



# Ein Beitrag zur Synthese und Analyse elektrifizierter Fahrzeuggetriebestrukturen aus einer Kombination von Stirnrad- und Planetengetrieben mit Fokus auf die systematische Realisierung einer hinreichenden Gangverteilung

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades Doktoringenieurin (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. (FH) Cathleen Hirzel

geb. am 25. September 1986 in Brandenburg an der Havel

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität  
Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers

Promotionskolloquium am 14.11.2018

Institut für Mobile Systeme der Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke Universität in Magdeburg



# Bibliographische Beschreibung

Name: Cathleen Hirzel

Thema: Ein Beitrag zur Synthese und Analyse elektrifizierter Fahrzeuggetriebebestrukturen aus einer Kombination von Stirnrad- und Planetengetrieben mit Fokus auf die systematische Realisierung einer hinreichenden Gangverteilung

Seitenzahl: 116

Anzahl der Abbildungen: 61

Anzahl der Tabellen: 12

Anzahl der Literaturverweise: 62

Kurzzusammenfassung:

Die Entwicklung elektrifizierter Fahrzeuggetriebe gewinnt hinsichtlich möglicher Kraftstoffeinsparungen und erhöhter Fahrzeugagilität zunehmend an Bedeutung und ist folglich auch Gegenstand dieser wissenschaftlichen Arbeit.

Auf der Grundlage bereits bekannter Syntheseansätze für Fahrzeuggetriebe wird eine umfassende Theorie für elektrifizierte Getriebebestrukturen, aus einer Kombination von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen, entwickelt. Dieser kombinierte Einsatz ermöglicht es, feste Getriebegänge über zwei verschiedene Lastpfade darzustellen. Aus diesem Grund werden alle theoretischen Gangverteilungen ermittelt und auf ihre Direktschaltfähigkeit sowie eine adäquate Gangabstufung untersucht. Im Hinblick auf eine Wirkungsgradsteigerung und eine Bauteilreduzierung wird ebenso ein besonderes Augenmerk auf formschlüssige Schaltelemente und deren Kopplung miteinander gelegt. Die Elektrifizierung ermöglicht neben bekannten Hybridfunktionalitäten weitere Funktionen im Getriebeverbund, wie beispielsweise den elektrischen Anfahrvorgang, eine elektrische Zugkraftunterstützung oder die Realisierung einer aktiven Synchronisation, welche ebenso im Syntheseprozess zu berücksichtigten sind.

Für den vorliegenden Anwendungsfall werden aussagekräftige Bewertungskriterien definiert und gewichtet. Ein umfangreiches Bewertungsverfahren für alle generierten Getriebebestrukturen erlaubt einen detaillierten Einblick in die technische Relevanz und Effizienz der einzelnen Systeme.

Am Ende dieser Arbeit werden für die zukünftige Fahrzeugentwicklung bedeutungsvolle Getriebebestrukturen vorgestellt und diskutiert.

Schlagwörter: elektrifizierte Fahrzeuggetriebe, rechnergestützte Getriebe-synthese, Bewertungsverfahren, Getriebestrukturen, Direkt-schaltfähigkeit, Gangverteilungsstrategie

Abstract:

The development of electrified vehicle transmissions is becoming increasingly important as they have a major impact on fuel economy and vehicle dynamics.

On the basis of already known state of the art synthesis methods for vehicle transmissions, a theory for electrified transmission structures based on a combination of planetary gear sets and spur gear teeth is developed. This combination supports the display of fixed mechanical gears by two different kind of load paths. Therefore all theoretical gear distributions are determined and examined on their direct shift ability as well as their gear grading quality. Furthermore, special attention is paid to form-fitting switching elements and their coupling with each other. This approach allows both space reductions and improvements to the efficiency. In addition to known hybrid functionalities, electrification allows additional functions for gearboxes, such as the electrical start-up process, the electrical drag force assistance as well as active synchronization. These are taken into account in the synthesis algorithm.

Meaningful evaluation criteria, which qualitatively describe the properties of the examined transmission system, are defined and evaluated. A comprehensive evaluation process for all generated transmission structures allows a detailed view into the technical relevance and efficiency of all systems.

Last, but not least, significant transmission structures for future vehicle development will be presented and discussed.

Keywords: electrified vehicle transmissions, computer-aided transmission synthesis, evaluation process, transmission structures, direct shift ability, gear distribution strategy





# Vorwort

*„Man muss das Unmögliche versuchen, um das Mögliche zu erreichen.“*

Hermann Hesse (Schriftsteller & Nobelpreisträger)

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieurin in der Getriebeentwicklung der BMW M GmbH in Kooperation mit dem Institut für Mobile Systeme der Otto von Guericke Universität.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper, meinem Doktorvater, der meine Arbeit mit großem persönlichem Interesse begleitet hat und durch sein Engagement einen wesentlichen Grundpfeiler dieser Arbeit gesetzt hat. Für die Übernahme des Koreferates und einer intensiven Betreuung mit wertvollen Anregungen danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers vom Karlsruher Institut für Technologie.

Auf diesem Wege möchte ich mich auch bei meinen Arbeitskollegen bedanken, die mir den nötigen Freiraum für die Bearbeitung meiner Doktorarbeit gegeben haben und mit anregenden Fragestellungen und Hinweisen vor allem zur Praxisrelevanz deutlich beitrugen.

Der Grundstein dieses Promotionsvorhaben liegt bei den Menschen, die mich bereits frühzeitig in meinem Denken und Handeln geprägt haben: Meinen Eltern, meinem Bruder sowie meinem Freund aus jungen Kindheitstagen Mathias Merten, dem ich hiermit diese Arbeit widmen möchte. Danke.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner besten Freundin Friederike Bendig, die mir stets mit ihrem Rückhalt und ihrer Motivationsleistung die Kraft für dieses Projekt gegeben hat. Ein ebenso großer Dank gilt Andreas Wolf, durch den ich meine Ziele nie aus den Augen verloren habe. Meinen Freunden kann ich gar nicht genug danken. Sie haben mich mit fleißiger Korrekturarbeit intensiv unterstützt sowie fortwährend für den notwendigen Ausgleich neben der harten Arbeit gesorgt.

Einen abschließenden herzlichen Dank an alle hier erwähnten Personen und ebenso Beteiligten. Nur mit ihnen war die Bearbeitung dieses Forschungsvorhabens möglich und zugleich mit wissenschaftlichem sowie persönlichem Erfolg gekrönt.

*„Mit anderen Menschen zusammen erreichen wir mehr als alleine.“*

Dalai Lama (Staatsoberhaupt und Nobelpreisträger)

*„Der Erfolg eines Menschen setzt sich aus seinen Fehlschlägen zusammen.“*

Ralph Waldo Emerson (Schriftsteller und Philosoph)





---

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Motivation und übergeordnete Zielsetzung .....	1
1.2	Gliederung der Arbeit.....	4
2	Grundlagen und Stand der Forschung .....	7
2.1	Fahrleistungsbetrachtung.....	7
2.1.1	Zusammensetzung des Fahrleistungsbedarfes.....	7
2.1.2	Fahrleistungsangebot der Antriebsaggregate .....	8
2.2	Auslegung von Fahrzeuggetrieben.....	10
2.2.1	Übersetzung und Spreizung .....	10
2.2.2	Gangabstufung.....	12
2.2.3	Planetenradsätze .....	14
2.2.4	Synchronisation .....	16
2.2.5	Schaltelemente und Schaltablauf .....	17
2.3	Getriebevarianten .....	18
2.3.1	Manuelles Schaltgetriebe.....	18
2.3.2	Automatisiertes Schaltgetriebe.....	19
2.3.3	Stufenautomatikgetriebe.....	19
2.3.4	Doppelkupplungsgetriebe.....	20
2.3.5	Stufenloses Getriebe.....	21
2.4	Berechnung von Fahrzeuggetriebekenngrößen mit Matrizen .....	22
2.5	Syntheseverfahren zur Entwicklung von Fahrzeugstrukturen.....	24
2.5.1	Syntheseverfahren für Planetenradsätze.....	24
2.5.2	Syntheseverfahren für Stirnradgetriebe .....	26
2.5.3	Syntheseverfahren zur Untersuchung von hybriden Getriebestrukturen .....	26
2.6	Bewertungsmethoden für Fahrzeuggetriebe .....	28
2.7	Das integrierte Produktentstehungs-Modell.....	28
3	Zielsetzung.....	33
3.1	Handlungsbedarfe.....	33
3.2	Forschungshypothesen und Forschungsfragen .....	34
3.3	Vorgehensweise.....	36
4	Konzeptidee eines neuen elektrifizierten Fahrzeuggetriebes.....	39
4.1	Beschreibung des Zielsystems .....	39

---

---

4.2	Potenziale in Korrelation zwischen Systemumwelt und Zielsystem.....	42
5	Systematische und rechnergestützte Synthese.....	47
5.1	Mathematische Beschreibung von Getriebestrukturen.....	47
5.1.1	Radsatzstruktur und Schaltelemente.....	48
5.1.2	Schaltlogik.....	50
5.1.3	Kinematische und kinetische Randbedingungen.....	51
5.2	Syntheseparameter.....	53
5.3	Aufbau des Synthesealgorithmus.....	55
5.4	Baustein A.....	58
5.4.1	Entwicklung der Übersetzungsreihe.....	58
5.4.2	Gangverteilungsstrategie.....	59
5.4.3	Optimierungsverfahren.....	65
5.5	Baustein B.....	69
5.5.1	Generierung aller Radsatzstrukturen.....	69
5.5.2	Bindbarkeit.....	72
5.5.3	Zweite Optimierungsschleife.....	77
5.6	Baustein C.....	79
5.6.1	Generierung von $\vec{G}$ , $\vec{K}$ und $\overline{SzL}$ .....	79
5.6.2	Aufbau der optimalen Schaltlogik.....	82
6	Bewertung der Getriebestrukturen.....	85
6.1	Ablauf des Bewertungsverfahrens.....	85
6.2	Aufbau der Bewertungsstruktur.....	87
6.2.1	Bewertungskriterien.....	87
6.2.2	Systemgrenzen.....	90
6.2.3	Gewichtungsfaktoren.....	91
6.3	Berechnung der Bewertungszahlen.....	92
6.3.1	Eindimensionale Kriterien.....	92
6.3.2	Mehrdimensionale Kriterien.....	93
6.3.3	Definition konzeptspezifischer Bewertungskriterien.....	94
6.4	Ermittlung einer Systemreihenfolge.....	101
7	Ergebnisse und Auswertung.....	103
7.1	Synthetisierte Achtganggetriebestrukturen.....	103
7.2	Synthetisierte Neunganggetriebestrukturen.....	108
7.3	Kernaufgaben des Entwicklungsingenieurs.....	110
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	113
8.1	Zusammenfassung.....	113

---

---

8.2 Ausblick.....	115
Literaturverzeichnis .....	119
Abkürzungsverzeichnis.....	125
Abbildungsverzeichnis .....	127
Tabellenverzeichnis.....	131

---

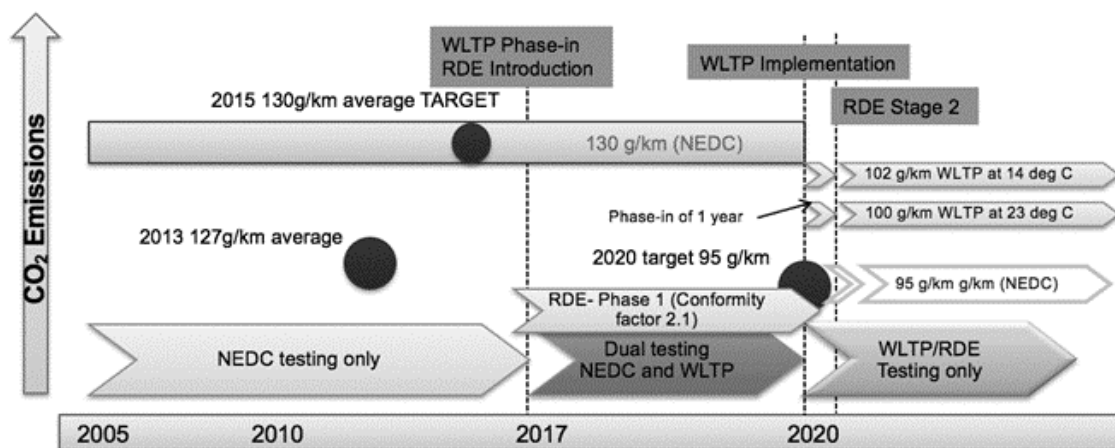
---

---

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und übergeordnete Zielsetzung

Das weltweite Straßenbild wird gegenwärtig weiterhin von konventionellen Fahrzeugen geprägt. Um die Umwelt zu schützen und die Entwicklung neuartiger Fahrzeugkonzepte voranzutreiben, erheben die Europäische Union und die Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen viele Gesetzgebungen für diesen Industriezweig. Einen besonderen Stellenwert nehmen dabei die erlassenen Grenzwerte zum Kraftstoffverbrauch und zu den Abgasemissionen ein, die bei Nichteinhaltung der Fahrzeughersteller mit hohen Strafzahlungen geahndet werden. In der Vergangenheit wurden die Grenzwerte ausschließlich durch den bekannten Prüfzyklus NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) kontrolliert. Dieses Verfahren deckt jedoch nur einen kleinen Anteil der möglichen Betriebspunkte eines Fahrzeuges ab.



Source: Frost & Sullivan

Abbildung 1-1: Zeitverlauf der relevanten Prüfzyklen [1]

Seit kurzem werden ebenso die neuen Verfahren WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedures) und RDE (Real Driving Emission) für die Überprüfung des Kraftstoffverbrauches sowie der Emissionen angewendet (s. Abbildung 1-1). Eine kontinuierliche Verschärfung der Rahmenbedingungen dieser beiden Verfahren ist über die nächsten Jahre geplant. Der WLTP findet weiterhin auf dem Rollenprüfstand statt, wohingegen RDE den tatsächlichen Fahrbetrieb im Straßen-

verkehr darstellt. Ein überwiegend beliebiges Fahren unter zufälligen Rahmenbedingungen ist zulässig. Gerade die Umweltbedingungen wie Temperatur, Streckenhöhe oder Steigung sind im Vergleich zu dem NEFZ variabler. [1] [2]

Die individuelle Mobilität besitzt in der modernen Gesellschaft einen hohen Stellenwert. Infolgedessen nimmt das Bewusstsein für neuartige Antriebskonzepte stetig zu und erfordert technische Innovationen zur Steigerung der Leistungsübertragung, des Komforts und der Energieeffizienz, sowie eine verbesserte Fahrdynamik. Eine Möglichkeit, diesen Kriterien gleichzeitig gerecht zu werden, ergibt sich durch die systematische Weiterentwicklung und Elektrifizierung von Fahrzeuggetrieben. Ein Getriebe agiert im Fahrzeugverbund als Drehmoment- und Drehzahlwandler, wodurch das Leistungsangebot der Antriebsaggregate dem Leistungsbedarf des Fahrzeuges in jeder erdenklichen Fahrsituation angepasst wird. Um das geforderte Gesamtziel zu erreichen, müssen alle beteiligten Komponenten hinreichend ausgelegt werden. Beispielsweise haben Motoreingriffe während einer Schaltung im Getriebe direkten Einfluss auf den Verbrauch und die Emissionen. Ebenso ist es durch das Getriebe möglich, die gewünschten Betriebspunkte des Motorkennfeldes aktiv darzustellen. Eine geeignete Getriebeauslegung und Funktionsentwicklung ist demzufolge zwingend erforderlich.

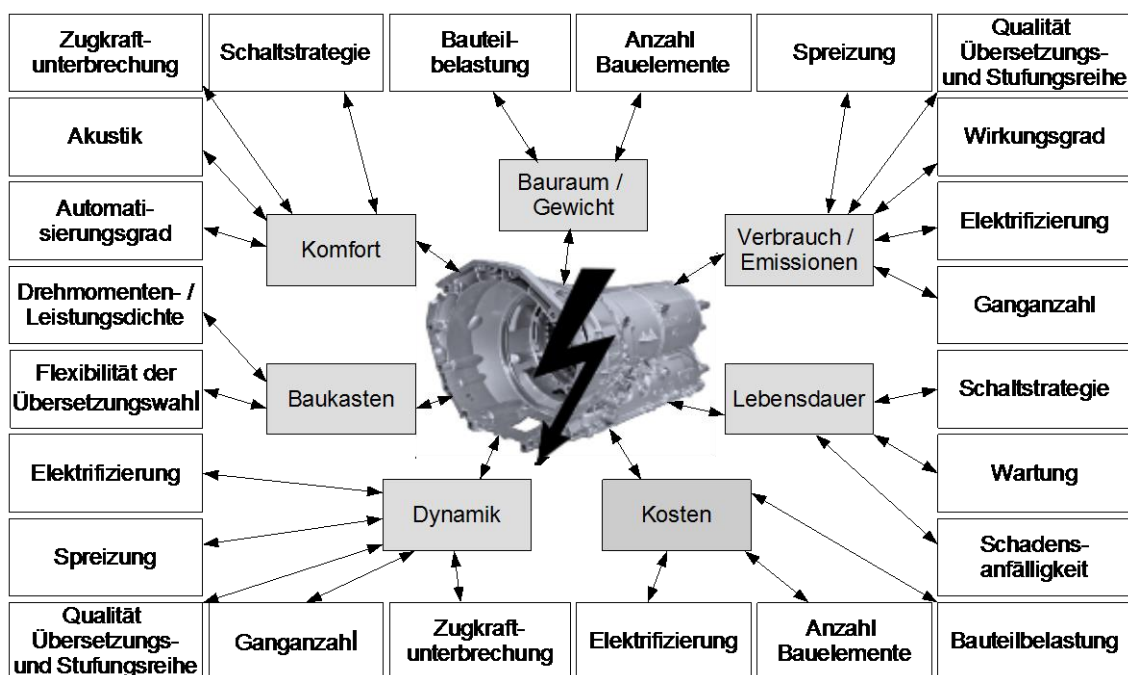


Abbildung 1-2: Anforderungen an ein Fahrzeuggetriebe

Basierend auf den restriktiven Gesetzgebungen, wandelnder Kundenbedürfnisse angesichts eines sich weiterentwickelnden Umweltbewusstseins und neuartiger Fertigungsbedingungen ergeben sich verschiedenste Systemanforderungen für

Fahrzeuggetriebe. Abbildung 1-2 gibt einen Überblick über die Kernanforderungen und ihre wichtigsten Einflussparameter. [3] [4]

Die globalen Entwicklungsziele von Fahrzeuggetrieben stehen zum Teil miteinander in einem Optimierungskonflikt, da sie Kennwerte in gegensätzliche Richtungen beeinflussen.

