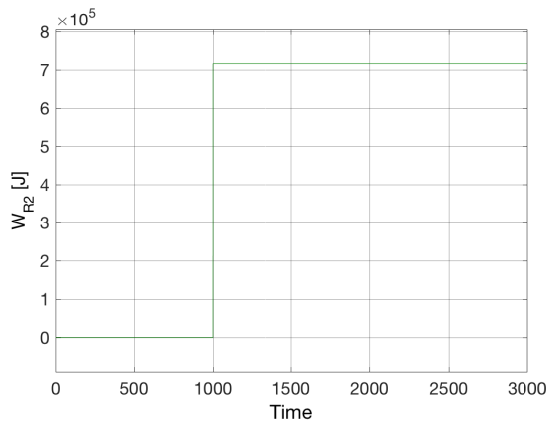
Abbildung 107: Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 80 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2



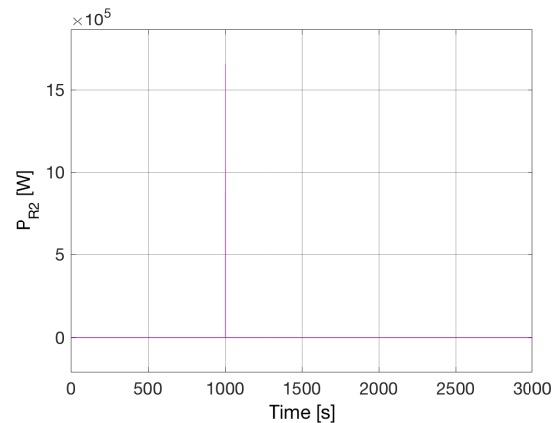
(a) W_{R1} , Schaltdauer: 1 s



(b) P_{R1} , Schaltdauer: 1 s



(c) W_{R2} , Schaltdauer: 1 s

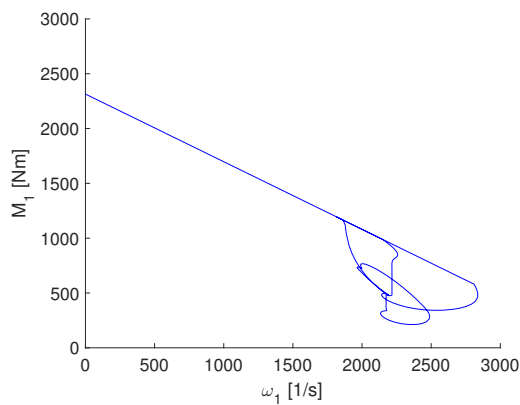


(d) P_{R2} , Schaltdauer: 1 s

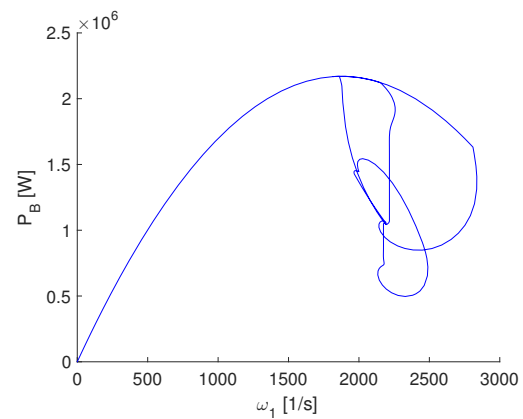
Abbildung 108: Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 80 % Teillast bei 1 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2

50 % Teillast:

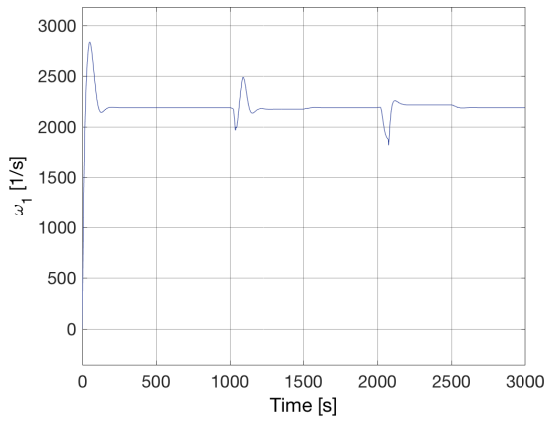
Verglichen mit dem stufenlosen Getriebe bei 50%iger Last besteht beim Hochschalten noch genug Reserve, um den Rotor ohne Drehzahlabfall der Turbine zu beschleunigen. Beim Doppelkupplungsgetriebe ist dies nicht möglich. Die weniger zur Verfügung stehende Leistung ist auf die zusätzlich zu überwindende Reibarbeit in der Kupplung für die Rotorbeschleunigung zurückzuführen. Somit muss aufgrund des zu hohen Leistungsbedarfes für die Beschleunigung des Rotors die Turbinendrehzahl bedingt durch ihre Charakteristik abfallen, wodurch das Turbinenmoment steigt.



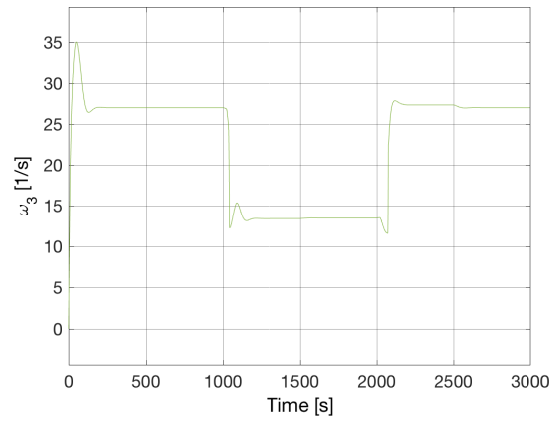
(a) $M_1(\omega_1)$, Schaltdauer: 100 s



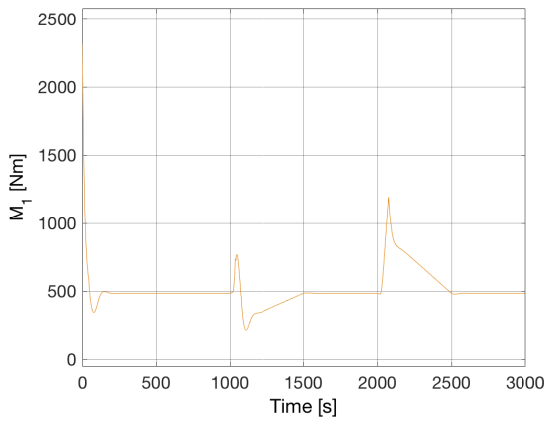
(b) $P_B(\omega_1)$, Schaltdauer: 100 s



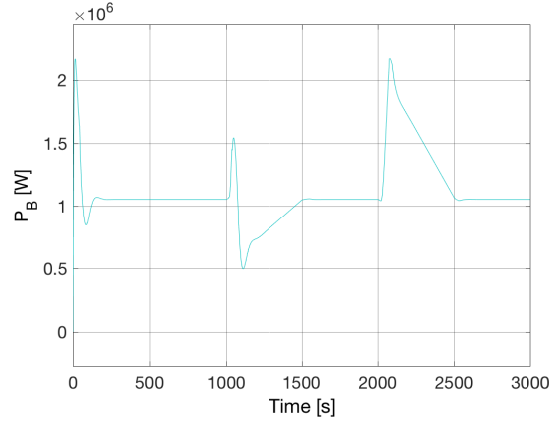
(c) $\omega_1(t)$, Schaltdauer: 100 s



(d) $\omega_3(t)$, Schaltdauer: 100 s

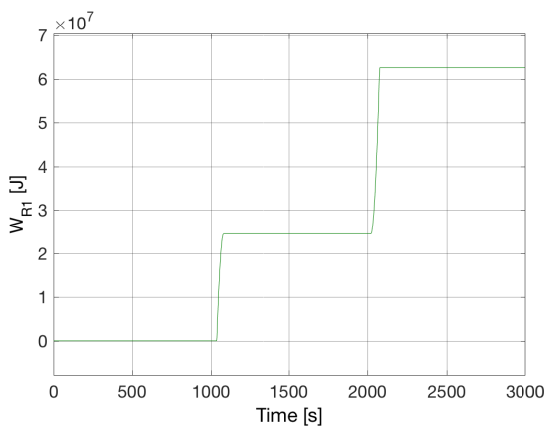


(e) $M_1(t)$, Schaltdauer: 100 s

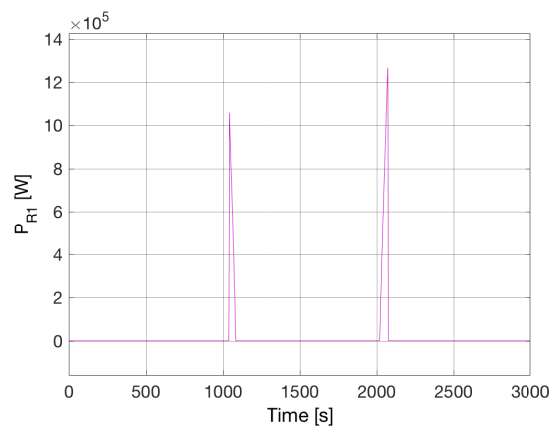


(f) $P_B(t)$, Schaltdauer: 100 s

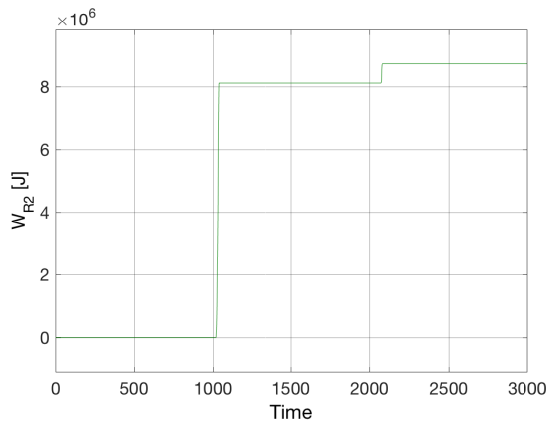
Abbildung 109: Verläufe der Ein- ω_1 und Ausgangsdrehzahl ω_3 , des Eingangsmoments $M_1(t)$ und der Leistung $P_B(t)$ sowie $M_1(\omega_1)$ und $P_B(\omega_1)$ bei 50 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe



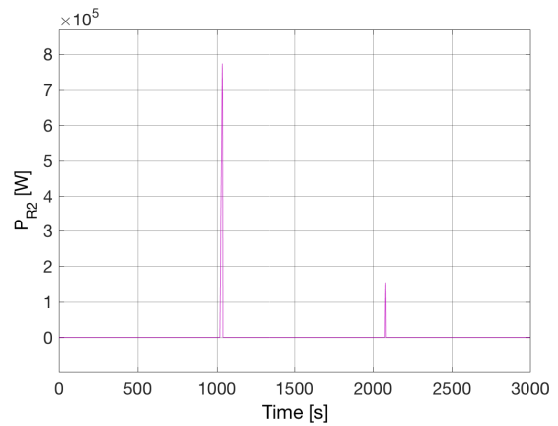
(a) W_{R1} , Schaltdauer: 100 s



(b) P_{R1} , Schaltdauer: 100 s

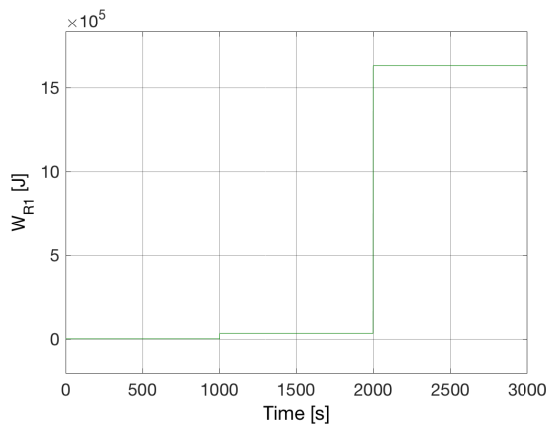


(c) W_{R2} , Schaltdauer: 100 s

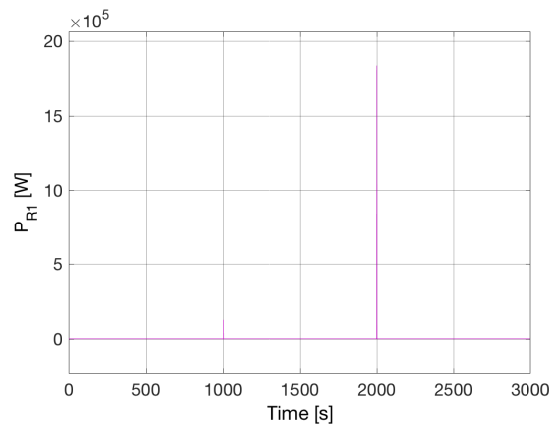


(d) P_{R2} , Schaltdauer: 100 s

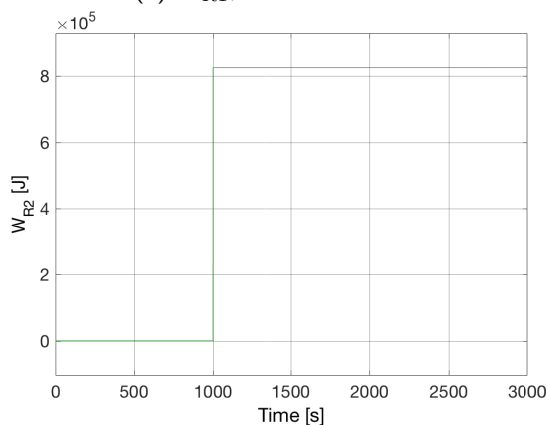
Abbildung 110: Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 50 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2



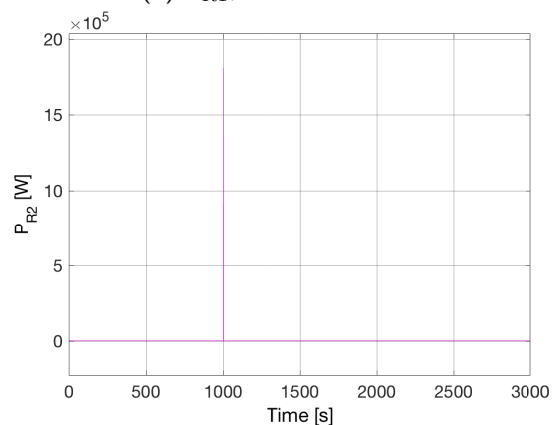
(a) W_{R1} , Schaltdauer: 1 s



(b) P_{R1} , Schaltdauer: 1 s



(c) W_{R2} , Schaltdauer: 1 s



(d) P_{R2} , Schaltdauer: 1 s

Abbildung 111: Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 50 % Teillast bei 1 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2

Diskussion

Wie bereits erwähnt, ist die Schaltdauer für das Übertragungsverhalten im Doppelkupplungsgetriebe wesentlich. Bei langer Schaltdauer schlupfen die Kupplungen wesentlich länger und können nicht das nötige Beschleunigungsmoment für den Rotor übertragen. Überdies entsteht

in dieser langen Schlupfphase extrem viel Reibung und folglich Wärme, die abgeführt werden muss. Ob die Kupplung diesen Bedingungen standhalten kann, ist zu klären. Sinkt die Schaltdauer, reduziert sich auch die Reibarbeit- und -leistung.

Betrachtet man die Verläufe der Reibarbeiten und -leistungen (Abbildung 105a-111d), kann noch eine weitere Erkenntnis über die Kupplungen gewonnen werden. Während eine Kupplung öffnet und die andere schließt, muss die schließende Kupplung das Abbremsen oder das Beschleunigen des Rotors übernehmen. Dadurch ist in diesem Vorgang mit mehr Reibarbeit zu rechnen. Beim Hochschalten muss die Kupplung mehr Leistung aufbringen, da am Rotor ein zusätzliches Moment zum Beschleunigen entgegenwirkt. Deshalb ist auch die Amplitude von P_{R1} beim Hochschalten (ab 2000 s) größer als jene von P_{R2} beim Herunterschalten (ab 1000 s). Bei extrem kurzer Schaltdauer (1 s) wird die Reibleistung fast nur mehr von der schließenden Kupplung aufgebracht.

Das Verhalten im Hochschalten wird besonders im Teillastbetrieb ersichtlich. Durch die zusätzlich zu überwindende Reibarbeit in der Kupplung für die Rotorbeschleunigung steht der Turbine im Gegensatz zum stufenlosen Modell weniger Leistung zur Verfügung. Somit muss aufgrund des höheren Leistungsbedarfes die Turbinendrehzahl bedingt durch ihre Charakteristik abfallen. Erst bei Teillasten unter 50 % ergibt sich eine Leistungsreserve.

5.8.4 Fazit

Im Simulationsmodell wurde nur das dynamische Verhalten von Antriebsstrang samt Turbine und Rotor betrachtet. Es wurden keine Verluste, Steifigkeiten und Festigkeiten der Wellen und anderer beteiligten Komponenten berücksichtigt. Ebenfalls dient die unausgelegte Kupplung nur dazu, das Drehmoment zu übertragen. Auch hier müsste eine weitere Verfeinerung des Modells vorgenommen werden. Vergleicht man aber nun das stufenlose Getriebe mit dem Doppelkupplungsgetriebe, wird vor allem der Vorteil in der Teillast ersichtlich. Die Turbine hat beim Beschleunigen noch Reserve, um eigene Leistung ohne Drehzahlabfall aufzubringen. Ein wesentlicher Nachteil des Doppelkupplungsgetriebes stellen die beiden verwendeten Kupplungen dar. Diese müssen für den Flugbetrieb erstens ausfallsicher sein und zweitens die entstehende Wärme abführen können. Immerhin liegt die Reibleistung der Kupplung 1 bei Volllast beim Hochschalten bei 3,5 MW bzw. die maximale Reibarbeit bei etwa 127 MJ (für 100 s). Grundsätzlich sind beide Technologien für den Einsatz in Hubschraubern denkbar, solange die Ausfallsicherheit gegeben ist. Das zusätzliche Gewicht spielt eine wesentliche Rolle.

Kapitel 6

Einsatztauglichkeit

In den vorangehenden Kapiteln wurden bereits einige Konzepte für die Realisation einer Drehzahlvariabilität vorgestellt. In diesem Abschnitt wird erstmals auf die Einsatztauglichkeit in Hubschraubern eingegangen. Es werden die unterschiedlichen Prinzipien bewertet und eine Einschätzung hinsichtlich der Einsatzfähigkeit getroffen.

Hierzu werden zuerst die wesentlichen Eigenschaften bzw. Vor- und Nachteile der Technologien erläutert und aufgelistet. [6], [5], [23], [11]

STUFIGE GETRIEBE:

- + günstig
- + robust
- + einfach zu warten
- + viele Lösungen für viele Einsatzbereiche
- Anfahrlemente nötig
- Synchronisierlemente
- nur Stufensprünge

Stirnradstufen: Mechanische Kraftübertragung mittels Zahnrädern

- + hoher Wirkungsgrad
- + bekannte und bewährte Technologie
- + geringe Bauteilanzahl, einfacher Aufbau
- + kostengünstig
- + betriebssicher
- + einfache Wartung
- + wenig Bauraum erforderlich
- Schaltelement nötig (für Stufensprünge)
- Stoßeinleitung - Schwingungen, Ungleichförmigkeiten
- nicht unter Last schaltbar
- höheres Laufgeräusch (Verbesserung durch Schrägverzahnung)

Doppelkupplungsgetriebe:

- + Lastschaltung
- + nur zwei Kupplungen nötig (Trockenkupplung: höhere thermische Belastung, hoher Verschleiß, Nasskupplung: Zwangskühlung, effizienter)
- + konstruktiv einfacher als Automatengetriebe
- + sehr hohe Wirkungsgrade
- + verbrauchseffizient
- kein Gangüberspringen möglich
- Anfahrlemente nötig
- Synchronisierlemente
- nur Stufensprünge

Wandlerautomat:

- + verbreitet
- + Lastschaltung
- + Zahnräder/Planetensätze und Wandler
- + kompakte Bauweise
- hohe Kosten
- schlechter Wirkungsgrad und teilweise Verbrauchsnachteile

Planetengertriebe:

- + Leistungsverzweigung
- + Übersetzungsänderung durch Fixieren einer Komponente
- + Kombination mit Wandler als Automatengetriebe
- + kleine Bauweise möglich, da Kraftaufteilung auf Planeten erfolgt
- + geringes Gewicht
- + koaxiale Bauweise bietet sich an
- + hoher Wirkungsgrad
- kompliziertere Bauweise, höhere Anforderungen an die Genauigkeit der Fertigung und Montage
- höhere Herstellungskosten
- einige begrenzende Bedingungen (Montierbarkeit)

STUFENLOSE GETRIEBE:

- + kein Schaltelement
- + keine Stoßeinleitung
- + kontinuierliche Verstellung der Übersetzung unter Last
- + keine spürbaren Übersetzungswechsel, hoher Komfort
- wirtschaftlicher, wenn die Verstellung bei geringem Drehmoment bzw. hoher Drehzahl durchgeführt werden kann

Wälzgetriebe/Reibräder:

- + stufenlose Übersetzungsänderung
- + höhere Laufruhe
- Reibschluss für Kraftübertragung
- hohe Anpresskräfte (Reibkraft \leq Reibbeiwert mal Normalkraft (Produkt der Beiden soll möglichst hoch sein, da ansonsten Schlupf auftritt))
- an der Kontaktstelle gibt es Verformungen und Schlupf, beeinflussen Wirkungsgrad
- hohe Verstellkräfte
- Reibpaarung
- Temperaturen: die an der Kontaktstelle entstehende Wärme muss abgeführt werden, Einhaltung der thermischen Grenzen
- Schmierfilm, Traktionsöle, Traktionseigenschaften
- Bohrreibung
- Verschleiß
- Die Baugröße ist dem Drehmoment proportional und wird wesentlich von der möglichen Umfangskraft F_t bestimmt
- Durchrutschen im Überlastfall

Die Pressung der Kontaktstelle bzw. die Materialbeanspruchung in diesem Punkt bestimmt die Baugröße und die Langlebigkeit der Wälzgetriebe. Die Hertz'sche Pressung bzw. Beanspruchung wird kleiner mit größer werdender Berührungsfläche. Gleichzeitig erhöhen sich jedoch auch die Verluste durch die Bohrreibung, weil die Relativgeschwindigkeiten steigen. Als Bohren wird eine zwangsweise Drehung um eine zur Drehachse der Rolle senkrechte Achse bezeichnet.

Besondere Materialpaarungen wie beispielsweise Stahl auf Stahl erfordern bei niedrigen Traktionskoeffizienten hohe Normalkräfte. Dazu sind extrem steife Komponenten nötig. Die nötige Anpresskraft kann bei kleinen Getrieben über Federn und bei größeren Getrieben mechanisch oder hydrostatisch aufgebracht werden. [11]

Umschlingungsgetriebe:

- + geringe Reibungsverluste
- + hoher Wirkungsgrad über den gesamten Verstellbereich
- + geringe Abnutzung an den Berührflächen
- + große Auflagefläche des Zugmittels
- + geringe spezifische Flächenpressung
- + hohe Lebensdauer von Kegelscheiben und Übertragungsmittel
- maximale Drehzahl durch Fliehkraft beschränkt
- das spezifische Gewicht der Umschlingungsmittel muss so gering wie möglich gehalten werden
- Sicherstellung des Kraftflusses bei Übersetzungsänderung

• Riemen:

Elastomer-Riemen (z. B. Keilriemen):

- + hoher Reibbeiwert
- + geringe Anpresskräfte
- + einfache Bauweise
- + hoher Reibkoeffizient bei Trockenlauf
- + keine Schmierung
- + geräuscharm
- + preisgünstig
- + nimmt Stöße elastisch auf
- hoher Verschleiß
- geringe Leistungsdichte
- Temperaturen begrenzen Einsatzfähigkeit
- begrenzte Lebensdauer
- Fliehkrafteinfluss
- empfindlich gegenüber Umwelteinflüssen (Feuchtigkeit...)
- Zugübertragung

• Ketten:

- + unempfindlich gegenüber Temperaturen und Feuchtigkeit verglichen mit Riemen
- + bessere Wirkungsgrade
- + weniger Verschleiß
- Geräuschprobleme
- viele Bauteile
- Verluste innerhalb der Berührstellen der Klemmteile und durch Relativbewegung zwischen Klemmstellen der Bänder und den Kegelscheiben, deshalb sollte die Normalkraft nur zur sicheren Übertragung dimensioniert sein
- unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten der Übertragungsmittel; Fliehkrafteinfluss
- Schmierung nötig

Schubgliederband:

- + keine Zugkräfte
- + Kräfte werden durch Druck/Schub übertragen
- + gesenktes Geräuschverhalten
- Scheibendurchmesser bestimmen Drehmoment
- zulässige Flächenpressung und maximal möglicher Übersetzung begrenzt

Zugketten (z. B. LuK Laschenkette):

- + besseres Geräuschverhalten
- + Trennung zwischen Kontaktstelle und der Kraftübertragung innerhalb der Kette
- komplexer Aufbau

Abbildung 112 zeigt den Fliehkräfteinfluss auf die Nutzleistung bezogen auf die maximale Leistung von unterschiedlichen Zugmitteln. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit v_t steigt die Fliehkraft und somit sinkt die übertragbare Leistung.

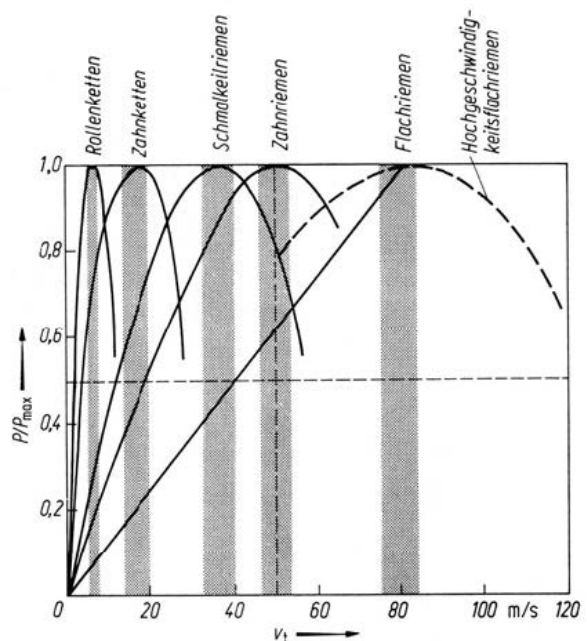


Abbildung 112: Fliehkräfteinfluss auf die Nutzleistung von Zugmitteln; Umfangsgeschwindigkeit v_t , P Nutzleistung, P_{max} maximale Leistung [23]

Hydrodynamik:

- + Dämpfung der Stöße/Schwingungsdämpfung
- + verschleißfrei
- + Öl gleichzeitig Schmier- und Übertragungsmedium
- + günstige Herstellung
- + Trilok-Wandler (automatische Umschaltung von Wandler- auf Kupplungsbetrieb)
- schwer regelbar (z. B. Füllungssteuerung)
- schlechter Wirkungsgrad (ca. 80 %)
- Verluste: hauptsächlich Reibungsverluste zwischen dem strömenden Medium und Kanalwand sowie Stoßverluste am Schaufeleintritt (Druckverluste)

Hydrostatik:

- + genauer und exakter zu steuern
- + hohe Drücke möglich
- + hohe spezifische Leistungsdichte
- + Anordnung der Arbeitsmaschinen frei wählbar
- + unterschiedliche Bauarten der Verdrängermaschinen vorhanden
- Geräuschdämpfung nötig
- teurer als hydrodynamische Lösungen, da Fertigung und Dichtung aufwändiger [5]
- viele Verlustquellen (z. B. hydraulisch-mechanische Umwandlung, Druck-, Leck-, Kompressionsverluste...)