- I. Zum Beispiel verbessert eine hohe Ganganzahl, breite Spreizung und hochwertige Qualität der Übersetzungsreihe die Erschließung des Motorkennfeldes und bewirkt damit eine Kraftstoffreduzierung und eine optimierte Fahrdynamik. Bauraum, Gewicht und Kosten werden aufgrund einer steigenden Bauteilanzahl hingegen negativ beeinflusst. Werden die bereits vorhandenen Bauteile geschickt miteinander kombiniert, ermöglicht dies teilweise eine Reduzierung des Zielkonfliktes für eine gesteigerte Ganganzahl.
- II. Bei einer Elektrifizierung des Fahrzeuggetriebes wachsen die Kosten signifikant. Dem gegenüber wird der Kraftstoffverbrauch reduziert und zugleich die Agilität sowie der Komfort erheblich verbessert. Des Weiteren ergeben sich Möglichkeiten für neue Funktionen im Getriebeverbund.
- III. Ebenso bedeutsam sind die Schaltstrategie und der Automatisierungsgrad. Neben einer systematischen verbrauchsreduzierenden Applikation wird dem Fahrer die Bedienung erleichtert und das Komfortverhalten entscheidend verbessert. Auf der anderen Seite steigen die Entwicklungskosten.
- IV. Mit der wachsenden Vielfalt an Fahrzeugderivaten nimmt die Bedeutung von Gleichteilen für ein Baukastenkonzept stetig zu. Dafür sind eine hohe Drehmomentkapazität und Leistungsdichte von Vorteil sowie eine hohe Flexibilität in der Übersetzungswahl der Getriebe. Die Qualität der Gewichts- und Bauraumeigenschaften kann darunter leiden.
- V. Eine lange Lebensdauer und gute Zuverlässigkeit sind bedeutende Merkmale für die Zufriedenheit der Kunden. Die Schadensanfälligkeit der Getriebe soll bei möglichst langen Wartungsintervallen gering gehalten werden. Die Kundenzufriedenheit steht einer kostengünstigen Bauteilentwicklung gegenüber.

Die Einflüsse auf die Systemanforderungen lassen sich zu einem großen Teil auf die Getriebestruktur und die Schaltstrategie zurückführen. Nach der Konzeptphase können daraus resultierende Eigenschaften nur mit erheblichem Aufwand und Mehrkosten verändert werden. Aus diesem Grund ist es besonders wichtig, frühzeitig die Getriebestruktur und Schaltstrategie systematisch zu untersuchen. Dieser

Prozess wird als vollständige Getriebesynthese bezeichnet, welche alle theoretischen Anordnungsmöglichkeiten der einzelnen Getriebeelemente wie Zahnräder, Wellen oder Schaltelemente ermittelt.

Das Ziel dieser Forschungsarbeit ist es, ein neuartiges elektrifiziertes Getriebekonzept mit einer systematischen und rechnergestützten Synthese auf deren effizienteste Getriebestrukturen zu untersuchen sowie diese im Hinblick auf ihre praxisorientierte Relevanz zu bewerten.

### **1.2 Gliederung der Arbeit**

In der vorliegenden Dissertation werden in Kapitel 2 relevante Grundlagen der Getriebetechnik erläutert. Im Hinblick auf die Auslegung der Getriebe erfolgt eine detaillierte Begriffserklärung zum Leistungsangebot und Leistungsbedarf der Fahrzeuge. Weiterhin wird ein Überblick über relevante Getriebebauteile sowie die Berechnungsgrundlagen von Fahrzeuggetrieben mithilfe von Matrizen gegeben. Im Rahmen einer Literaturrecherche werden wissenschaftliche Arbeiten diskutiert, die sich ebenfalls mit Syntheseverfahren und Bewertungsmethoden befassen, um den aktuellen Stand der Forschung im Detail zu beleuchten. Den Abschluss bildet ein Überblick des integrierten Produktentstehungs-Modells der Karlsruher Schule.

In Kapitel 3 wird die Zielsetzung der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit erläutert. Auf Basis der Lücken im aktuellen Stand der Forschung werden Handlungsbedarfe erarbeitet, welche mithilfe von aufgestellten Hypothesen und Forschungsfragen konkretisiert werden. Abschließend wird die Vorgehensweise der Forschungsarbeit vorgestellt.

Kapitel 4 befasst sich ausführlich mit der Erörterung eines neuartigen elektrifizierten Getriebekonzeptes. Dabei werden Wirkprinzip, Rahmenbedingungen und Potenziale im Detail aufgezeigt.

In Kapitel 5 erfolgt zunächst die Erläuterung zur mathematischen Beschreibung von Getriebestrukturen. Eine umfassende Beschreibung des gesamten Syntheseaufbaus gibt einen detaillierten Überblick der erarbeiteten Methodik. Hierbei wird auf neu entwickelte Teilalgorithmen ausführlich eingegangen.

Ein besonders hohes Augenmerk wird in Kapitel 6 auf die Visualisierung der Bewertungsstruktur, deren Zusammensetzung und deren Teilgewichtung gelegt. Die Berechnung der Bewertungszahlen trägt zur Ermittlung der Systemreihenfolge bei.

Der Ergebnissteil dieser Arbeit Kapitel 7 zeigt für die zukünftige Fahrzeugentwicklung bedeutungsvolle Getriebestrukturen, welche im Rahmen der Getriebesynthese dieser Arbeit ermittelt wurden.



Das abschließende Kapitel 8 fasst die erarbeiteten Resultate dieser Forschungsarbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf mögliche weiterführende Entwicklungsschritte.



---

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden relevante Grundlagen der Getriebetechnik vermittelt. Zunächst wird ein Überblick über die Fahrleistungsbetrachtung von Kraftfahrzeugen gegeben sowie verschiedene Bauarten und Auslegungsmöglichkeiten von Getrieben diskutiert. Des Weiteren werden das Grundprinzip von Planetenradsätzen in Fahrzeuggetrieben und der spezifische Drehzahlsynchronisationsprozess aufgezeigt. Ebenso wird das matrizenbasierte Berechnungsverfahren anhand einer beispielhaften Getriebestruktur beschrieben. Die Erläuterung zum aktuellen Stand der Forschung von Syntheseverfahren für Fahrzeuggetriebe schließt dieses Kapitel ab.

### 2.1 Fahrleistungsbetrachtung

Die zentrale Aufgabe von Fahrzeuggetrieben ist es, das Leistungsangebot dem Leistungsbedarf der Fahrzeuge mittels Drehmoment- und Drehzahlwandlung anzupassen.

#### 2.1.1 Zusammensetzung des Fahrleistungsbedarfes

Der Leistungsbedarf wird, wie Abbildung 2-1 verdeutlicht, durch die einzelnen Widerstandskräfte und die Fahrgeschwindigkeit ermittelt (s. Gleichung (2-1)). Zur Visualisierung von Zugkraftbedarf und Zugkraftangebot in den einzelnen Gängen dient das Zugkraftdiagramm, welches detailliert durch Fischer [4] erläutert wird.

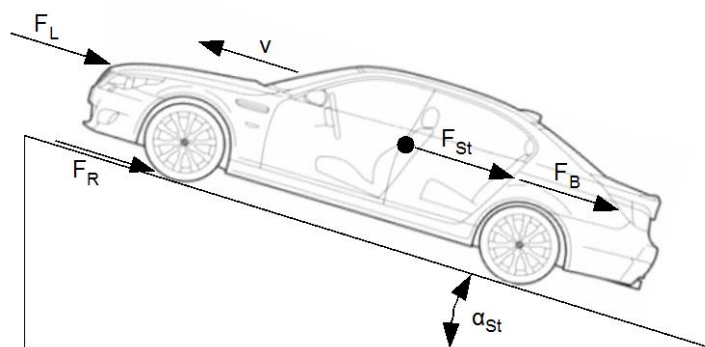


Abbildung 2-1: Widerstandskräfte am Fahrzeug

$$P_{Z,B} = F_{Z,B} \cdot v = (F_R + F_L + F_{St} + F_B) \cdot v \quad (2-1)$$

Die Gesamtheit aller Widerstandskräfte am rollenden Fahrzeugrad wird als Radwiderstand bezeichnet. Dieser kann bei Geradeausfahrt auf trockener Fahrbahn in erster Annäherung dem Rollwiderstand  $F_R$  gleichgesetzt werden. Der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  ist vorrangig von der Fahrgeschwindigkeit, der Radlast, dem Reifendruck, dem Reifentyp und der Fahrbahnbeschaffenheit abhängig.

$$F_R = m_F \cdot g \cdot f_R \cdot \cos \alpha_{St} \quad (2-2)$$

Die Luftwiderstandskraft  $F_L$  beschreibt die Wirkung der Luftströmung um und durch das Fahrzeug. Neben der Luftdichte und den aerodynamischen Parametern des Fahrzeuges ( $c_W$ -Wert und Querspanfläche  $A$ ) geht die Geschwindigkeit quadratisch in die Berechnung ein.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_W \cdot A \cdot v^2 \quad (2-3)$$

Der parallel zur Fahrbahn wirkende Gewichtskraftanteil des Fahrzeuges wird als Steigungswiderstandskraft  $F_{St}$  bezeichnet. Bewegt sich diese Masse abwärts eines Gefälles, ist  $F_{St}$  negativ und verringert den Leistungsbedarf.

$$F_{St} = m_F \cdot g \cdot \sin \alpha_{St} \quad (2-4)$$

Während Beschleunigungs- und Bremsvorgängen entstehen zusätzliche Trägheitskräfte am Fahrzeug, welche durch die Beschleunigungswiderstandskraft  $F_B$  angegeben werden. Für die Berechnung von  $F_B$  sind neben der Fahrzeugmasse die rotierenden Massen am Triebstrang und Fahrwerk von hoher Relevanz. Der gangabhängige Drehmassenzuschlagsfaktor  $\lambda$  berücksichtigt hierbei die rotierenden Fahrzeugteile. [3] [4] [5] [6]

$$F_B = m_F \cdot \lambda \cdot a \quad (2-5)$$

### 2.1.2 Fahrleistungsangebot der Antriebsaggregate

Die Fahrwiderstände werden mittels des bereitgestellten Fahrleistungsangebotes der Antriebsaggregate überwunden. In herkömmlichen Antriebssträngen übernimmt dies ausschließlich ein Verbrennungsmotor (VM). Derzeitig finden mehr und mehr elektrische Maschinen Einzug in die Antriebsentwicklung.

Hinsichtlich der Vielfalt an Verbrennungskraftmaschinen, die sich in zahlreichen Eigenschaften wie Leistungsdichte, Drehzahlbereich, Geräuschverhalten oder Kraft-

stoffqualitätsanforderungen unterscheiden, wird an dieser Stelle lediglich auf weiterführende Literatur verwiesen [7] [8]. Eine Verbrennungskraftmaschine und eine elektrische Maschine (EM) verhalten sich sehr unterschiedlich hinsichtlich ihrer Drehmoment- und Leistungskurve. In Abbildung 2-2 sind die typischen Charakteristika der beiden Aggregatstypen gegenübergestellt.

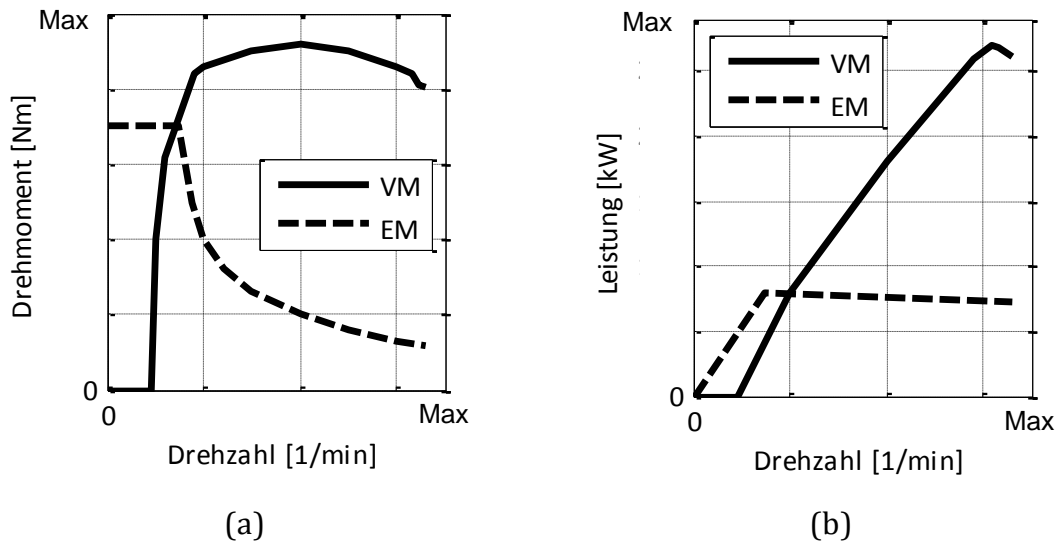


Abbildung 2-2: Drehmoment- und Leistungsverlauf der Antriebsaggregate

Der VM kann erst ab einer bestimmten minimalen Drehzahlgrenze, der sogenannten Leerlaufdrehzahl, ein Drehmoment abgeben. Darüber hinaus definiert sich ein VM mittels bestimmter Betriebszustände, wie dem Punkt der maximalen Motorleistung, auch Nennleistung genannt. An dieser Stelle wird das Aggregat mit Nenndrehzahl und -drehmoment betrieben. Kennzeichnend ist außerdem der Punkt des maximalen Motordrehmoments und der zugehörigen Drehzahl und Leistung.

Für eine EM ist der Vier-Quadranten-Betrieb ein besonderes Merkmal (s. Abbildung 2-3). Drehmoment und Drehzahl können bei einer elektrischen Maschine positive sowie negative Werte annehmen. Soweit es das Steuerungskonzept zulässt, kann das Aggregat im ersten und dritten Quadranten motorisch und im zweiten und vierten Quadranten generatorisch betrieben werden. Bereits ab dem Stillstand steht betragsmäßig das maximale Drehmoment an. Beim Durchlaufen des Grunddrehzahlbereiches bis hin zur Nenndrehzahl bleibt dieses Moment annähernd konstant. Währenddessen steigt die Leistung linear und erreicht bei der Nenndrehzahl ihr Maximum. Aufgrund aggregatspezifischer Verluste, die durch Reibung und Feldschwächung hervorgerufen werden, verliert die Leistung bei fortlaufendem Drehzahlanstieg leicht an Wert. Ebenso nimmt das Drehmoment nach Überschreiten der

Nenn Drehzahl hyperbelartig ab. Zwei weitere Vorteile beim Betrieb einer elektrischen Maschine ergeben sich durch das annähernd geräuschlose und schadstofffreie Betriebsverhalten. [9]

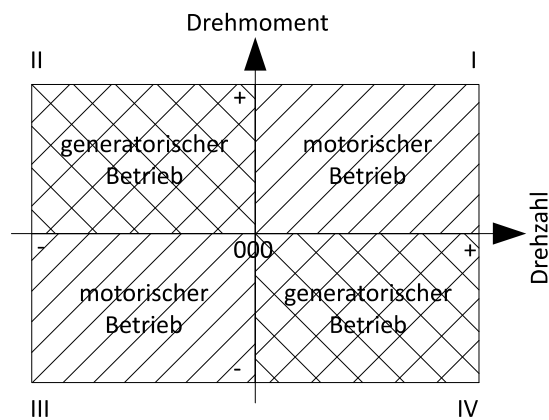


Abbildung 2-3: Vier-Quadranten-Betrieb einer elektrischen Maschine

## 2.2 Auslegung von Fahrzeuggetrieben

### 2.2.1 Übersetzung und Spreizung

Die Getriebeübersetzung dient der Wandlung des Motorkennfeldes an den fahrsituationsabhängigen Drehmomentbedarf. Die Übersetzung  $i$  beschreibt das Verhältnis aus treibendem und angetriebenem Bauteil (s. Gleichung (2-6)).

$$i = \frac{n_{an}}{n_{abt}} = \frac{T_{abt}}{T_{an} \cdot \eta_G} \quad (2-6)$$

Für die Auslegung von Fahrzeuggetrieben müssen drei Hauptanforderungen für die Gangübersetzungen erfüllt sein.

- I. Das Fahrzeug muss aus dem Stillstand ein gewünschtes Steig- und Beschleunigungsvermögen aufweisen. Für die Ermittlung dieser größten Übersetzung  $i_{max}$  ist das maximale Zugkraftangebot dem maximalen Zugkraftbedarf gleichzusetzen, wie Gleichung (2-7) zeigt. Der Luftwiderstand kann in diesem Fall vernachlässigt werden.

$$T_{M,max} \cdot i_{max} \cdot \eta_{ges} \cdot \frac{1}{r_{dyn}} = m_F \cdot g \cdot (\sin \alpha_{St} + f_R \cdot \cos \alpha_{St}) + m_F \cdot \lambda \cdot a \quad (2-7)$$

- II. In der Ebene muss eine bestimmte Maximalgeschwindigkeit  $v_{max}$  erreicht werden. Deren zugehörige Übersetzung berechnet sich mittels der maximalen Verbrennungsmotorleistung (s. Gleichung (2-8)). Die Wahl dieser Übersetzung kann, wie in Abbildung 2-4 ersichtlich, nach drei unterschiedlichen

Gesichtspunkten erfolgen. Die optimale Auslegung repräsentiert die theoretisch erreichbare Höchstgeschwindigkeit. In diesem Fall schneidet die Leistungsbedarfskurve die Kurve der Motorangebotsleistung im Maximum. Hingegen kann der Fahrer bei einer überdrehenden Abstimmung auf besonders hohe Zugkraftreserven zurückgreifen. Folglich kommt diese Variante vor allem bei sportlichen Fahrzeugen zum Einsatz. Bei einer unterdrehenden Auslegungsvariante wird der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors in einen verbrauchsgünstigeren Bereich verschoben.

$$i_{min} = \frac{3,6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{M,max} \cdot r_{dyn}}{V_{max}} \quad (2-8)$$

In häufig auftretenden Fahrsituationen sollte sich das Fahrzeug möglichst sparsam fortbewegen. Daher wird für die Verwirklichung eines Verbrauchsoptimums das Drehzahlniveau für eine Schongangauslegung abgesenkt, welche sich beispielsweise an Richtgeschwindigkeiten von Autobahnen orientiert.

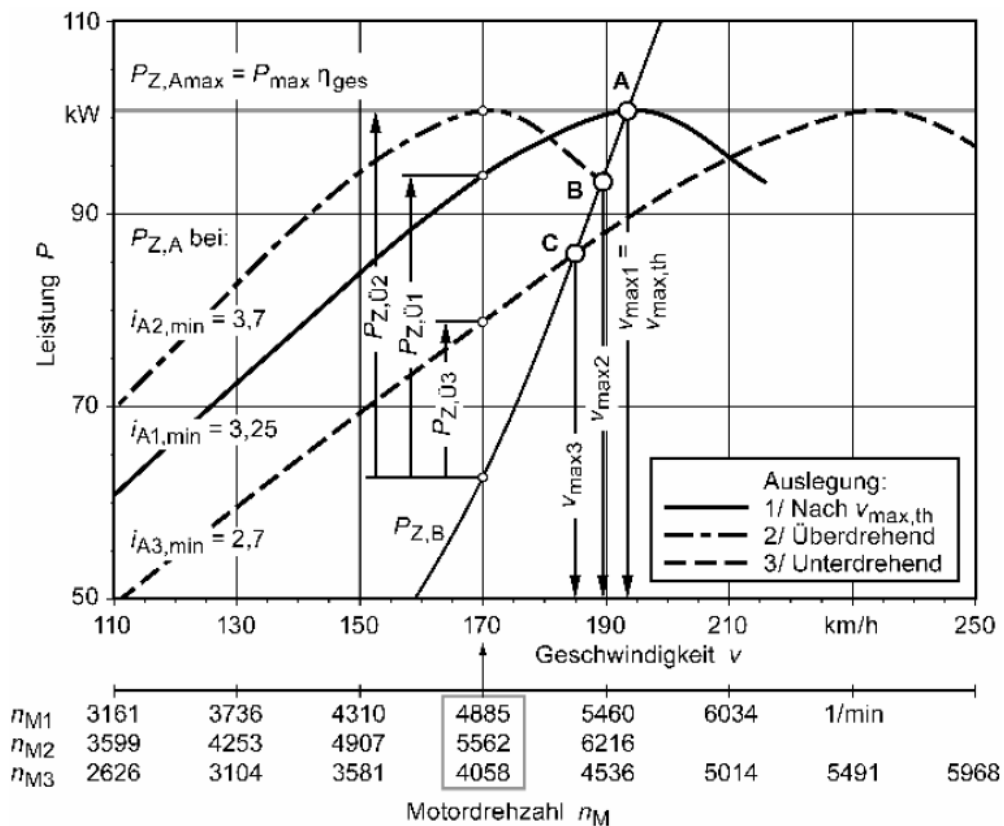


Abbildung 2-4: Auslegungsvarianten der Höchstgeschwindigkeit [3]

- III. Aufgrund individueller Anwendungsgebiete erfordert jedes Fahrzeug eine sorgfältige Auswahl der einzelnen Übersetzungen, wodurch sich die Getriebebespreizung ergibt. Diese Kenngröße beschreibt das Verhältnis der größten zur kleinsten Übersetzung (s. Gleichung (2-9)). [3] [4] [5] [6]

$$i_G = \frac{i_{max}}{i_{min}} \quad (2-9)$$

### 2.2.2 Gangabstufung

Ein ebenso bedeutungsvolles Auslegungsmerkmal ist die Stufung der jeweiligen Übersetzung, der sogenannte Stufensprung zwischen benachbarten Gängen. Dieser beschreibt das Verhältnis aus der Übersetzung eines Ganges zu der Übersetzung des nächst höheren Ganges. Der Stufensprung nimmt essentiell Einfluss auf die Fahrdynamik, den Kraftstoffverbrauch wie auch den Fahrkomfort. In der Praxis existieren zwei relevante Strategien: die geometrische und die progressive Gangabstufung. Die geometrische Strategie definiert sich durch einen konstanten Stufensprung  $\varphi$  zwischen allen benachbarten Gängen (s. Gleichung (2-10)).

$$\varphi = \sqrt[z-1]{i_G} \quad (2-10)$$

Bei der progressiven Strategie hingegen nehmen die Stufensprünge mit numerisch aufsteigenden Gängen ab, wie Gleichung (2-11) beschreibt. Bei idealen Bedingungen ist das Verhältnis aufeinanderfolgender Stufensprünge konstant. Dieses Verhältnis wird als Progressionsfaktor  $\varphi_2$  bezeichnet. Besitzt  $\varphi_2$  den Wert 1, so ergibt sich für  $\varphi$  wiederum der Spezialfall einer geometrischen Gangabstufung.

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{1}{\varphi_2^{0,5 \cdot (z-1) \cdot (z-2)}}} \cdot i_G \quad (2-11)$$

Die zwei Strategien verhalten sich bezüglich der Anpassung von Zugkraftangebot und Zugkraftbedarf sehr unterschiedlich (s. Abbildung 2-5). Die geometrische Gangabstufung weist nahezu konstante Zugkraftlücken in allen Gängen auf. Die progressive Stufungsreihe zeigt hingegen in den kleinen Gängen große und in den höheren Gängen sehr kleine Lücken. Für die praktische Anwendung im Bereich der Personenkraftwagen sind in niedrigeren Gängen große Zugkraftlücken tolerierbar, da hier ausreichend Zugkraftüberschuss vorhanden ist. Zugleich sind in den höheren Gängen und den damit verbundenen höheren Fahrgeschwindigkeiten diese Lü-



cken, entsprechend der progressiven Gangabstufung, zu minimieren. Dieser Umstand ergibt sich durch die großen Fahranteile der hohen Gänge innerhalb eines Kraftfahrzeuglebenszyklus. Außerdem ergibt sich daraus die Voraussetzung einer progressiven Gangabstufung für eine geeignete Schaltharmonie.

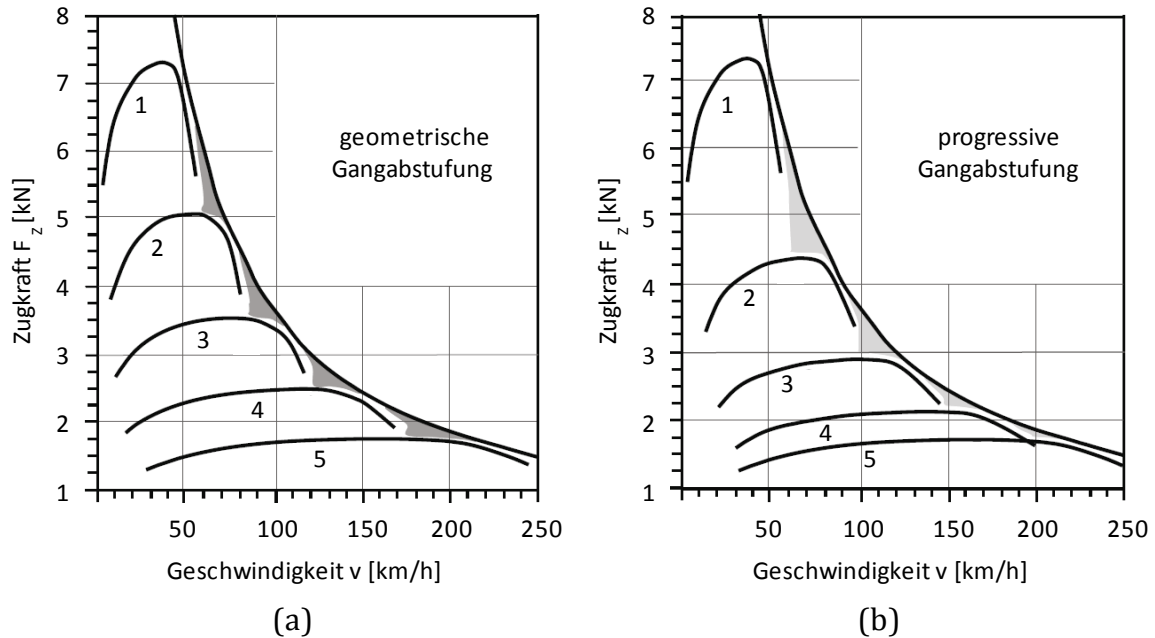


Abbildung 2-5: Zugkraftangebot einer geometrischen und progressiven Gangabstufung [4]

Abbildung 2-6 visualisiert neben dem Verlauf der geometrischen und progressiven Gangabstufung eine mögliche Variante aus der Praxis. Diese weicht in der Regel vom Idealverlauf ab. Dafür sind zum einen konstruktive Einschränkungen verantwortlich. Während Stirnradverzahnungen eine nahezu freie Übersetzungswahl zulassen, weisen Planetenradsätze signifikante konstruktive Abhängigkeiten auf. Zum anderen können abweichende Stufensprünge gewählt werden, um Anpassungen an fahrzeugspezifische Bedürfnisse vorzunehmen, wie der Reduzierung des Kraftstoffverbrauches oder der Verbesserung des Schaltkomforts. [3] [4] [5] [6]

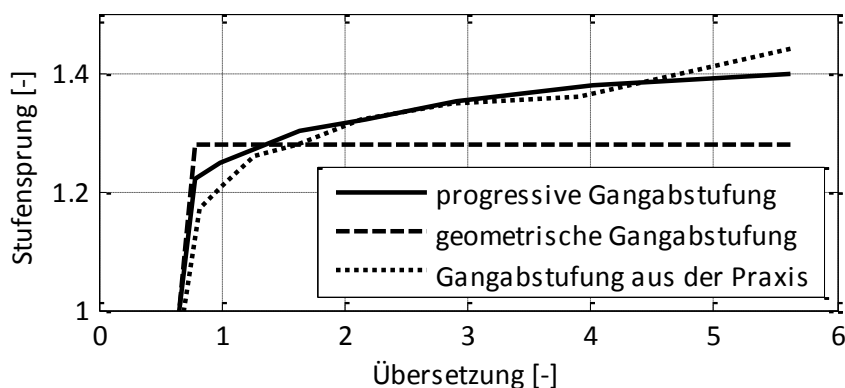


Abbildung 2-6: Getriebeabstufungsvarianten

Eine detaillierte Erläuterung zum Thema Gangabstufung kann in der weiterführenden Literatur von Kirchner [5] nachgelesen werden.

### 2.2.3 Planetenradsätze

Planetenradsätze werden als leistungsübertragende Elemente für die Übersetzungsänderung in Stufenautomaten, als Reversiereinrichtung in stufenlosen Fahrzeuggetrieben oder auch für die Drehmomentverteilung in Differenzialen verwendet. Ein einfacher Planetenradsatz, wie in Abbildung 2-7 dargestellt, besteht aus drei koaxial angeordneten Wellen. Diese werden durch die Rotationsachsen des zentralen Sonnenrades, dem innenverzahnten Hohlrad und dem Planetenträger gebildet. Der Planetenträger kann auch als Steg bezeichnet werden.

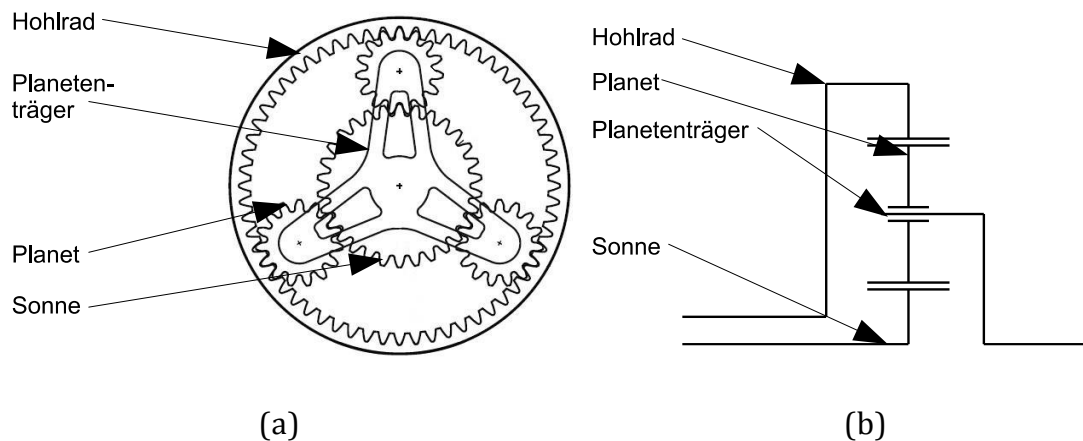


Abbildung 2-7: Zusammenbau von Planetengetrieben

Eine der wichtigsten Kenngrößen für Planetenradsätze ist die Standübersetzung  $i_0$ , die sich bei ruhendem Steg und einem Antrieb über das Sonnenrad einstellt, wie in Gleichung (2-12) ersichtlich.

$$i_0 = \frac{n_S - n_T}{n_H - n_T} \quad (2-12)$$

Basierend auf der Drehrichtungsumkehr ist der Wert von  $i_0$  negativ und gilt darüber hinaus als Berechnungsgrundlage für weitere wichtige Kenngrößen von Umlaufrädergetrieben, wie beispielsweise dem Standtriebewirkungsgrad  $\eta_0$ . Angesichts unterschiedlicher Nutzungsmöglichkeiten der Wellen als An- und Abtrieb lassen sich durch eine Fixierung der verbleibenden Getriebekomponenten sechs feste Übersetzungen realisieren. Läuft der Planetenradsatz als Block um, so ergibt dies eine siebente Variante. Alle in diesem Getriebe darstellbaren Übersetzungen lassen sich mithilfe der Willisgleichung (s. Gleichung (2-13)) auf die Standübersetzung zurückführen. Wenn zwei Drehzahlen bekannt sind, ergibt sich durch die kinemati-

sche Beziehung die Drehzahl der verbleibenden Komponente. Ebenso ist die graphische Drehzahlermittlung nach Kutzbach sehr aussagekräftig. Die Visualisierung der Willisgleichung ermöglicht es, Zusammenhänge zwischen Zahnradgröße, Bauform, Drehzahl und -richtung anschaulich darzustellen. Eine detaillierte Beschreibung der Funktionsweise des Kutzbachplanes kann in der weiterführenden Literatur von Müller [10] nachgelesen werden.

$$0 = n_S - n_H \cdot i_0 - n_T \cdot (1 - i_0) \quad (2-13)$$

Die mathematische Beziehung der Drehmomente an den Zentralrädern formuliert sich mittels der Gleichung (2-14) unabhängig von der Bauform des Radsatzes. Unter Vernachlässigung der Verluste ergibt sich für die Berechnung der Kinetik im gesamten Planetengetriebe nachfolgende Drehmoment- und Leistungsbilanz (s. Gleichung (2-15), (2-16)).

$$T_H = -i_0 \cdot T_S \cdot \eta_0 \quad (2-14)$$

$$T_H + T_T + T_{ST} = 0 \quad (2-15)$$

$$P_H + P_T + P_{ST} = 0 \quad (2-16)$$

Neben einer kompakten Bauweise und einem äußerst ruhigen Lauf kristallisiert sich die Möglichkeit der Leistungsverzweigung als besonderer Vorteil heraus. Dieser Prozess der Verzweigung erfolgt, sobald der An- oder Abtrieb über zwei Getriebewellen gleichzeitig fungiert. Eine feste Übersetzung existiert hierbei nicht, sondern wird erst aus den Verhältnissen der einzelnen Drehzahlen bestimmt. Ein aktuelles Anwendungsfeld dieser Getriebeart sind die hybriden Antriebsstränge in der Fahrzeugindustrie.

Einfache Radsätze können fest oder mit Schaltelementen lösbar zu komplexen Planetengetrieben zusammengesetzt werden. Ein Beispiel für die Kopplung von mehreren einfachen Planetenradsätzen ist in Abbildung 2-8a mithilfe des Simpson-Radsatzes dargestellt. Der Ravigneaux-Radsatz stellt hingegen eine Verschachtelung mehrerer Radsätze dar (s. Abbildung 2-8b). Ebenso wie eine Vielzahl anderer komplexer Planetenradsätze ermöglichen diese beiden Teilsysteme, fahrzeugtaugliche Übersetzungen zu realisieren. Für die kinematische und kinetische Beschreibung des Gesamtsystems werden die entsprechenden Gleichungen jedes Teilradsatzes aufgestellt und mit Koppelbedingungen, wie übereinstimmenden Drehzahlen zweier Wellen, zusammengefasst. [3] [4] [5] [11] [12] [13]

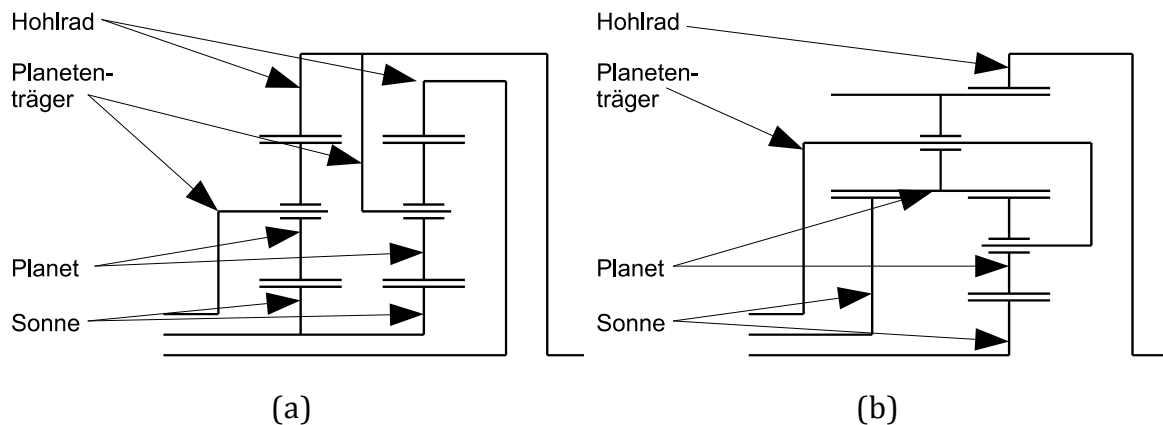


Abbildung 2-8: Simpson- und Ravigneaux-Radsatz

### 2.2.4 Synchronisation

Während eines Gangwechsels in einem gestuften Getriebe bleibt die Abtriebsdrehzahl nahezu konstant. Die Motordrehzahl ändert sich im Gegensatz dazu in Abhängigkeit der Übersetzung des anschließenden Getriebeganges. Infolgedessen werden für den Schaltvorgang der VM und das Getriebe entkoppelt. Die Drehzahlen der internen Getriebekomponenten orientieren sich weiterhin an der Übersetzungsstufe des vorherigen Ganges. Die Anpassung der Drehzahl zwischen Getriebewelle und Zahnrad des neu gewählten Ganges wird als Synchronisation bezeichnet. Dieses Prinzip lässt sich gegenwärtig vorwiegend durch eine der zwei Methoden realisieren:

- I. Zum einen kann sich das Getriebe beim Hochschalten der eigenen inneren Reibung bedienen. Das Getriebe wartet bei geöffneter Anfahrkupplung die Einstellung von synchronen Drehzahlen ab. Die notwendige Energiezufuhr für den Vorgang des Zurückschaltens wird mittels Zwischengas aufgebracht.
- II. Zum anderen ist ein Verbau von Synchronisationselementen möglich, um das Beschleunigen oder Verzögern der getriebeinternen Bauteile durch Reibung zu realisieren. Diese Komponenten existieren entweder gangspezifisch oder zentral für das gesamte Getriebe.