Elektrische Getriebe

- + verschleißfrei
- + sehr gut regelbar
- + Energierückgewinnung möglich
- + Anordnung E-Maschinen frei wählbar
- + keine mechanische Verbindungen
- Gewicht
- Gesamtwirkungsgrad 80 %
- hohes Drehmoment = großer Bauraum

Leistungsverzweigung:

- + Planetensätze und stufenloser Zweig möglich
- + Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades (durch Verringerung des durch den Wandler fließenden Leistungsanteils)
- + Erhöhung des Wandlungsbereichs (durch Erhöhung des durch den Wandler fließenden Leistungsanteils)
- Blindleistung bei Vergrößerung des Regelbereichs des stufenlosen Teils und damit Verschlechterung des Wirkungsgrades; Verkleinerung bringt Wirkungsgrad

6.1 Ergebnisse der Beurteilung nach Leistung und Gewicht

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Beurteilung nach Leistung und Gewicht aus dem vorangehenden Kapitel 4 zusammengefasst und aufgelistet. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird anschließend eine Bewertung der Technologien durchgeführt.

6.1.1 Ergebnis der Regressionsanalyse

Als Bezugspunkt wurde die geforderte Leistung des CS29 Hubschraubers Sikorsky S-70 herangezogen. Die ausgewählten Getriebe für die Regression werden hauptsächlich in Fahrzeugen

eingesetzt. Deshalb wurde als Drehzahlbasis eine mittlere Drehzahl von Fahrzeugen verwendet. Das Drehmoment, mit dem die Getriebe anschließend skaliert werden, ergibt sich aus gegebener Turbinenleistung und der Drehzahl.

Tabelle 6: Bezugsdaten für Skalierung

Leistung	2110 kW
Drehzahl	4500 U/min
Drehmoment	4478 Nm

Mithilfe der Funktion der Trendlinien aus den Abbildungen 57a-57g und dem Drehmoment-Bezugspunkt ergeben sich folgende extrapolierte Gewichtsangaben, die in Tabelle 7 aufgelistet sind:

Tabelle 7: Ergebnisse der Regressionsfunktionen

Getriebe	Funktion der Trendlinie	Bestimmtheitsmaß R^2	skaliertes Gewicht $y(x = 4478 Nm)$
Handschaltgetriebe	$y = 7,2775 \ln(x) - 0,1216$	0,22558	61,06 kg
Automatisiertes Schaltgetriebe	$y = 22,785 \ln(x) - 78,12$	0,85027	113,43 kg
Doppelkupplungsgetriebe	$y = 35,362 \ln(x) - 130,1$	0,61225	167,18 kg
Automatik (Wandler)	$y = 26,787 \ln(x) - 83,211$	0,82686	141,98 kg
Toroidal Variator	$y = 171,67 \ln(x) - 932,03$	0,6177	511,17 kg
CVT	$y = 32,723 \ln(x) - 109,09$	0,44623	166,01 kg
Voith DIWA	$y = 57,957 \ln(x) - 95,849$	0,70502	391,39 kg

Handschaltgetriebe, die auf Stirnrädern basieren, weisen das geringste Gewicht bei einer Extrapolation auf ein höheres Drehmoment auf. Bei Reibradgetrieben ist das zu übertragende

Drehmoment proportional zum Gewicht - was sich in der Regression widerspiegelt (größtes Gewicht der Skalierung) und somit keine Bedeutung für die Auswahl hat.

6.1.2 Vergleich mit Getriebehersteller

Aus dem Stirnradkatalog der Fa. Walther Flender (Katalogseiten im Anhang A.1 zu finden) ergibt sich folgende Regression (nach Abbildung 56a) und das ebenfalls mit dem Bezugspunkt skalierte Gewicht:

Tabelle 8: Regression der Datenpunkte aus dem Stirnradkatalog

Getriebe	Funktion der Trendlinie	Bestimmtheitsmaß R^2	skaliertes Gewicht $y(x = 4478 Nm)$
Stirnradgetriebe	$y = 13,856 \ln(x) - 54,36$	0,99049	62,13 kg

Vergleicht man dieses Ergebnis für Stirnradgetriebe mit jenen der Handschaltgetriebe in Tabelle 7, ergibt sich eine gute Übereinstimmung des skalierten Getriebegewichtes, obwohl eine schlechte Regression (niedriges Streumaß) vorliegt.

6.1.3 Vergleich mit Literatur

Um einen Vergleich mit der Literatur herzustellen, werden die Abbildungen 51 (S. 51) und 52 (S. 52) aus dem Buch Maschinenelemente Band 2 von Niemann/Winter (vgl. [23]) herangezogen. Abbildung 52 bietet noch eine zusätzliche Entscheidungshilfe zum Momentengewicht abhängig vom Achsabstand, der Oberflächenbehandlung und der Übersetzung. Da die Bereiche sehr weit abweichen, kann keine zuverlässige Prognose abgegeben werden. Für Stirnradgetriebe mit einer Leistung von 2110 kW gelten beispielsweise folgende Anwendungsbereiche und Kenngrößen:

Tabelle 9: Vergleich mit Literaturwerten

Getriebe	Gewicht/Leistung		mit Faktor	
	Faktorbereich		skaliertes Gewicht	
	von	bis	von	bis
Stirnradgetriebe	$1,8 \frac{kg}{kW}$	$0,4 \frac{kg}{kW}$	3798 kg	844 kg

Man sieht, dass das skalierte Gewicht für herkömmliche Stirnradgetriebe zwischen 3798 kg und 844 kg liegen kann (Faktor 4.5). Auch für Planetengetriebe liegen die Gewichtsbereiche weit auseinander (Faktor 5).

6.1.4 Fazit

Wie sich bereits anhand der eingangs erwähnten Vor- und Nachteile der Technologien und infolge der Gewichtsskalierung bzw. der Regression (sofern diese zuverlässig ist) zeigt, kommen für die Leistungsübertragung in Drehflügler formschlüssige Übertragungsformen oder in Kombination mit einer Leistungsverzweigung in Frage. Für die Zertifizierung der Hubschrauber ist es essentiell, dass im Falle eines Triebwerkausfalles oder dem Ausfall einer anderen Komponente des Antriebsstranges eine mechanische Verbindung zwischen Turbine, Haupt- und Heckrotor bestehen bleibt, um Autorotation zu gewährleisten. Würde beim reinen stufenlosen CVT-Getriebe die Kette oder das Band reißen, würde keine mechanische Rückfallebene vorhanden sein. Es gilt dieses Problem zu lösen. Wenn eine Leistungsverzweigung herangezogen wird, hat diese eine bessere Realisierungs- und Zulassungschance. Da zwei Zweige, ein mechanischer und ein stufenloser Zweig, bestehen, ist die mechanische Verbindung zwischen dem Antrieb und den Rotoren sichergestellt. Ein weiteres Auswahlkriterium stellt das Gewicht dar. Betrachtet man hier die Leistungsverzweigung kann dies über mehrere Möglichkeiten geschehen. E-Maschinen sind für die Anwendung in Hubschraubern mit der erforderlichen Leistungsdichte viel zu schwer und benötigen zu viel Bauraum. Sie sind jedoch in Kombination mit der Leistungsverzweigung kleiner dimensioniert und daher noch nicht völlig ausgeschlossen. Ob sich Hydrostaten für diese Anwendung eignen, muss untersucht werden. Als letzte Möglichkeit, um die Übersetzungsänderung zu vollziehen, bieten sich herkömmliche Stirnräder bzw. Planetensätze mit unterschiedlichen Kupplungen und Bremsen an. Über diese Punkte wurde bei einem gemeinsamen Workshop mit der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (kurz FZG) der TU München diskutiert. Die Ergebnisse daraus werden im nächsten Abschnitt zusammengefasst.

6.2 Workshop FZG

Im Rahmen des Arbeitspaketes wurde die FZG damit beauftragt, Konzepte für ein Schaltgetriebe und ein stufenloses Getriebemodul vorzubereiten. Die Konzeptevaluierung basiert auf einem von der TU Wien vorgegebenen Anforderungskatalog. Im Zuge des Workshops, der im August 2016 stattfand, wurden die Konzepte vorgestellt und über die Einsatzfähigkeit in Hubschraubern diskutiert. In den nachfolgenden Abschnitten werden die Anforderungen an die Module sowie die Konzepte und die daraus gewonnenen Erkenntnisse, zusammengefasst.

6.2.1 Anforderungen

Grundsätzlich sollen die Konzepte ein stufiges und ein stufenloses Getriebe enthalten. Die Drehzahlvariation kann in unterschiedlichen Drehflüglerkonfigurationen eingesetzt werden, wodurch sich der Antriebsstrang erheblich unterscheidet. Es wird deshalb nur der Teil der Übersetzungsvariabilität betrachtet.

Um das Modul universell und auch an unterschiedlichen Positionen im Antriebsstrang einsetzen zu können, ist es wichtig, dass es keine Verzweigungen oder Sammelstellen gibt. Somit ist eine Eingangs- und Ausgangswelle wünschenswert. Es können jedoch mehrere Module verbaut werden.

Die Auslegungsparameter wurden erneut in Anlehnung an die Sikorsky S-70 (Tabelle 10) bestimmt. Die zu übertragende Leistung kann zwischen 1 und 2 MW liegen. Es sollte jedoch auch die Option auf höhere Leistungen gegeben sein. Die Antriebsdrehzahl kann je nach Positionierung bis zu 21000 U/min betragen. Als Abtriebsdrehzahl dient erneut die Rotordrehzahl von ca. 350 U/min bei 100 %. Die Drehzahlreduktion soll anschließend bei 40 % liegen. Dadurch liegt die Spreizung bei etwa 60 %.

Als konstruktive Anforderung muss gelten, dass die Kraftübertragung nicht verloren gehen darf. Dies könnte zu einem Ausfall des Antriebs des Hubschraubers führen. Es muss während des Flugbetriebs immer möglich sein, über zumindest einen Weg Kraft zu übertragen. Somit muss Formschluss bzw. eine Rückfallebene vorhanden sein. Für die Kraftübertragung gelten noch zwei weitere Kriterien: eine rein hydraulische oder reibschlüssige Kraftübertragung darf nicht eingesetzt werden. Diese Varianten sind nur in Kombination mit einer mechanischen Rückfallebene möglich, da Öl auslaufen oder das Reibungselement versagen kann. Der Leistungsfluss muss umkehrbar sein, damit bei einem Ausfall des Antriebs die Autorotation ermöglicht wird. Dadurch ist sichergestellt, dass der Rotor einen anderen Rotor (auch den Heckrotor) antreibt.

Ausfallsicherheit stellt bei Hubschraubern einen zentralen Aspekt dar. Für die Konzeptionierung muss immer der Ausfall einer Komponente berücksichtigt werden, da dieser Punkt bei der Zertifizierung eine wesentliche Rolle spielt.

Tabelle 10: Leistungsdaten für Konzeptionierung

Leistung:	$P = 2 \text{ MW}$
Antriebsdrehzahl max:	$21000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ (bei $P = 2 \text{ MW}, T = 900 \text{ Nm}$)
Abtriebsdrehzahl Rotor:	$n_1 = 350 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ (bei $P = 2 \text{ MW}, T = 54500 \text{ Nm}$)
	$n_2 = 200 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ (bei $P = 2 \text{ MW}, T = 95000 \text{ Nm}$)
Spreizung:	$i = \frac{n_1}{n_2} = 1,75$

6.2.2 Stufiges Getriebekonzept

Basierend auf dem Anforderungskatalog und mit den in Tabelle 10 dargestellten Leistungsdaten wurden mehrere Konzepte entwickelt. Beide Konzepte verwenden Formschluss. Das Konzept für das zweistufige Modul basiert auf einem Planetengetriebe. Diese haben im allgemeinen eine

sehr große Leistungsdichte, wodurch höhere Momente bei relativ geringem Gewichtszuwachs übertragbar sind. Je nach Fixierung bzw. Koppelung der Wellen lassen sich mit Planetengetrieben zwei Übersetzungen mit zwei Lösungsansätzen realisieren. Der Blockumlauf, bei dem Steg und Hohlrad gekoppelt sind, ermöglicht eine Übersetzung von 1:1. Durch Festhalten von Steg oder Hohlrad kann eine größere Übersetzung erreicht werden. Wenn das Hohlrad fixiert wird, so muss die geforderte Übersetzung am Steg umgesetzt werden. Für diese Anordnung liegt jedoch die Mindestübersetzung i bei etwa 2,5 (vgl. Tabelle 3, S. 11). Eine mögliche Lösung, um die geforderte Übersetzung von $i=1,75$ zu erreichen, ist der Abtrieb am Hohlrad. Der Nachteil der Drehrichtungsumkehr zwischen den beiden Gängen muss bei dieser Anordnung noch ausgeglichen werden. Basierend auf diesen Überlegungen ergibt sich Konzept A.

6.2.2.1 Konzept A (bzw. A1)

Dieses Konzept beruht auf einem Planetengetriebe, das aus Doppelplaneten besteht. Durch diese Modifizierung weisen beide Gänge die gleiche Drehrichtung auf. Der Antrieb erfolgt über die Sonne und der Abtrieb über das Hohlrad. Sobald der Steg festgehalten wird, stellt sich die Übersetzung gemäß $i = i_0$ (entspricht der Standübersetzung, Plusgetriebe) ein. Bei Koppelung von Hohlrad und Stegwelle erfolgt der Blockumlauf mit der Übersetzung von $i=1$.

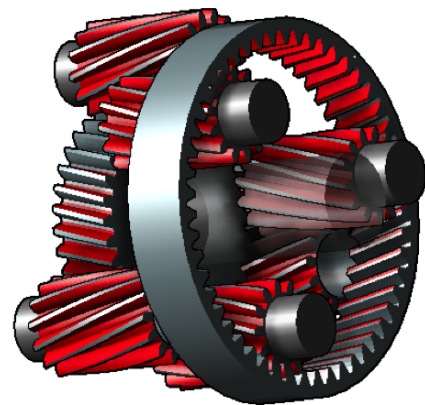


Abbildung 113: Konzept A [45]

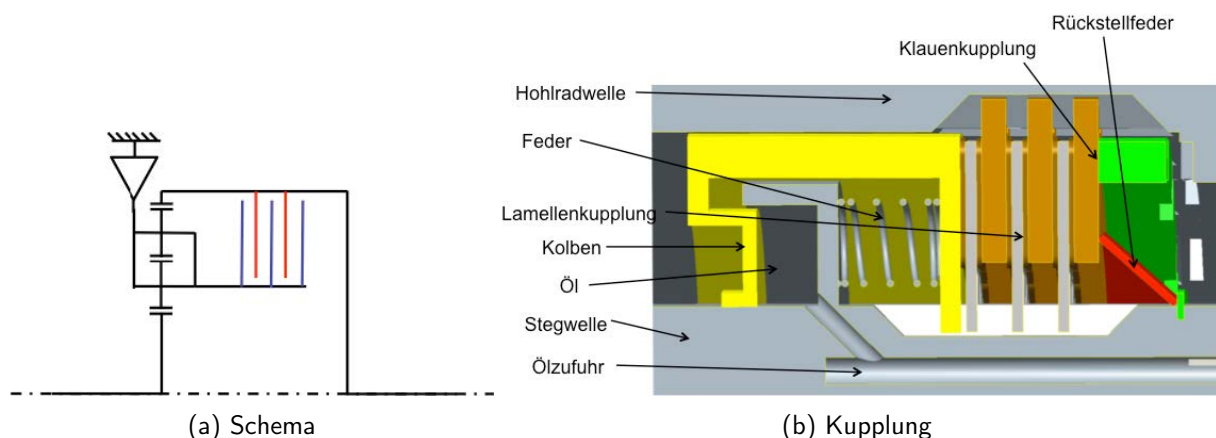


Abbildung 114: Schema Räderzug und Kupplungsentwurf für Konzept A [45]

Der Gangwechsel wird mit einem Freilauf und einer Reibkupplung realisiert. Der Freilauf verbindet Steg und Gehäuse. Sobald die Kupplung geschlossen ist, wird der Blockumlauf ($i=1$) aktiv und der Freilauf öffnet. Die Kupplung besteht aus einem reibschlüssigen Teil (Konus- oder Lamellenkupplung) für den Schaltvorgang und einem formschlüssigen Teil (Klauen- oder Zahnkupplung) für die Übertragung im geschlossenen Zustand. Bei Ausfall der Aktuatorik schließt

die Kupplung automatisch und der Blockumlauf bildet die Rückfallebene. Die Aktivierung der Kupplung kann hydraulisch oder elektromechanisch geschehen. Dieser Kupplungsentwurf ist in Abbildung 114b dargestellt. Die Problematik bei Verwendung einer Kupplung besteht in den sehr hohen Dreh- bzw. Reibmomenten, wenn das Schaltmodul direkt beim Abtrieb eingebaut wird. Die Schaltdauer muss sorgfältig ausgewählt werden. Eine lange Schaltdauer wirkt sich positiv auf die Turbine aus, jedoch steigt die Reibarbeit bzw. die Wärme stark an.

Ein weiterer Nachteil dieses Konzepts ist die Notwendigkeit von Doppelplaneten zur Drehrichtungsumkehr für die Realisation der beiden Gänge. Für diese Anordnung müssen einige konstruktive Feinheiten beachtet werden. Die Einbaufähigkeit und die Einhaltung der Zahneingriffe muss sichergestellt sein. Die FZG adaptiert das Doppelplanetenge triebe soweit, dass das Hohlräder einen kleineren Durchmesser hat als der Durchmesser der äußeren Planeten. Dadurch ergibt sich zwangsweise eine axiale Versetzung. Diese Adaption verspricht die Einhaltung der geforderten Spreizung. Überdies wird das Modul kompakter und bietet somit eine gewichtseffiziente Lösung. Die Steuerung des Konzepts ist einfach und eine Rückfallebene ist gegeben. Aufgrund der formschlüssigen Zahneingriffe bietet dieses Konzept einen sehr hohen Wirkungsgrad.

6.2.3 Stufenloses Getriebekonzept

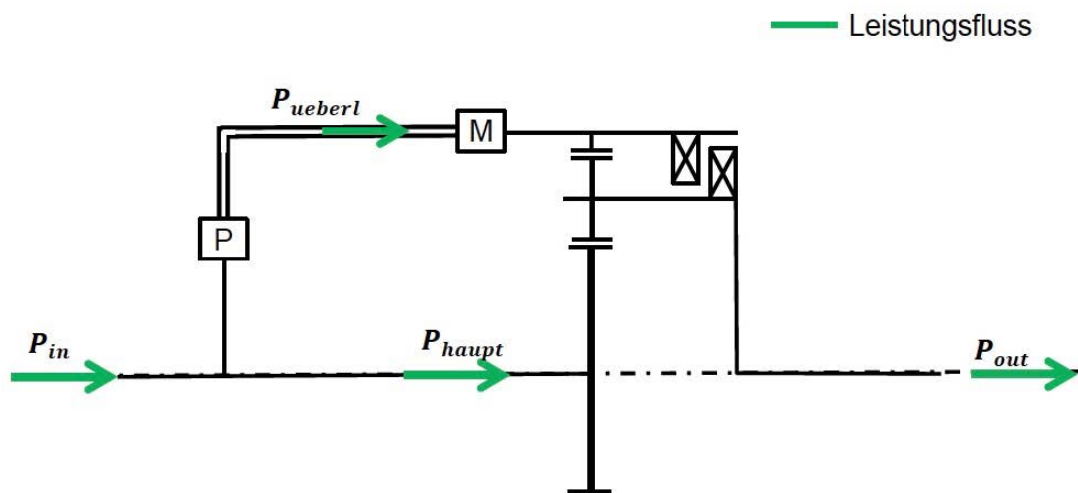
Stufenlose Getriebe werden ebenfalls in die Konzeptbetrachtungen miteinbezogen. Die Schaltung erfolgt stetig und mit gleichbleibender Geschwindigkeit. Es sind alle Übersetzungen zwischen i_1 und i_2 möglich. Stufenlose Getriebe erfordern einen konstruktiv größeren Aufwand, wodurch sich das Gewicht ebenfalls erhöht. Abhängig vom verwendeten stufenlosen Teil wird der Wirkungsgrad verringert. Leistungs- und Drehmomentübertragung durch Riemen oder Ketten (Umschlingungsgetriebe) und Wälzkontakt (Reibrädergetriebe) sind nicht möglich, da keine mechanische (formschlüssige) Rückfallebene gegeben ist. Rein hydrodynamische und hydrostatische Getriebe sind aufgrund der Anforderungen an die Ausfallsicherheit ebenfalls nicht denkbar. Die Steuerung und Regelung des Getriebes wird zunehmend komplexer. Die FZG beurteilt nur Überlagerungsgetriebe (mit Leistungsverzweigung) als denkbare Variante in Hubschraubern. Überlagerungsgetriebe verzweigen den Leistungsfluss und führen diesen anschließend wieder zusammen. Hierfür werden Planetengetriebe verwendet. Mit diesem Prinzip können zwei Lösungsansätze realisiert werden:

Konzept B1: Planetenstufe mit Überlagerung durch Zusammenführung der Leistung am Modul

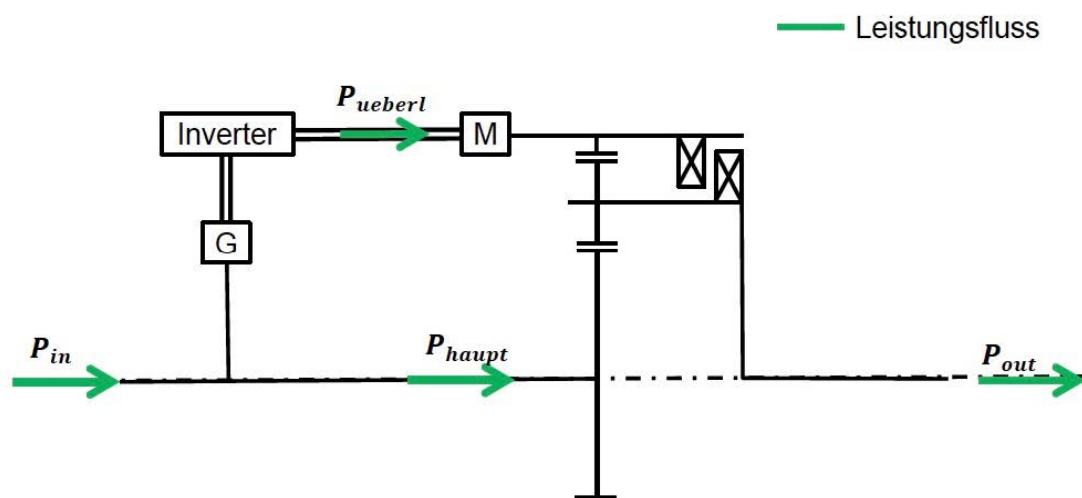
Konzept B2: Planetenstufe mit Überlagerung durch Verzweigung der Leistung am Modul (z. B. am Hohlräder) und Zusammenführung an der Abtriebswelle

6.2.3.1 Konzept B1

Bei diesem Konzept wird die Leistung an der Antriebswelle aufgeteilt. Zwei Varianten wurden untersucht: Zum einen die hydraulische Verzweigung (Abbildung 115a) mit Pumpe und zum anderen eine elektrische Variante (Abbildung 115b) mit Generator. Im stufenlosen Zweig werden die Drehzahl und das Drehmoment gewandelt. Danach erfolgt die Überlagerung der Leistung am Hohlrad oder am Steg durch den hydraulischen bzw. elektrischen Motor.



(a) Konzept B1.1



(b) Konzept B1.2

Abbildung 115: Schema hydraulisches (B1.1) und elektrisches (B1.2) Überlagerungskonzept

Grundsätzlich bieten beide Prinzipien Vorteile für die Überlagerung:

Hydraulik

- einfache Steuerung
- robuster als Elektrik
- hohe Leistungsdichte

Elektrik

- präzise Steuerung
- möglicherweise höherer Wirkungsgrad
- Energietransport einfacher

Jedoch ist zusätzliches Gewicht für die Leistungsverzweigung (Pumpe/Motor oder Genera-

tor/Motor) unvermeidlich. Durch die hohe Überlagerungsleistung im Zweig treten hohe Verluste im hydraulischen bzw. elektrischen Kreislauf auf. Als Überlagerungsleistung wird jene Leistung bezeichnet, die notwendig ist, um die Stufenlosigkeit zu realisieren. Je kleiner die Überlagerungsleistung, desto besser, denn dann sind auch die Antriebe klein dimensionierbar.

Für die Überlagerungskonzepte muss zusätzliches Gewicht für Pumpe und Motor veranschlagt werden. Ebenso erhöht sich das Gewicht bei Verwendung von E-Überlagerungsmaschinen. E-Maschinen sind aufgrund der Proportionalität von Gewicht und Drehmoment schwerer als hydraulische Antriebe. Die Masse der Überlagerungsantriebe ist von der Leistung abhängig. Der Einbau bei höheren Drehzahlen bringt somit keine Gewichtsreduktion.

Ein weiteres Problem stellt die Gestaltung der Ausfallsicherheit dar. Hier kann kein Freilauf eingebaut werden, der im Versagensfall die Übersetzung von $i=1$ einleitet. Die Fail-Safe-Ebene muss von einer Kupplung bewerkstelligt werden, die jedoch einen komplexen Aufbau bzw. Mechanismus haben kann. Hier muss noch ein geeignetes Konzept entwickelt werden, um die Anforderungen zu erfüllen. Kann der Blockumlauf realisiert werden, ergibt sich für diesen „Gang“ ein sehr hoher Wirkungsgrad ($\eta \approx 1$).

6.2.3.2 Konzept B2

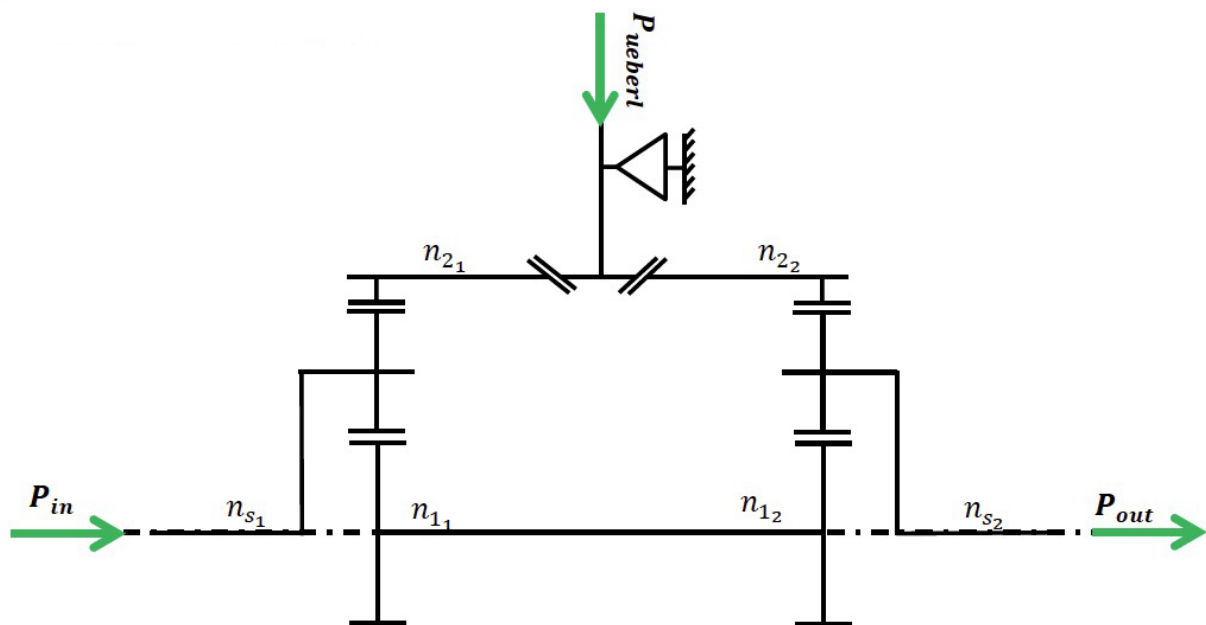


Abbildung 116: Schema Überlagerungsgetriebe Konzept B2

Konzept B2 (Abbildung 116) besteht aus zwei Planetenstufen mit gleicher Übersetzung. An- und Abtrieb erfolgen jeweils an den Sonnenrädern. Die Leistungsüberlagerung geschieht bei diesem Konzept an den Hohlradschwellen. Der Konzeptaufbau ist ähnlich zu einem Differentialgetriebe mit „Torque Vectoring“. Durch die Überlagerung sind theoretisch unendlich viele

Übersetzungen möglich („Infinitely Variable Transmission“ IVT).