In der heutigen Zeit sind Synchronelemente aus Gründen des Komforts und der längeren Lebensdauer von gestuften Fahrzeuggetrieben Stand der Technik. Um unangenehme Schaltgeräusche zu verhindern, erfolgt die Anpassung zunächst reibschlüssig. Ein Sperrring verhindert bei Drehzahldifferenz von Welle und Zahnrad ein Weiterschieben des Schaltelementes. Sobald ein Gleichlauf erreicht wird, hebt sich die Sperrwirkung auf und die Bauteile werden durch die Klauenverzahnung am Schaltelement formschlüssig für die Leistungsübertragung verbunden. Diese Bauelemente werden über ihre ganze Lebensdauer auf verschiedenste Art und Weise

besonders stark beansprucht und erfordern eine außergewöhnlich hohe Aufmerksamkeit bei der Konstruktion. [3] [11]

### 2.2.5 Schaltelemente und Schaltablauf

Schaltelemente erzeugen eine mechanische Verbindung zwischen zwei Getriebewellen. Damit wird ein fester Gang dargestellt. Zur Realisierung eines Gangwechsels müssen bestimmte Elemente geöffnet und andere geschlossen werden. Im geschlossenen Zustand überträgt das Schaltelement (SE) ein Drehmoment und erzeugt eine Drehzahlkopplung der beteiligten Wellen. Bei der Kraftübertragung durch ein SE werden zwei verschiedene Prinzipien unterschieden:

- I. Die **reibschlüssigen** Schaltelemente sind in der Lage, ein Drehmoment bei einer vorliegenden Drehzahldifferenz der Getriebewellen zu übertragen. Dieser schlupfende Zustand erzeugt eine große Wärme, welche mit einem intelligenten Kühlsystem kontrolliert werden muss. Im offenen Zustand verursachen diese Schaltelemente Schleppverluste, was den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes verschlechtert.
- II. Ebenso kann die Kraft in Getrieben **formschlüssig** übertragen werden. Schaltelemente dieser Art besitzen eine verzahnungsähnliche Kopplungskomponente, die nur bei Drehzahlgleichheit oder kleinen Relativedrehzahlen geschlossen werden kann. Vorteilhaft wirkt sich diese Bauform auf die Schleppverluste im offenen Zustand und auf den Bauraumbedarf aus. Darüber hinaus verfügen diese Elemente über eine im Vergleich zu reibschlüssigen Schaltelementen höhere Drehmomentübertragungsfähigkeit.

Der Schaltablauf in einem Getriebe kann sowohl mit als auch ohne Zugkraftunterbrechung dargestellt werden. In Handschaltgetrieben, bei denen der Fahrer den Gangwechsel eigenständig auslöst, wird eine Zugkraftunterbrechung durch die Verwendung von formschlüssigen Schaltelementen toleriert. In Getrieben mit Automatikmodus ist eine Schaltung ohne Zugkraftunterstützung störend und unkomfortabel. Aus diesem Grund werden in herkömmlichen Automatikgetrieben gegenwärtig reibschlüssige Schaltelemente verbaut.

Hierbei wird das Drehmoment vom öffnenden SE auf das schließende übertragen. Die Schaltelemente übertragen somit im schlupfenden Zustand Drehmoment für die Ausführung einer Lastschaltung. Lastschaltungen sind daher nur möglich, wenn für einen Gangwechsel ausschließlich ein SE geöffnet und eines geschlossen werden muss. Diese Anforderung ist in aktuellen Automatikgetrieben nicht für alle Mehrfachsaltungen umgesetzt. Nicht alle Gangwechsel können daher als Lastschaltungen ausgeführt werden. In Doppelkupplungsgetrieben werden neben den formschlüssigen Schaltelementen, reibschlüssige Trennkupplungen für die einzelnen

Teilgetriebe verbaut. Diese übernehmen für einen Gangwechsel die Aufgabe der Drehmomentüberlagerung. Gangwechsel auf unterschiedlichen Teilgetrieben können daher stets als Lastschaltungen ausgeführt werden. Dagegen sind Wechsel auf dem gleichen Teilgetriebe nur dann als Lastschaltungen durchführbar, wenn sie über einen Gang des anderen Teilgetriebes gestützt werden. Dies erzeugt unharmonische Beschleunigungsverläufe in einer Schaltung und dauert zudem sehr lange, was dem dynamischen Charakter dieser Getriebebauart widerspricht. Weitere Erläuterungen zum Thema Schaltablauf können bei Fischer [4] nachgelesen werden.

### 2.3 Getriebevarianten

Fahrzeuggetriebe und ihre Bauarten lassen sich nach vielen Möglichkeiten einordnen. So gibt es zum Beispiel gestufte und nicht gestufte Getriebe sowie manuelle, teilautomatisierte oder vollautomatisierte Fahrzeuggetriebe. Im Folgenden werden die wichtigsten Bauarten von Fahrzeuggetrieben mit ihren charakteristischen Merkmalen sowie relevanten Vor- und Nachteilen erläutert.

#### 2.3.1 Manuelles Schaltgetriebe

Das manuelle Fahrzeuggetriebe (MT) realisiert seine Übersetzungsstufen über Zahnradpaare, die in der Regel als Stirnradverzahnungen ausgelegt sind (s. Abbildung 2-9). Ein MT besitzen keinen Automatisierungsgrad. Der Anfahrvorgang, das Kuppeln und der Gangwechsel werden vom Fahrer eigenständig durchgeführt. Diese umfangreiche Getriebebedienung und die konzeptbedingte Zugkraftunterbrechung zwischen jedem Gangwechsel führen zu schlechten Komforteigenschaften. Die Schaltstrategie und der effektive Kraftstoffverbrauch für ein solches Getriebe sind direkt vom Fahrer abhängig. Ungeachtet der Verwendung als Quergetriebe für einen Frontantrieb oder als Längsgetriebe für einen Front- oder Heckantrieb können in einem MT üblicherweise die gleichen Bauelemente verwendet werden.

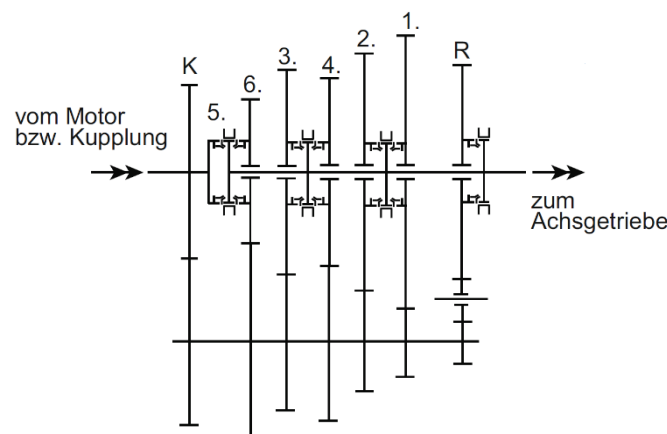


Abbildung 2-9: Struktur eines Handschaltgetriebes [4]

Ein MT besitzt einen einfachen konstruktiven Aufbau. Diese kompakte und zugleich sehr leichte Bauweise ermöglicht eine relativ preiswerte Herstellung. Besonders herausragend für ein MT ist der hohe mechanische Wirkungsgrad. Ebenso zeichnet sich diese Variante durch die Übertragungsmöglichkeit hoher Drehmomente aus.

### **2.3.2 Automatisiertes Schaltgetriebe**

Das automatisierte Schaltgetriebe (AST) hat grundsätzlich den gleichen einfachen konstruktiven Aufbau wie ein MT, weist jedoch unterschiedliche Automatisierungsgrade auf. Zusätzlich verbaute Aktuatoren können pneumatisch, hydraulisch oder elektrisch die Kupplungsbetätigung für eine Teilautomatisierung übernehmen. Um ein AST voll zu automatisieren, müssen die Aktuatoren den Gangwechsel eigenständig durchführen.

Neben dem Vorteil, dass der Fahrer bei der Bedienung stark entlastet wird, ergibt sich bei dieser Variante die Möglichkeit, eine Schaltstrategie zu implementieren. Diese kann zum einen dem Fahrer ein besonderes Maß an Sportlichkeit vermitteln, zum anderen die Umwelt durch eine kraftstoffsparende Auslegung entlasten. Die Strategie für die einzelnen Bauteile kann verschleißminimierend ausgelegt werden. Wie bei einem MT ist der mechanische Wirkungsgrad bei einem AST sehr hoch und die Herstellung preisgünstig. In der Regel können die beiden Getriebe aufgrund der ähnlichen Bauform an der gleichen Produktionslinie gefertigt werden. Die vergleichsweise langsamen Schaltungen und die Zugkraftunterbrechung während eines Gangwechsels wirken bei diesem Getriebe erheblich Komfort einbüßend. Dem entgegengesetzt werden in einigen Anwendungsfällen in der Nutzkraftfahrzeugbranche Drehmomentwandler anstatt Trockenkupplungen verbaut, was hohe Wirkungsgradverluste mit sich bringt.

### **2.3.3 Stufenautomatikgetriebe**

Stufenautomatikgetriebe (AT) sind aus einer unterschiedlichen Anzahl von kombinierten Planetenradsätzen (5) sowie reibschlüssigen Schaltelementen, den Kupplungen (2) und Bremsen (1), aufgebaut (s. Abbildung 2-10). Als Anfahrlement fungiert ein Drehmomentwandler (4), der ein nahezu verschleißfreies Anfahren ermöglicht. Darüber hinaus dämpft dieser Schwingungen im Antriebsstrang. Mittels der reibschlüssigen Schaltelemente können zugkraftunterbrechungsfreie Schaltvorgänge bei einer variablen Übersetzungsänderung dargestellt werden. Trotz der hohen Drehmoment- und Leistungsdichte dieser Getriebebauart sind AT stark verlustbehaftet und verursachen einen vergleichsweise erhöhten Kraftstoffverbrauch. Die Implementierung einer intelligenten Schaltstrategie wirkt diesem Sachverhalt ebenso wie der Einsatz einer Wandlerüberbrückungskupplung (3) entgegen. Der schlechte Wirkungsgrad und der erhöhte Kraftstoffverbrauch werden so teilweise

kompensiert. Ist der Einsatz des Drehmomentwandlers in der aktuellen Fahrsituation nicht notwendig, so wird dieser für eine effizientere Leistungsübertragung mechanisch überbrückt. Die Planetenbauweise ermöglicht einen kompakten Bauraum und wirkt sich insbesondere bei der Bauraumgestaltung von Standardantrieben vorteilhaft aus.

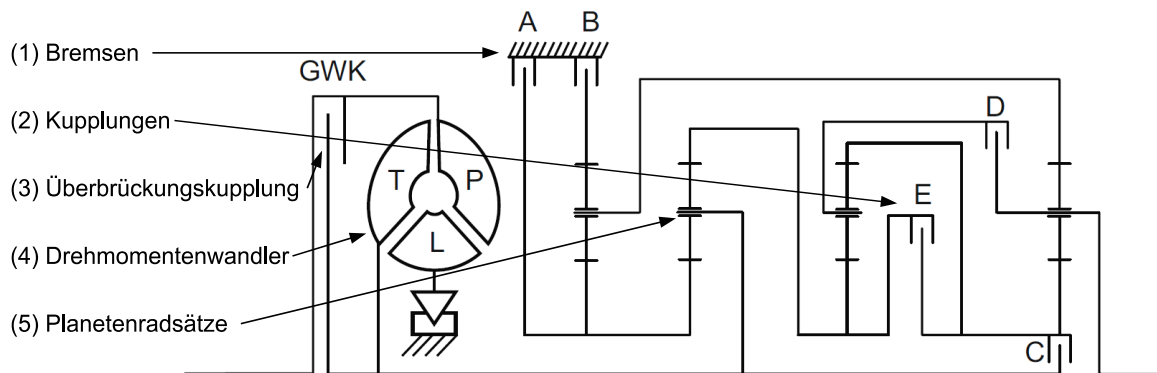


Abbildung 2-10: Struktur eines Automatikgetriebes [4]

### 2.3.4 Doppelkupplungsgetriebe

Das lastschaltende Doppelkupplungsgetriebe (DKG) greift grundlegend die Technologie von einem MT auf. Eine Übersetzung von An- zu Abtrieb wird mittels Stirnradverzahnungen realisiert. Die Verwendung von Gleichteilen zu einem MT führt zu geringen Herstellungskosten. Abbildung 2-11 zeigt, dass sich diese Getriebebauart durch zwei Getriebeeingangswellen kennzeichnet, die jeweils eine separate Kupplung zum Antrieb besitzen und konstruktiv durch eine Hohl- sowie Vollwelle realisiert werden. Das eine Teilgetriebe trägt die Zahnräder der geraden Gänge, das andere die der ungeraden Gänge.

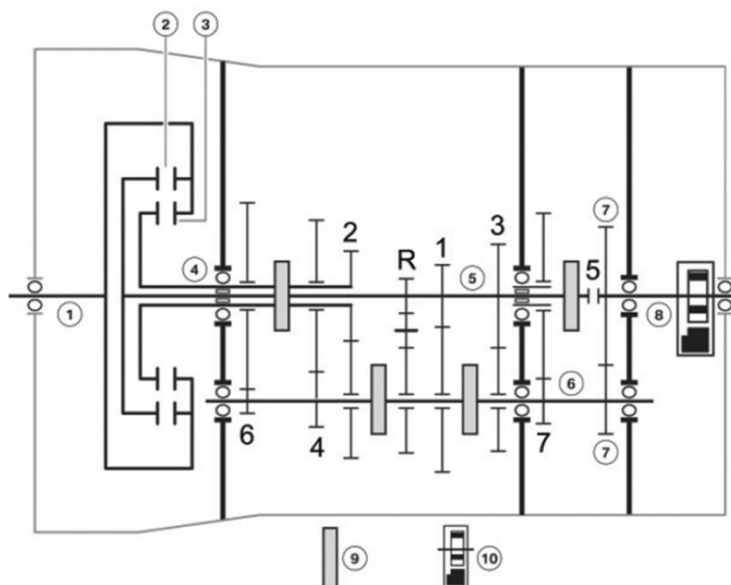


Abbildung 2-11: Siebengang DKG von GETRAG [14]



Während eines Schaltvorgangs werden die Gänge im jeweiligen lastfreien Teilgetriebe vorgewählt. Anschließend wird die Kupplung des gegenwärtig eingelegten Ganges geöffnet und die des vorgewählten Ganges unter Last mittels einer Drehmomentübergabe gleichzeitig geschlossen. Die zwei Kupplungen können abhängig vom benötigten Drehmomentbereich als Trockenkupplung oder nasslaufende Lammellenkupplung ausgelegt werden. Die Gangwechsel von Doppelkupplungsgetrieben sind in der Regel frei von Zugkraftunterbrechungen und außerordentlich schnell in der Durchführung. Aus diesem Grund werden sie bevorzugt in sportlichen Fahrzeugen eingesetzt.

Im Vergleich zu einem AT weist das DKG eine effizientere Leistungsübertragung auf. Die formschlüssigen Schaltelemente und die reduzierte Anzahl offener Lastschaltelemente sind hierfür die Ursache. Diese Bauart des Doppelkupplungsgetriebes begünstigt vergleichsweise zum MT, AST und AT eine optimierte Kraftstoffverbrauchsauslegung. Der mechanische Wirkungsgrad ist besser als der in einem AT, aber gegenüber dem MT und AST geringer. Dies kann durch die Auslegung einer intelligenten Schaltstrategie ausgeglichen werden. Besonders positiv gestaltet sich beim DKG der geringe Bauraumbedarf für Einbauten von Front-Quermotoren, hingegen vergrößert sich der benötigte Raum bei Standardantrieben nachteilig.

### **2.3.5 Stufenloses Getriebe**

Ein stufenloses Fahrzeuggetriebe (CVT) weist eine komplett variable Übersetzungsänderung auf. Die stufenlose Änderung wird zum Beispiel mit zwei Variatoren und einer Gliederbandkette realisiert (s. Abbildung 2-12). Hiermit können Drehmoment und Drehzahl der aktuellen Fahrsituation stufenlos angepasst werden und erlauben dem Motor stets im optimalen Betriebspunkt zu arbeiten.

Der Kraftstoffverbrauch und die Emissionsmenge werden im Vergleich zu anderen Getriebevarianten signifikant reduziert. Des Weiteren wirkt sich diese Bauweise positiv auf das Beschleunigungs- und das Akustikverhalten aus. Der geräuschärmere Aggregatsbetrieb steigert ebenso wie der Entfall des klassischen Schaltvorgangs das Komfortverhalten. Der Fahrer wird in hohem Maße entlastet. Für die Verwirklichung eines Rückwärtsganges ist die Implementierung eines zusätzlichen Planetenradsatzes notwendig, der die Drehrichtung umkehrt. Der Einsatz dieser zusätzlichen Bauteile beeinflusst die Bauraum- und Gewichtseigenschaften negativ. Gegenwärtig mangelt es noch an der Kundenakzeptanz für stufenlose Fahrzeuggetriebe. Der Fahrer kann sich nur schwer an die Situation gewöhnen, dass ein Fahrzeug im Beschleunigungsfall mit konstanter Motordrehzahl fährt. CVT Regelstrategien bieten daher oftmals ein Schaltprogramm an, das feste Übersetzungsstufen

imitiert. Dadurch werden deutlich die theoretischen Vorteile in ihrer Wirkung reduziert.