Der Einsatz eines Freilaufs zwischen Überlagerungswelle und Gehäuse ermöglicht eine Übersetzung von $i = 1$. Sobald die Überlagerungsleistung P_{ueberl} verschwindet, klemmt der Freilauf, das Kegelrad verspannt sich und das Hohlrad steht fest. Die mechanische Leistung wird über das Sonnenrad des ersten Planetensatzes zum zweiten Satz und danach direkt in den Abtrieb geleitet. Aufgrund der baugleichen Radsätze ergibt sich die Übersetzung mit $i = 1$. Wird Überlagerungsleistung zugeführt, öffnet der Freilauf. Die Überlagerungsleistung ergibt sich nur aus der Differenzdrehzahl an den Hohlradern. Durch den Freilauf sind keine schaltbaren Kupplungen nötig und das Getriebe ist Fail-Safe im klemmenden Zustand des Freilaufes.

Das zusätzliche Gewicht durch die zweite Planetenstufe und die Überlagerungsmaschinen (Pumpe/Motor oder Generator/Motor) muss als Nachteil berücksichtigt werden.

6.2.4 Bewertung der Massen

Eine erste Bewertung der Massen bzw. Auslegung erfolgt mithilfe des „Getriebe-Auslegungs-Programms“ (kurz GAP) der FVA. Das Simulationstool verwendet einen Optimierungsalgorithmus. Zur Berechnung müssen die Art des Getriebes, die gewünschte Übersetzung, das Eingangsmoment, die Eingangsdrehzahl oder -leistung angegeben werden. Danach erfolgt die Tragfähigkeitsberechnung der Zahnräder nach DIN 3990. In dieser Vorgehensweise werden nur die Massen der Zahnräder (Vollräder) betrachtet und alle weiteren Massen nur abgeschätzt.

Konzept A:

Eingangsdaten:

$$T_{ein} = 55000 \text{ Nm}$$

$$n_{ein} = 350 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$P_{ein} = 1999 \text{ kW}$$

Zähnezahlen:

$$z_{Sonne} = 45$$

$$z_{Planet} = 17$$

$$z_{Hohlrad} = -81$$

$$\text{Soll-Übersetzung } i_{12,soll} = 1,75$$

$$\text{Ist-Übersetzung } i_{12,ist} = 1,81$$

$$\text{Modul } m = 6,34 \text{ mm}$$

Massen:

$$m_{Zahnräder} = 140 \text{ kg}$$

$$m_{Steg} \simeq 30 \text{ kg}$$

$$m_{Wellen} \simeq 40 \text{ kg}$$

$$m_{Lager} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{Kupplung} \simeq 50 \text{ kg}$$

$$m_{Gehäuse} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{ges} \simeq 300 \text{ kg}$$

Konzept B1:

Eingangsdaten:

$$T_{ein} = 55000 \text{ Nm}$$

$$n_{ein} = 350 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$P_{ein} = 1999 \text{ kW}$$

Zähnezahlen:

$$z_{Sonne} = 53$$

$$z_{Planet} = 16$$

$$z_{Hohlrad} = -86$$

$$\text{Soll-Übersetzung } i_{12,soll} = 1,6$$

$$\text{Ist-Übersetzung } i_{12,ist} = 1,62$$

$$\text{Modul } m = 6,08 \text{ mm}$$

Massen:

$$m_{Zahnräder} = 135 \text{ kg}$$

$$m_{Steg} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{Wellen} \simeq 40 \text{ kg}$$

$$m_{Lager} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{Kupplung} \simeq 60 \text{ kg}$$

$$m_{Gehäuse} \simeq 30 \text{ kg}$$

$$m_{ges} \simeq 305 \text{ kg}$$

Konzept B2:

Eingangsdaten:

$$T_{ein} = 55000 \text{ Nm}$$

$$n_{ein} = 350 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$P_{ein} = 1999 \text{ kW}$$

Zähnezahlen:

$$z_{Sonne} = 53$$

$$z_{Planet} = 16$$

$$z_{Hohlrad} = -86$$

$$\text{Soll-Übersetzung } i_{12,soll} = 1,6$$

$$\text{Ist-Übersetzung } i_{12,ist} = 1,62$$

$$\text{Modul } m = 6,08 \text{ mm}$$

Massen:

$$m_{Zahnräder} = 225 \text{ kg}$$

$$m_{Steg} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{Wellen} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{Lager} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{Kupplung} \simeq 30 \text{ kg}$$

$$m_{Gehäuse} \simeq 20 \text{ kg}$$

$$m_{ges} \simeq 335 \text{ kg}$$

Die Konzepte wiegen durchschnittlich 310 kg. Das Gewicht für die Überlagerungseinheit muss noch hinzugezählt werden. Dieses hohe Gewicht ist auf das hohe Drehmoment bei niedriger Drehzahl zurückzuführen, da das Modul direkt vor der letzten Planetenstufe vor dem Rotor platziert ist. Wird das Drehmoment durch Positionierung des Moduls zu höheren Drehzahlen hin (im Antriebsstrang näher zur Turbine) reduziert, kann Gewicht eingespart werden. Die Abhängigkeit des Zahnradgewichts von der Drehzahl wird in Abbildung 117 ersichtlich.

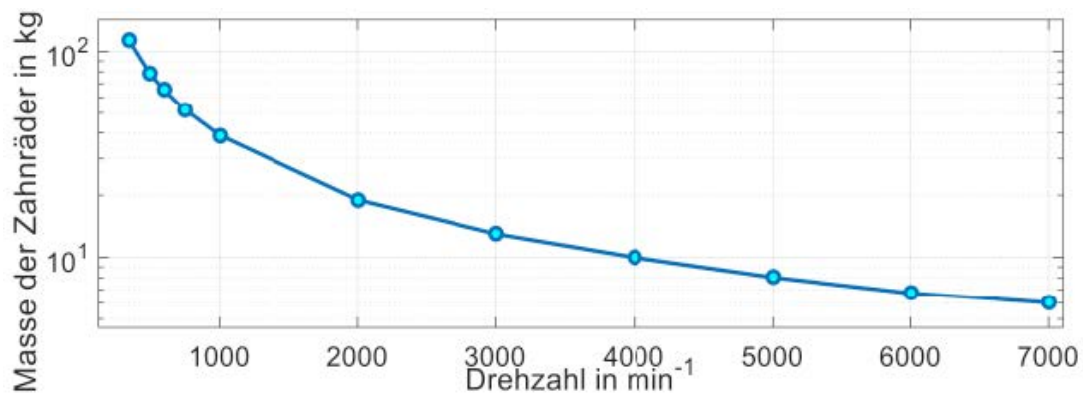


Abbildung 117: Zahnradmassenabhängigkeit von der Antriebsdrehzahl [45]

Sobald die Drehzahl steigt, sinkt auch das Gewicht der Zahnräder. Bei Einbau des Moduls bei einer Drehzahl von 1200 U/min können bei den Konzepten ca. 100 kg eingespart werden.

6.2.5 Konzepterweiterungen

Im Laufe des Workshops bzw. in der Diskussion über die bereits vorgestellten Konzepte entwickelten sich weitere Konzepte. Diese Erweiterungen basieren auf den Konzepten A und B. Es ist anzumerken, dass diese Konzepte erste Entwürfe darstellen. Es wurden noch keinerlei Berechnungen zu den Übersetzungsbereichen, den Überlagerungsleistungen oder der Kinematik etc. durchgeführt.

Eine Grundüberlegung der Konzepterweiterungen stellt die Integration einer Grundübersetzung dar. Es soll versucht werden eine Stufe des vorangehenden Getriebesatzes einzusparen, indem diese Übersetzung in das Schalt- oder Stufenlosmodul aufgenommen wird. Ziel ist es beispielsweise von $i=4$ auf 4,75 zu schalten im Gegensatz zu einer einfachen Übersetzung von $i=1$ auf 1,75. Dadurch kann Bauraum und Gewicht reduziert werden.

6.2.5.1 Konzept A2

Konzept A2 stellt eine Weiterentwicklung des stufig schaltbaren Konzepts A dar. Ähnlich zum ursprünglichen Konzept sieht dieses Konzept eine Kupplung und einen Freilauf vor. Die Funktionsweise der Kupplung für die Realisierung des Blockumlaufs muss erst erarbeitet werden. Ein weiterer Nachteil ist, dass im Modul keine Grundübersetzung eingebaut werden kann. Es ist nur der Blockumlauf und eine definierte Übersetzung möglich.

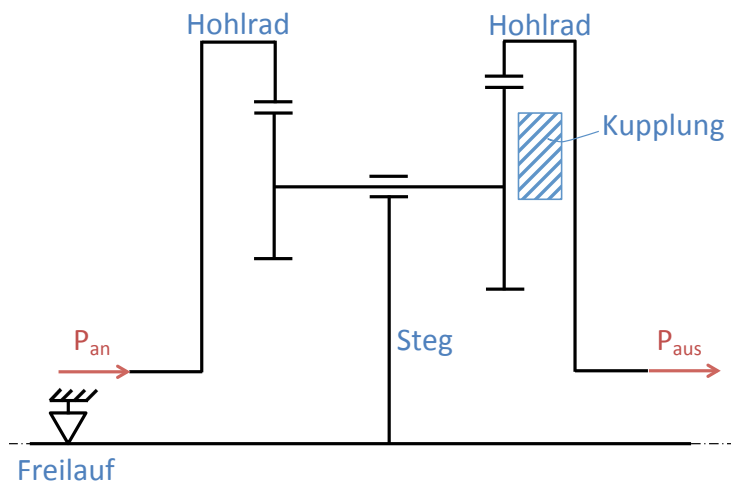


Abbildung 118: Konzept A2

6.2.5.2 Konzept B2A

Dieses leistungsverzweigte Konzept ist eine konstruktive Alternative zu B2. Durch die mögliche Überlagerung bietet sich ein großes Variationspotential, wodurch viele Übersetzungen möglich werden. Um dies zu realisieren, sind jedoch schwere Überlagerungseinheiten nötig (Pumpe/Motor, Generator/Motor). Das Getriebemodul ist durch die verwendeten Komponenten ausfallsicher. Sobald Die Überlagerungsleistung verschwindet, stellt sich die Übersetzung $i=1$ ein.

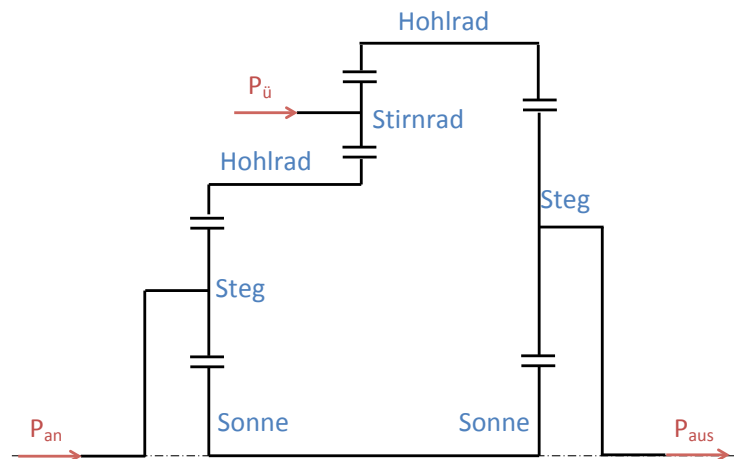


Abbildung 119: Konzept B2A

6.2.5.3 Konzept B2B

Bei diesem Konzept, das ebenfalls eine Erweiterung zu B2 darstellt, wird die Überlagerungsleistung an der Sonne des ersten Planetensatzes eingeleitet. Der Antrieb erfolgt am Steg. Durch diese Anordnung sind erneut nur zwei Übersetzungen möglich, zum einen $i=1$ und zum anderen die gewünschte Zielübersetzung (hier $i=1,75$). Die Realisierbarkeit der Kinematik muss erst noch überprüfen werden.

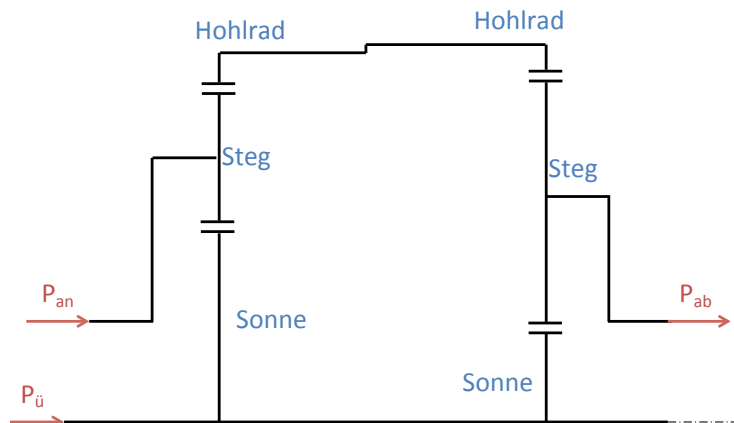


Abbildung 120: Konzept B2B

6.2.5.4 Konzept B2C

Beide in Abbildung 121 dargestellten Konzepte sind weitere Möglichkeiten der stufenlosen Drehzahländerung. Dieses Konzept ist ähnlich zum „Torque Vectoring“, das in Fahrzeugen Anwendung findet. Beim Torque Vectoring wird aktiv auf die Abtriebsmomente, die umverteilt werden, Einfluss genommen. Die Kinematik muss noch überprüft werden.

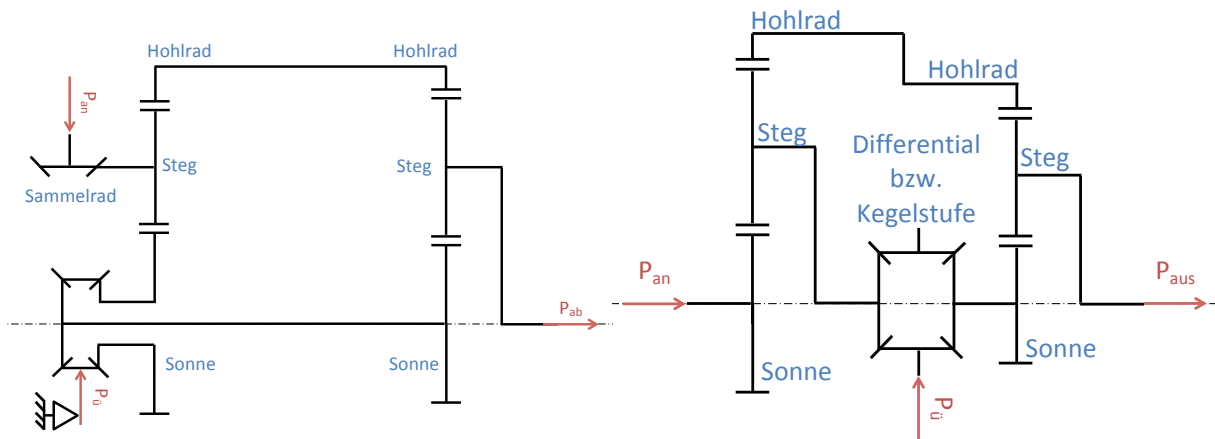


Abbildung 121: Konzepte B2C

6.2.5.5 Konzept B2D

Konzept B2D verspricht die geringste Überlagerungsleistung zur Realisierung der Drehzahlvariabilität. Die Überlagerungsleistung wird hier über einen zusätzlichen Planeten, der umlaufen kann, eingebracht. Je kleiner die Überlagerungsleistung ist, desto kleiner werden auch die dazu nötigen Überlagerungsmaschinen. Die Kinematik zu diesem Konzept muss erst geprüft werden.

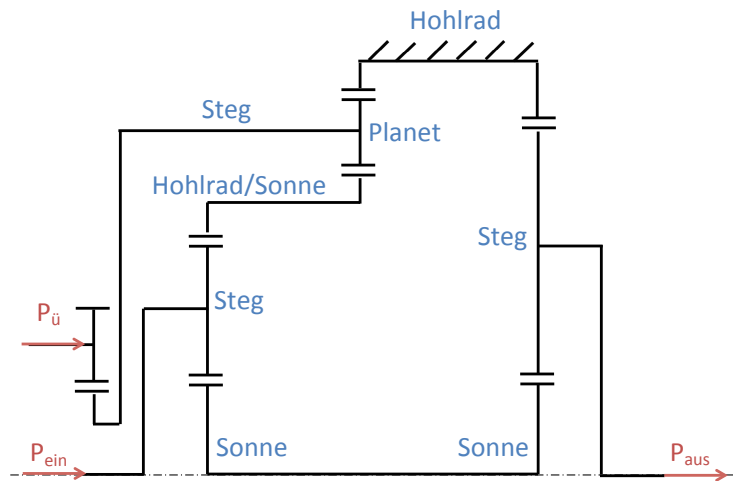


Abbildung 122: Konzept B2D

6.2.5.6 Konzept C

Eine weitere Idee bzw. ein Konzept, das erst entwickelt werden muss, kann auf dem in Abbildung 123 gezeigten Aufbau basieren. C umfasst zwei Kupplungen für zwei Gänge. Im Gegensatz zu A1 und A2 sind die beiden Kupplungen für die beiden Stränge aufgeteilt. Ein wesentlicher Vorteil liegt darin, dass die bisherige Planetenstufe im Hubschrauber in dieses Modul integriert werden kann. Jedoch muss erst ein geeigneter Aufbau entworfen werden.

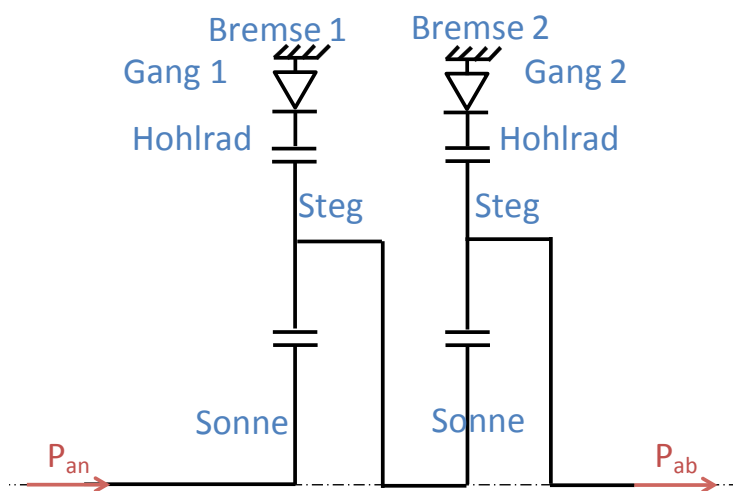


Abbildung 123: Konzept C

6.2.6 Weitere Vorgehensweise

Der Workshop gemeinsam mit der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau brachte neue Erkenntnisse hinsichtlich der Einsatzfähigkeit von stufigen und stufenlosen Getrieben in Hubschraubern. Die Bandbreite an einsetzbaren Getrieben wurde dadurch erweitert. Diese Basis bietet somit großes Potential, um die geforderten Eigenschaften, wie z. B. die Ausfallsicherheit oder das Gewicht, der Hubschraubergetriebe zu vereinen.

Basierend auf den vorgestellten Konzepten und Entwürfen müssen noch weitere Modifikationen und Evaluierungen vorgenommen werden. Im Vordergrund steht die Beurteilung der Kinematik, der Übersetzungsbereiche und auch der Überlagerungsleistungen. Die Schaltmöglichkeiten mit Einsatz von Kupplungen und einem Freilauf müssen ebenfalls noch geprüft werden. Diese Schritte sind essentiell, um die Ausfallsicherheit des Flugsystems sicherzustellen.

Weiters wird eine Positionsveränderung des gesamten Moduls in Betracht gezogen, damit sich die Getriebedrehzahlen erhöhen und die Drehmomente reduzieren. Das Getriebegewicht ist in etwa proportional zum übertragenen Drehmoment (vgl. Gl. (32) und (33)). Durch die Reduktion des Drehmoments sinkt folglich auch das Gewicht des Getriebes.

6.3 Bewertungsmatrix

Anhand der gesammelten Daten aus Literatur, Onlinequellen, ausgeführten Getrieben und dem Workshop wird für alle Technologien eine Bewertung durchgeführt. Diese soll dann Rückschluss auf jene Technologien geben, die vielversprechend, fraglich oder nicht geeignet sind. Die Bewertungsparameter bzw. Kriterien, die zu beurteilen sind, werden mit einer Punktzahl nach eigener Einschätzung beziffert. Die Bewertung erfolgt teilweise aufgrund vorliegender Daten oder auch subjektiv. Für die im Workshop dargestellten Konzepte A-B2D gibt es noch keine fundierten Daten. Deshalb muss hier auf Erfahrungswerte oder Schätzungen zurückgegriffen werden.

Die fertig bewertete Matrix ist in Abbildung 125 dargestellt. Die Matrix ist in zwei Teile aufgeteilt. Der erste Teil umfasst hauptsächlich die im Kapitel 3 (Technologien) behandelten Konzepte. Der zweite Teil beinhaltet jene Konzepte, die im Workshop besprochen wurden. Da die Wirkprinzipien der Konzepte unterschiedlich sind, ist die Vergleichbarkeit schwierig - daher erfolgt eine Unterteilung. Die Technologien sind anhand ihrer Übersetzungsart farbig gekennzeichnet (Abbildung 124).

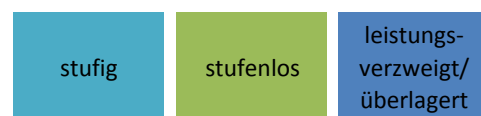


Abbildung 124: Farbeinteilung der Konzepte

Gewichtsfaktor	TEIL 1										leistungszweig	
	stufig					stufenlos					leistungszweig	
	Handschal- getriebe	Automatisierte Schaltgetriebe	Doppel- kupplungs- getriebe	Wandler- automat	Riemtrieb	Schubglieder- band	Elektrisch	Hydro- dynamisch	Hydrostatisch	Elektrisch leistungs- verzweigt	Hydro- dynamisch leistungs- verzweigt	Hydrostatisch leistungs- verzweigt
10	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
5	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
3	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
8	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
2	2	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10	5
1	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Ergebnis	288	296	320	188	125	213	207	117	190	223	217	335
Maximale Punkte	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450
Prozent	64,0%	65,8%	71,1%	41,8%	27,8%	47,3%	46,0%	26,0%	42,2%	49,6%	48,2%	74,4%

Gewichtsfaktor	TEIL 2										leistungszweig	
	stufig					leistungszweig					leistungszweig	
	stufiger Doppelplanet	stufig gekoppelte Planeten	schaltbarer 2-Gang Planet	Hydraulische Überlagerung Planetsatz	Elektrische Überlagerung Planetsatz	Überlagerung Kegelrad (Hohlrad)	Überlagerung Stirnrad (Hohlrad)	Überlagerung Sonne	Überlagerung Differential	Überlagerung Planet		
10	100	90	80	20	10	60	70	40	30	30	30	
8	80	80	64	16	8	32	4	32	6	48	48	
7	70	70	56	14	7	35	5	35	5	35	35	
9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	
3	4	12	5	6	3	18	7	21	9	27	30	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
2	2	9	10	3	18	6	7	42	1	6	2	
6	6	54	60	18	18	36	7	42	1	6	2	
7	70	70	70	7	7	56	5	35	9	63	70	
8	8	8	8	5	40	5	40	1	8	10	80	
Ergebnis	436	454	494	263	240	424	427	469	482	482	700	
Maximale Punkte	700	700	700	700	700	700	700	700	700	700	700	
Prozent	62,3%	64,9%	70,6%	37,6%	34,3%	60,6%	61,0%	67,0%	68,9%	68,9%	68,9%	

Abbildung 125: Bewertungsmatrix

Folgende Parameter bzw. Kriterien werden bewertet:

- | | |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none">• Gewicht• Wirkungsgrad• Sicherheit• Bauraum• Schaltvorgang• Momentenübergang• Steuerbarkeit | <p>Für den ersten Teil zusätzlich:</p> <ul style="list-style-type: none">• Wartung <p>Für den zweiten Teil zusätzlich:</p> <ul style="list-style-type: none">• Komplexität• Überlagerungsleistung• Integration Übersetzung |
|--|--|

Für den ersten Teil wird

- 1 Punkt für schlechte Eigenschaften oder
- 5 Punkte für gute Eigenschaften oder
- 10 Punkte für sehr gute Eigenschaften

vergeben.

Beim zweiten Teil erfolgt eine feinere Abstufung der Punktezahl von 1 bis 10. Dies ermöglicht eine bessere Bewertung und Vergleichbarkeit der ähnlich aufgebauten Konzepte. Auch hier gilt 1 Punkt für schlechte bis 10 Punkte für sehr gute Eigenschaften. Die Punkte werden in die Spalte „Bewertung“ eingetragen.

Je nach Wichtigkeit der Bewertungsparameter werden diesen unterschiedliche Gewichtungsfaktoren zugeordnet. Faktor 10 stellt die höchste und Faktor 1 die niedrigste Priorität dar. Diese Faktoren sind in der Spalte „Gewichtungsfaktoren“ aufgelistet. Das Getriebegewicht wird als wichtigster Einflussfaktor für die Auswahl angenommen, gefolgt von Sicherheit und möglicher Momentenübertragung. Von geringer Bedeutung sind die Steuerbarkeit und Wartung, die ohnehin in Hubschraubern in kurzen Abständen durchgeführt werden muss.

Die maximal mögliche Punkteanzahl ergibt sich aus der Summe der Gewichtungsfaktoren multipliziert mit der maximalen Punktezahl (10). Aufgrund der höheren Anzahl an Kriterien für den zweiten Teil ergibt sich eine höhere maximale Punkteanzahl (700 gegenüber 450 für Teil 1). Anschließend wird in der Spalte „Gewichtet“ das Produkt aus Gewichtungsfaktor und Bewertung eingetragen. Die Summe aus diesen Werten bzw. dieser Spalte wird dann unter „Ergebnis“ zusammengefasst und stellt den Vergleichswert zur maximal möglichen Punktezahl dar. Der prozentuelle Wert ergibt sich durch Division des Ergebnisses mit der Maximalpunktezahl.

In der letzten Zeile ist das Ergebnis noch mit einer zusätzlichen farblichen Darstellung versehen. Die abgestufte Farbskala bewegt sich von rot bis grün. Rot stellt das schlechteste Ergebnis, gelb das mittlere und grün das beste Ergebnis dar. Dazwischen ergibt sich der Farbverlauf gemäß Abbildung 126.



Abbildung 126: Farbskala

Die Ergebnisse der Bewertung werden in folgendem Abschnitt erläutert.