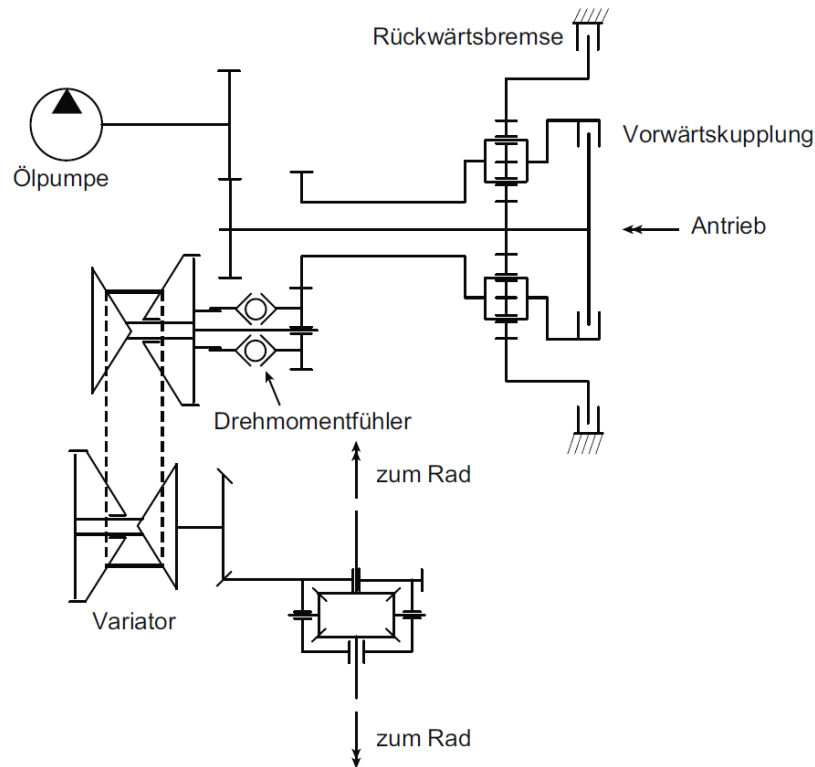


Abbildung 2-12: Getriebeschema des Multitronic-Getriebes der Audi AG [4]

### 2.4 Berechnung von Fahrzeuggetriebekenngrößen mit Matrizen

Die Kinematik und Kinetik von Fahrzeuggetrieben lässt sich mithilfe von linearen Gleichungen formulieren. Das sich daraus ergebende Gleichungssystem kann in der Matrixschreibweise übersichtlich dargestellt werden. Diese begünstigt zum einen die automatische Aufstellung der komplexen Gleichungssysteme und zum anderen die Verwendung einfacher und effizienter mathematischer Lösungsverfahren. In der vorliegenden Arbeit wird mittels der inversen Koeffizientenmatrix eine Lösung herbeigeführt (s. Gleichung (2-17)).

$$U_x = A_x^{-1} \cdot R_x \quad (2-17)$$

Abbildung 2-13 zeigt eine beispielhafte Getriebestruktur, die in der folgenden wissenschaftlichen Arbeit regelmäßig für die Erläuterung relevanter Sachverhalte herangezogen wird. Hierfür weist die Struktur eine hohe Vielseitigkeit auf. Sie beinhaltet eine EM, vier Schaltmöglichkeiten, die zu zwei Schaltelementen gekoppelt sind, zwei Planetenradsätze sowie zwei herkömmliche Stirnradverzahnungen. Für eine einfache Zuordnung werden die Wellen fortlaufend nummeriert und die Schaltelemente alphabetisch aufsteigend bezeichnet.

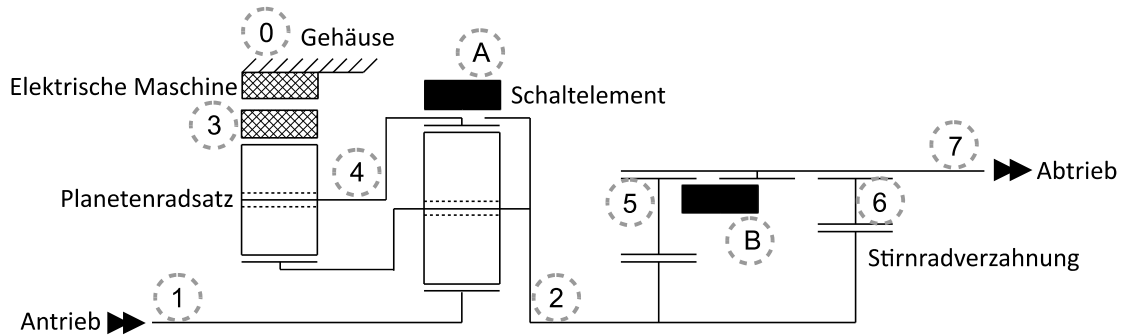


Abbildung 2-13: Getriebestrukturbeispiel

Die Beziehungen der Drehzahlen im beispielhaften Getriebe werden mittels der Grundgleichungen (2-6) und (2-13) zunächst folgendermaßen beschrieben.

$$0 = n_2 - n_3 \cdot i_{0,1} - n_4 \cdot (1 - i_{0,1}) \quad (2-18)$$

$$0 = n_1 - n_4 \cdot i_{0,2} - n_2 \cdot (1 - i_{0,2}) \quad (2-19)$$

$$0 = n_2 - n_5 \cdot i_{2,5} \quad (2-20)$$

$$0 = n_2 - n_6 \cdot i_{2,6} \quad (2-21)$$

Sowohl Schaltelement A als auch Schaltelement B sind aktiv im Kraftfluss involviert. Sie verbinden zwei Getriebewellen miteinander. Daher ergibt sich für das vorliegende Beispiel eine Drehzahlgleichheit der Wellen zwei und vier, sowie der Wellen fünf und sieben.

$$n_2 = n_4 \quad (2-22)$$

$$n_5 = n_7 \quad (2-23)$$

Darüber hinaus sind die nachstehenden kinematischen Randbedingungen bekannt, die das Gleichungssystem vollständig bestimmen (s. Gleichung (2-24), (2-25)).

$$n_0 = 0 \quad (2-24)$$

$$n_1 = n_{an} \quad (2-25)$$

Diese acht Gleichungen werden nun in eine Matrixgleichung übertragen. Diese setzt sich zusammen aus der Koeffizientenmatrix  $A_n$ , dem unbekanntem Drehzahlvektor  $U_n$  und dem Lösungsvektor  $R_n$ .

Nach dem gleichen Prinzip lassen sich auch die kinematischen Zusammenhänge im Beispielgetriebe ermitteln (s. Gleichung (2-26)). Die Drehmomentberechnung ist in der Regel etwas komplexer, da die Anzahl der unbekanntem Variablen und damit auch die Anzahl der Gleichungen signifikant steigen. So werden in dieser Matrixgleichung je nach Anwendungsfall neben den Drehmomenten auch die Wirkungsgrade,

Winkelbeschleunigungen und Trägheitsmomente untersucht. Ein ausführliches Beispiel kann bei Müller [15] nachgelesen werden.

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & -1 & i_{0_1} & 1 - i_{0_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 - i_{0_2} & 0 & i_{0_2} & 0 & 0 & 0 \\ 1 - i_{2_5} & 0 & -1 & 0 & 0 & i_{2_5} & 0 & 0 \\ 1 - i_{2_6} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & i_{2_6} & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} n_0 \\ n_1 \\ n_2 \\ n_3 \\ n_4 \\ n_5 \\ n_6 \\ n_7 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ n_{an} \end{pmatrix} \quad (2-26)$$

## 2.5 Syntheseverfahren zur Entwicklung von Fahrzeugstrukturen

Die Getriebeentwicklung gliedert sich in die vier Teilprozesse Planen, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten [16]. Das Prinzip der Getriebesynthese wird in der Konzeptphase angewendet, um den Konstrukteur die effizientesten und wirkungsvollsten Lösungsvarianten zur Verfügung zu stellen. Mit der systematischen Synthese sollen für die geplanten Rahmenbedingungen auch unkonventionelle Strukturvarianten auf ihr Potenzial für die zu ermittelnde Lösungsmenge untersucht werden.

Neben der Synthese mechanischer Getriebestrukturen ist es für die Auslegung zukünftiger Antriebsstränge von hoher Bedeutung eine EM mit zu berücksichtigen. Ruoff [17] [18], der in seinen Untersuchungen zur Fahrzeuggetriebeauslegung die Effizienz und den Fahrkomfort mit einer hohen Getriebespreizung sowie Ganganzahl steigert, zeigt das dieses Potenzial ebenso durch den Einsatz einer EM zu erreichen ist.

Effiziente Syntheseverfahren werden in der Fahrzeuggetriebeentwicklung erst seit einigen Jahren eingesetzt. Zuvor basierte die Lösungsfindung ausschließlich auf dem Wissen, dem Ideenreichtum und der Erfahrung des zuständigen Entwicklungsingenieurs, da für die Praxis anwendbare Lösungsszenarien fehlten. Im Folgenden werden daher Syntheseverfahren für konventionelle und hybridisierte Getriebestrukturen aus dem aktuellen Stand der Forschung dargestellt, sowie Methoden zur Bewertung synthetisierter Getriebestrukturen.

### 2.5.1 Syntheseverfahren für Planetenradsätze

Erste Untersuchungen zur Synthese von Planetenradsätzen gehen bis in die Siebzigerjahre zurück. Ott [19] entwickelte ein Verfahren zur Erzeugung verschiedenster Kombinationen zweier Planetenradsätze mit vier denkbaren Schaltelementen und den zugehörigen Übersetzungsmöglichkeiten. Ebenso geht der Drehzahlleiterplan, eine graphische Methode von Helfer [20], auf diese Zeit zurück. Hiermit lassen sich

alle Bewegungszustände mehrgängiger Planetenradsätze aufzeigen sowie Übersetzungs- und Strukturänderungen überprüfen.

Li [21] entwickelt die Methode von Helfer in seiner Arbeit „Systematische Synthese mehrgängiger Planetengetriebe“ weiter, indem er als Grundlage für sein Syntheseverfahren Linien- und Schnittliniengraphen heranzieht. Viele weitere Forschungsergebnisse in diesem Bereich gehen auf Tsai [22] [23] zurück, der in diesem Zusammenhang erstmals die Graphentheorie für die Untersuchung der Planisierbarkeit von Getriebestrukturen anwendet. Auf diese Weise wird überprüft, ob die synthetisierten Getriebestrukturen in der Realität konstruierbar sind und somit tatsächlich in der Entwicklung einsetzbar sind. Stangl [24] und Kurth [25] bedienen sich dieser Erkenntnisse zur Visualisierung von Getriebestrukturen. Beide Forschungsarbeiten beschäftigen sich mit der Analyse von reduzierten Koppelgetrieben und geben für ein adäquates Syntheseverfahren Ansätze vor. Alle genannten Arbeiten weisen eine Unvollständigkeit im Hinblick auf ein für die Praxis anwendbares Syntheseverfahren auf. Im Einzelnen wurden entweder theoretische Einzelprobleme behandelt, der Lösungsraum mit Fallunterscheidungen stark eingeschränkt oder die Selektion der effizienten Strukturen aus der erarbeiteten Lösungsmenge unzureichend betrachtet.

Gumpoltsberger [26] gelingt es 2007 in seiner Dissertation „Systematische Synthese und Bewertung von mehrgängigen Planetengetrieben“ erstmalig, diese Probleme auf ein Minimum zu reduzieren und somit ein umfangreiches und effizientes Syntheseverfahren für Planetengetriebe darzustellen. Die entwickelte Methode erzeugt, analysiert und bewertet mehrgängige Planetengetriebe mit einer beliebigen Anzahl von Planetenradsätzen, Schaltelementen und Wellen. Abschließend wird eine Rangliste der effizientesten Getriebestrukturen gebildet, die sich auf eine geeignete, rechnerbasierte Nutzwertanalyse stützt. Diese Methode wird in der Dissertation von Müller [15] mit dem Thema „Beitrag zur systematischen, rechnergestützten Synthese und Bewertung mehrgängiger konventioneller und hybrider Planetenautomatikgetriebe“ 2012 wieder aufgegriffen. Hierbei werden bestehende Ansätze grundlegend neu oder effizienter gestaltet. Ein neuartiges iteratives Verfahren zur Generierung von Planetenradsatzstrukturen wird vorgestellt, welches besonders frühzeitig isomere Radsatzstrukturen erkennt und aus der Lösungsmenge eliminiert. Des Weiteren wird ein umfassendes Optimierungsverfahren beschrieben. Die Optimierung der Standübersetzung und der Schaltlogik wird hier in einem Syntheseschritt vereint. Der Fokus liegt jedoch in der Analyse der hybriden Funktionen. Meißner [12] baut in seiner Arbeit, in der er Getriebesysteme zur aktiven Drehmomentverteilung betrachtet, auf die Ansätze von Gumpoltsberger und Müller auf.

### **2.5.2 Syntheseverfahren für Stirnradgetriebe**

Die im vorangegangenen Kapitel 2.5.1 erörterte Grundlagenforschung zu Syntheseverfahren von Planetenradsätzen ist zugleich der Ausgangspunkt für die Synthese von Fahrzeuggetrieben mit Stirnradverzahnungen. Für konventionelle Handschaltgetriebe entwickelte Domain [27] eine systematische Synthese, die aussagekräftige Untersuchungen in diesem Bereich zulässt. Das Syntheseverfahren von Domain definiert zunächst die Getriebestrukturen mathematisch, um alle Bauteilkomponenten und deren Verbindungen untereinander berücksichtigen zu können. Für die Untersuchung der Konstruierbarkeit wird die Graphentheorie angewandt, wie daraufhin in allen weiteren Forschungen zu diesem Thema. Des Weiteren analysiert er die Zielübersetzungsreihe auf mechanische Abhängigkeiten. Um die relevanten Getriebestrukturen aus der Lösungsmenge hervorzuheben, führt Domain eine anforderungsorientierte gewichtete Bewertung durch.

Lesch [28] greift diese Methode in seiner Dissertation „Beitrag zur systematischen Synthese und Bewertung von Doppelkupplungsgetrieben“ auf und entwickelt diese entsprechend des geänderten Anwendungsfalls weiter. Die entwickelte Methode ermöglicht es, Doppelkupplungsgetriebestrukturen auf Basis einer definierten Anzahl von nicht lastschaltbaren Schaltelementen, Wellen, Wellensträngen und Radsätzen zu generieren. Des Weiteren analysiert Lesch verschiedene Konzepte zur Auslegung des Rückwärtsganges. Mithilfe eindeutig bestimmbarer Eigenschaften bewertet er die evaluierte Lösungsmenge und ermittelt eine Rangfolge der erzeugten Getriebestrukturen.

### **2.5.3 Syntheseverfahren zur Untersuchung von hybriden Getriebestrukturen**

Eine umfassende Grundlagenforschung zum Thema Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe erarbeitet Gitt [29] in seiner Dissertation 2004. Gitt untersucht mechanische Variatoren auf ihre Eingangsgrößen und leitet daraus ein Syntheseverfahren ab. Der zweite Teil seiner Arbeit beinhaltet eine Analyse von drei synthetisierten Stufenlosgetriebestrukturen und weiteren bestehenden Referenzstrukturen. Auf Basis einer Nutzwertanalyse stellt er die verschiedenen Konzepte gegenüber und bewertet diese.

Müller [30] stellt in einer Forschungsstudie 2007 ein Syntheseverfahren und Analyseansatz für leistungsverzweigte Mehrmodusfahrzeuggetriebe vor, in dem er sich vor allem auf Strukturvarianten mit mechanischen Variatoren und integrierten Elektromaschinen konzentriert. Zu einem späteren Zeitpunkt greift Müller [15] die

Erkenntnisse seiner Arbeit wieder auf und entwickelt damit die von Gumpoltsberger entwickelte Synthesemethode weiter. Die daraus resultierende Dissertationsarbeit ermöglicht eine tiefgreifende Betrachtung von parallelen Hybridkonzepten.

Schröder [31] entwickelt 2008 eine umfassende Methode zur Konzeptionierung leistungsverzweigter Getriebestrukturen für Hybridfahrzeuge. Der vorgestellte Konzeptprozess gliedert sich in die Anforderungsuntersuchung des Zielsystems um Randbedingungen zu definieren, die systematische Synthese und der simulationsgestützten Analyse der Konzeptmerkmale. Des Weiteren nimmt er in diesem Prozessschritt für die betriebswirtschaftliche Komponente eine erste Kostenanalyse vor und präsentiert am Ende eine geeignete Bewertungsmethode für ein optimales Konzept. Schröder geht hierbei nicht im Detail auf die Komponentensynthese der einzelnen Getriebebauteile ein.

Piechottka [32] [33] greift diese Methode in seinen Arbeiten auf. Er entwickelt ein Synthese- und Bewertungsverfahren für zukünftige Antriebsstrangkongzepte. Hierbei werden alle Komponenten hybrider Antriebsstränge Baugruppen zugeordnet und auf ihre wesentlichen Eigenschaften, Kennwerte und Funktionen reduziert. Basierend auf den definierten Ein- und Ausgängen der benannten Baugruppen werden die Kombinationsmöglichkeiten iterativ synthetisiert. Auf diese Weise können neben bekannten seriellen, parallelen und leistungsverzweigten Hybridstrukturen auch neuartige Mischformen betrachtet werden. Der Fokus dieser Methode liegt jedoch auf der Betrachtung des gesamten Antriebsstrangkongzeptes und nicht auf einer detaillierten Komponentensynthese eines hybridisierten Fahrzeuggetriebes.

Eine der aktuellsten Arbeiten in diesem Wissenschaftsfeld ist die Dissertation von Kluge [34] mit dem Thema „Synthese von Aktiv-Getrieben“. Kluge beschäftigt sich mit der Synthese von leistungsverzweigten Hybridgetrieben. Die Getriebestruktur ist durch Planetenradsätze, zwei elektrische Maschinen und formschlüssigen Schaltelementen geprägt. Für den Schaltablauf entwickelt Kluge einen untersuchenden Algorithmus. Darüber hinaus analysiert er die von Gumpoltsberger und Müller geprägte Graphentheorie zur Überprüfung der Konstruierbarkeit von Getriebestrukturen und schafft zwei wesentliche Verbesserungen. Zum einen werden die für den Aufbau des Graphen erforderlichen Elemente reduziert und zum anderen die Anzahl der zu überprüfenden Graphen verringert.

Syntheseverfahren, die im mechanischen Sinne hybridisierte Getriebestrukturen untersuchen, eine Kombination von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen, werden erstmalig in den Studien von Closset [35] und Schaller [36] betrachtet. Closset untersucht eine mögliche Verfahrenserweiterung in Anlehnung an die Ergeb-

nisse von Gumpoltsberger und Schaller konzentriert sich vor allem auf das Vergleichen von denkbaren Syntheseverfahren. Beide Arbeiten beinhalten kein vollständiges Syntheseverfahren.

### 2.6 Bewertungsmethoden für Fahrzeuggetriebe

Der Anspruch einer Bewertungsmethode ist es, eine kleine und geordnete Menge von Getriebestrukturen zu ermitteln, die aufgrund definierter Ziele die effizientesten und leistungsfähigsten Lösungen repräsentieren. Diese sollen im weiteren Produktentwicklungsprozess mittels einer ersten konstruktiven Ausarbeitung auf ihre weiterführenden Potenziale umfassend untersucht werden können.

Eine mögliche Methode zur Bewertung von Fahrzeuggetrieben ist beispielsweise die technisch-wirtschaftliche Analyse des VDI [37], die sich durch eine schnelle und einfache Umsetzung auszeichnet. Ebenso ist für den vorliegenden Sachverhalt die Verwendung des analytischen Hierarchieprozesses von Saaty und Vargas [38] denkbar. Dieser Prozess beruht auf Paarvergleichen und Matrizenoperationen.