6.3.1 Ergebnisse Bewertung

Ausgehend von allen Erkenntnissen, die während dieser Erarbeitung gefunden wurden, konnte die in Abbildung 125 gezeigte Matrix erstellt werden. Sie vereint alle Technologien mit ihren spezifischen Eigenschaften sowie die Vor- und Nachteile. Durch eine teils subjektive und auf Daten basierende Einschätzung konnten die Technologien bewertet und somit vielversprechende Konzepte ermittelt werden. Tabelle 11 zeigt ein Ranking aller bewerteten Konzepte absteigend nach ihrem prozentuellen Wert. Die beiden Teilbewertungen müssen separat betrachtet werden, da für den zweiten Teil mehr Parameter berücksichtigt wurden und sich dadurch eine höhere Maximalpunktzahl ergibt.

Tabelle 11: Ranking der Konzepte nach dem Ergebnis

Erster Teil			
Maximale Punkte: 450			
	Konzept	Punkte	Prozent
1	Hydrostatisch leistungsverzweigt	335	74,4 %
2	Doppelkupplungsgetriebe	320	71,1 %
3	Automatisiertes Schaltgetriebe	296	65,8 %
4	Handschaftgetriebe	288	64,0 %
5	Elektrisch leistungsverzweigt	223	49,6 %
6	Hydrodynamisch leistungsverzweigt	217	48,2 %
7	Schubgliederband	213	47,3 %
8	Elektrisch	207	46,0 %
9	Hydrostatisch	190	42,2 %
10	Wandlerautomat	188	41,8 %
11	Riementrieb	125	27,8 %
12	Hydrodynamisch	117	26,0 %

Zweiter Teil

Maximale Punkte: 700

	Konzept	Punkte	Prozent
1	Schaltbarer 2-Gang Planet (C)	494	70,6 %
2	Überlagerung Planet (B2D)	482	68,9 %
3	Überlagerung Differential (B2C)	469	67,0 %
4	Überlagerung Stirnrad (Hohlrad; B2A)	460	65,7 %
5	Stufig gekoppelte Planeten (A2)	454	64,9 %
6	Stufiger Doppelplanet (A1)	436	62,3 %
7	Überlagerung Sonne (B2B)	427	61,0 %
8	Überlagerung Kegelrad (Hohlrad; B2)	424	60,6 %
9	Hydrodynamische Überlagerung Planetensatz (B1.1)	263	37,6 %
10	Elektrische Überlagerung Planetensatz (B1.2)	240	34,3 %

Das beste Konzept des **ersten Teils** stellt die Leistungsverzweigung mit Hydrostaten dar (z. B. Fendt Vario System). Das Gewicht des Konzepts wurde mit 5 Punkten bewertet. Hydropumpen bzw. -motoren sind vergleichsweise leichter als E-Maschinen mit der zugehörigen Leistungselektronik, aber schwerer als herkömmliche Stirnradstufen. Stufig schaltbare Konzepte sind leichter als alle stufenlosen Konzepte.

Bezüglich Wirkungsgrad sind das elektrisch und hydrostatisch leistungsverzweigte Konzept zusammen mit den stufigen und rein elektrischen Getrieben sehr gut geeignet. Getriebe, die auf Kraftschluss basieren, weisen einen schlechten Wirkungsgrad auf.

Leistungsverzweigte Konzepte bieten aufgrund ihres zusätzlich zum stufenlosen Zweig vorhandenen mechanischen Teils eine hohe Ausfallsicherheit. Werden Kupplungen verwendet, muss die Aktuierung im Schadensfall sichergestellt sein, sodass der mechanische Zweig aktiv werden kann. Kraftschlüssige Systeme können keine mechanische Rückfallebene aufweisen. Deshalb bekommen sie nur wenige Punkte zugewiesen und spielen in Hubschraubern auch eine untergeordnete Rolle.

Der Bauraumbedarf für hydrostatische Leistungsverzweigung ist mit Gut zu bewerten. Das übertragbare Moment hängt hauptsächlich vom Öldruck und dem Hubvolumen ab. Im Gegensatz zu E-Maschinen, bei denen der Bauraum proportional zum übertragbaren Drehmoment ist. Für rein elektrisch betriebene Getriebe bedeutet dies, dass große und schwere E-Motoren verwendet werden müssen. Durch die Leistungsverzweigung kann Leistung aufgeteilt werden. Das Gewicht und der Bauraum werden reduziert, da kleinere Maschinen für den geringeren

Leistungsbedarf des stufenlosen Zweigs ausreichen.

Stufenlose und leistungsverzweigte Konzepte bieten aufgrund ihrer einfachen, kontinuierlichen Schaltvorgänge mehr Vorteile gegenüber schaltbaren Getrieben. Wenn Kupplungen zur Schaltstrategie dazukommen, ist wieder mit erhöhtem Aufwand zu rechnen.

Kann viel Moment übertragen werden, spiegelt sich dies in der Bewertung wider. Konventionelle Stirnräder können dank ihres Formschlusses und ihrer jahrelangen Entwicklung hohe Momente übertragen. In Kombination mit der Leistungsverzweigung bieten sich auch hier Vorteile - vor allem bei der hydrostatischen Verzweigung. Im Gegensatz zu E-Motoren, bei denen die Drehmomentcharakteristik sehr von der Bauart abhängig ist, hängt das übertragbare Moment nur von leicht beeinflussbaren Kenngrößen ab.

Hinsichtlich der Steuerbarkeit sind Schaltgetriebe aufwändiger. Hier ist nur eine gewisse Anzahl an Gängen mit Hilfseinrichtungen realisierbar. Bei stufenlosen Modellen sind eine theoretisch unendliche Anzahl an Übersetzungen möglich, wodurch sich eine bessere Bewertung ergibt. Kupplungen beeinflussen die Steuerbarkeit erneut, da die Betätigung (Zeitpunkt, Schaltdauer, etc.) aufwändig ist. Elektrische und hydrostatische Konzepte sind hingegen leicht regelbar.

Für den **zweiten Abschnitt** der Matrix, in dem die Konzepte des FZG Workshops beurteilt werden, ist eine feinere Abstufung der Bewertungspunkte vorgenommen worden. Die Konzepte unterscheiden sich im grundsätzlichen Aufbau nur wenig voneinander, da sie auf Planetengetriebe basieren. Um die Konzepte somit besser vergleichen zu können, die Einführung der zusätzlichen Abstufung. Natürlich darf die zunehmende Komplexität, die auch ein Bewertungspunkt ist, nicht außer Acht gelassen werden.

Trotz des unausgereiften Entwicklungsstandes stellt das schaltbare 2-Gang Planetengetriebe (Konzept C, Abschnitt 6.2.5.6) das vielversprechendste Konzept dar. Ein weiteres Konzept, das gute Ergebnisse zeigt, ist das Konzept B2D (Abschnitt 6.2.5.5). Die beiden Konzepte und B2C sind für weitere Schritte bzw. Überprüfungen der Möglichkeiten durch die TU München und TU Wien in die engere Auswahl gekommen.

Die Ausgangskonfiguration A1 wiegt aufgrund des einfachen Aufbaus am wenigsten. Mit zunehmender Komplexität steigt auch das Gewicht. Wird noch eine Überlagerung hinzugefügt, steigt das Gewicht noch weiter an.

Der Wirkungsgrad ist für rein formschlüssige Getriebe unter Verwendung einer Kupplung für den Schaltvorgang am höchsten (Konzept A1). Wenige Bauteile wirken sich positiv auf den Wirkungsgrad aus. Durch die steigende Anzahl an Komponenten und Überlagerungsantriebe sinkt der Wirkungsgrad.

Die Kupplung stellt bei vielen Konzepten das zentrale Element dar, nicht nur hinsichtlich des Übertragungsverhalten, sondern auch im Falle des Ausfalls des Antriebsstranges. Die Kraftübertragung bzw. Leistungsumkehr muss für die Autorotation sichergestellt sein. Deshalb ist der Sicherheitsaspekt auch für die Bewertung sehr wichtig. Eine mechanische Rückfallebene muss vorhanden sein. Bei schaltbaren Konzepten kann ein Gang als mechanische Verbindung fortbestehen. Bei überlagerten Getrieben wird dies etwas aufwändiger.

Der Bauraum der Planetenkonzepte steigt mit zunehmender Anzahl der Komponenten. Werden noch Überlagerungsmaschinen hinzugefügt, steigt der Bauraum zusätzlich.

Gleich wie zum ersten Teil gilt auch hier, dass stufenlose Konzepte Vorteile im Schaltvorgang aufweisen. Stufige Konzepte sind komplizierter zu schalten, da sie oft zusätzliche Schaltelemente benötigen. Ebenso ähnlich zum ersten Teil, sind Momentenübertragung und Steuerbarkeit zu betrachten.

Ein Punkt, der zusätzlich bewertet wird, ist die Komplexität der Konzepte. Da sie alle auf modifizierten Planetengetrieben basieren, ist dieser Parameter wichtig. Durch die höhere Anzahl an Komponenten für die Überlagerung steigt die Komplexität. Das einfachste Konzept stellt das schaltbare 2-Gang Planetengetriebe (C) dar. Hierfür wurden 10 Punkte vergeben. Das komplexeste Konzept, für das ein Punkt vergeben wurde, ist jenes mit der Überlagerung im Differential (B2C). Die aufwändige Konstruktion mit einem Differential (Kegelstufen) erschwert eine einfache Bauweise. Ebenso komplex ist das verschachtelte Konzept B2D, bei dem eine zusätzliche Planetenstufe umlaufen kann.

Als weiterer Parameter wird die Überlagerungsleistung in die Matrix mit aufgenommen. Ist viel Überlagerungsleistung zur Realisierung der Stufenlosigkeit nötig, wird das als schlecht (mit 1 Punkt) bewertet. Je geringer die Überlagerungsleistung ist, desto besser ist das für das Konzept. Denn dann reduzieren sich auch die dazu erforderlichen Antriebe. Ist keine Überlagerung gegeben, werden ebenfalls 10 Punkte vergeben, damit die Beurteilung vergleichbar bleibt.

Als letzte Kenngröße wird die Integration der Übersetzung beurteilt. Ist die Einbindung einer Grundübersetzung möglich, so dass ein weiter Teil der Drehzahlreduktion im Modul erfolgt und dadurch eine Stufe des vorangehenden Getriebes eingespart werden kann, wird dies hoch bewertet. Andernfalls wird eine niedrige Bewertung angesetzt. Mit B2C und B2D können viele Übersetzungen realisiert werden, mit den stufigen Konzepten jeweils nur zwei Übersetzungen.

6.4 Fazit

Bereits in der Betrachtung der Vor- und Nachteile konnte sich eine klare Richtung herauskristallisieren. Formschlüssige Getriebe, wie Stirnradstufen, Planetengetriebe oder Kombinationen aus beiden zeichnen sich durch den hohen Wirkungsgrad, die vielfältige Einsatzfähigkeit und den vorhandenen Entwicklungsstand aus. Bei Planetengetrieben kann mit nur wenig konstruktivem Aufwand eine Leistungsverzweigung realisiert werden, was einer Stufenlosigkeit auf Basis des Formschlusses entspricht. Die stufenlose Kraftübertragung erfolgt durch die Aufteilung des Leistungsflusses auf einen mechanischen und einen hydrostatischen oder elektrischen Zweig. Je nach Anwendung eignen sich die beiden Überlagerungsarten mehr oder weniger.

Diese Entwicklung kann in der Regressionsanalyse (Kapitel 4) der Technologien ebenfalls beobachtet werden. Hier werden im gleichen Sinne jene Getriebe, die auf Formschluss basieren, bevorzugt. Kraftschlüssige Getriebe, wie Reibrad- oder Umschlingungsgetriebe kommen aufgrund des zu hohen Gesamtgewichts in Hubschraubern nicht zum Einsatz. Die fehlende Redundanz ist für diese Getriebeart nicht von Vorteil.

Ähnliche Ergebnisse konnten im Workshop gemeinsam mit der FZG der TU München ermittelt werden. Hier wurden ebenfalls die Konzepte mit Kraftschluss ausgeschlossen und jene die auf Formschluss basieren, bevorzugt. Planetengetriebe bieten aufgrund ihrer kompakten Bauweise eine gute Ausgangslage. Infolge der guten Eigenschaften der Planetengetriebe konnten viele erfolgversprechende Konzepte ausgearbeitet werden. Sowohl stufig schaltbare als auch stufenlose Konzepte mit Leistungsverzweigung wurden gefunden. Es eignen sich Überlagerungen mit Elektromaschinen oder Hydrostaten. Beide weisen eine einfache und präzise Steuerung auf. Mithilfe der Kombination aus Überlagerung an den Planetensätzen lässt sich ein stufenloses Getriebe realisieren. Elektrisch leistungsverzweigte Getriebe bieten einen etwas höheren Wirkungsgrad als hydrostatisch leistungsverzweigte Getriebe. Ein Nachteil ist der zusätzliche Bauraum und das Gewicht, das für die Überlagerung benötigt wird.

Viele der ermittelten Konzepte stellen derzeit nur Entwürfe dar. Die Modelle müssen in weiterer Folge im Detail ausgearbeitet werden. Dies umfasst die Überprüfung der Kinematik, Schaltvarianten und Ausfallsicherheit. Anhand der erstellten Matrix können die bewerteten Konzepte zur Detaillierung vorgezogen werden.

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Heutige Drehflügler sind für eine bestimmte Nenndrehzahl ausgelegt. Dies erleichtert die Konstruktion des gesamten Flugsystems, jedoch beschränkt es den Hubschrauber in seiner Einsatzfähigkeit. Dieser ist durch viele Einflussfaktoren beschränkt und deshalb nicht am effizientesten. Die Einsatzenvelope und die Effizienz können durch Drehzahlvariation verschoben werden. Die Rotoren und Getriebe werden von der Drehzahländerung beeinflusst.

Drehzahlvariable Getriebe werden bereits erfolgreich in vielen Bereichen des täglichen Lebens eingesetzt. Die Bereiche umfassen Fahrzeuge, Arbeitsmaschinen oder auch Windräder. Diese Arbeit diente dazu, einen Überblick über diese eingesetzten Technologien zu geben. Es wurde anhand der zugrunde liegenden Wirkprinzipien eine Getriebeeinteilung durchgeführt. Die Grundgleichungen und Eigenschaften sowie der grundsätzliche Aufbau wurden für Formschluss, Kraftschluss, Hydrodynamik, Hydrostatik und Elektrik ausgearbeitet. Basierend auf diesen Wirkprinzipien wurden ausgeführte Getriebe ermittelt. Die Getriebe sind nach ihrem Übersetzungsvermögen in stufige und stufenlose Getriebe aufgeteilt. Diese werden wiederum abhängig vom Kraftübertragungsverhalten und dem Wirkprinzip unterteilt. Für jede dieser Unterteilung wurde mindestens ein ausgeführtes Getriebe näher erläutert. Durch diese Vorgehensweise konnte ein erster Überblick sowie eine Vielzahl an Eigenschaften bzw. Vor- und Nachteile gesammelt werden. Je nach Anwendungsfall eignen sich die Getriebetechnologien mehr oder weniger für den Einsatz in Drehflüglern.

Unabhängig von der Anwendbarkeit wurde eine Bewertung aller Technologien anhand der Leistung und des Gewichts durchgeführt. Dies soll eine Einschätzung der Einsatzfähigkeit der Getriebe in Hubschraubern liefern. Die Vorhersage des Gewichtes ist ohne vollständige Konstruktion des gesamten Getriebes sehr schwer zu treffen. Es wurde daher versucht über bereits bekannte Daten verschiedener Getriebe eine Skalierung vorzunehmen. Die Skalierung wurde für einen Hubschrauber der Leistungsklasse CS29 (Sikorsky S-70) durchgeführt. Als Analyse-methode wurde die statistische Regressionsanalyse angewandt. Mit einem Datensatz konnte eine Trendlinie gefunden werden, welche für die Extrapolation genutzt wurde. Die Regression

ist jedoch nicht besonders zuverlässig und exakt. Der Extrapolationspunkt liegt weit außerhalb der zugrunde liegenden Datenpunkte. Es sind überdies nur wenig Datenpunkte bekannt. Je mehr Datenpunkte in die Analyse einfließen und den gesamten Betrachtungsbereich (bis hin zum Extrapolationspunkt) umfassen, desto genauer und aussagekräftiger wird die Regression - abgesehen von der Sinnhaftigkeit dieser Methode.

Für den Einsatz in Hubschraubern ist die Sicherstellung der Leistungsübertragung während des gesamten Flugs essentiell. Im Schadensfall oder bei Ausfall des Antriebs muss die Autorotation sichergestellt sein. Alleine durch diese Anforderung können bereits einige Konzepte von vornherein ausgeschlossen werden. Am besten eignen sich Getriebe ohne Lastunterbrechung, wie beispielsweise Doppelkupplungsgetriebe oder stufenlose Getriebe. Damit der Vorgang des Schaltens besser nachvollzogen werden kann, wurde in MATLAB ein Simulationsmodell aufgebaut. Die Simulationen wurden für ein stufenloses Getriebe (z. B. CVT) und ein Doppelkupplungsgetriebe durchgeführt. Das Modell liefert Erkenntnisse über die Dynamiken des gesamten Antriebstrangs sowie über das Verhalten der Turbine und des Rotors. Unter Berücksichtigung der Steifigkeiten und Festigkeiten der Wellen sowie der exakten Kupplungsauslegung kann das Modell noch weiter detailliert werden und damit vertiefendere Informationen zum Antriebstrang erhalten.

Schlussendlich soll eine Auswahl jener Technologien getroffen werden, die sich am besten für den Einsatz in Hubschraubern eignen. Zu diesem Zweck wurde parallel zu den Recherchen die Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München damit beauftragt, Konzepte für ein Schaltgetriebe und ein stufenloses Getriebemodul zu suchen bzw. entwerfen. Basierend auf einem Anforderungskatalog, der von der TU Wien vorgegeben wurde, konnten Technologien priorisiert bzw. ausgeschlossen werden. Während eines gemeinsamen Workshops wurde die Einsatzfähigkeit der ermittelten Getriebe diskutiert, die Eigenschaften herausgearbeitet und Erweiterungen, die auf diesen Konzepten basieren, ausgearbeitet. Anhand der dargestellten Konzepte lässt sich eine klare Richtung erkennen. Formschlüssige Getriebe, wie beispielsweise Planetengetriebe, eignen sich aufgrund ihrer Eigenschaften besonders für die Realisierung der Drehzahlvariabilität. Stufenlosigkeit kann hier mit nur wenig konstruktivem Aufwand durch eine Leistungsverzweigung erreicht werden. Die Überlagerung kann unter Verwendung von Hydrostaten (Pumpe/Motor) oder elektrischen Maschinen (Generator/Motor) geschehen. Durch die Aufteilung der Leistung auf zwei Pfade können die Maschinen im stufenlosen Zweig kleiner dimensioniert werden. Ein weiterer Vorteil liegt im vorhandenen mechanischen Zweig. Dieser kann unter Verwendung eines Freilaufes oder einer ausfallsicheren Kupplung als Rückfallebene eingesetzt werden. Damit viele Übersetzungen abbildbar sind, sind oft komplexe Konstruktionen nötig. Was sich jedoch negativ auf Bauraum und Gewicht auswirkt. Viele der Konzepte befinden sich noch in der Entwicklungsphase, die in weiterer Folge detaillierter ausgearbeitet werden müssen. Die Kinematik, Schaltvarianten und auch die Ausfallsicherheit müssen überprüft werden.

Unter Berücksichtigung der Konzepte aus dem Workshop, den Ergebnissen der Technologierecherche mit den Vor- und Nachteilen, der Regressionsanalyse und dem MATLAB-Modell konnte schließlich eine Bewertung durchgeführt werden. Unter Zuhilfenahme von unterschiedlichen Bewertungsparametern bzw. Kriterien wurden alle Technologien mit Punkten bewertet und mit Faktoren gewichtet. Die Bewertung erfolgte subjektiv und auf Basis der recherchierten Eigenschaften. Für die „neuen“ Konzepte aus dem Workshop gibt es noch keine Berechnungen oder fundierte Daten. Hier wurde die Bewertung anhand Erfahrungen und Schätzungen durchgeführt.

Die Auswertung der Matrix ergab ein Ranking der Technologien. Bei den Fahrzeuggetrieben konnte das hydrostatisch leistungsverzweigte Getriebe aufgrund des hohen Wirkungsgrades, der einfachen Steuerung, einer hohen Momentenübertragung sowie der leichten Realisierbarkeit einer stufenlosen Drehzahländerung überzeugen. Das Doppelkupplungsgetriebe, das auf zwei Kupplungen und Formschluss basiert, zeigt ähnlich gute Ergebnisse, die auf das geringe Gewicht, den hohen Wirkungsgrad, den geringen Bauraum und der einfachen Wartung zurückzuführen sind. Ein Kernproblem des Konzepts stellen die Kupplungen dar. Diese müssen ausfallsicher sein und die entstehende Reibenergie (Wärme) abführen können.

Als stufenloses Modell kommt die Überlagerung mit dem zusätzlichen Planetensatz (B2D) in Frage. Dieses komplexe System überzeugt im Schaltvorgang, der Anzahl der möglichen Übersetzungen und der Momentenübertragung. Es ist leicht zu steuern, der Aufbau ist jedoch komplex und schwer.

7.1 Ausblick

Basierend auf den Ergebnissen der Bewertungsmatrix konnten bereits einige Technologien ausgewählt werden. Es muss in weiterer Folge noch die Kinematik, die Schaltstrategie und Ausfallsicherheit untersucht werden. Erst dann wird sich zeigen, ob die Entwürfe sinnvoll und einsetzbar sind.

Im nächsten Arbeitspaket werden die Technologien unter Berücksichtigung der Zertifizierungsanforderungen der Luftfahrt nach CS27 und CS29 hinsichtlich ihrer Einsatzfähigkeit weiter selektiert und erneut bewertet. Dabei soll weiter untersucht werden, ob das jeweilige (Getriebe-) Konzept in das gesamte Antriebskonzept integrierbar ist. In dieser Phase wird sich ein Konzept als am besten geeignet herausstellen.

Die Durchführung einer FME(C)A (Fehlermöglichkeits- und -einflussanalyse, engl. Failure Mode and Effects and (Criticality) Analysis) ist geplant. Bei dieser analytischen Methode werden potentielle Ausfallszenarien ermittelt, um das in diesem Zusammenhang bestehende Ausfall-

risiko zu eliminieren. Die Analyse kann die einzelnen Komponenten oder auch das gesamte System umfassen.

Basierend auf den Erkenntnissen soll ein Konstruktionsmodell erstellt und die Einsatzfähigkeit in Hubschraubern untersucht werden.

Abkürzungsverzeichnis

AMT	Automatisierte Handschaltgetriebe, engl. Automatic Manual Transmission
ASG	Automatisiertes Schaltgetriebe
BP	Betriebspunkt
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CS27	Certification Specification Small Rotorcraft
CS29	Certification Specification Large Rotorcraft
CVP	Planetengetriebe mit Kugeln oder Rollen, engl. Continuous Variable Planetary
CVT	Continuously Variable Transmission
DCT	Doppelkupplungsgetriebe, engl. Double Clutch Transmission
DIN	Deutsches Institut für Normung
DIWA	Differenzialwandler
DSG	Direktschaltgetriebe
E-CVT	Elektrisch Stufenloses Getriebe, engl. Electronic Continuously Variable Transmission
engl.	englisch für
ESG	Elektrisches Schaltgetriebe
etc.	et cetera
Fa.	Firma
FME(C)A	Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse, engl. Failure Mode and Effects and (Criticality) Analysis
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
GAP	Getriebe Auslegungsprogramm
Gl.	Gleichung
GWK	geregelte Wandlerüberbrückungskupplung
IBE	Schweben im Bodeneffekt

IVT	Ininitely Variable Transmission
KFZ	Kraftfahrzeug
LKW	Lastkraftwagen
Mrd.	Milliarde
NASA	National Aeronautics and Space Administration
OBE	Schweben ohne Bodeneffekt
OCG	engl. Offset Compound Gear
P.I.V.	engl. Positive (oder Permanent) Ininitely Variable
PID-Regler	engl. Proportional–Integral–Derivative Controller
S.	Seite
s	Sekunden
TU	Technische Universität
TUM	Technische Universität München
TUW	Technische Universität Wien
vgl.	vergleiche
z. B.	zum Beispiel

Abbildungsverzeichnis

1	Einsatzenvelope [1]	2
2	Leistungspolare [1]	2
3	Schema und Phasenwinkel eines geradlinigen gleichförmigen Getriebes [5] . . .	4
4	Schema und Phasenwinkel eines geradlinigen ungleichförmigen Getriebes [5] . .	5
5	Schema und Phasenwinkel eines drehenden ungleichförmigen Getriebes [5] . . .	5
6	Schema und Phasenwinkel eines drehenden gleichförmigen Getriebes [5]	5
7	Prinzip der Drehmoment- bzw. Leistungsübertragung [6]	6
8	Prinzip einer einfachen Innen-/Außenverzahnung [7]	8
9	Achswinkel Kegelrad [8]	9
10	Aufbau eines einfachen Planetensatzes [5]	10
11	Übersetzungen von Planetengetrieben, Kutzbachplan [7]	12
12	Anwendung des Wolf'schen Schemas zur Drehmomentbestimmung [5]	13
13	Abwälzprinzip (Reibradgetriebe) und Umschlingungsprinzip (Riementrieb) . . .	14
14	Keilriemensumschlingungsvariator	16
15	Prinzip der Föttinger Kupplung und des Wandlers	17
16	Stell- und Schaltwandler	18
17	Prinzipbild eines hydrostatischen Getriebes [5]	19
18	Prinzipbild eines elektrischen Getriebes [5]	20
19	Einteilung von Getrieben [15], [5]	22
20	Einteilung von stufigen Getrieben [15], [5]	23
21	Einteilung von stufenlosen Getrieben [15], [5]	23
22	schematische Darstellung der Bauweisen der Schaltgetriebe [6]	24
23	Gruppengetriebe [5]	25
24	Marktanteile und Einsatzgebiet der Nutzkraftwagengetriebe [15]	25
25	Prinzip eines Doppelkupplungsgetriebes mit Trilok-Wandler als Anfahrlement .	27
26	Triebstrang des ESG [16]	27
27	Darstellung unterschiedlicher Automatikgetrieberadsätze [6]	29
28	P.I.V.-Getriebe (System A) [17]	30
29	Lamellenverzahnungskette eines P.I.V.-Getriebes [17]	31
30	Kegelscheibe mit Rolle [17]	31

31	Beier-Getriebe, Prinzip	32
32	Beier-Getriebe, Kraftfluss und Verstellschema	32
33	Heynau-Getriebe [17]	33
34	Hayes-Doppelgetriebe [17]	34
35	Kopp-Tourator [17]	35
36	Verstellprinzip Kopp-Variator [17]	35
37	Kugelgetriebe nach Escher-Wyß Bauart [17]	36
38	NuVinci CVP [18]	36
39	Umschlingungsgetriebe Systeme A und B [17]	37
40	Umschlingungsgetriebe Systeme C und D [17]	38
41	schematische Darstellung Weber-Getriebe [17]	39
42	Mehrfach-Keilriemen-Verstellgetriebe Bauart Vari-Pitch-Getriebe	40
43	Aufbau Schubgliederband [11]	41
44	LuK Zugkette [19]	41
45	Lokomotive mit E-Getriebe [11]	43
46	Prinzip der Leistungsverzweigung [5]	44
47	Koppelstruktur DIWA-Getriebe [6]	45
47	DIWA Schaltmatrix [6]	45
48	Koppelstruktur und Aufbau Fendt-Vario-Getriebe [21]	46
49	Schema ZF-Eccom-Getriebe [5]	48
50	Schema Antriebskonzept E-CVT/Power-Split Hybrid [22]	48
51	Anwendungsbereich und Kenngrößen von Getrieben mit konstanter Übersetzung [23]	51
52	Anwendungsbereich und Kenngrößen von Getrieben mit konstanter Übersetzung [23]	52
53	Anwendungsbereich und Kennwerte von Verstellgetrieben (ohne konstante Zahnradstufen) [23]	53
54	Auflistung der Datenpunkte für die Regressionsanalyse [6], [24], [25], [26], [27], [28], [29], [19], [30], [31]	54
55	Regression über alle Datenpunkte des Stirnradkatalogs	56
56	Regression über die (a) maximalen, (b) mittleren und (c) minimalen Drehmomente der Gewichtgruppen	56
57	Regressionen über verschiedene Getriebetypen aus dem Fahrzeugbereich	58
58	Extrapolation AMT	58
59	Simulationsmodell eines Schaltgetriebes [6]	61
60	Adaptiertes Simulationsmodell eines Lastschaltgetriebes (vgl. [6])	63
61	Schnittansicht Testaufbau OCG [36]	67
62	Anpressdrücke der Kupplung und Ausgangsdrehzahlen des OCG bei verschiedenen Eingangsdrehzahlen [36]	68

63	Ein- und Ausgangsmomente des OCG bei verschiedenen Eingangsdrehzahlen [36]	70
64	Schaltvorgang einer reibschlüssigen Kupplung [37]	71
65	KupplungsbaufORMen mit Eigenschaften und Einsatzgebieten [37]	73
66	Schaltparameter im stufenlosen Modell	74
67	Modellaufbau des stufenlosen Getriebes	75
68	Schaltparameter Doppelkupplungsgetriebe	76
69	Modellaufbau Doppelkupplungsgetriebe	77
70	Aufbau und Signalverlauf für Kupplung 1	78
71	Aufbau und Signalverlauf für Kupplung 2	78
72	Gearbox und Kupplungsblöcke	78
73	Einstellparameter Reibkupplung	79
74	Regelstrecke für Reibleistung- und arbeit der Kupplungen	80
75	Simscape Block „Ideal Torque Sensor“	80
76	Regelstrecke für die Turbinenkennlinie	81
77	Parameter für den PID Regler	82
78	Eingangsdrehmoment M_1 als Ideal Torque Source mit S-PS Converter	83
79	Turbinenkennlinienfeld ohne Schaltvorgang [40]	83
80	Massenträgheitsmoment Turbine	84
81	Massenträgheitsmoment Rotor	84
82	Aufbau und Verlauf des Abtriebsdrehmoments für das stufenlose Getriebe bei Vollast	85
83	Ideal Torque Source Block für das Abtriebsmoment	86
84	Solver Configuration Block	86
85	Auswahl des Gleichungslösers	86
87	Übersicht Variable-Step Continuous Implicit Solvers [44]	87
86	Auswahlhilfe Solver [44]	88
88	Eingangsgroßen Subsystem	89
89	Eingangsgroßen für den Modellaufbau	89
90	Eingangsübersetzung	89
91	Winkelgeschwindigkeitssensoren von Ein- und Ausgang (ω_1) und ω_3	90
93	Teillast Parameter	90
92	Schaltrampen und Schaltsignal für das stufenlose Getriebe	91
94	Schaltmaske und Reglerparameter für 50%ige Teillast des Stufenlosgetriebes	91
95	PID-Reglerparameter für 80%iges und 50%iges Teillastverhalten des Doppelkupplungsgetriebes	92
96	Verläufe des Turbinenmoments $M_1(\omega_1)$ und der Turbinenleistung $P_B(\omega_1)$ in Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl bei Vollast für 100 s Schaltdauer für das stufenlose Getriebe	92
97	Verläufe der Turbinendrehzahl ω_1 und der Rotordrehzahl ω_3 in Abhängigkeit von der Zeit bei Vollast für 100 s Schaltdauer für das stufenlose Getriebe	94

98	Verläufe des Turbinenmoments M_1 und der Turbinenleistung P_B in Abhängigkeit von der Zeit bei Volllast für 100 s Schaltdauer für das stufenlose Getriebe	94
99	Verläufe des Eingangsmoments M_1 und der Leistung P_B bei 80%iger Teillast bei 100 s Schaltdauer für das stufenlose Modell	95
100	Verläufe des Abtriebsdrehmoments M_3 bei 80%iger und 50%iger Teillast bei 100 s Schaltdauer für das stufenlose Modell	96
101	Verläufe des Eingangsmoments M_1 und der Leistung P_B bei 50%iger Teillast bei 100 s Schaltdauer für das stufenlose Modell	97
102	Verläufe des Eingangsmoments $M_1(\omega_1)$ und der Leistung $P_B(\omega_1)$ bei Volllast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe	98
103	Verläufe der Eingangsdrehzahl ω_1 und der Ausgangsdrehzahl ω_3 bei Volllast bei unterschiedlichen Schaltdauern für das Doppelkupplungsgetriebe	98
104	Verläufe des Eingangsmoments M_1 und der Leistung P_B bei Volllast bei unterschiedlichen Schaltdauern für das Doppelkupplungsgetriebe	99
105	Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei Volllast bei unterschiedlichen Schaltdauern für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2	100
106	Verläufe der Ein- ω_1 und Ausgangsdrehzahl ω_3 , des Eingangsmoments $M_1(t)$ und der Leistung $P_B(t)$ sowie $M_1(\omega_1)$ und $P_B(\omega_1)$ bei 80 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe	101
107	Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 80 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2	102
108	Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 80 % Teillast bei 1 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2	103
109	Verläufe der Ein- ω_1 und Ausgangsdrehzahl ω_3 , des Eingangsmoments $M_1(t)$ und der Leistung $P_B(t)$ sowie $M_1(\omega_1)$ und $P_B(\omega_1)$ bei 50 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe	104
110	Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 50 % Teillast bei 100 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2	105
111	Verläufe der Reibarbeit W_{R1} bzw. W_{R2} und der Reibleistung P_{R1} bzw. P_{R2} bei 50 % Teillast bei 1 s Schaltdauer für das Doppelkupplungsgetriebe für die Kupplungen 1 und 2	105
112	Fliehkrafteinfluss auf die Nutzleistung von Zugmitteln	111
113	Konzept A [45]	117
114	Schema Räderzug und Kupplungsentwurf für Konzept A [45]	117
115	Schema hydraulisches (B1.1) und elektrisches (B1.2) Überlagerungskonzept	119

116	Schema Überlagerungsgetriebe Konzept B2	120
117	Zahnrädermassenabhängigkeit von der Antriebsdrehzahl [45]	123
118	Konzept A2	123
119	Konzept B2A	124
120	Konzept B2B	124
121	Konzepte B2C	125
122	Konzept B2D	125
123	Konzept C	125
124	Farbeinteilung der Konzepte	126
125	Bewertungsmatrix	127
126	Farbskala	129

Tabellenverzeichnis

1	Tangentialkraft unterschiedlicher Wirkprinzipien [6]	7
2	Leistungsübertragende Elemente und Getriebe nach Wirkprinzip [6]	7
3	Übersetzungsbereiche einfacher Planetengetriebe	11
4	Eingangsdaten S-70 [32]	89
5	Randbedingungen für die Modelle	89
6	Bezugsdaten für Skalierung	113
7	Ergebnisse der Regressionsfunktionen	113
8	Regression der Datenpunkte aus dem Stirnradkatalog	114
9	Vergleich mit Literaturwerten	114
10	Leistungsdaten für Konzeptionierung	116
11	Ranking der Konzepte nach dem Ergebnis	129

Literaturverzeichnis

- [1] Bittner Walter. *Flugmechanik der Hubschrauber: Technologie, das flugdynamische System Hubschrauber, Flugstabilitäten, Steuerbarkeit*. Springer Verlag, 2014.
- [2] M. Hajek M. Weigand H. Amri, R. Feil. *Possibilities and difficulties for rotorcraft using variable transmission drive trains*. CEAS Aeronautical Journal, 2016.
- [3] M. Weigand A. Bauernfeind H. Amri, P. Paschinger. *Possible Technologies for a Variable Rotor Speed Rotorcraft Drive Train*. Technische Universität Wien, 2016.
- [4] Klement Joachim. *Getriebe-Technologie: Praxishinweise zu Lagerungsgestaltung, Verzahnungsarten, spielarmen Getriebebauarten, Schmierung, Abdichtung und Instandhaltung*. expert verlag, 2013.
- [5] Klement Werner. *Fahrzeuggetriebe*. Carl Hanser Verlag, 2011.
- [6] Fischer Robert und Jürgens Gunter und Küçükay Ferit und Najork Rolf und Pollak Burkhard. *Das Getriebebuch*. Springer Verlag, 2012.
- [7] Förster Hans-Joachim. *Die Kraftübertragung im Fahrzeug vom Motor bis zu den Rädern: handgeschaltete Getriebe*. Verlag TÜV Rheinland, 1987.
- [8] Klingelberg Jan. *Kegelräder: Grundlagen, Anwendungen*. Springer Verlag, 2008.
- [9] *VDI 2157: Planetengetriebe: Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen*. Verein Deutscher Ingenieure, 2012.
- [10] Kirchner Eckhard. *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Springer Verlag, 2007.
- [11] Förster Hans-Joachim. *Stufenlose Fahrzeuggetriebe in mechanischer, hydrostatischer, hydrodynamischer, elektrischer Bauart und in Leistungsverzweigung: Grundlagen, Bauformen, Wechselwirkung*. Verlag TÜV Rheinland, 1996.
- [12] Menny Klaus. *Strömungsmaschinen: hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. B.G. Teubner Verlag, 2006.

- [13] Grothe Karl-Heinrich und Feldhusen Jörg. *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag, 2014.
- [14] Statista. Anzahl registrierter Kraftfahrzeuge weltweit in den Jahren 2005 bis 2014. <http://de.statista.com/statistik/daten/studie/244999/umfrage/weltweiter-pkw-und-nutzfahrzeugbestand>, 2016. [Online, gelesen 15. April 2016].
- [15] Naunheimer Harald und Bertsche Bernd und Lechner Gisbert. *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer Verlag, 2007.
- [16] Berger Reinhard und Dilzer Martin und Reitz Dierk. *ESG - elektrisches Schaltgetriebe: Hybridkomponenten für Automobile der Zukunft*. Automobiltechnische Zeitschrift, 6/2005.
- [17] Simonis Friedr. W. *Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe*. Springer Verlag, 1959.
- [18] Fallbrook Technologies. NuVinci® Technology. <http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>, 2016. [Online, gelesen 11. Mai 2016].
- [19] Nowatschin Klaus et al. *multitronic - Das neue Automatikgetriebe von Audi*, volume 102 (2000) 7/8. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 2000.
- [20] Binder Andreas. *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten*. Springer Verlag, 2012.
- [21] AGCO GmbH. Fendt Vario-Getriebe. http://www.fendt.com/int/de/traktoren_fendt900vario_motorundgetriebe_fendtvario-getriebe.asp, 2016. [Online, gelesen 3. Mai 2016].
- [22] David Crolla and David E. Foster and Toshio Kobayashi. *Encyclopedia of Automotive Engineering*. John Wiley and Sons, 2015.
- [23] Niemann Gustav und Winter Hans. *Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Springer Verlag, 2003.
- [24] GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH und Cie KG. Doppelkupplungsgetriebe. http://www.getrag.com/de/products/powershift/Dual_Clutch_Transmissions.html. [Online, gelesen 14. Juli 2016].
- [25] autosieger.de. VW up! (2012). <http://www.autosieger.de/modules.php?op=modload&name=Reviews&file=index&req=showcontent&id=830&page=3>, 2012. [Online, gelesen 14. Juli 2016].
- [26] ZF Friedrichshafen AG. PKW AUTOMATGETRIEBE. http://www.zf.com/corporate/de_de/products/product_range/cars/finder.html#finder=27559_27547_27746. [Online, gelesen 14. Juli 2016].

- [27] Wolfgang Gomoll. ZF und Mercedes: Was bringen neun Gänge? http://www.t-online.de/auto/technik/id_64787906/getriebe-technik-zf-und-mercedes-mit-neun-gaengen.html, 2013. [Online, gelesen 14. Juli 2016].
- [28] ULTIMATE TRANSMISSIONS. CVT Transmission. <http://www.ultimatetransmissions.com/ut.php?TRANSMISSIONS>, 2011. [Online, gelesen 14. Juli 2016].
- [29] Andreas Englisch. Schäffler KOLLOQUIUM: CVT Hochwertig und leistungsstark. http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2010_09_de.pdf. [Online, gelesen 14. Juli 2016].
- [30] Voith GmbH. Automatikgetriebe Bus. <http://voith.com/de/produkte-leistungen/antriebstechnik/automatgetriebe-bus-9943.html>. [Online, gelesen 14. Juli 2016].
- [31] Patrick Desrosiers, (pdesrosiers@cvtcorp.com). Data sheets/specification CVT. E-Mail an Katharina Hartenthaler (katharina.hartenthaler@tuwien.ac.at). 14. Juli 2016.
- [32] Andrew M. Mitchell und Fred B. Oswald and und Harold H. Coe. *NASA Technical Paper 2626: Testing of UH-60A Helicopter Transmission in NASA Lewis 2240-kW (3000-hp) Facility*. NASA National Aeronautics and Space Administration, 1968.
- [33] Flender Walther. Produktkatalog Stirnradgetriebe. http://walther-flender-gruppe.de/fileadmin/user_upload/Antriebstechnik/Getriebe_Kupplungen_Frequenzumrichter/Stirnradgetriebe.pdf, 2011. [Online, gelesen 10. Juli 2016].
- [34] Wayne Johnson, Gloria K. Yamauchi, and Michael E. Watts. *NASA Heavy Lift Rotorcraft Systems Investigation*. National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, 2005.
- [35] M. Hajek M. Weigand H. Amri, R. Feil. *Übersetzungsvariable Getriebe für Drehflügler: Eine Notwendigkeit für künftige Hubschraubergenerationen?* Technische Universität Wien, Technische Universität München, 2014.
- [36] Lewicki David G. and Stevens Mark A. *Testing of Two-Speed Transmission Configurations For Use In Rotorcraft*. National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, 2015.
- [37] Wittel Herbert und Muhs Dieter und Jannasch Dieter und Voßiek Joachim. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer Vieweg, 2015.

- [38] Niemann Gustav und Winter Hans. *Maschinenelemente Band 3: Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe*. Springer Verlag, 2004.
- [39] Julius Kruschik. *Die Gasturbine : ihre Theorie, Konstruktion und Anwendung für stationäre Anlagen, Schiffs-, Lokomotiv-, Kraftfahrzeug- und Flugzeugantrieb*. Springer Verlag, 1960.
- [40] Andreas Bauernfeind. *Stärken/ Schwächen-Analyse drehzahlvariabler Hubschrauberturbinen*. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2016.
- [41] Sikorsky Aircraft Corporation. S-70i™ BLACK HAWK Helicopter. <http://www.sikorsky.com/Pages/Products/Military/BlackHawk/S70i.aspx>. [Online, gelesen 24. August 2016].
- [42] GE Aviation. T700-701D turboshaft engines. <http://www.geaviation.com/engines/docs/military/datasheet-T700-701D.pdf>. [Online, gelesen 24. August 2016].
- [43] W. Z. Stepniewski and R. A. Shinn. *NASA Contractor Report 3580: A Comparative Study of Soviet vs. Western Helicopters: Part 2 - Evaluation of Weight, Maintainability and Design Aspects of Major Components*. NASA National Aeronautics and Space Administration, 1983.
- [44] The MathWorks GmbH. Choose a Solver. <http://de.mathworks.com/help/simulink/ug/types-of-solvers.html?searchHighlight=choose%20a%20solver>. [Online, gelesen 20. August 2016].
- [45] T. Pflumm P. Paschinger M. Mileti M. Hajek M. Weigand W. Garre, H. Amri. *Helicopter Configurations and Drive Train Concepts for Optimal Variable Rotor-Speed Utilization*. Technische Universität Wien, Technische Universität München, 2016.

Anhang A

Datenblätter

A.1 Katalog Stirnradgetriebe

GETRIEBEMOTOREN

Leistungsangaben nach kW - Bedarf

Die Leistungswerte basieren auf einer Antriebsdrehzahl von $n_1=1.400 \text{ min}^{-1}$

Leistung kW	Abtriebs- drehzahl n_2 (min ⁻¹)	Abtriebs- dreh- moment M_2 (Nm)	Betriebs- faktor f_B	Getriebe- typ	Über- setzung i	Gewicht kg	Motoran- schluss Welle/Flansch Baugröße	Leistung kW	Abtriebs- drehzahl n_2 (min ⁻¹)	Abtriebs- dreh- moment M_2 (Nm)	Betriebs- faktor f_B	Getriebe- typ	Über- setzung i	Gewicht kg	Motoran- schluss Welle/Flansch Baugröße				
0,09	11,9	69	2,32	MNHL 25/3	117,70	16,0	Bgr. 56B	0,25	114,1	20	2,76	MNHL 20/2	12,30	4,5	Bgr. 71A				
	10,5	79	2,04	MNHL 25/3	134,00	16,0			98,2	24	2,59	MNHL 20/2	14,30	4,5					
	9,2	90	1,79	MNHL 25/3	152,60	16,0			83,5	28	2,20	MNHL 20/2	16,80	4,5					
	7,6	109	1,47	MNHL 25/3	185,30	16,0			69,9	33	1,96	MNHL 20/2	20,00	4,5					
	6,6	124	1,29	MNHL 25/3	210,90	16,0			58,1	40	1,63	MNHL 20/2	24,10	4,5					
	5,8	141	1,14	MNHL 25/3	240,00	16,0			51,0	45	1,54	MNHL 20/2	27,40	4,5					
	5,4	154	2,29	MNHL 30/3	260,60	27,0			44,8	52	1,35	MNHL 20/2	31,20	4,5					
	4,7	175	2,01	MNHL 30/3	296,80	27,0			36,9	63	1,12	MNHL 25/3	37,90	4,5					
	3,9	212	1,66	MNHL 30/3	360,50	27,0			31,7	73	2,19	MNHL 25/2	44,20	15,0					
	3,4	242	1,46	MNHL 30/3	410,20	27,0			28,5	81	1,97	MNHL 25/2	49,10	15,0					
3,0	275	1,28	MNHL 30/3	466,90	27,0	26,9	85	1,89	MNHL 25/3	52,10	16,0								
0,12	36,9	30	2,32	MNHL 20/2	37,90	4,5	Bgr. 63A	0,37	159,8	21	2,38	MNHL 20/2	8,80	4,5	Bgr. 71B				
	32,4	34	2,04	MNHL 20/2	43,20	4,5			131,2	26	2,14	MNHL 20/2	10,70	4,5					
	28,5	39	1,79	MNHL 20/2	49,10	4,5			114,1	30	1,86	MNHL 20/2	12,30	4,5					
	14,3	77	2,09	MNHL 25/3	97,90	16,0			98,2	35	1,75	MNHL 20/2	14,30	4,5					
	11,9	93	1,74	MNHL 25/3	117,70	16,0			83,5	41	1,49	MNHL 20/2	16,80	4,5					
	10,5	105	1,53	MNHL 25/3	134,00	16,0			69,9	49	1,32	MNHL 20/2	20,00	4,5					
	9,2	120	1,34	MNHL 25/3	152,60	16,0			58,1	59	1,10	MNHL 20/2	24,10	4,5					
	7,6	146	1,10	MNHL 25/3	185,30	16,0			53,7	64	2,27	MNHL 25/2	26,10	15,0					
	6,1	180	1,96	MNHL 30/3	229,00	27,0			51,0	67	1,04	MNHL 20/2	27,40	4,5					
	5,4	205	1,72	MNHL 30/3	260,60	27,0			44,2	77	1,87	MNHL 25/2	31,70	15,0					
	5,0	219	2,29	MNHL 35/3	279,60	29,0			39,7	86	1,85	MNHL 25/2	35,30	15,0					
	4,7	233	1,51	MNHL 30/3	296,80	27,0			31,7	108	1,48	MNHL 25/2	44,20	15,0					
	4,1	266	1,88	MNHL 35/3	266,00	29,0			28,5	120	1,33	MNHL 25/2	49,10	15,0					
	3,9	283	1,24	MNHL 30/3	360,50	27,0			26,9	126	1,27	MNHL 25/3	52,10	16,0					
	3,6	308	1,96	MNHL 40/3	391,40	36,0			24,2	140	2,51	MNHL 30/3	57,90	27,0					
	3,6	302	1,65	MNHL 35/3	302,00	29,0			23,4	145	1,11	MNHL 25/3	59,90	16,0					
3,4	322	1,09	MNHL 30/3	410,20	27,0	20,2	168	2,10	MNHL 30/3	69,20	27,0								
3,2	342	1,77	MNHL 40/3	434,70	36,0	17,8	189	2,53	MNHL 35/3	78,40	29,0								
3,2	344	1,48	MNHL 35/3	344,00	29,0	16,8	202	1,74	MNHL 30/3	83,20	27,0								
0,18	58,1	29	2,26	MNHL 20/2	24,10	4,5	Bgr. 63B	0,37	14,7	230	2,13	MNHL 35/3	95,50	29,0	Bgr. 71B				
	51,0	33	2,14	MNHL 20/2	27,40	4,5			13,8	246	1,43	MNHL 30/3	101,30	27,0					
	44,8	37	1,88	MNHL 20/2	31,20	4,5			13,3	256	2,36	MNHL 40/3	105,50	36,0					
	36,9	45	1,55	MNHL 20/2	37,90	4,5			12,7	265	1,86	MNHL 35/3	109,90	29,0					
	32,4	51	1,36	MNHL 20/2	43,20	4,5			12,0	282	1,25	MNHL 30/3	116,60	27,0					
	28,5	59	1,20	MNHL 20/2	49,10	4,5			11,1	307	1,97	MNHL 40/3	126,60	36,0					
	23,4	71	2,28	MNHL 25/2	59,90	16,0			11,0	308	1,62	MNHL 35/3	127,60	29,0					
	20,1	82	1,96	MNHL 25/2	69,60	16,0			10,3	328	1,07	MNHL 30/3	135,40	27,0					
	17,1	97	1,67	MNHL 25/2	81,90	16,0			9,7	350	1,72	MNHL 40/3	144,40	36,0					
	14,3	115	1,39	MNHL 25/2	97,90	16,0			9,3	362	1,38	MNHL 35/3	150,10	29,0					
	11,9	139	1,16	MNHL 25/2	117,70	16,0			8,4	403	1,50	MNHL 40/3	166,40	36,0					
	10,5	158	1,02	MNHL 25/2	134,00	16,0			7,8	432	1,16	MNHL 35/3	179,40	29,0					
	10,3	160	2,20	MNHL 40/3	135,40	27,0			7,2	470	1,28	MNHL 40/3	194,20	36,0					
	8,8	188	1,87	MNHL 30/3	159,20	27,0			6,1	559	1,08	MNHL 40/3	230,50	36,0					
	7,8	210	2,38	MNHL 35/3	179,40	29,0													
	7,4	224	1,57	MNHL 30/3	190,40	27,0													
	6,5	253	1,98	MNHL 35/3	215,80	29,0													
	6,1	272	2,22	MNHL 40/3	230,50	36,0													
	6,1	270	1,30	MNHL 30/3	229,00	27,0													
	5,7	288	1,74	MNHL 35/3	245,50	29,0													
5,4	307	1,15	MNHL 30/3	260,60	27,0														
5,0	330	1,83	MNHL 40/3	280,10	36,0														
5,0	328	1,53	MNHL 35/3	279,60	29,0														
4,7	350	1,01	MNHL 30/3	296,80	27,0														
4,5	368	1,64	MNHL 40/3	312,30	36,0														
4,1	398	1,25	MNHL 35/3	339,70	29,0														
3,6	461	1,31	MNHL 40/3	391,40	36,0														
3,6	453	1,10	MNHL 35/3	386,50	29,0														
3,2	512	1,18	MNHL 40/3	434,70	36,0														

Leistungsangaben nach kW - Bedarf

Die Leistungswerte basieren auf einer Antriebsdrehzahl von $n_1=1.400 \text{ min}^{-1}$