Die Methode der anforderungsorientierten gewichteten Bewertung von Breiing und Konsale [39] [40] fand für die Analyse von synthetisierten Getriebestrukturen durch Domian [27] eine konkrete Anwendung. Ebenfalls wurde das Verfahren der Nutzwertanalyse von Zangemeister [41] in mehreren wissenschaftlichen Arbeiten zur Getriebeanalyse genutzt. Gumpoltsberger [26] hat dieses Verfahren erstmalig für Planetengetriebe und Lesch [28] für Doppelkupplungsgetriebe angewendet. Darüber hinaus wurden auch hybride Getriebestrukturen durch Müller [15] und Schröder [31] mit dieser Methode untersucht. Dieses transparente Verfahren lässt sich einfach auf spezifische Rahmenbedingungen anpassen und systematisch um weitere Teilaspekte ergänzen. Große Vorteile ergeben sich durch die rechnerbasierte Umsetzung und übersichtliche graphische Ergebnisdarstellung.

### 2.7 Das integrierte Produktentstehungs-Modell

Das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) ist ein generisches Metamodell, welches der Erfassung und Unterstützung von Produktentstehungsprozessen dient. Das System-Triple, welches die Grundlage der Produktentstehung bildet, besteht aus dem Ziel-, Handlungs- und Objektsystem. Abbildung 2-14 zeigt die drei Systeme mit ihren Beziehungen zu einander und den Wechselwirkungen zur Umwelt. [42] [43] [44] [45]

Innerhalb des **Zielsystems** wird der gewünschte zukünftige Zustand des Produktes beschrieben. Alle Rahmenbedingungen, Abhängigkeiten und Wechselwirkungen, die für die Entwicklung des Produktes notwendig sind, werden in diesem Teilsystem definiert. Das **Objektsystem** stellt die Lösungsmenge dar. Bestandteil sind alle



Erkenntnisse, Ressourcen, Ergebnisse sowie Zwischenergebnisse. Das **Handlungssystem** des Metamodells ist dafür zuständig das Zielsystem in das Objektsystem zu überführen. Hierbei umfasst es sämtliche Aktivitäten und Ressourcen, die dafür heranzuziehen sind.

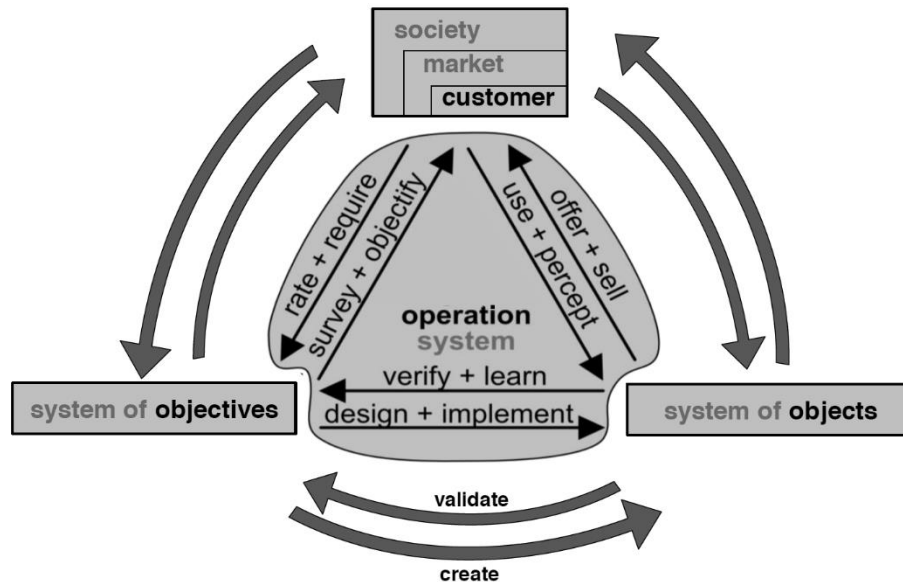


Abbildung 2-14: System-Triple im Zusammenspiel mit der Systemumwelt [45]

Die Summe aller Aktivitäten lässt sich in die Makroaktivitäten der Produktentstehung sowie in die Mikroaktivitäten, welche einem Problemlösungsprozess dienen (s. Abbildung 2-15) aufteilen. Die Aktivitäten der Produktentstehung gliedern sich in die Basisaktivitäten wie Projekte managen, Validieren und Verifizieren, Wissensmanagement sowie Änderungsmanagement und den Kernaktivitäten Profile finden, Ideen finden, Prinzip und Gestalt modellieren, Prototypenaufbau, Produzieren, Markteinführung analysieren, Nutzung analysieren sowie Abbau analysieren. Die Aktivitäten der Problemlösung umfassen den Problemlösungsprozess SPALTEN. Dieser Prozess kann für jede Makroaktivität angewendet und iterativ wiederholt werden, wie es die entsprechende Situation erfordert. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Aktivitäten des Handlungssystems kann in den wissenschaftlichen Arbeiten von Albers [42] [46] [47] nachgelesen werden. Die Umwelt umfasst alle Bestandteile, die nicht direkt in das System-Triple einzugliedern sind, aber dennoch einen Einfluss auf die Produktentwicklung ausüben. Zum Beispiel kann die Umwelt durch die Gesellschaft allgemein, die Marktsituation oder durch den Kunden direkt geformt werden.

Der maßgebende Erfolgsfaktor der Produktentstehung ist die Interaktion zwischen den einzelnen Teilsystemen sowie der Systemumwelt. Besonders hervorzuheben ist das Verfahren der Verifizierung und Validierung. Im Rahmen des Handlungssystems wird diese Aktivität kontinuierlich durchgeführt. Dabei werden die Ergebnisse

des Objektsystems mit den einzelnen Zielen des Zielsystems sowie durch den Kundengebrauch des Produktes mit den Anforderungen der Umwelt abgeglichen. Beispielsweise zeigt Ruoff [48] im Kontext des integrierten Produktentstehungs-Modells ein Verfahren, welches den Entwicklungsingenieur bei den komplexen Aktivitäten insbesondere der Modellierung wie auch der Validierung und Verifizierung für die Entwicklung effizienterer hybridisierter Antriebsstränge unterstützt.

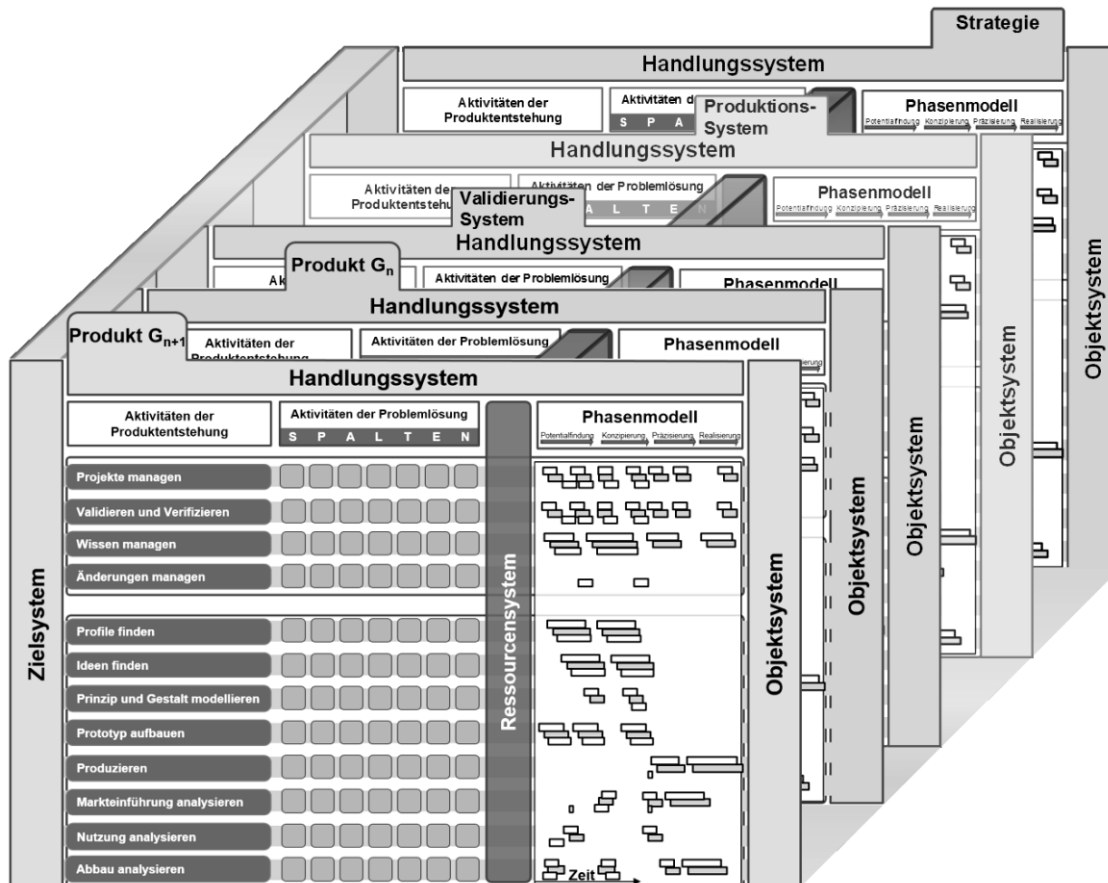


Abbildung 2-15: Das iPeM im Kontext der PGE [46]

Die Abbildung 2-15 zeigt das iPeM mit seinen verschiedenen Ebenen der Produktentstehung. Die Darstellung demonstriert beispielsweise ein gleiches Vorgehen der Modellierung für die erste Produktgeneration sowie weiteren Generationen. Die Prozesse im Phasenmodell können zwischen dem initialen Produkt und der abgeleiteten Produkten abweichen. Diese Produktgenerationsentwicklung (PGE) wird von Albers [49] wie folgt definiert:

*Die Produktgenerationsentwicklung ist die Entwicklung einer neuen Generation eines technischen Produkts, die sowohl durch die Anpassung von Teilsystemen als Übernahmeveränderung als auch durch eine signifikante Neuentwicklung von Teilsystemen charakterisiert ist. Neu entwickelte Anteile technischer Pro-*

*dukte können durch Gestalt- und durch Prinzipvariation realisiert werden. Neue Produktgenerationen basieren immer auf Referenzprodukten, welche die grundsätzliche Struktur beschreiben.*

Jede Weiterentwicklung in der PGE basiert auf einem oder mehreren Referenzprodukten. Dabei kann in unternehmensinterne und -externe Referenzprodukte unterschieden werden. Abhängig von der Art der Abweichung existieren drei verschiedene Variationsmöglichkeiten. Das sind die Übernahmevariation, die Gestaltvariation und die Prinzipvariation. Detaillierte wissenschaftliche Erläuterungen zur PGE sind in den Werken von Albers [46] [50] [51] [52] zu finden.



---

## 3 Zielsetzung

Kapitel 3 beinhaltet die Spezifikation einer detaillierten Zielsetzung für die vorliegende wissenschaftliche Arbeit. Auf Basis des im vorangegangenen Kapitel dargelegtem Stand der Forschung werden Handlungsbedarfe, die im Zusammenhang mit der Wissenschaft der systematischen Getriebesynthese stehen, herausgearbeitet und diskutiert. Der Arbeit werden Forschungshypothesen zu Grunde gelegt und eine Zielsetzung abgeleitet. Eine genaue Darstellung der Vorgehensweise beschreibt den Weg zur Beantwortung der abgeleiteten Forschungsfragen.

### 3.1 Handlungsbedarfe

In den letzten Jahren wurde die Forschung von systematischen Getriebesyntheseverfahren deutlich verstärkt. Die genaue Betrachtung des aktuellen Forschungsstandes zeigt, dass viele Verfahren zur Synthese von Planetengetrieben, Stirnradverzahnungen oder hybridisierten Strukturen neu entwickelt oder in ihrer Effektivität und Effizienz durch Weiterentwicklungen von Teilsystemen verbessert wurden. Als nächster Entwicklungsschritt ergibt sich der Bedarf diese drei Teilgebiete gemeinschaftlich zu betrachten.

Im Rahmen dieser Arbeit soll daher eine systematische Synthese für hybridisierte Getriebestrukturen, gebildet durch Planetenradsätze und Stirnradverzahnungen, betrachtet werden. Die Hybridisierung soll durch eine in die Getriebestruktur fest eingebundene EM realisiert werden. In Anlehnung an Kluge [34] sollen im zu untersuchenden Getriebekonzept zur Reduzierung des Bauraumbedarfes ebenso form-schlüssige Schaltelemente herangezogen werden. Um zusätzlichen Bauraum einzusparen, ist es denkbar, einzelne SE mit einander zu koppeln. Die Funktion zwei einzelner Schaltelemente soll durch ein komplexes SE realisiert werden. Die feste Einbindung der EM in die Getriebestruktur und die Zusammenfassung verschiedener Schaltelemente zu einem gemeinsamen Bauteil erfordern einen höheren Aufwand zur Überprüfung der Konstruierbarkeit der Getriebestrukturen. Die beiden Sachverhalte sollen daher zur Untersuchung in ein adäquates Verfahren eingebunden werden, beispielsweise das von Gumpoltsberger [26] auf der Graphentheorie basierende. Die Verwendung einer Kombination von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen ermöglicht eine Realisierung fester Getriebegänge über verschiedene

Lastpfade. Diese Variationsmöglichkeit erfordert eine genaue strategische Betrachtung der Gangverteilung.

Weiterhin erfordert das neue Getriebekonzept eine umfassende Betrachtung zur Bewertung der synthetisierten Getriebestrukturen. Aufgrund des veränderten Zielsystems in dieser Produktgeneration werden neue aussagekräftige Bewertungskriterien für die Verifizierung benötigt. Diese gilt es mathematisch zu definieren, eindeutige Grenzen festzulegen sowie zu berechnen, um schlussendlich die Struktur bezüglich ihrer Eignung zur Weiterentwicklung einordnen zu können.

Der Stand der Forschung aus Kapitel 2.5 schildert den Entwicklungsprozess der Getriebestruktursynthese über die letzten fünf Jahrzehnte. Es wurden mehrmals neue Produktgenerationen der Synthese erarbeitet, die als Teilergebnis die Weiterentwicklung des Zielsystems hervorgebracht haben. Um eine effiziente und effektive Weiterentwicklung zu gewährleisten, bedarf es einer ausführlichen Ausarbeitung der wesentlichen Aufgaben des Menschen. Dabei sind zum einen Faktoren zu benennen, die mithilfe der Ergebnisse des Objektsystems zu einer Spezifizierung des Zielsystems führen und zum anderen Aufgaben, die erforderlich sind, um das Werkzeug der Getriebesynthese erfolgreich in das Handlungssystem einzugliedern. Diese Aufgabe ist existenziell, um mittels eines geänderten Zielsystems neue Ergebnisse kreieren zu können.

Ein weiterer Bedarf ergibt sich für die Analyse der Schaltabläufe der synthetisierten hybriden Getriebestrukturen, da diese im Vergleich zu bekannten Getriebebauarten verändert ablaufen müssen. Die EM kann dazu beitragen, zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen zu realisieren. Dabei kann die EM zugkraftunterstützend wirken oder die Zugkraftunterbrechung komplett kompensieren. In Abhängigkeit der Getriebestruktur sind verschiedene Betriebsmodi der EM während des Gangwechsels denkbar. Im generatorischen Betrieb ergibt sich folglich ein Rekuperationspotenzial der Energie.

## 3.2 Forschungshypothesen und Forschungsfragen

Der wissenschaftlichen Arbeit liegen die dargestellten Hypothesen zu Grunde.

### **Forschungshypothese 1:**

*Die Entwicklung hybridisierter Getriebestrukturen aus einer Kombination von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen kann durch eine systematische Getriebesynthese unterstützt werden.*

### **Forschungshypothese 2:**

*Die Bewertung synthetisierter Getriebestrukturen für zukünftige Anwendungsfälle erfordert eine effektive und effiziente Verifizierung.*

### **Forschungshypothese 3:**

*Der Mensch, als Zentrum des Handlungssystems, implementiert das Entwicklungswerkzeug der systematischen und rechnergestützten Getriebe-synthese in das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM).*

Die formulierten Forschungshypothesen sind als zentrale Annahmen in diesem Wissenschaftsfeld zu verstehen. Auf deren Grundlage werden Forschungsfragen abgeleitet, die im Rahmen der Dissertation zu bearbeiten sind. Die Antworten werden als wissenschaftlicher Beitrag ausgearbeitet und im abschließenden Kapitel 8 zusammenfassend diskutiert.

### **Forschungsfrage 1:**

*Wie kann eine rechnergestützte Getriebe-synthese für hybridisierte Getriebestrukturen, welche aus Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen zusammen gesetzt sind, systematisch durchgeführt werden?*

Das zu synthetisierende Getriebekonzept wird durch eine genaue Beschreibung des Zielsystems in Kapitel 4.1 charakterisiert. Für die Bearbeitung dieser Forschungsfrage werden existierende Syntheseansätze verbessert und hinsichtlich veränderter konzeptspezifischer Eigenschaften neue Algorithmen entwickelt.

### **Forschungsfrage 2:**

*Auf welche Art und Weise kann eine Strategie zur effektiven Gangverteilung in kombinierten Getriebestrukturen über verschiedene Lastpfade strukturiert aufgestellt werden?*

Der kombinierte Einsatz von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen ermöglicht es, die Getriebe-gänge über verschiedene Lastpfade darzustellen. Aus diesem Grund ist es möglich, verschiedenste Variationen aufzustellen, welcher Getriebe-gang über welchen Lastpfad zu realisieren ist. Es soll ein Algorithmus entwickelt werden, der die Gesamtheit aller Gangverteilungsstrategien betrachtet und im Hinblick auf definierte Prämissen filtert. Ein besonderer Fokus ist dabei auf die Direkt-schaltfähigkeit der sequenziellen sowie der Mehrfachschaltungen zu legen. Ebenso bedeutend ist die Erreichung einer adäquaten Gangabstufung.

### **Forschungsfrage 3:**

*Welche Aspekte müssen beim Einsatz kombinierter, formschlüssiger Schaltelemente bei der Entwicklung des Synthesealgorithmus berücksichtigt werden?*

Für eine signifikante Reduzierung des Bauraumbedarfes sollen für das zu synthetisierende Getriebekonzept formschlüssige Schaltelemente verwendet werden. Zwei einzelne Schaltelemente sind hinsichtlich höchster Effizienz zu einem Bauteil zu kombinieren. Daraus resultierende Einflüsse auf den Syntheseprozess sind zu analysieren und zu bearbeiten.

### **Forschungsfrage 4:**

*Welche Bewertungskriterien ermöglichen eine effektive und effiziente Verifizierung der synthetisierten Getriebestrukturen des zu untersuchenden Konzeptes?*

Es sollen aussagekräftige Kriterien für das neue synthetisierte Getriebekonzept entwickelt werden, die eine Verifizierung ermöglichen. Die Bewertungskriterien sollen quantitativ die konzeptspezifischen Eigenschaften in ihrer qualitativen Güte beschreiben. Eine eindeutige Definition sowie die Betrachtung der Systemgrenzen und Gewichtung sind dabei durchzuführen. Darüber hinaus sind aus den Ergebnissen dieser Arbeit, die Erkenntnisse abzuleiten, die eine Weiterentwicklung des Zielsystems für die nächste PGE bewirken.

### **Forschungsfrage 5:**

*Welche Leistungen müssen durch den Menschen erbracht werden, um die Getriebesynthese und Strukturanalyse als Werkzeug des Handlungssystems zur Erreichung des definierten Ziels erfolgreich durchzuführen?*

Bei der Bearbeitung dieser Frage soll darauf eingegangen werden, welche Aufgaben durch den Menschen initial durchgeführt werden müssen, um die Entwicklungswerkzeuge erfolgreich für die Produktentwicklung nutzen zu können. An welcher Stelle übernimmt der Mensch Schnittstellenthemen, um das Werkzeug in den Prozess der PGE einzubinden und welche Aktivitäten sind notwendig, um das Werkzeug zweckmäßig umzusetzen?

## **3.3 Vorgehensweise**

Für eine wissenschaftlich fundierte Beantwortung der Forschungsfragen ist es zunächst notwendig, die Vorgehensweise umfassend zu beleuchten.



Die Grundlage für die Bearbeitung aller Fragen bildet das Verfahren der Getriebesynthese. Zunächst muss eine klare Definition des Zielsystems erfolgen. Mithilfe der Getriebesynthese, als ein Werkzeug des Handlungssystems, kann dieses Zielsystem in ein konkretes Objektsystem überführt werden.

Kapitel 4 beinhaltet eine detaillierte Beschreibung des Zielsystems. Das zu synthetisierende Getriebekonzept wird mit allen Rahmenbedingungen und Abhängigkeiten beschrieben. Ebenso werden die Wechselwirkungen des Zielsystems mit der Systemumwelt aufgezeigt.

In Kapitel 5 erfolgt eine umfangreiche Darstellung des erarbeiteten Getriebesyntheseverfahrens. Die Synthese lässt sich im Rahmen des iPeMs als eine Aktivität der „Modellierung von Prinzip und Gestalt“ verstehen. Die Aktivität wird im globalen Getriebeentwicklungsprozess frühzeitig durchgeführt, um im Anschluss dem Konstrukteur besonders gut geeignete Getriebestrukturen vorzulegen. Durch das Verfahren der Getriebesynthese wird ein hohes Maß der Prinzipvariation der neuen Produktgeneration bewirkt, da komplett neue Strukturvarianten kreiert werden. Folglich sind funktionale und geometrische Komponenten in vollem Umfang neu auszulegen. Ebenso beinhaltet dieser Teil der wissenschaftlichen Arbeit die neu und weiter entwickelten Algorithmen für die Getriebesynthese, die dazu beitragen, die Forschungsfragen eins bis drei zu bearbeiten.

Die Durchführung des Bewertungsverfahrens aus Kapitel 6 ist als Verifizierungsprozess zu verstehen. Die mittels der Synthese erzeugte Lösungsmenge wird im ersten Schritt auf ihre technische Umsetzbarkeit geprüft. Die für Forschungsfrage vier entwickelten Bewertungskriterien dienen der Ermittlung einer verifizierten Systemreihenfolge. Alle erzeugten Getriebestrukturen werden bezüglich ihrer Güte für zukünftige Anwendungsfälle geordnet.

Kapitel 7 gibt einen Überblick über die im Rahmen der Dissertation ermittelten Getriebestrukturen und leitet daraus technische Erkenntnisse ab, die für die Weiterentwicklung des Zielsystems der nachfolgenden Produktgeneration bedeutsam sind. Dieser Sachverhalt und fortwährende Erkenntnisse der Kapitel 4 bis 7 tragen zur Bearbeitung der fünften Forschungsfrage bei.

Die Ergebnisse der Forschungsarbeit werden abschließend in Kapitel 8 zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf künftige Forschungsaktivitäten gegeben.



---

## 4 Konzeptidee eines neuen elektrifizierten Fahrzeuggetriebes

Die Grundidee des zu synthetisierenden Getriebekonzeptes basiert auf der von Hirzel [53] verwendeten Getriebestruktur. Die analysierte Struktur beinhaltet zusätzlich eine Drehmoment generierende Komponente, welche zwischen An- und Abtriebswelle direkt in einem Wechselgetriebe angeordnet ist. Das Antriebsaggregat, welches vorwiegend den Vortrieb des Fahrzeuges gewährleistet, wird weiterhin durch einen VM realisiert. Die zusätzliche Komponente wird durch eine EM dargestellt. Diese kann zeitweise ebenso das Fahrzeug antreiben.

Dieses Konzept wird in der vorliegenden Arbeit als das Zielsystem des zu entwickelnden Produktes verstanden und dementsprechend verwendet. Das folgende Kapitel beschreibt dieses mit allen Anforderungen und Rahmenbedingungen im Detail. Alle damit in Verbindung stehenden Potenziale, die zu einer umfänglichen Konzeptionierung dieses System führen, werden diskutiert.

### 4.1 Beschreibung des Zielsystems

Das Getriebekonzept besitzt eine Eingangswelle (4), welche direkt vom VM angetrieben wird, und eine Ausgangswelle (5), die über den restlichen Teil des Antriebsstranges zu den Antriebsrädern führt. Kennzeichnend für das zu untersuchende Konzept sind, ähnlich wie bei einem DKG, die zwei parallelen Lastpfade (3). Während über den einen Lastpfad konventionelle mechanische Übersetzungsstufen realisiert werden, ermöglicht der zweite neben der mechanischen Variante die Übertragung eines elektrisch stufenlos wählbaren Drehmoments bzw. Drehzahl. Das eine Teilgetriebe bedient sich der Vorzüge eines manuellen Schaltgetriebes und setzt die Übersetzungsstufen daher mit herkömmlichen Stirnradverzahnungen (7) um. Das zweite Teilgetriebe besteht aus einer Kombination eines Umlaufrädergetriebes (2) sowie Stirnradverzahnungen und gestattet somit weitere Übersetzungsstufen, wie Abbildung 4-1 zeigt. Dieses Umlaufrädergetriebe wird mittels eines gekoppelten Planetenradsatzes umgesetzt. Des Weiteren ist im Lastpfad des zweiten Teilgetriebes die EM (1) integriert. Diese wird neben der Darstellung von Hybridfunktionen auch Getriebefunktionen ausüben, wie durch Hirzel [53] beschrieben.

Eine Aufgabe der EM ist es die Zugkraftunterstützung umzusetzen, damit eine vollkommene Lastunterbrechung beim Schaltvorgang vermieden wird. Das stufenlos einstellbare Drehmoment der EM gewährleistet diese Funktionalität. Ebenso soll das Aggregat die Drehzahldifferenz der zu koppelnden Getriebewellen abbauen. Dieser Vorgang ist deutlich präziser regelbar als die herkömmliche Variante mittels VM und Synchronisationselementen. In Abhängigkeit der Typologieauslegung befindet sich die EM während dieses Prozesses im motorischen oder im generatorischen Betriebsmodus. Für die Auslegung der Kennzahlen der EM wird die Annahme getroffen, dass die Leistung des Aggregates ausreichend ist, um die beschriebenen dynamischen Funktionalitäten adäquat umzusetzen.

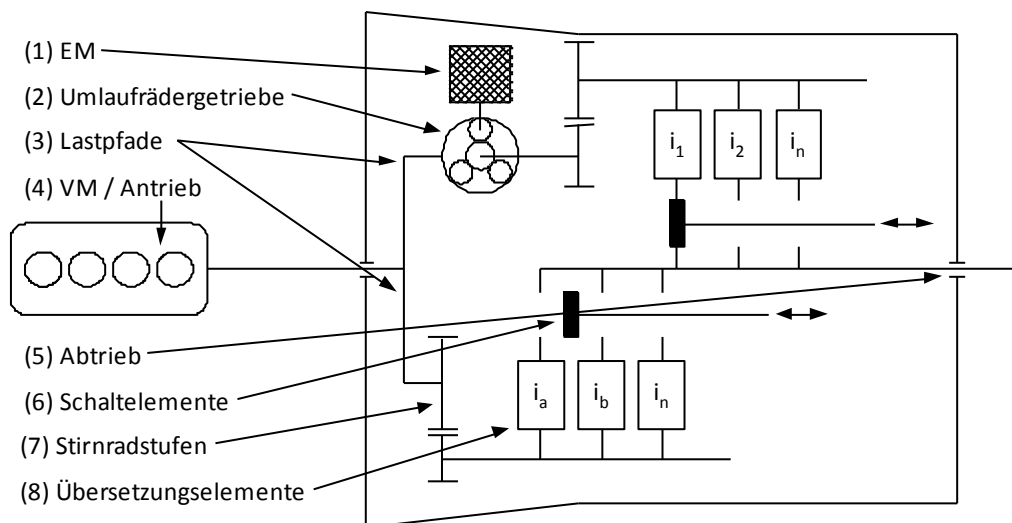


Abbildung 4-1: Aufbau des zu analysierenden Getriebekonzeptes

Die Verwendung der für das zweite Teilgetriebe vorgesehenen Planetenradsatzstruktur erlaubt eine einfache konstruktive Umsetzung der Reversiereinheit. Bestimmte Betriebszustände eines Planetenradsatzes bewirken eine Drehrichtungs-umkehr. Die EM allein kann auch als Reversiereinheit fungieren.

Die Verwendung von formschlüssigen Schaltelementen reduziert die Schleppverluste und den Bauraumbedarf sowie die notwendige Kraft für die Schaltaktuatorik. Aus diesem Grund werden formschlüssige Schaltelemente für das zu untersuchende Fahrzeuggetriebekonzept den reibschlüssigen vorgezogen. Zur Realisierung zugkraftunterbrechungsfreier Schaltungen ist die mittels der EM stufenlose Übersetzungsvariation Voraussetzung für die Verwendung von formschlüssigen Schaltelementen. Infolgedessen weicht der Schaltablauf vom herkömmlichen Schaltablauf in Automatikgetrieben ab. Der Ablauf, wie auch von Hirzel [53] und Kluge [34] verwendet, muss sich aus drei Phasen zusammensetzen:

- I. Die EM tritt aktiv in den Leistungsfluss ein und entlastet das zu öffnende SE des IST-Ganges.

- II. Die Synchronisation erfolgt elektrisch mittels der stufenlos regelbaren Drehzahlverstellung.
- III. Das zuschaltende SE des ZIEL-Ganges ist zu schließen.

Demnach kann bei einem Gangwechsel von zugkraftunterbrechungsfreien Schaltungen stets nur ein SE geöffnet und eines geschlossen werden. Das öffnende SE darf dabei nicht den Lastpfad zwischen EM und Abtrieb unterbrechen. Es ist eine notwendige Bedingung alle sequenziellen Schaltungen direkt auszuführen. Die Direktschaltfähigkeit der Mehrfachschaltungen ist anzustreben. Prädiktionsvorgänge sind ebenso Schaltvorgänge, die jedoch keine Übersetzungsänderung verursachen. Diese Vorgänge sind dafür zuständig in Abhängigkeit der aktuellen Fahrsituation das Getriebe für eine anstehende Direktschaltung ideal vorzubereiten. Um den Bau- raumbedarf weiter zu reduzieren, sind die Schaltelelemente effektiv miteinander zu kombinieren. Die Funktion zwei einzelner Schaltelelemente soll durch ein komplexes SE realisiert werden. Daraus ergeben sich Abhängigkeiten für die Verteilung der festen Gänge auf die verschiedenen Lastpfade. Die Verwendung dieser Schaltele- mente gestattet eine mechanische Entkopplung der Lastpfade vom restlichen An- triebsstrang. Aus diesem Grund und dem Sachverhalt heraus, dass die EM den An- fahrvorgang realisieren soll, ist es für die beiden Lastpfade denkbar eine zusätzliche Anfahr- oder Trennkupplung antriebsseitig entfallen zu lassen.

Diese leistungsverzweigte Hybridstruktur bringt einige Vor- und Nachteile hervor, die für die anschließende Synthese die Rahmenbedingungen bilden. Die relevanten Sachverhalte sind daher im Folgenden noch einmal zusammengefasst.

- + Die Struktur unterstützt zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen mit kombinierten formschlüssigen Schaltelelementen. Zur Rea- lisierung eines direkten Übersetzungswechsels darf unterdessen nur ein SE geöffnet und eines geschlossen werden.
- + Die EM realisiert eine aktive Synchronisation. Mithilfe einer elektrischen Drehzahlregelung wird die Differenzdrehzahl der für den Zielgang zu koppelnden Getriebewellen abgebaut.
- + Aufgrund der leistungsverzweigten Struktur wird ein Teil der Leistung während einer Kraftübertragung durch den elektrifizierten Lastpfad weiterhin mechanisch im Getriebe übertragen. Daher ist eine im Vergleich zum VM kleinere Dimensionierung des elektrischen Aggregates ausreichend.
- In einem mechanisch fest übersetzten Gang muss die EM lastfrei und permanent mitdrehend sein. Es darf keine feste Kopplung

zum Gehäuse vorliegen. So kann gewährleistet werden, dass sie stets für alle Hybrid- und Getriebefunktionen zur Verfügung steht.

- Die EM benötigt für einem im motorischen Betriebsmodus ausgeführten Gangwechsel Energie aus einer Fahrzeugbatterie. Da die Möglichkeit eines Gangwechsels stets gewährleistet sein muss, ist der Anspruch an ein intelligentes Energiemanagement besonders hoch.

### **4.2 Potenziale in Korrelation zwischen Systemumwelt und Zielsystem**

An dieser Stelle soll auf die größten Potenziale des zu untersuchenden Getriebekonzeptes eingegangen werden. Die Potenziale begründen die Ausarbeitung des Zielsystems mit den entsprechenden Rahmenbedingungen durch den Entwicklungsingenieur. Das Zielsystem und die Systemumwelt stehen in einer permanenten Korrelation zueinander. Die verschiedenen Teile der Systemumwelt haben zur Ausbildung der Potenziale geführt, wie beispielsweise die schärferen Gesetzgebungen zu Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen, das Interesse des wertschöpfenden Unternehmens an eine adäquate Wirtschaftlichkeit des Produktes, die Innovationsanforderungen der Märkte oder das veränderte Bewusstsein der Menschen zur Mobilität. Mit fortlaufender Produktentwicklung werden die Annahmen, die der Definition des Zielsystems zu Grunde liegen, wiederum mit der sich wandelnden Systemumwelt abgeglichen und führen gegebenenfalls zu einer weiteren Spezifizierung des Systems.

Auf die mittels der EM neu realisierbaren Funktionen, die sowohl einen erheblichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch besitzen als auch eine deutliche Verbesserung der Dynamikeigenschaften hervorbringen, ist ein besonderes Augenmerk zu legen. Ebenso bedeutsam ist die Analyse der Bauraum-, Gewichts- und Kostenparameter. Die folgende Abbildung 4-2 gibt einen Überblick über die einzelnen Stoßrichtungen der Potenziale.

Das Entfallen der antriebsseitigen Anfahr- bzw. Trennkupplung und der reibschlüssigen Schaltelemente reduziert die gewöhnlich anfallenden Schleppverluste beträchtlich und verringert den Kraftstoffverbrauch. Die EM übernimmt im zu untersuchenden Getriebekonzept die Synchronisationsaufgabe. Mithilfe einer Drehzahlregelung baut diese die Differenzdrehzahlen der am Schaltvorgang beteiligten Getriebewellen ab. Der Bedarf von aufwändig konstruierten Synchronisationselementen im Getriebe wird eliminiert und somit die Effizienz gesteigert. Durch die Verwendung der EM ergeben sich die notwendigen Vorraussetzungen für die Nutzung einer elektrischen Schaltstangenbetätigung. Die Aktuatorik kann vollständig

elektrisch durchgeführt werden. Der daraus resultierende Entfall einer hydraulischen Steuereinheit senkt den Verbrauch in besonderem Maße.

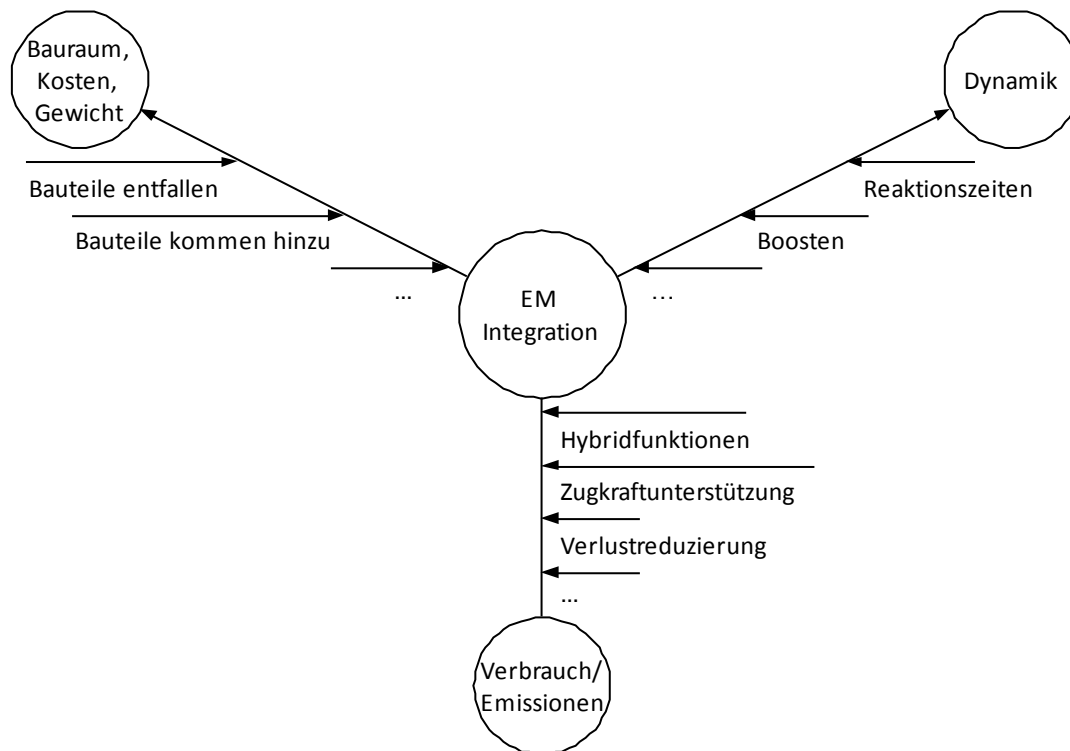


Abbildung 4-2: Stoßrichtungen der konzeptspezifischen Potenziale

Basierend auf dem fahrzeugspezifischen Hybridisierungsgrad werden verschiedene Hybridfunktionen verwirklicht. Bereits bei der einfachsten Auslegung als elektrifiziertes Grundgetriebe mit geringer Speicherkapazität kann durch Rekuperation der Kraftstoffverbrauch signifikant beeinflusst werden. Neben der aus vielen Forschungsarbeiten bekannten Bremsrekuperation, die bereits in vielen Fahrzeugprojekten bekannter Automobilhersteller umgesetzt wurde, stellt die Rekuperation der Synchronisationsarbeit einen bemerkenswerten Fortschritt für eine positive Energiebilanz dar. In Abhängigkeit der Strukturauslegung des Getriebekonzeptes arbeitet die EM während des Synchronisationsprozesses bei bestimmten Gangwechseln generatorisch und erlaubt daher die Rekuperation der geleisteten Arbeit. Diese generatorisch realisierten Gangwechsel sollten vorzugsweise auf häufig stattfindende Betriebszustände fallen, die einen hohen Leistungsbedarf erfordern. Die Präzision des elektrisch gestalteten Synchronisationsprozesses trägt zu einer Verbesserung des dynamischen Getriebecharakters bei. Bei einer Vollhybridisierung des Antriebsstranges trägt die Perspektive des rein elektrischen Fahrens oder der Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors ebenso zur Verbesserung des Kraftstoffverbrauches bei. [54] [55]

Einen zusätzlichen Mehrwert kann der Fahrer aus den verbesserten Dynamikeigenschaften ziehen. Aufgrund des aggregatspezifischen Verhaltens einer EM, welches in Kapitel 2.1.2 dargestellt ist, ergeben sich für den Gangwechselprozess verkürzte Reaktionszeiten. Dies begründet sich durch das schnelle Ansprechverhalten der EM im Vergleich zur notwendigen Befülldauer einer nasslaufenden Getriebekupplung. Zudem ermöglicht das Antriebsaggregat die Zusatzfunktion des Boostens. Auf diese Weise wird dem Fahrzeug in Beschleunigungsvorgängen ein zusätzliches Drehmoment zur Verfügung gestellt. Dies steht bereits ab einer Aggregatdrehzahl von null zur Verfügung und vermittelt somit einen besonders sportlichen Fahrzeugcharakter. Die Konzeptidee erlaubt eine einfache Realisierung sowie komfortable und schnelle Durchführung von Mehrfachhochschaltungen sowie Mehrfachrückschaltungen, basierend auf einer angestrebten Direktschaltfähigkeit aller Schaltungen. Im Vergleich zu einem DKG ergibt dies eine nennenswerte Dynamiksteigerung.