Leistung kW	Abtriebs- drehzahl n_2 (min ⁻¹)	Abtriebs- dreh- moment M_2 (Nm)	Betriebs- faktor f_B	Getriebe- typ	Über- setzung i	Gewicht kg	Motoran- schluss Welle/Flansch Baugröße	Leistung kW	Abtriebs- drehzahl n_2 (min ⁻¹)	Abtriebs- dreh- moment M_2 (Nm)	Betriebs- faktor f_B	Getriebe- typ	Über- setzung i	Gewicht kg	Motoran- schluss Welle/Flansch Baugröße							
0,55	272,9	19	2,52	MNHL 20/2	5,10	4,5	Bgr. 80A	1,1	736,8	14	1,93	MNHL 25/2	1,90	15,0	Bgr. 90S							
	229,5	22	2,12	MNHL 20/2	6,10	4,5			505,4	20	2,00	MNHL 25/2	2,80	15,0								
	192,3	26	1,92	MNHL 20/2	7,30	4,5			373,3	27	2,00	MNHL 25/2	3,80	15,0								
	159,8	32	1,60	MNHL 20/2	8,80	4,5			190,0	54	2,61	MNHL 25/2	7,40	15,0								
	131,2	39	1,44	MNHL 20/2	10,70	4,5			163,2	62	2,32	MNHL 25/2	8,60	15,0								
	114,1	45	1,25	MNHL 20/2	12,30	4,5			139,0	73	1,98	MNHL 25/2	10,10	15,0								
	98,2	52	1,18	MNHL 20/2	14,30	4,5			117,0	87	1,66	MNHL 25/2	12,00	15,0								
	83,5	61	1,00	MNHL 20/2	16,80	4,5			97,8	104	1,39	MNHL 25/2	14,30	15,0								
	74,5	68	2,12	MNHL 25/2	18,80	15,0			85,8	119	1,22	MNHL 25/2	16,30	15,0								
	63,8	80	1,82	MNHL 25/2	21,90	15,0			76,5	133	2,48	MNHL 30/2	18,30	26,0								
	53,7	95	1,53	MNHL 25/2	26,10	15,0			74,5	137	1,06	MNHL 25/2	18,80	15,0								
	44,2	115	1,26	MNHL 25/2	31,70	15,0			67,7	151	2,19	MNHL 30/2	20,70	26,0								
	39,7	128	1,25	MNHL 25/2	35,30	15,0			59,2	172	1,92	MNHL 30/2	23,70	26,0								
	36,2	141	2,35	MNHL 30/2	38,70	26,0			51,0	200	1,65	MNHL 30/2	27,40	26,0								
	32,2	158	2,09	MNHL 30/2	43,40	26,0			43,3	235	1,40	MNHL 30/2	32,40	26,0								
	30,5	167	2,60	MNHL 35/2	46,00	28,0			42,7	239	2,51	MNHL 40/2	32,80	35,0								
	28,7	177	1,86	MNHL 30/2	48,80	26,0			36,9	276	2,17	MNHL 40/2	38,00	35,0								
	25,7	195	2,43	MNHL 35/3	54,60	29,0			33,2	307	1,95	MNHL 40/2	42,20	35,0								
	24,2	209	1,69	MNHL 30/3	57,90	27,0			30,5	334	1,30	MNHL 35/2	46,00	28,0								
	21,5	235	2,57	MNHL 40/3	65,20	36,0			29,5	345	1,74	MNHL 40/2	47,40	35,0								
	21,5	234	2,06	MNHL 35/3	65,20	29,0			25,7	391	1,22	MNHL 35/3	54,60	29,0								
	20,2	249	1,41	MNHL 30/3	69,20	27,0			24,9	405	1,49	MNHL 40/3	56,30	36,0								
	17,8	281	1,70	MNHL 35/3	78,40	29,0			21,5	470	1,28	MNHL 40/3	65,20	36,0								
	16,8	300	1,17	MNHL 30/3	83,20	27,0			21,5	467	1,03	MNHL 35/3	65,20	29,0								
	15,7	321	1,88	MNHL 40/3	89,10	36,0			18,4	547	1,10	MNHL 40/3	76,00	36,0								
	14,7	342	1,43	MNHL 35/3	95,50	29,0			736,8	19	1,42	MNHL 25/2	1,90	15,0		Bgr. 90L						
	13,3	380	1,59	MNHL 40/3	105,50	36,0											505,4	27	1,67	MNHL 25/2	2,80	15,0
	12,7	394	1,25	MNHL 35/3	109,90	29,0											322,6	43	2,55	MNHL 25/2	4,30	15,0
	11,1	456	1,32	MNHL 40/3	126,60	36,0											266,7	52	2,30	MNHL 25/2	5,30	15,0
	11,0	457	1,09	MNHL 35/3	127,60	29,0											220,1	63	2,06	MNHL 25/2	6,40	15,0
	9,7	520	1,16	MNHL 40/3	144,40	36,0											190,0	73	1,91	MNHL 25/2	7,40	15,0
8,4	599	1,01	MNHL 40/3	166,40	36,0	163,2	85	1,70							MNHL 25/2		8,60	15,0				
0,75	324,1	21	2,10	MNHL 20/2	4,30	4,5	Bgr. 80B	1,5							139,0		100	1,45	MNHL 25/2	10,10	15,0	
	272,9	25	1,85	MNHL 20/2	5,10	4,5									117,0		119	1,22	MNHL 25/2	12,00	15,0	
	229,5	30	1,55	MNHL 20/2	6,10	4,5									106,0		131	2,52	MNHL 30/2	13,20	26,0	
	192,3	36	1,41	MNHL 20/2	7,30	4,5									97,8		142	1,02	MNHL 25/2	14,30	15,0	
	159,8	43	1,17	MNHL 20/2	8,80	4,5									90,7		153	2,15	MNHL 30/2	15,40	26,0	
	131,2	53	1,06	MNHL 20/2	10,70	4,5									76,5		182	1,82	MNHL 30/2	18,30	26,0	
	117,0	59	2,44	MNHL 25/2	12,00	15,0			67,7	205	1,61	MNHL 30/2	20,70	26,0								
	97,8	71	2,04	MNHL 25/2	14,30	15,0			59,7	233	2,58	MNHL 40/2	23,50	35,0								
	85,8	81	1,79	MNHL 25/2	16,30	15,0			59,2	235	1,41	MNHL 30/2	23,70	26,0								
	74,5	93	1,55	MNHL 25/2	18,80	15,0			51,0	272	1,21	MNHL 30/2	32,40	26,0								
	63,8	109	1,33	MNHL 25/2	21,90	15,0			48,2	288	2,08	MNHL 40/2	29,10	35,0								
	53,7	129	1,12	MNHL 25/2	26,10	15,0			43,3	321	1,03	MNHL 30/2	32,40	26,0								
	51,0	136	2,42	MNHL 30/2	27,40	26,0			42,7	325	1,84	MNHL 40/2	32,80	35,0								
	43,3	161	2,06	MNHL 30/2	32,40	26,0			36,9	377	1,59	MNHL 40/2	38,00	35,0								
	38,4	181	2,41	MNHL 35/2	36,40	28,0			33,2	419	1,43	MNHL 40/2	42,20	35,0								
	36,2	192	26,00	MNHL 30/2	38,70	26,0			29,5	470	1,28	MNHL 40/2	47,40	35,0								
	34,2	203	2,14	MNHL 35/2	41,00	28,0			24,9	553	1,09	MNHL 40/3	56,30	36,0								
	32,2	216	1,53	MNHL 30/2	43,40	26,0			736,8	19	1,42	MNHL 25/2	1,90	15,0	Bgr. 90L							
	30,5	228	1,91	MNHL 35/2	46,00	28,0										505,4	27	1,67	MNHL 25/2	2,80	15,0	
	29,5	235	2,55	MNHL 40/2	47,40	35,0										322,6	43	2,55	MNHL 25/2	4,30	15,0	
	28,7	242	1,36	MNHL 30/2	48,80	26,0										266,7	52	2,30	MNHL 25/2	5,30	15,0	
	25,7	267	1,79	MNHL 35/3	54,60	29,0										220,1	63	2,06	MNHL 25/2	6,40	15,0	
	24,9	276	2,18	MNHL 40/3	56,30	36,0										190,0	73	1,91	MNHL 25/2	7,40	15,0	
	24,2	284	1,24	MNHL 30/3	57,90	27,0										163,2	85	1,70	MNHL 25/2	8,60	15,0	
	21,5	320	1,88	MNHL 40/3	65,20	36,0										139,0	100	1,45	MNHL 25/2	10,10	15,0	
	21,5	318	1,51	MNHL 35/3	65,20	29,0										117,0	119	1,22	MNHL 25/2	12,00	15,0	
	20,2	340	1,04	MNHL 30/3	69,20	27,0										106,0	131	2,52	MNHL 30/2	13,20	26,0	
18,4	373	1,62	MNHL 40/3	76,00	36,0	97,8	142	1,02								MNHL 25/2	14,30	15,0				
17,8	383	1,25	MNHL 35/3	78,40	29,0	90,7	153	2,15								MNHL 30/2	15,40	26,0				
15,7	438	1,38	MNHL 40/3	89,10	36,0	76,5	182	1,82								MNHL 30/2	18,30	26,0				
14,7	467	1,05	MNHL 35/3	95,50	29,0	67,7	205	1,61	MNHL 30/2	20,70	26,0											
13,3	518	1,16	MNHL 40/3	105,50	36,0	59,7	233	2,58	MNHL 40/2	23,50	35,0											

Stirnradgetriebe

Leistungsangaben nach kW - Bedarf

Die Leistungswerte basieren auf einer Antriebsdrehzahl von $n_1=1.400 \text{ min}^{-1}$

Leistung kW	Abtriebs- drehzahl n_2 (min ⁻¹)	Abtriebs- dreh- moment M_2 (Nm)	Betriebs- faktor f_B	Getriebe- typ	Über- setzung i	Gewicht kg	Motoran- schluss Welle/Flansch Baugröße	Leistung kW	Abtriebs- drehzahl n_2 (min ⁻¹)	Abtriebs- dreh- moment M_2 (Nm)	Betriebs- faktor f_B	Getriebe- typ	Über- setzung i	Gewicht kg	Motoran- schluss Welle/Flansch Baugröße			
2,2	505,4	40	1,00	MNHL 40/2	2,80	15,0	Bgr. 100LA	4	616,7	60	2,30	MNHL 40/2	2,30	35,0	Bgr. 112M			
	454,5	45	2,33	MNHL 30/2	3,10	26,0			454,5	82	1,28	MNHL 30/2	3,10	26,0				
	385,7	53	2,28	MNHL 30/2	3,60	26,0			441,6	84	2,30	MNHL 40/2	3,17	35,0				
	322,6	63	1,74	MNHL 25/2	4,30	15,0			385,7	96	1,26	MNHL 30/2	3,60	26,0				
	296,6	69	2,10	MNHL 30/2	4,70	26,0			370,4	100	2,30	MNHL 40/2	3,78	35,0				
	266,7	76	1,57	MNHL 25/2	5,30	15,0			309,1	120	2,30	MNHL 40/2	4,53	35,0				
	257,8	79	2,40	MNHL 30/2	5,40	26,0			296,6	125	1,16	MNHL 30/2	4,70	26,0				
	220,8	92	2,28	MNHL 30/2	6,30	26,0			276,7	134	2,61	MNHL 40/2	5,06	35,0				
	220,1	93	1,40	MNHL 25/2	6,40	15,0			273,4	136	1,89	MNHL 35/2	5,12	28,0				
	190,0	107	1,30	MNHL 25/2	7,40	15,0			257,8	144	1,32	MNHL 30/2	5,43	26,0				
	188,4	108	2,36	MNHL 30/2	7,40	26,0			234,9	158	2,50	MNHL 40/2	5,96	35,0				
	163,2	125	1,16	MNHL 25/2	8,60	15,0			234,5	158	1,77	MNHL 35/2	5,97	28,0				
	159,8	128	2,27	MNHL 30/2	8,80	26,0			220,8	168	1,25	MNHL 30/2	6,34	26,0				
	148,9	137	2,43	MNHL 35/2	9,40	28,0			200,0	185	1,52	MNHL 35/2	7,00	28,0				
	140,4	145	2,27	MNHL 30/2	10,00	26,0			198,9	186	2,42	MNHL 40/2	7,00	35,0				
	130,0	157	2,33	MNHL 35/2	10,80	28,0			188,4	197	1,30	MNHL 30/2	7,43	26,0				
	122,5	166	1,98	MNHL 30/2	11,40	26,0			169,5	219	1,51	MNHL 35/2	8,26	28,0				
	112,5	181	2,02	MNHL 35/2	12,40	28,0			167,1	222	2,21	MNHL 40/2	8,40	35,0				
	106,0	192	1,72	MNHL 30/2	13,20	26,0			159,8	232	1,25	MNHL 30/2	8,76	26,0				
	96,3	212	1,75	MNHL 35/2	14,50	28,0			148,9	249	1,34	MNHL 35/2	9,40	28,0				
92,0	222	2,53	MNHL 40/2	15,20	35,0	140,4	264	1,25	MNHL 30/2	9,97	26,0							
90,7	225	1,47	MNHL 30/2	15,40	26,0	139,2	266	1,88	MNHL 40/2	10,10	35,0							
78,4	260	2,16	MNHL 40/2	17,90	35,0	130,0	285	1,28	MNHL 35/2	10,80	28,0							
65,7	310	1,81	MNHL 40/2	21,30	35,0	122,5	303	1,09	MNHL 30/2	11,43	26,0							
59,7	341	1,76	MNHL 40/2	23,50	35,0	122,3	303	1,81	MNHL 40/2	11,50	35,0							
54,2	376	1,16	MNHL 35/2	25,90	28,0	112,5	329	1,11	MNHL 35/2	12,44	28,0							
48,2	423	1,42	MNHL 40/2	29,10	35,0	106,5	348	1,61	MNHL 40/2	13,10	35,0							
42,7	477	1,26	MNHL 40/2	32,80	35,0	92,0	403	1,39	MNHL 40/2	15,20	35,0							
36,9	553	1,09	MNHL 40/2	38,00	35,0	78,4	472	1,19	MNHL 40/2	17,90	35,0							
3	454,5	61	1,72	MNHL 30/2	3,10	26,0	Bgr. 100LB	5,5	616,7	83	1,66	MNHL 40/2	2,30	35,0	Bgr. 132S			
	385,7	72	1,68	MNHL 30/2	3,60	26,0			441,6	115	1,68	MNHL 40/2	3,20	35,0				
	322,6	86	1,28	MNHL 25/2	1,28	15,0			370,4	138	1,66	MNHL 40/2	3,80	35,0				
	296,6	94	1,22	MNHL 30/2	4,70	26,0			309,1	165	1,45	MNHL 40/2	4,50	35,0				
	273,4	102	2,52	MNHL 35/2	2,52	28,0			276,7	184	1,90	MNHL 40/2	5,10	35,0				
	266,7	104	1,15	MNHL 25/2	1,15	15,0			273,4	186	1,38	MNHL 35/2	5,10	28,0				
	257,8	108	1,76	MNHL 30/2	5,40	26,0			234,9	217	1,82	MNHL 40/2	6,00	35,0				
	234,5	119	2,36	MNHL 35/2	2,36	28,0			234,5	217	1,29	MNHL 35/2	6,00	28,0				
	220,8	126	1,67	MNHL 30/2	6,30	26,0			200,0	255	1,10	MNHL 35/2	7,00	28,0				
	220,1	126	1,03	MNHL 25/2	1,03	15,0			198,9	256	1,76	MNHL 40/2	7,00	35,0				
	200,0	139	2,02	MNHL 35/2	7,00	28,0			169,5	301	1,10	MNHL 35/2	8,30	28,0				
	188,4	147	1,73	MNHL 30/2	7,43	26,0			167,1	305	1,61	MNHL 40/2	8,40	35,0				
	169,5	164	2,02	MNHL 35/2	8,26	28,0			139,2	366	1,37	MNHL 40/2	10,10	35,0				
	159,8	174	1,67	MNHL 30/2	8,76	26,0			122,3	417	1,32	MNHL 40/2	11,50	35,0				
	148,9	187	1,78	MNHL 35/2	9,40	28,0			106,5	478	1,17	MNHL 40/2	13,10	35,0				
	140,4	198	1,67	MNHL 30/2	9,97	26,0			92,0	554	1,01	MNHL 40/2	15,20	35,0				
	139,2	200	2,50	MNHL 40/2	10,06	35,0												
	130,0	214	1,71	MNHL 35/2	10,77	28,0												
	122,5	227	1,45	MNHL 30/2	11,43	26,0												
	122,3	227	2,42	MNHL 40/2	11,45	35,0												
112,5	247	1,48	MNHL 35/2	12,44	28,0													
106,5	261	2,15	MNHL 40/2	13,14	35,0													
106,0	262	1,26	MNHL 30/2	13,21	26,0													
96,3	289	1,28	MNHL 35/2	14,54	28,0													
92,0	302	1,85	MNHL 40/2	15,22	35,0													
90,7	306	1,08	MNHL 30/2	15,40	26,0													
81,3	342	1,27	MNHL 35/2	17,23	28,0													
78,4	354	1,58	MNHL 40/2	17,85	35,0													
71,8	387	1,12	MNHL 35/2	19,50	28,0													
65,7	423	1,32	MNHL 40/2	21,30	35,0													
59,7	465	1,29	MNHL 40/2	23,50	35,0													
48,2	577	1,04	MNHL 40/2	29,10	35,0													
7,5							Bgr. 132M											
								616,7	113	1,22	MNHL 40/2	2,30	35,0					
								441,6	157	1,23	MNHL 40/2	3,20	35,0					
								370,4	188	1,22	MNHL 40/2	3,80	35,0					
								309,1	225	1,07	MNHL 40/2	4,50	35,0					
								276,7	251	1,39	MNHL 40/2	5,10	35,0					
								273,4	254	1,01	MNHL 35/2	5,10	28,0					
								234,9	296	1,34	MNHL 40/2	6,00	35,0					
								198,9	349	1,29	MNHL 40/2	7,00	35,0					
								167,1	416	1,18	MNHL 40/2	8,40	35,0					
								139,2	499	1,00	MNHL 40/2	10,10	35,0					

A.2 Stirnradgetriebe sortiert nach Gewichtsgruppe

Sortierter Produktkatalog nach Gewichtsgruppe, Stirnradgetriebe [Flender]

Eingangsdrehzahl n=1400 U/min	Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
36,9	30	2,32	MNHL 20/2	37,9	4,5	0,12	37,5	0,15	38	67	19	
32,4	34	2,04	MNHL 20/2	43,2	4,5	0,12	37,5	0,13				
28,5	39	1,79	MNHL 20/2	49,1	4,5	0,12	37,5	0,12				
58,1	29	2,26	MNHL 20/2	24,1	4,5	0,18	25,0	0,16				
51	33	2,14	MNHL 20/2	27,4	4,5	0,18	25,0	0,14				
44,8	37	1,88	MNHL 20/2	31,2	4,5	0,18	25,0	0,12				
36,9	45	1,55	MNHL 20/2	37,9	4,5	0,18	25,0	0,10				
32,4	51	1,36	MNHL 20/2	43,2	4,5	0,18	25,0	0,09				
28,5	59	1,2	MNHL 20/2	49,1	4,5	0,18	25,0	0,08				
114,1	20	2,76	MNHL 20/2	12,3	4,5	0,25	18,0	0,23				
98,2	24	2,59	MNHL 20/2	14,3	4,5	0,25	18,0	0,19				
83,5	28	2,2	MNHL 20/2	16,8	4,5	0,25	18,0	0,16				
69,9	33	1,96	MNHL 20/2	20	4,5	0,25	18,0	0,14				
58,1	40	1,63	MNHL 20/2	24,1	4,5	0,25	18,0	0,11				
51	45	1,54	MNHL 20/2	27,4	4,5	0,25	18,0	0,10				
44,8	52	1,35	MNHL 20/2	31,2	4,5	0,25	18,0	0,09				
36,9	63	1,12	MNHL 20/2	37,9	4,5	0,25	18,0	0,07				
159,8	21	2,38	MNHL 20/2	8,8	4,5	0,37	12,2	0,21				
131,2	26	2,14	MNHL 20/2	10,7	4,5	0,37	12,2	0,17				
114,1	30	1,86	MNHL 20/2	12,3	4,5	0,37	12,2	0,15				
98,2	35	1,75	MNHL 20/2	14,3	4,5	0,37	12,2	0,13				
83,5	41	1,49	MNHL 20/2	16,8	4,5	0,37	12,2	0,11				
69,9	49	1,32	MNHL 20/2	20	4,5	0,37	12,2	0,09				
58,1	59	1,1	MNHL 20/2	24,1	4,5	0,37	12,2	0,08				
51	67	1,04	MNHL 20/2	27,4	4,5	0,37	12,2	0,07				
272,9	19	2,52	MNHL 20/2	5,1	4,5	0,55	8,2	0,24				
229,5	22	2,12	MNHL 20/2	6,1	4,5	0,55	8,2	0,20				
192,3	26	1,92	MNHL 20/2	7,3	4,5	0,55	8,2	0,17				
159,8	32	1,6	MNHL 20/2	8,8	4,5	0,55	8,2	0,14				
131,2	39	1,44	MNHL 20/2	10,7	4,5	0,55	8,2	0,12				
114,1	45	1,25	MNHL 20/2	12,3	4,5	0,55	8,2	0,10				
98,2	52	1,18	MNHL 20/2	14,3	4,5	0,55	8,2	0,09				
83,5	61	1	MNHL 20/2	16,8	4,5	0,55	8,2	0,07				
324,1	21	2,1	MNHL 20/2	4,3	4,5	0,75	6,0	0,21				
272,9	25	1,85	MNHL 20/2	5,1	4,5	0,75	6,0	0,18				
229,5	30	1,55	MNHL 20/2	6,1	4,5	0,75	6,0	0,15				
192,3	36	1,41	MNHL 20/2	7,3	4,5	0,75	6,0	0,13				
159,8	43	1,17	MNHL 20/2	8,8	4,5	0,75	6,0	0,10				
131,2	53	1,06	MNHL 20/2	10,7	4,5	0,75	6,0	0,08				
31,7	73	2,19	MNHL 25/2	44,2	15	0,25	60,0	0,21	82	142	14	
28,5	81	1,97	MNHL 25/2	49,1	15	0,25	60,0	0,19				
53,7	64	2,27	MNHL 25/2	26,1	15	0,37	40,5	0,23				
44,2	77	1,87	MNHL 25/2	31,7	15	0,37	40,5	0,19				
39,7	86	1,85	MNHL 25/2	35,3	15	0,37	40,5	0,17				
31,7	108	1,48	MNHL 25/2	44,2	15	0,37	40,5	0,14				
28,5	120	1,33	MNHL 25/2	49,1	15	0,37	40,5	0,13				

Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
74,5	68	2,12	MNHL 25/2	18,8	15	0,55	27,3	0,22			
63,8	80	1,82	MNHL 25/2	21,9	15	0,55	27,3	0,19			
53,7	95	1,53	MNHL 25/2	26,1	15	0,55	27,3	0,16			
44,2	115	1,26	MNHL 25/2	31,7	15	0,55	27,3	0,13			
39,7	128	1,25	MNHL 25/2	35,3	15	0,55	27,3	0,12			
117	59	2,44	MNHL 25/2	12	15	0,75	20,0	0,25			
97,8	71	2,04	MNHL 25/2	14,3	15	0,75	20,0	0,21			
85,8	81	1,79	MNHL 25/2	16,3	15	0,75	20,0	0,19			
74,5	93	1,55	MNHL 25/2	18,8	15	0,75	20,0	0,16			
63,8	109	1,33	MNHL 25/2	21,9	15	0,75	20,0	0,14			
53,7	129	1,12	MNHL 25/2	26,1	15	0,75	20,0	0,12			
736,8	14	1,93	MNHL 25/2	1,9	15	1,1	13,6	1,07			
505,4	20	2	MNHL 25/2	2,8	15	1,1	13,6	0,75			
373,3	27	2	MNHL 25/2	3,8	15	1,1	13,6	0,56			
190	54	2,61	MNHL 25/2	7,4	15	1,1	13,6	0,28			
163,2	62	2,32	MNHL 25/2	8,6	15	1,1	13,6	0,24			
139	73	1,98	MNHL 25/2	10,1	15	1,1	13,6	0,21			
117	87	1,66	MNHL 25/2	12	15	1,1	13,6	0,17			
97,8	104	1,39	MNHL 25/2	14,3	15	1,1	13,6	0,14			
85,8	119	1,22	MNHL 25/2	16,3	15	1,1	13,6	0,13			
74,5	137	1,06	MNHL 25/2	18,8	15	1,1	13,6	0,11			
736,8	19	1,42	MNHL 25/2	1,9	15	1,5	10,0	0,79			
505,4	27	1,67	MNHL 25/2	2,8	15	1,5	10,0	0,56			
322,6	43	2,55	MNHL 25/2	4,3	15	1,5	10,0	0,35			
266,7	52	2,3	MNHL 25/2	5,3	15	1,5	10,0	0,29			
220,1	63	2,06	MNHL 25/2	6,4	15	1,5	10,0	0,24			
190	73	1,91	MNHL 25/2	7,4	15	1,5	10,0	0,21			
163,2	85	1,7	MNHL 25/2	8,6	15	1,5	10,0	0,18			
139	100	1,45	MNHL 25/2	10,1	15	1,5	10,0	0,15			
117	119	1,22	MNHL 25/2	12	15	1,5	10,0	0,13			
97,8	142	1,02	MNHL 25/2	14,3	15	1,5	10,0	0,11			
505,4	40	1	MNHL 40/2	2,8	15	2,2	6,8	0,38			
322,6	63	1,74	MNHL 25/2	4,3	15	2,2	6,8	0,24			
266,7	76	1,57	MNHL 25/2	5,3	15	2,2	6,8	0,20			
220,1	93	1,4	MNHL 25/2	6,4	15	2,2	6,8	0,16			
190	107	1,3	MNHL 25/2	7,4	15	2,2	6,8	0,14			
163,2	125	1,16	MNHL 25/2	8,6	15	2,2	6,8	0,12			
322,6	86	1,28	MNHL 25/2	1,28	15	3	5,0	0,17			
266,7	104	1,15	MNHL 25/2	1,15	15	3	5,0	0,14			
220,1	126	1,03	MNHL 25/2	1,03	15	3	5,0	0,12			
11,9	69	2,32	MNHL 25/3	117,7	16	0,09	177,8	0,23	112	160.000	69,000
10,5	79	2,04	MNHL 25/3	134	16	0,09	177,8	0,20			
9,2	90	1,79	MNHL 25/3	152,6	16	0,09	177,8	0,18			
7,6	109	1,47	MNHL 25/3	185,3	16	0,09	177,8	0,15			
6,6	124	1,29	MNHL 25/3	210,9	16	0,09	177,8	0,13			
5,8	141	1,14	MNHL 25/3	240	16	0,09	177,8	0,11			
14,3	77	2,09	MNHL 25/3	97,9	16	0,12	133,3	0,21			
11,9	93	1,74	MNHL 25/3	117,7	16	0,12	133,3	0,17			
10,5	105	1,53	MNHL 25/3	134	16	0,12	133,3	0,15			
9,2	120	1,34	MNHL 25/3	152,6	16	0,12	133,3	0,13			
7,6	146	1,1	MNHL 25/3	185,3	16	0,12	133,3	0,11			
23,4	71	2,28	MNHL 25/2	59,9	16	0,18	88,9	0,23			

Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
20,1	82	1,96	MNHL 25/2	69,6	16	0,18	88,9	0,20			
17,1	97	1,67	MNHL 25/2	81,9	16	0,18	88,9	0,16			
14,3	115	1,39	MNHL 25/2	97,9	16	0,18	88,9	0,14			
11,9	139	1,16	MNHL 25/2	117,7	16	0,18	88,9	0,12			
10,5	158	1,02	MNHL 25/2	134	16	0,18	88,9	0,10			
26,9	85	1,89	MNHL 25/3	52,1	16	0,25	64,0	0,19			
23,4	98	1,64	MNHL 25/3	59,9	16	0,25	64,0	0,16			
20,1	114	1,41	MNHL 25/3	69,6	16	0,25	64,0	0,14			
17,1	134	1,2	MNHL 25/3	81,9	16	0,25	64,0	0,12			
14,3	160	1	MNHL 25/3	97,9	16	0,25	64,0	0,10			
26,9	126	1,27	MNHL 25/3	52,1	16	0,37	43,2	0,13			
23,4	145	1,11	MNHL 25/3	59,9	16	0,37	43,2	0,11			
36,2	141	2,35	MNHL 30/2	38,7	26	0,55	47,3	0,18	167	321	45
32,2	158	2,09	MNHL 30/2	43,4	26	0,55	47,3	0,16			
28,7	177	1,86	MNHL 30/2	48,8	26	0,55	47,3	0,15			
51	136	2,42	MNHL 30/2	27,4	26	0,75	34,7	0,19			
43,3	161	2,06	MNHL 30/2	32,4	26	0,75	34,7	0,16			
36,2	192	26	MNHL 30/2	38,7	26	0,75	34,7	0,14			
32,2	216	1,53	MNHL 30/2	43,4	26	0,75	34,7	0,12			
28,7	242	1,36	MNHL 30/2	48,8	26	0,75	34,7	0,11			
76,5	133	2,48	MNHL 30/2	18,3	26	1,1	23,6	0,20			
67,7	151	2,19	MNHL 30/2	20,7	26	1,1	23,6	0,17			
59,2	172	1,92	MNHL 30/2	23,7	26	1,1	23,6	0,15			
51	200	1,65	MNHL 30/2	27,4	26	1,1	23,6	0,13			
43,3	235	1,4	MNHL 30/2	32,4	26	1,1	23,6	0,11			
106	131	2,52	MNHL 30/2	13,2	26	1,5	17,3	0,20			
90,7	153	2,15	MNHL 30/2	15,4	26	1,5	17,3	0,17			
76,5	182	1,82	MNHL 30/2	18,3	26	1,5	17,3	0,14			
67,7	205	1,61	MNHL 30/2	20,7	26	1,5	17,3	0,13			
59,2	235	1,41	MNHL 30/2	23,7	26	1,5	17,3	0,11			
51	272	1,21	MNHL 30/2	32,4	26	1,5	17,3	0,10			
43,3	321	1,03	MNHL 30/2	32,4	26	1,5	17,3	0,08			
454,5	45	2,33	MNHL 30/2	3,1	26	2,2	11,8	0,58			
385,7	53	2,28	MNHL 30/2	3,6	26	2,2	11,8	0,49			
296,6	69	2,1	MNHL 30/2	4,7	26	2,2	11,8	0,38			
257,8	79	2,4	MNHL 30/2	5,4	26	2,2	11,8	0,33			
220,8	92	2,28	MNHL 30/2	6,3	26	2,2	11,8	0,28			
188,4	108	2,36	MNHL 30/2	7,4	26	2,2	11,8	0,24			
159,8	128	2,27	MNHL 30/2	8,8	26	2,2	11,8	0,20			
140,4	145	2,27	MNHL 30/2	10	26	2,2	11,8	0,18			
122,5	166	1,98	MNHL 30/2	11,4	26	2,2	11,8	0,16			
106	192	1,72	MNHL 30/2	13,2	26	2,2	11,8	0,14			
90,7	225	1,47	MNHL 30/2	15,4	26	2,2	11,8	0,12			
454,5	61	1,72	MNHL 30/2	3,1	26	3	8,7	0,43			
385,7	72	1,68	MNHL 30/2	3,6	26	3	8,7	0,36			
296,6	94	1,22	MNHL 30/2	4,7	26	3	8,7	0,28			
257,8	108	1,76	MNHL 30/2	5,4	26	3	8,7	0,24			
220,8	126	1,67	MNHL 30/2	6,3	26	3	8,7	0,21			
188,4	147	1,73	MNHL 30/2	7,43	26	3	8,7	0,18			
159,8	174	1,67	MNHL 30/2	8,76	26	3	8,7	0,15			
140,4	198	1,67	MNHL 30/2	9,97	26	3	8,7	0,13			
122,5	227	1,45	MNHL 30/2	11,43	26	3	8,7	0,11			

Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
106	262	1,26	MNHL 30/2	13,21	26	3	8,7	0,10			
90,7	306	1,08	MNHL 30/2	15,4	26	3	8,7	0,08			
454,5	82	1,28	MNHL 30/2	3,1	26	4	6,5	0,32			
385,7	96	1,26	MNHL 30/2	3,6	26	4	6,5	0,27			
296,6	125	1,16	MNHL 30/2	4,7	26	4	6,5	0,21			
257,8	144	1,32	MNHL 30/2	5,43	26	4	6,5	0,18			
220,8	168	1,25	MNHL 30/2	6,34	26	4	6,5	0,15			
188,4	197	1,3	MNHL 30/2	7,43	26	4	6,5	0,13			
159,8	232	1,25	MNHL 30/2	8,76	26	4	6,5	0,11			
140,4	264	1,25	MNHL 30/2	9,97	26	4	6,5	0,10			
122,5	303	1,09	MNHL 30/2	11,43	26	4	6,5	0,09			
5,4	154	2,29	MNHL 30/3	260,6	27	0,09	300,0	0,18	237	350,000	136,000
4,7	175	2,01	MNHL 30/3	296,8	27	0,09	300,0	0,15			
3,9	212	1,66	MNHL 30/3	360,5	27	0,09	300,0	0,13			
3,4	242	1,46	MNHL 30/3	410,2	27	0,09	300,0	0,11			
3	275	1,28	MNHL 30/3	466,9	27	0,09	300,0	0,10			
6,1	180	1,96	MNHL 30/3	229	27	0,12	225,0	0,15			
5,4	205	1,72	MNHL 30/3	260,6	27	0,12	225,0	0,13			
4,7	233	1,51	MNHL 30/3	296,8	27	0,12	225,0	0,12			
3,9	283	1,24	MNHL 30/3	360,5	27	0,12	225,0	0,10			
3,4	322	1,09	MNHL 30/3	410,2	27	0,12	225,0	0,08			
10,3	160	2,2	MNHL 40/3	135,4	27	0,18	150,0	0,17			
8,8	188	1,87	MNHL 30/3	159,2	27	0,18	150,0	0,14			
7,4	224	1,57	MNHL 30/3	190,4	27	0,18	150,0	0,12			
6,1	270	1,3	MNHL 30/3	229	27	0,18	150,0	0,10			
5,4	307	1,15	MNHL 30/3	260,6	27	0,18	150,0	0,09			
4,7	350	1,01	MNHL 30/3	296,8	27	0,18	150,0	0,08			
16,8	136	2,58	MNHL 30/3	83,2	27	0,25	108,0	0,20			
13,8	166	2,12	MNHL 30/3	101,3	27	0,25	108,0	0,16			
12	191	1,84	MNHL 30/3	116,6	27	0,25	108,0	0,14			
10,3	222	1,59	MNHL 30/3	135,4	27	0,25	108,0	0,12			
8,8	261	1,35	MNHL 30/3	159,2	27	0,25	108,0	0,10			
7,4	312	1,13	MNHL 30/3	190,4	27	0,25	108,0	0,09			
24,2	140	2,51	MNHL 30/3	57,9	27	0,37	73,0	0,19			
20,2	168	2,1	MNHL 30/3	69,2	27	0,37	73,0	0,16			
16,8	202	1,74	MNHL 30/3	83,2	27	0,37	73,0	0,13			
13,8	246	1,43	MNHL 30/3	101,3	27	0,37	73,0	0,11			
12	282	1,25	MNHL 30/3	116,6	27	0,37	73,0	0,10			
10,3	328	1,07	MNHL 30/3	135,4	27	0,37	73,0	0,08			
24,2	209	1,69	MNHL 30/3	57,9	27	0,55	49,1	0,13			
20,2	249	1,41	MNHL 30/3	69,2	27	0,55	49,1	0,11			
16,8	300	1,17	MNHL 30/3	83,2	27	0,55	49,1	0,09			
24,2	284	1,24	MNHL 30/3	57,9	27	0,75	36,0	0,10			
20,2	340	1,04	MNHL 30/3	69,2	27	0,75	36,0	0,08			
30,5	167	2,6	MNHL 35/2	46	28	0,55	50,9	0,17	223	387	102
38,4	181	2,41	MNHL 35/2	36,4	28	0,75	37,3	0,15			
34,2	203	2,14	MNHL 35/2	41	28	0,75	37,3	0,14			
30,5	228	1,91	MNHL 35/2	46	28	0,75	37,3	0,12			
30,5	334	1,3	MNHL 35/2	46	28	1,1	25,5	0,08			
148,9	137	2,43	MNHL 35/2	9,4	28	2,2	12,7	0,20			
130	157	2,33	MNHL 35/2	10,8	28	2,2	12,7	0,18			
112,5	181	2,02	MNHL 35/2	12,4	28	2,2	12,7	0,15			

Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
96,3	212	1,75	MNHL 35/2	14,5	28	2,2	12,7	0,13			
54,2	376	1,16	MNHL 35/2	25,9	28	2,2	12,7	0,07			
273,4	102	2,52	MNHL 35/2	2,52	28	3	9,3	0,27			
234,5	119	2,36	MNHL 35/2	2,36	28	3	9,3	0,24			
200	139	2,02	MNHL 35/2	7	28	3	9,3	0,20			
169,5	164	2,02	MNHL 35/2	8,26	28	3	9,3	0,17			
148,9	187	1,78	MNHL 35/2	9,4	28	3	9,3	0,15			
130	214	1,71	MNHL 35/2	10,77	28	3	9,3	0,13			
112,5	247	1,48	MNHL 35/2	12,44	28	3	9,3	0,11			
96,3	289	1,28	MNHL 35/2	14,54	28	3	9,3	0,10			
81,3	342	1,27	MNHL 35/2	17,23	28	3	9,3	0,08			
71,8	387	1,12	MNHL 35/2	19,5	28	3	9,3	0,07			
273,4	136	1,89	MNHL 35/2	5,12	28	4	7,0	0,21			
234,5	158	1,77	MNHL 35/2	5,97	28	4	7,0	0,18			
200	185	1,52	MNHL 35/2	7	28	4	7,0	0,15			
169,5	219	1,51	MNHL 35/2	8,26	28	4	7,0	0,13			
148,9	249	1,34	MNHL 35/2	9,4	28	4	7,0	0,11			
130	285	1,28	MNHL 35/2	10,8	28	4	7,0	0,10			
112,5	329	1,11	MNHL 35/2	12,44	28	4	7,0	0,09			
273,4	186	1,38	MNHL 35/2	5,1	28	5,5	5,1	0,15			
234,5	217	1,29	MNHL 35/2	6	28	5,5	5,1	0,13			
200	255	1,1	MNHL 35/2	7	28	5,5	5,1	0,11			
169,5	301	1,1	MNHL 35/2	8,3	28	5,5	5,1	0,09			
273,4	254	1,01	MNHL 35/2	5,1	28	7,5	3,7	0,11			
5	219	2,29	MNHL 35/3	279,6	29	0,12	241,7	0,13	323	467	189
4,1	266	1,88	MNHL 35/3	266	29	0,12	241,7	0,11			
3,6	302	1,65	MNHL 35/3	302	29	0,12	241,7	0,10			
3,2	344	1,48	MNHL 35/3	344	29	0,12	241,7	0,08			
2,8	210	2,38	MNHL 35/3	179,4	29	0,18	161,1	0,14			
6,5	253	1,98	MNHL 35/3	215,8	29	0,18	161,1	0,11			
5,7	288	1,74	MNHL 35/3	245,5	29	0,18	161,1	0,10			
5	328	1,53	MNHL 35/3	279,6	29	0,18	161,1	0,09			
4,1	398	1,25	MNHL 35/3	339,7	29	0,18	161,1	0,07			
3,6	453	1,1	MNHL 35/3	386,5	29	0,18	161,1	0,06			
17,8	189	2,53	MNHL 35/3	78,4	29	0,37	78,4	0,15			
14,7	230	2,13	MNHL 35/3	95,5	29	0,37	78,4	0,13			
12,7	265	1,86	MNHL 35/3	109,9	29	0,37	78,4	0,11			
11	308	1,62	MNHL 35/3	127,6	29	0,37	78,4	0,09			
9,3	362	1,38	MNHL 35/3	150,1	29	0,37	78,4	0,08			
7,8	432	1,16	MNHL 35/3	179,4	29	0,37	78,4	0,07			
25,7	195	2,43	MNHL 35/3	54,6	29	0,55	52,7	0,15			
21,5	234	2,06	MNHL 35/3	65,2	29	0,55	52,7	0,12			
17,8	281	1,7	MNHL 35/3	78,4	29	0,55	52,7	0,10			
14,7	342	1,43	MNHL 35/3	95,5	29	0,55	52,7	0,08			
12,7	394	1,25	MNHL 35/3	109,9	29	0,55	52,7	0,07			
11	457	1,09	MNHL 35/3	127,6	29	0,55	52,7	0,06			
25,7	267	1,79	MNHL 35/3	54,6	29	0,75	38,7	0,11			
21,5	318	1,51	MNHL 35/3	65,2	29	0,75	38,7	0,09			
17,8	383	1,25	MNHL 35/3	78,4	29	0,75	38,7	0,08			
14,7	467	1,05	MNHL 35/3	95,5	29	0,75	38,7	0,06			
25,7	391	1,22	MNHL 35/3	54,6	29	1,1	26,4	0,07			
21,5	467	1,03	MNHL 35/3	65,2	29	1,1	26,4	0,06			

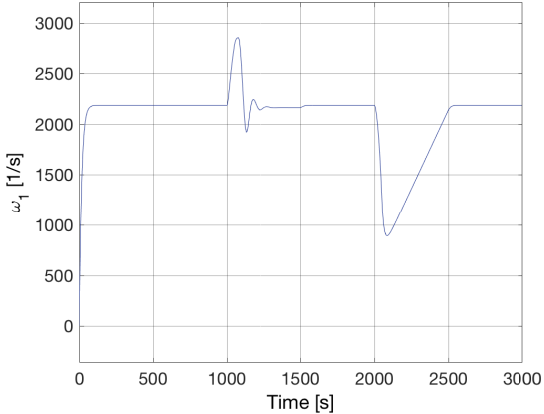
Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
29,5	235	2,55	MNHL 40/2	47,4	35	0,75	46,7	0,15	298	577	60
42,7	239	2,51	MNHL 40/2	32,8	35	1,1	31,8	0,15			
36,9	276	2,17	MNHL 40/2	38	35	1,1	31,8	0,13			
33,2	307	1,95	MNHL 40/2	42,2	35	1,1	31,8	0,11			
29,5	345	1,74	MNHL 40/2	47,4	35	1,1	31,8	0,10			
59,7	233	2,58	MNHL 40/2	23,5	35	1,5	23,3	0,15			
48,2	288	2,08	MNHL 40/2	29,1	35	1,5	23,3	0,12			
42,7	325	1,84	MNHL 40/2	32,8	35	1,5	23,3	0,11			
36,9	377	1,59	MNHL 40/2	38	35	1,5	23,3	0,09			
33,2	419	1,43	MNHL 40/2	42,2	35	1,5	23,3	0,08			
29,5	470	1,28	MNHL 40/2	47,4	35	1,5	23,3	0,07			
92	222	2,53	MNHL 40/2	15,2	35	2,2	15,9	0,16			
78,4	260	2,16	MNHL 40/2	17,9	35	2,2	15,9	0,13			
65,7	310	1,81	MNHL 40/2	21,3	35	2,2	15,9	0,11			
59,7	341	1,76	MNHL 40/2	23,5	35	2,2	15,9	0,10			
48,2	423	1,42	MNHL 40/2	29,1	35	2,2	15,9	0,08			
42,7	477	1,26	MNHL 40/2	32,8	35	2,2	15,9	0,07			
36,9	553	1,09	MNHL 40/2	38	35	2,2	15,9	0,06			
139,2	200	2,5	MNHL 40/2	10,06	35	3	11,7	0,18			
122,3	227	2,42	MNHL 40/2	11,45	35	3	11,7	0,15			
106,5	261	2,15	MNHL 40/2	13,14	35	3	11,7	0,13			
92	302	1,85	MNHL 40/2	15,22	35	3	11,7	0,12			
78,4	354	1,58	MNHL 40/2	17,85	35	3	11,7	0,10			
65,7	423	1,32	MNHL 40/2	21,3	35	3	11,7	0,08			
59,7	465	1,29	MNHL 40/2	23,5	35	3	11,7	0,08			
48,2	577	1,04	MNHL 40/2	29,1	35	3	11,7	0,06			
616,7	60	2,3	MNHL 40/2	2,3	35	4	8,8	0,58			
441,6	84	2,3	MNHL 40/2	3,17	35	4	8,8	0,42			
370,4	100	2,3	MNHL 40/2	3,78	35	4	8,8	0,35			
309,1	120	2,3	MNHL 40/2	4,53	35	4	8,8	0,29			
276,7	134	2,61	MNHL 40/2	5,06	35	4	8,8	0,26			
234,9	158	2,5	MNHL 40/2	5,96	35	4	8,8	0,22			
198,9	186	2,42	MNHL 40/2	7	35	4	8,8	0,19			
167,1	222	2,21	MNHL 40/2	8,4	35	4	8,8	0,16			
139,2	266	1,88	MNHL 40/2	10,1	35	4	8,8	0,13			
122,3	303	1,81	MNHL 40/2	11,5	35	4	8,8	0,12			
106,5	348	1,61	MNHL 40/2	13,1	35	4	8,8	0,10			
92	403	1,39	MNHL 40/2	15,2	35	4	8,8	0,09			
78,4	472	1,19	MNHL 40/2	17,9	35	4	8,8	0,07			
616,7	83	1,66	MNHL 40/2	2,3	35	5,5	6,4	0,42			
441,6	115	1,68	MNHL 40/2	3,2	35	5,5	6,4	0,30			
370,4	138	1,66	MNHL 40/2	3,8	35	5,5	6,4	0,25			
309,1	165	1,45	MNHL 40/2	4,5	35	5,5	6,4	0,21			
276,7	184	1,9	MNHL 40/2	5,1	35	5,5	6,4	0,19			
234,9	217	1,82	MNHL 40/2	6	35	5,5	6,4	0,16			
198,9	256	1,76	MNHL 40/2	7	35	5,5	6,4	0,14			
167,1	305	1,61	MNHL 40/2	8,4	35	5,5	6,4	0,11			
139,2	366	1,37	MNHL 40/2	10,1	35	5,5	6,4	0,10			
122,3	417	1,32	MNHL 40/2	11,5	35	5,5	6,4	0,08			
106,5	478	1,17	MNHL 40/2	13,1	35	5,5	6,4	0,07			
92	554	1,01	MNHL 40/2	15,2	35	5,5	6,4	0,06			
616,7	113	1,22	MNHL 40/2	2,3	35	7,5	4,7	0,31			

Abtriebsdrehzahl U/min	Abtriebsdrehmoment Nm	Betriebsfaktor	Typ	Übersetzung i	Gewicht kg	Leistung kW	kg/kW	kg/Nm	mittleres Drehmoment Nm	maximales Drehmoment Nm	minimales Drehmoment Nm
441,6	157	1,23	MNHL 40/2	3,2	35	7,5	4,7	0,22			
370,4	188	1,22	MNHL 40/2	3,8	35	7,5	4,7	0,19			
309,1	225	1,07	MNHL 40/2	4,5	35	7,5	4,7	0,16			
276,7	251	1,39	MNHL 40/2	5,1	35	7,5	4,7	0,14			
234,9	296	1,34	MNHL 40/2	6	35	7,5	4,7	0,12			
198,9	349	1,29	MNHL 40/2	7	35	7,5	4,7	0,10			
198,9	349	1,29	MNHL 40/2	7	35	7,5	4,7	0,10			
167,1	416	1,18	MNHL 40/2	8,4	35	7,5	4,7	0,08			
167,1	416	1,18	MNHL 40/2	8,4	35	7,5	4,7	0,08			
139,2	499	1	MNHL 40/2	10,1	35	7,5	4,7	0,07			
139,2	499	1	MNHL 40/2	10,1	35	7,5	4,7	0,07			
3,6	308	1,96	MNHL 40/3	391,4	36	0,12	300,0	0,12	394	599	235
3,2	342	1,77	MNHL 40/3	434,7	36	0,12	300,0	0,11			
6,1	272	2,22	MNHL 40/3	230,5	36	0,18	200,0	0,13			
5	330	1,83	MNHL 40/3	280,1	36	0,18	200,0	0,11			
4,5	368	1,64	MNHL 40/3	312,3	36	0,18	200,0	0,10			
3,6	461	1,31	MNHL 40/3	391,4	36	0,18	200,0	0,08			
3,2	512	1,18	MNHL 40/3	434,7	36	0,18	200,0	0,07			
9,7	236	2,55	MNHL 40/3	144,4	36	0,25	144,0	0,15			
8,4	272	2,21	MNHL 40/3	166,4	36	0,25	144,0	0,13			
7,2	318	1,9	MNHL 40/3	194,2	36	0,25	144,0	0,11			
6,1	377	1,6	MNHL 40/3	230,5	36	0,25	144,0	0,10			
5	459	1,32	MNHL 40/3	280,1	36	0,25	144,0	0,08			
13,3	256	2,36	MNHL 40/3	105,5	36	0,37	97,3	0,14			
11,1	307	1,97	MNHL 40/3	126,6	36	0,37	97,3	0,12			
9,7	350	1,72	MNHL 40/3	144,4	36	0,37	97,3	0,10			
8,4	403	1,5	MNHL 40/3	166,4	36	0,37	97,3	0,09			
7,2	470	1,28	MNHL 40/3	194,2	36	0,37	97,3	0,08			
6,1	559	1,08	MNHL 40/3	230,5	36	0,37	97,3	0,06			
21,5	235	2,57	MNHL 40/3	65,2	36	0,55	65,5	0,15			
15,7	321	1,88	MNHL 40/3	89,1	36	0,55	65,5	0,11			
13,3	380	1,59	MNHL 40/3	105,5	36	0,55	65,5	0,09			
11,1	456	1,32	MNHL 40/3	126,6	36	0,55	65,5	0,08			
9,7	520	1,16	MNHL 40/3	144,4	36	0,55	65,5	0,07			
8,4	599	1,01	MNHL 40/3	166,4	36	0,55	65,5	0,06			
24,9	276	2,18	MNHL 40/3	56,3	36	0,75	48,0	0,13			
21,5	320	1,88	MNHL 40/3	65,2	36	0,75	48,0	0,11			
18,4	373	1,62	MNHL 40/3	76	36	0,75	48,0	0,10			
15,7	438	1,38	MNHL 40/3	89,1	36	0,75	48,0	0,08			
13,3	518	1,16	MNHL 40/3	105,5	36	0,75	48,0	0,07			
24,9	405	1,49	MNHL 40/3	56,3	36	1,1	32,7	0,09			
21,5	470	1,28	MNHL 40/3	65,2	36	1,1	32,7	0,08			
18,4	547	1,1	MNHL 40/3	76	36	1,1	32,7	0,07			
24,9	553	1,09	MNHL 40/3	56,3	36	1,5	24,0	0,07			

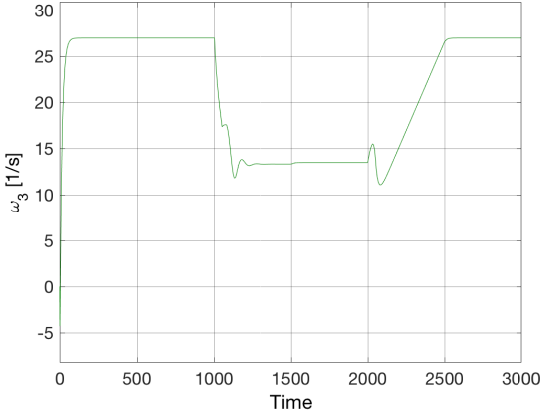
Anhang B

Ergebnisse Simulation

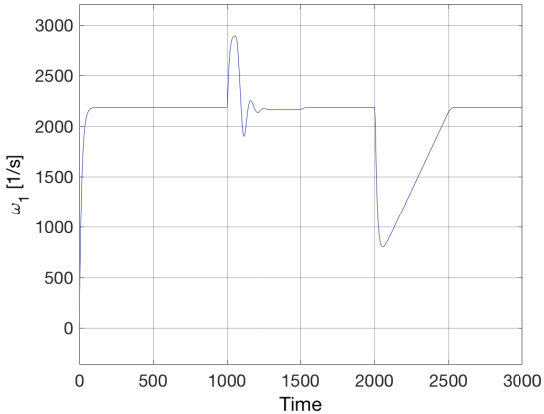
B.1 Volllast Stufenlosgetriebe



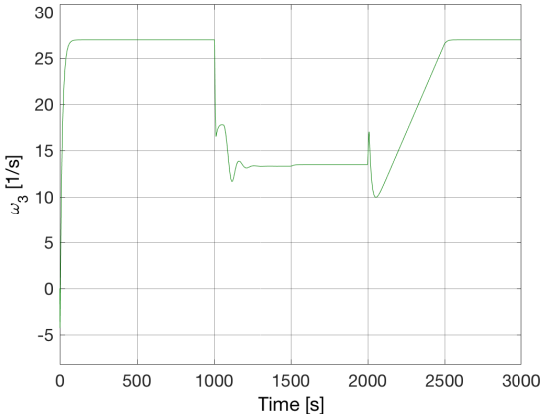
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 50 s



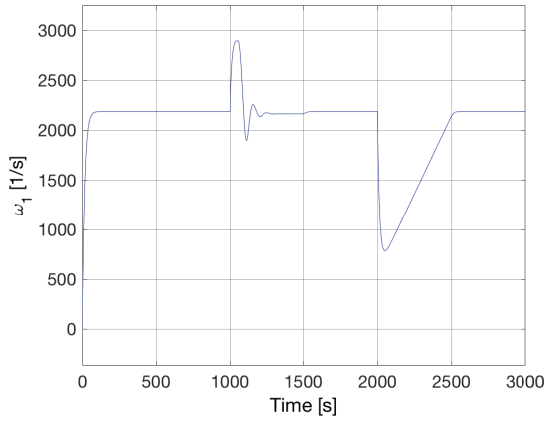
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 50 s



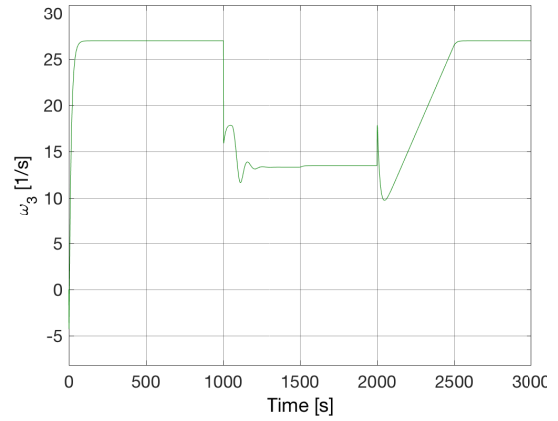
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 10 s



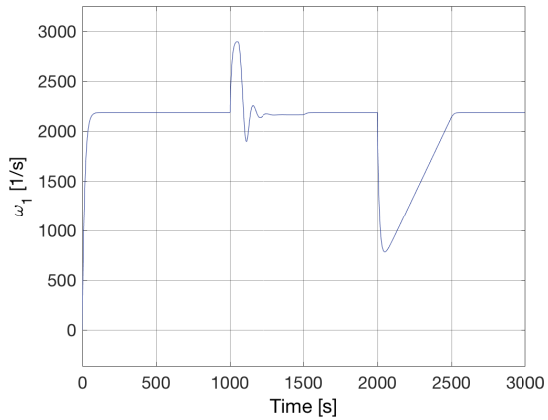
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 10 s



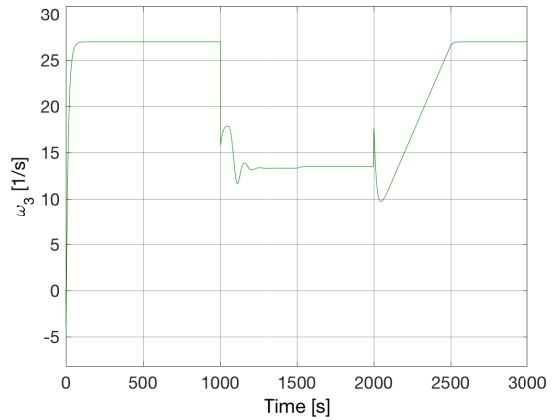
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 1 s



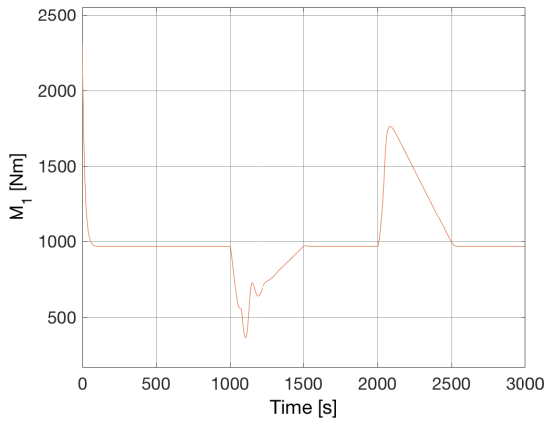
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 1 s



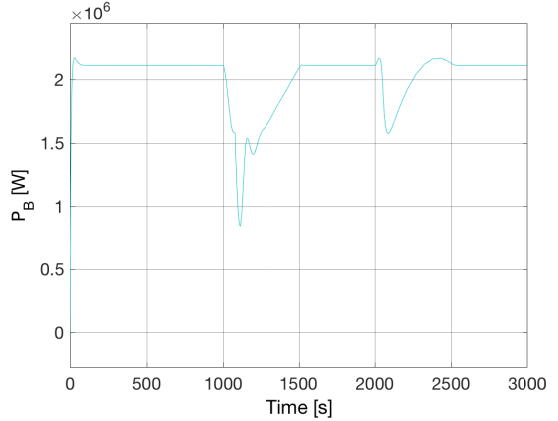
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 0.1 s



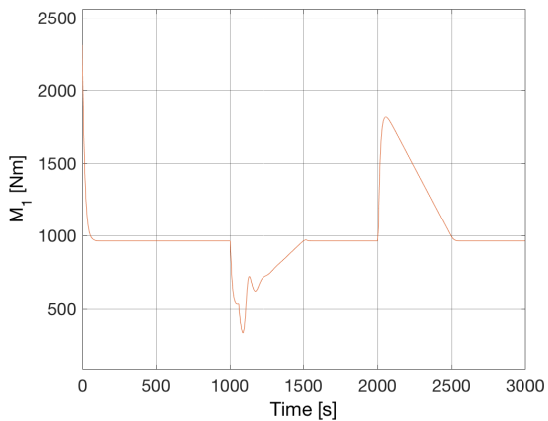
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 0.1 s



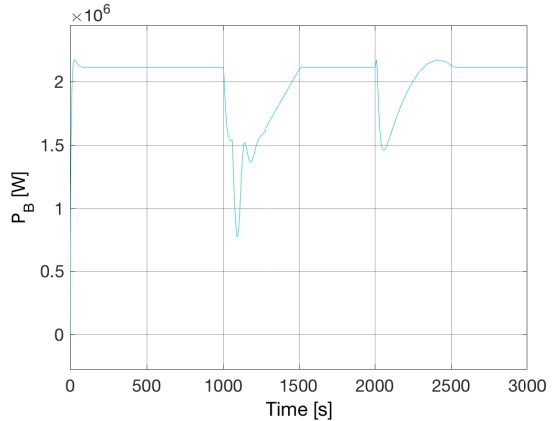
$M_1(t)$, Schaltdauer: 50 s



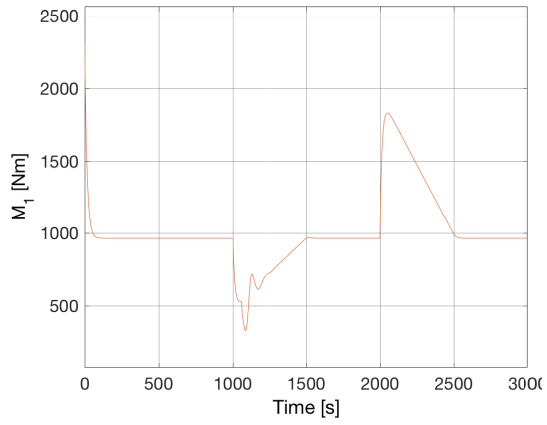
$P_B(t)$, Schaltdauer: 50 s



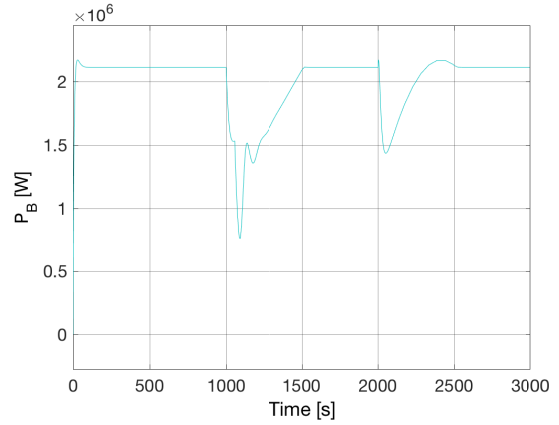
$M_1(t)$, Schaltdauer: 10 s



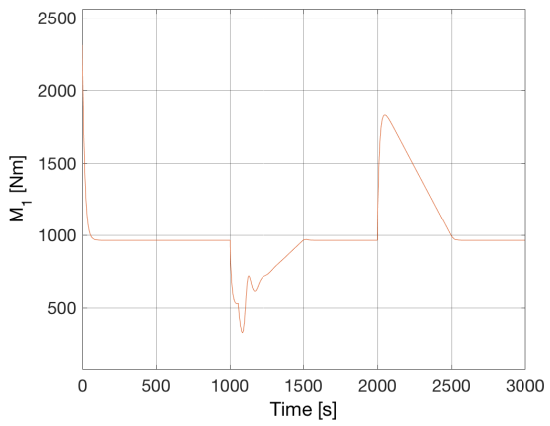
$P_B(t)$, Schaltdauer: 10 s



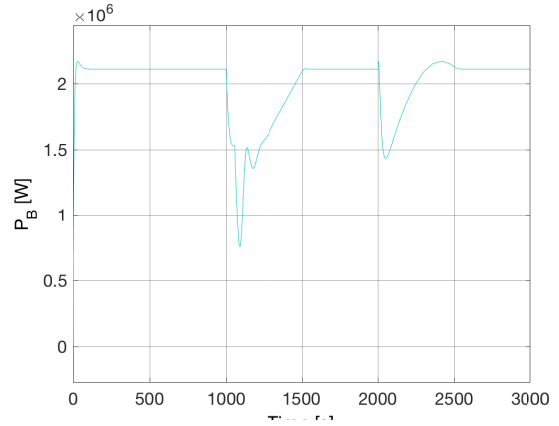
$M_1(t)$, Schaltdauer: 1 s



$P_B(t)$, Schaltdauer: 1 s

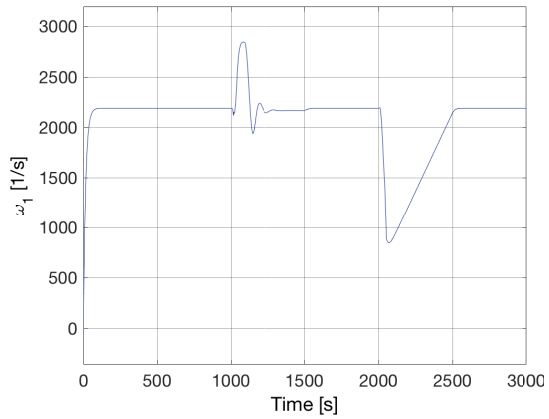


$M_1(t)$, Schaltdauer: 0.1 s

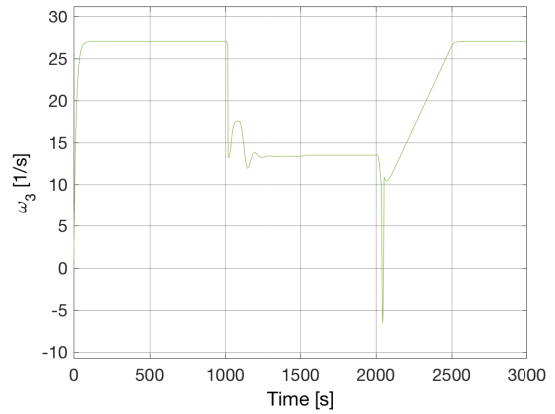


$P_B(t)$, Schaltdauer: 0.1 s

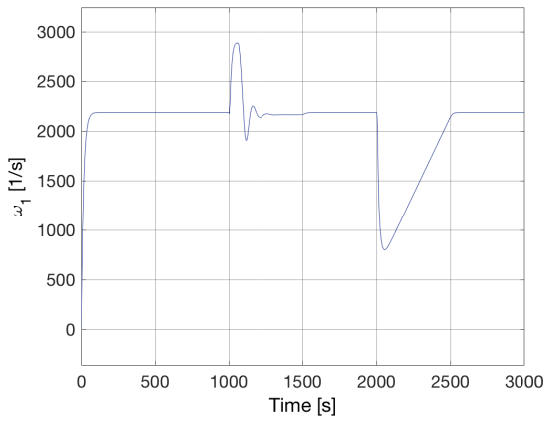
B.2 Volllast Schaltgetriebe



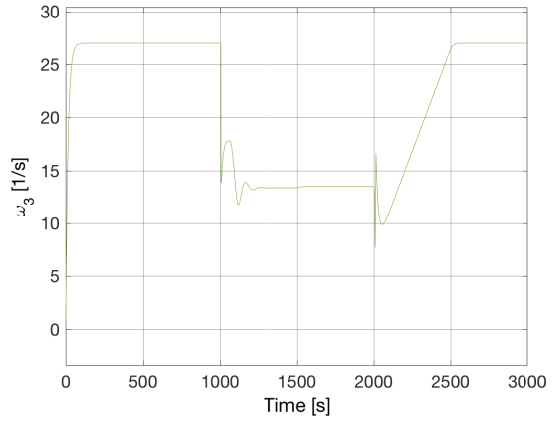
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 50 s



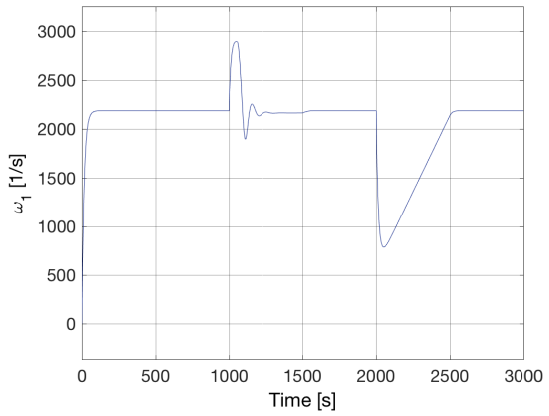
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 50 s



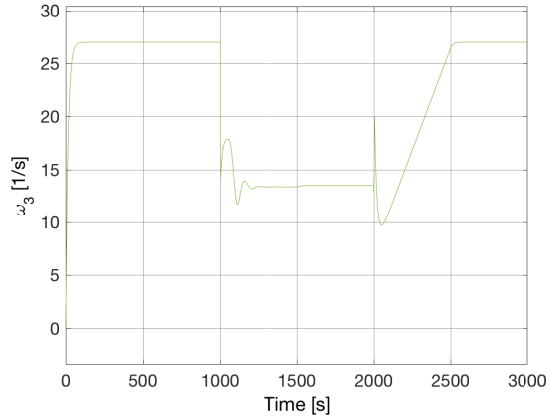
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 10 s



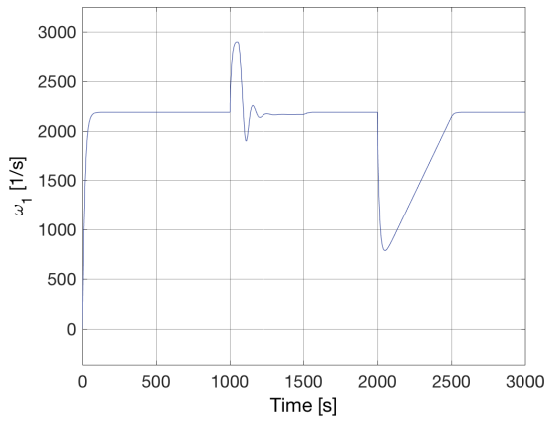
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 10 s



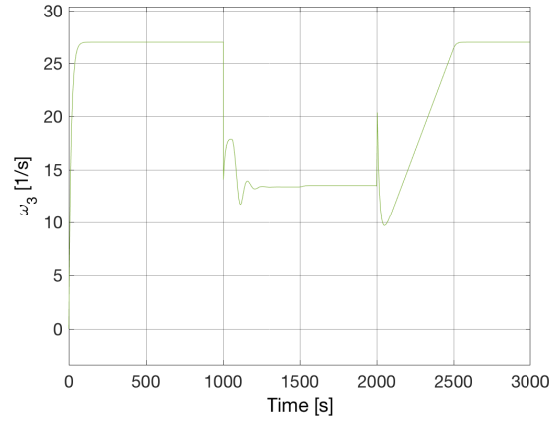
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 1 s



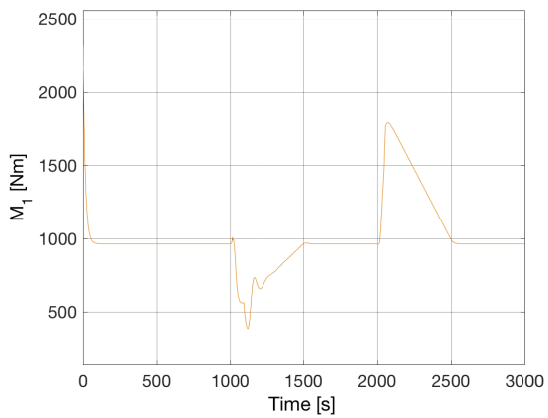
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 1 s



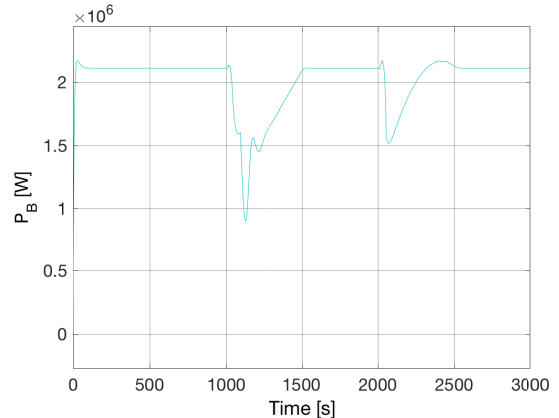
$\omega_1(t)$, Schaltdauer: 0.1 s



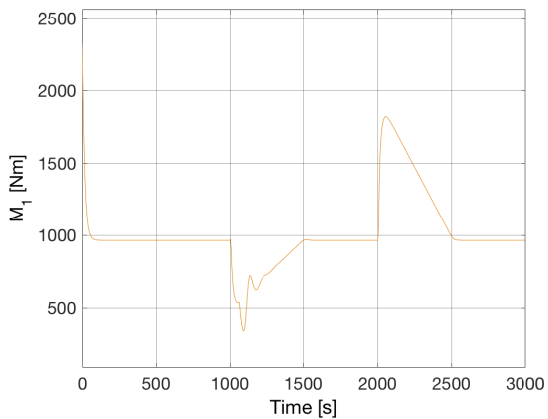
$\omega_3(t)$, Schaltdauer: 0.1 s



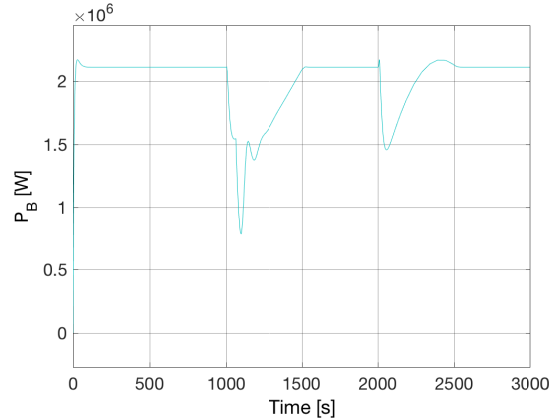
$M_1(t)$, Schaltdauer: 50 s



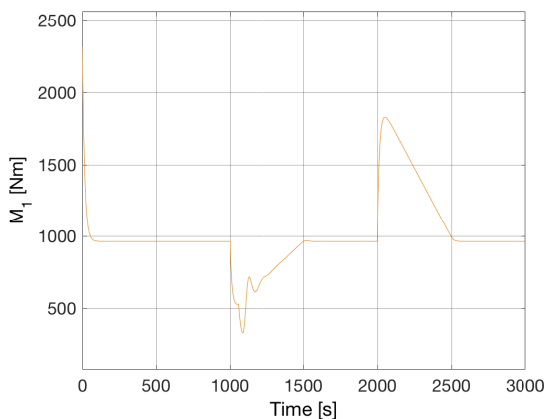
$P_B(t)$, Schaltdauer: 50 s



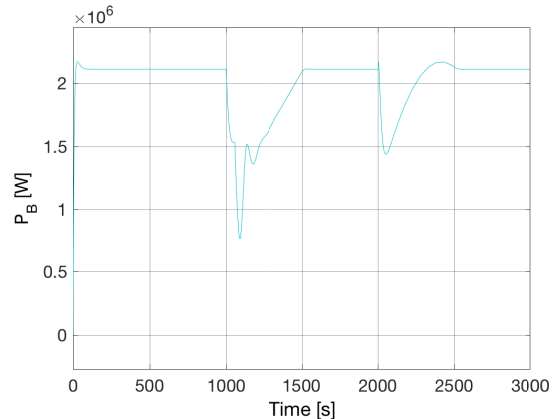
$M_1(t)$, Schaltdauer: 10 s



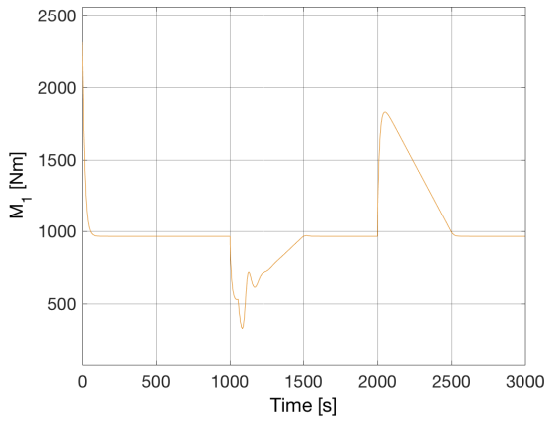
$P_B(t)$, Schaltdauer: 10 s



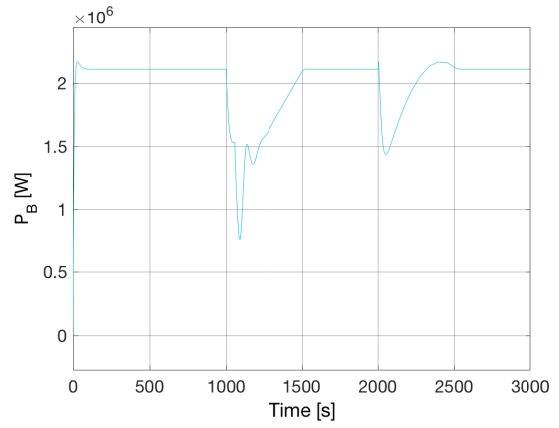
$M_1(t)$, Schaltdauer: 1 s



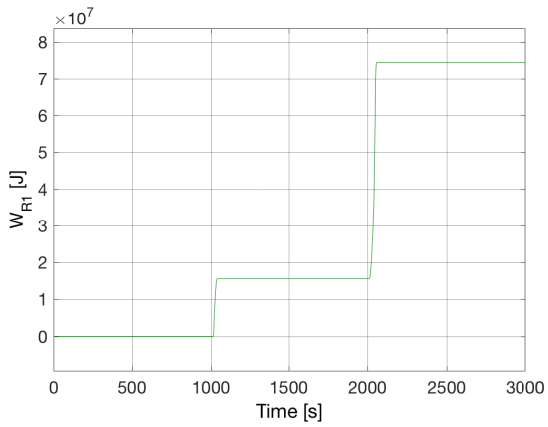
$P_B(t)$, Schaltdauer: 1 s



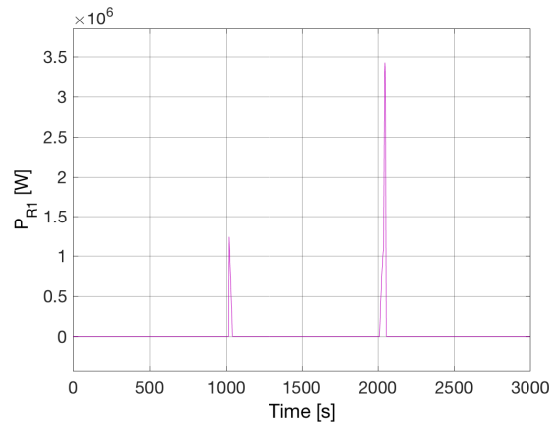
$M_1(t)$, Schaltdauer: 0.1 s



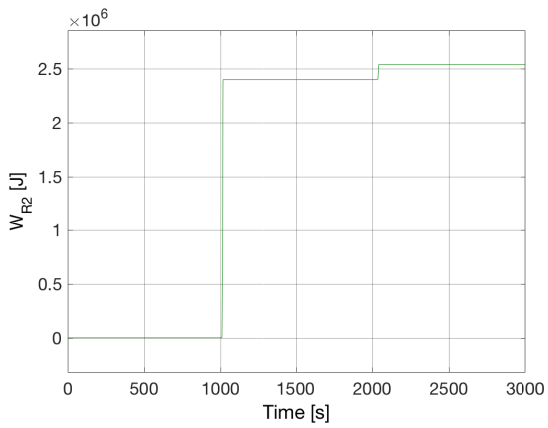
$P_B(t)$, Schaltdauer: 0.1 s



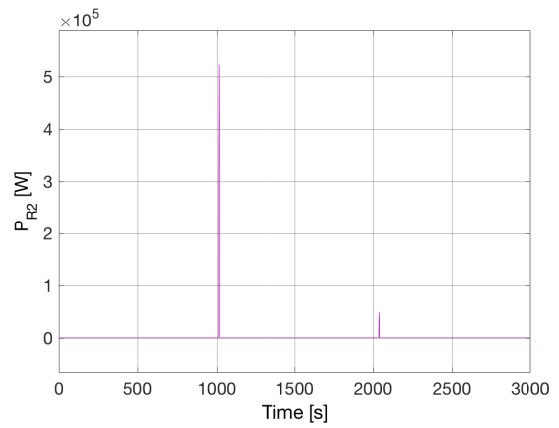
W_{R1} , Schaltdauer: 50 s



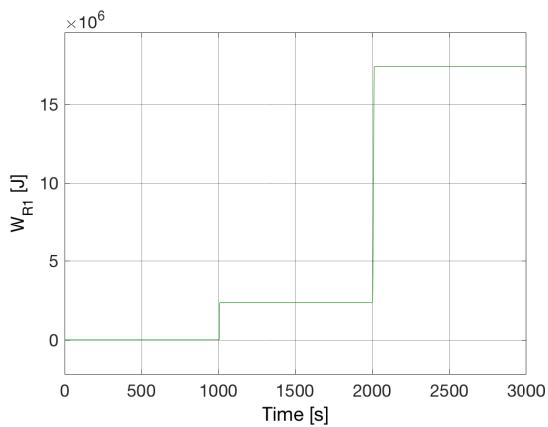
P_{R1} , Schaltdauer: 50 s



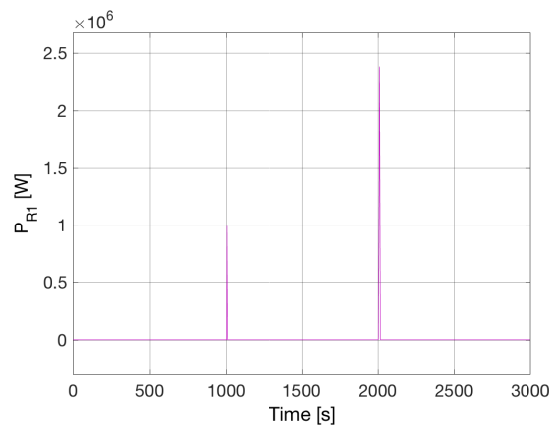
W_{R2} , Schaltdauer: 50 s



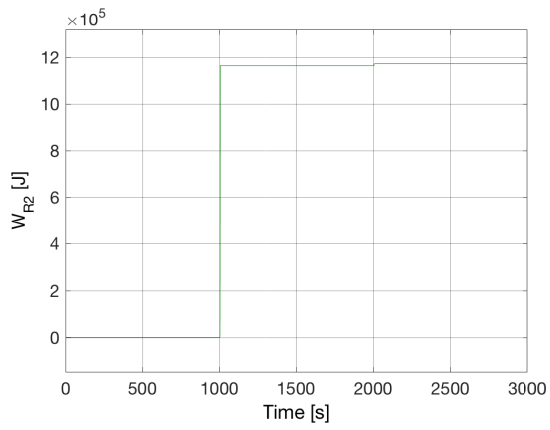
P_{R2} , Schaltdauer: 50 s



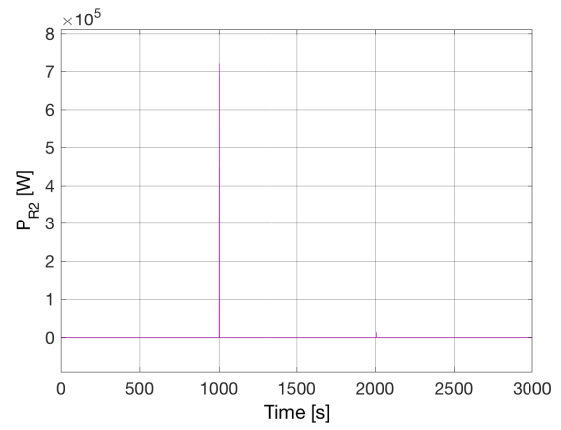
W_{R1} , Schaltdauer: 10 s



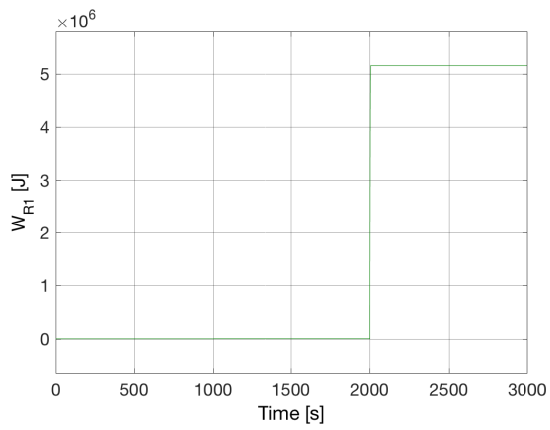
P_{R1} , Schaltdauer: 10 s



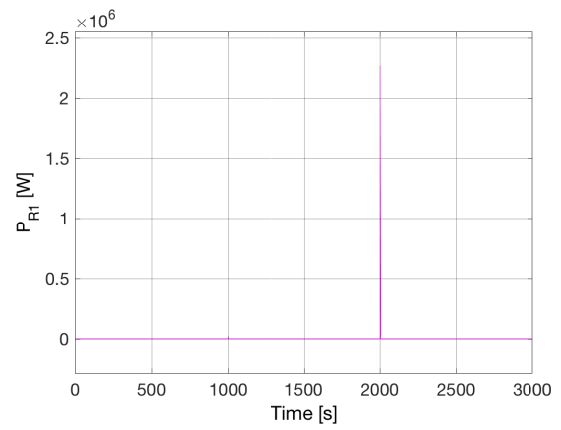
W_{R2} , Schaltdauer: 10 s



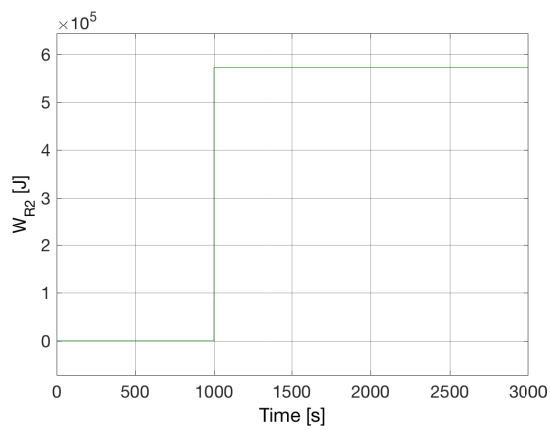
P_{R2} , Schaltdauer: 10 s



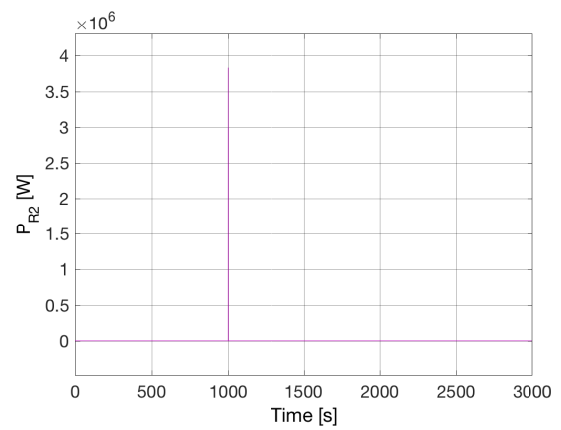
W_{R1} , Schaltdauer: 0.1 s



P_{R1} , Schaltdauer: 0.1 s



W_{R2} , Schaltdauer: 0.1 s



P_{R2} , Schaltdauer: 0.1 s