Für die Umsetzung der Konzeptidee wird gegenüber elektrifizierten Fahrzeuggetriebeprojekten in der Vergangenheit eine Kostenneutralität des Projektes angestrebt, sowie ein konstantes Bauraumvolumen und Gewicht. Während viele Bauteilumfänge für das herkömmliche Getriebekonzept ausbleiben, ergeben sich aufgrund der Elektrifizierung neu zu integrierende Komponenten. Der Gewichtsumfang des Getriebes wird durch den Entfall eines Anfahelementes, der Synchronisationselemente, der Komponenten für die Hydrauliksteuerung inklusive einer reduzierten Ölmenge und einer reduzierten Anzahl von Zahnradpaaren verringert. Im Gesamtfahrzeugverbund fallen in Abhängigkeit des Fahrzeughybridisierungsgrades zusätzlich der Generator und gegebenenfalls der Anlasser weg. Bei einem mit diesem Getriebekonzept voll hybridisierten Fahrzeug muss jedoch eine zusätzliche Startvorrichtung für den VM verbaut werden. Diesem steht in der Regel der sehr hohe zusätzliche Gewichtsanteil der EM, des Energiespeichers, einer Leistungselektronik für die Steuerung des zusätzlichen Antriebsaggregates und die Bauteile für die elektrische Aktuatorik gegenüber.

Zusammenfassend sind die Funktionalitäten aufgeführt, die sich grundsätzlich durch den Einsatz einer elektrischen Maschine in diesem Getriebekonzept ergeben.

- I. Als Erstes ist die Möglichkeit zu benennen, alle Hybridfunktionen mit ihren individuellen Vorzügen zu verwirklichen. Für die Erfüllung der gestellten Anforderungen ist es voraussichtlich notwendig, die EM hinsichtlich der Nennleistung so auszulegen, dass stets alle der bekannten Hybridisierungsgrade Mikro-, Mild- und Vollhybrid realisierbar sind. Die finale Einstufung des fahrzeugspezifischen Hybridisierungsgrades wird durch die Auswahl des Spannungs- und Kapazitätsniveaus des Energiespeichers bestimmt. Von dieser



Einstufung hängen im weiteren Entwicklungsprozess, wie in Tabelle 1 schematisch dargestellt, die Einsatzmöglichkeiten der Hybridfunktionen ab. Außerdem ist als konzeptspezifische Zusatzbedingung für die Umsetzung eines Vollhybrides der Einbau einer Zustarteinrichtung für den VM zu berücksichtigen. Die genannten Hybridisierungsgrade und Hybridfunktionen werden in der weiterführenden Literatur von Hoffman [54] im Detail erläutert.

- II. Des Weiteren eröffnet sich die Perspektive zum rein elektrischen Anfahren. Die Art der Anfahrt ist sehr flexibel applizierbar. Basierend auf einer definierten Zielvorstellung kann dieses Verhalten höchst dynamisch als auch sehr komfortabel gestaltet werden. Konzeptbedingt ist auch das Anfahren in einem anderen Gang erstklassig durchführbar.
- III. Zusätzlich entstehen zwei weitere Realisierungsvarianten des Rückwärtsganges. Eine Variante begründet sich durch die unkomplizierte Drehrichtungsumkehr einer EM und die andere durch die Verwendung von Planetenradsätzen. Die herkömmliche Option in stirnradverzahnten Getriebestrukturen resultiert aus der Verwendung zusätzlicher Zahnradeneben.
- IV. Zudem ist die Getriebestruktur so gestaltet, dass das elektrische Antriebsaggregat beim Gangwechsel das Drehmoment des Verbrennungsmotors abstützt. Der Vortrieb des Fahrzeuges wird demnach kurzfristig elektromechanisch realisiert. Es erfolgt eine komplette oder anteilige Kompensierung der Zugkraft. Dies wirkt sich zum einen äußerst positiv auf das Komfortverhalten aus und verbessert zum anderen den Kraftstoffverbrauch sowie die Emissionswerte des Fahrzeuges.
- V. Weiterhin übernimmt die EM durch eine intelligente Drehzahlregelung den Vorgang der Drehzahlsynchronisation und bietet die Möglichkeit, mit der hierbei verrichteten Arbeit den Energiespeicher des Fahrzeuges zu laden.

	<b>Mikrohybrid</b>	<b>Mildhybrid</b>	<b>Vollhybrid</b>
Elektrische Leistung	2 - 3kW	10 - 15kW	> 25kW
Spannungsniveau	12 - 48V	48 - 150V	> 200V
Funktionen	Start-Stopp-Automatik Rekuperation (limitiert) Boosten (limitiert) Segeln (limitiert)	Start-Stopp-Automatik Rekuperation Boosten Segeln Elektrisches Fahren (limitiert) Lastpunktverschiebung (limitiert)	Start-Stopp-Automatik Rekuperation Boosten Segeln Elektrisches Fahren Lastpunktverschiebung

Tabelle 1: Hybridisierungsstufen



---

## 5 Systematische und rechnergestützte Synthese

Das folgende Kapitel befasst sich mit dem Aufbau der Getriebesynthese. Dabei wird zunächst ein Überblick über die Struktur des gesamten Synthesealgorithmus gegeben und im Weiteren der Fokus auf die neuartigen Entwicklungsschwerpunkte gelegt.

### 5.1 Mathematische Beschreibung von Getriebestrukturen

Für die Durchführung einer umfassenden Synthese und Analyse von Fahrzeuggetrieben ist es erforderlich, den Aufbau eines Getriebes mathematisch zu definieren. Die Bestimmungen müssen soweit flexibel gewählt werden, damit alle theoretisch realisierbaren Getriebestrukturen beschreibbar sind. In dieser Arbeit werden dazu die gleichen Ansätze zur Getriebebeschreibungsmatrix wie von Gumpoltsberger [26], Müller [30] und Meißner [12] gewählt, welche die Richtlinien des VDI 2157 [13] sowie das erstmalig von Li [21] angewandte Prinzip der Wellencodierung verwenden. Nachfolgend werden diese mathematischen Bestimmungen und die auf den vorliegenden Anwendungsfall angepassten Sachverhalte mithilfe des in Abbildung 5-1 dargestellten Beispiels, eine strukturelle Erweiterung der Getriebestruktur aus Kapitel 2.4., erläutert.

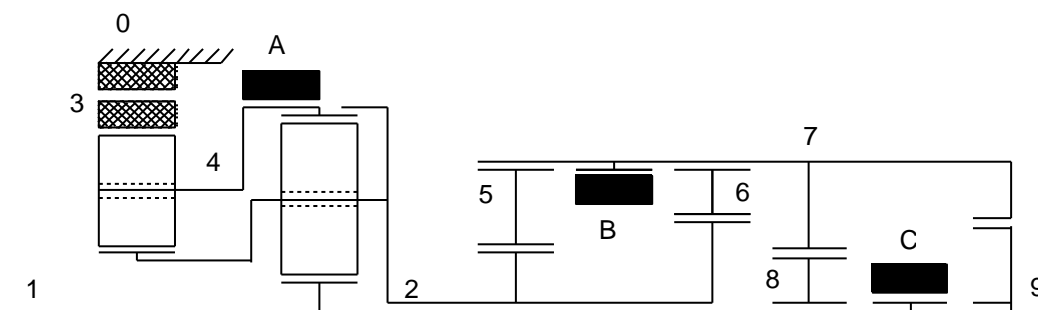


Abbildung 5-1: Erweitertes Getriebestrukturbeispiel

Der Aufbau der Beispielgetriebestruktur und dessen Betriebsmodi werden durch  $\vec{G}$ ,  $\vec{K}$  und  $\vec{L}$  definiert. Die Matrizen enthalten alle Informationen zur Radsatzstruktur,

den Schaltelementen und der Schaltlogik. Dazu wird die Wellenschreibweise verwendet, bei der jede Getriebewelle eine Nummer von null aufsteigend erhält. Zudem werden für eine einheitliche Nomenklatur Richtlinien abgeleitet (s. Tabelle 2). Das Getriebegehäuse wird stets mit der Ziffer null gekennzeichnet, gefolgt von Definitionen zu den Antriebsaggregaten und Abtrieben. Die zu untersuchende Konzeptidee aus Kapitel 4 beinhaltet kein separates Kupplungselement, welches eine vollständige Trennung des Getriebes von einem der Antriebsaggregate oder dem restlichen Antriebsstrang ausschließt. Daher muss jede Wellenbezeichnung mindestens einmal in der Gesamtheit von  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  vorkommen, dass eine physische Kopplung jeder Einzelkomponente mit dem Antriebsstrang gewährleistet wird.

Wellennummer	Getriebebauteil
0	Gehäuse
1	Antrieb VM
2	Abtrieb Planetengetriebe
3	Rotor EM
W	Abtrieb

Tabelle 2: Richtlinien der Wellennummerierung

### 5.1.1 Radsatzstruktur und Schaltelemente

Die Radsatzstruktur  $\vec{G}_{i,j}$  besteht aus fünf skalaren Elementen je Spalte. Wie Abbildung 5-2 zeigt, stehen die Zeilen eins, zwei und drei für die Hohlrad-, Steg und Sonnenwelle. Die Zeilen vier und fünf geben die zugehörige Standübersetzung und den Standgetriebewirkungsgrad an. Jede Spalte definiert eine Radsatz- bzw. Zahnradebene im Getriebe. Neben dem klassischen Planetenradsatz können auf diese Weise auch andere Übersetzungselemente dargestellt werden, wie Variatoren oder Stirnradverzahnungen.

Für den Spezialfall der Stirnradverzahnung ergibt sich mithilfe der Willisgleichung, dass jeweils der Abtrieb der Hohlradwelle sowie der Antrieb der Sonnenradwelle gleichzusetzen ist. Die Stegwelle wird als fest zum Getriebegehäuse angenommen und besitzt daher den Drehzahlwert null.

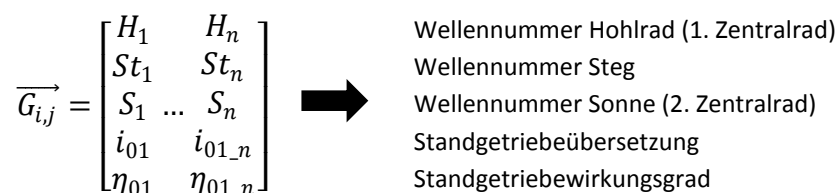


Abbildung 5-2: Aufbau von  $\vec{G}_{i,j}$

Die Koppelmatrix  $\overrightarrow{K}_{i,j}$  zeigt eine Übersicht aller in der Getriebestruktur verbauten Schaltelemente (s. Abbildung 5-3). Jede Spalte  $j$  der Matrix entspricht einem SE und daher der Kopplung zweier Getriebewellen. Diese sind jeweils in den Zeilen eins und zwei dokumentiert. Bei aktiver Kopplung bedeutet das identische Drehzahlwerte beider Wellen. Folglich befinden sich bei einer Beteiligung des Gehäuses mit der Wellennummer  $w = 0$  das Schaltelement und beide Getriebewellen im Stillstand.

$$\overrightarrow{K}_{i,j} = \begin{bmatrix} SE_1 & SE_n \\ w_{I,1} & \dots & w_{I,n} \\ w_{II,1} & & w_{II,n} \end{bmatrix} \rightarrow \begin{array}{l} \text{Name des Schaltelements} \\ \text{Wellennummer 1} \\ \text{Wellennummer 2} \end{array}$$

Abbildung 5-3: Aufbau von  $\overrightarrow{K}_{i,j}$

In Abhängigkeit des Anwendungsfalls können reibschlüssige oder formschlüssige Schaltelemente in einem Getriebe integriert werden. Basierend auf der in Kapitel 2.2.4 und 4.1 beschriebenen Vorzüge von formschlüssigen Schaltelementen, werden in der vorliegenden Arbeit diese betrachtet. Im Hinblick einer zusätzlichen Bau-  
raumreduzierung werden immer zwei Schaltelemente zu einem komplexen SE kombiniert. Die Übereinstimmung einer Getriebewelle in beiden Elementen ist hierfür Voraussetzung.

Des Weiteren existiert in der vorliegenden Arbeit stets ein zusätzliches diskretes Schaltelement infolge der Betrachtung elektrifizierter Antriebstränge. Während der Rotor der elektrischen Maschine sich permanent mit der Getriebewelle drei im Eingriff befindet, ist der Stator im Stillstand mit  $n = 0$  fest mit dem Gehäuse verbunden. Mithilfe einer intelligenten Aggregatesteuerung kann der Rotor genauso auf Drehzahl null geregelt werden. Infolge dieser Drehzahlübereinstimmung ist in der Getriebestruktur das verborgene SE zu berücksichtigen, welches funktional nutzbar ist jedoch physisches nicht existiert. Die Aufführung dieses zusätzlichen Schaltelementes ist neben der Betrachtung von weiteren Betriebsmodi vor allem für die Überprüfung der konstruktiven Umsetzbarkeit relevant.

In Abbildung 5-4 sind  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  des dargestellten Beispiels aus Abbildung 5-1 abgebildet.  $\vec{G}$  weist sechs Zahnradebenen auf. Die ersten beiden Spalten beschreiben zwei gekoppelte Planetenradsätze, die beide eine direkte Anbindung der beiden Antriebsaggregate zeigen. Spalte drei und vier definieren die Charakteristika zweier Stirnradverzahnungen, die direkt mit dem Abtrieb des gekoppelten Planetenradsatzes verbunden sind. Die Spalte fünf beschreibt eine herkömmliche Stirnradverzahnung. Zudem legt die letzte Spalte die Getriebekonstante fest. Der Lastpfad aller Getriebegänge mit Ausnahme des Direktganges verlaufen über dieses Zahnradpaar.

$\vec{K}$  beinhaltet sechs reale Schaltelemente, die in der vollständigen Getriebestruktur zu drei komplexen Schaltelementen zusammengefügt werden. So verbindet Schaltelement B in Abhängigkeit des Betriebspunktes die Vorgelegewelle sieben mit den Losrädern fünf oder sechs. Neben den weiteren Schaltelementen A und C zeigt die Matrix das erwähnte diskrete Schaltelement, erzeugt durch Rotor und Stator der verbauten EM.

$$\vec{G} = \begin{bmatrix} 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 7 \\ 4 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 2 & 2 & 8 & 9 \\ -2,5 & -3,15 & 1,32 & 0,77 & 2,04 & 1 \\ 0,98 & 0,98 & 0,99 & 0,99 & 0,99 & 0,99 \end{bmatrix} \quad \vec{K} = \left[ \begin{array}{cccccc|c} A_{04} & A_{24} & B_{57} & B_{67} & C_{18} & C_{19} & 0 \\ 0 & 2 & 5 & 6 & 1 & 1 & \\ 4 & 4 & 7 & 7 & 8 & 9 & 3 \end{array} \right]$$

(a) (b)

Abbildung 5-4:  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  der Beispielstruktur

### 5.1.2 Schaltlogik

Durch das Öffnen und Schließen der Schaltelemente kann das Getriebe in verschiedenste Betriebsmodi versetzt werden. Eine Auflistung aller Kombinationsmöglichkeiten der offenen und geschlossenen Schaltelemente repräsentiert alle theoretischen Schaltzustandsvarianten. Einige Kombinationsmöglichkeiten führen zu einem Blockieren des Getriebes und entfallen damit direkt wieder aus der Liste, da sie keinen Fahrbetrieb erlauben. In Abhängigkeit der Schaltkombination können neben den herkömmlichen verbrennungsmotorischen Fahrgängen auch hybride Betriebsmodi, wie das elektrische Anfahren, Fahren, Lastpunktverschiebung oder Rekuperation, dargestellt werden.

Reduziert man diese Schaltzustandsliste auf die einzelnen festen Fahrgänge, so erhält man die Schaltlogikmatrix  $\vec{L}$  der entsprechenden Getriebestruktur. Jede Spalte  $j$  von  $\vec{L}_{i,j}$  entspricht einem möglichen Betriebsmodus. In den zugehörigen Zeilen  $i$  werden die in diesem Betriebsmodus geschlossenen Schaltelemente aufgeführt (s. Abbildung 5-5). Nicht jeder der Betriebsmodi muss die gleiche Anzahl an geschlossenen Schaltelementen besitzen. Dies kann sich durch eine unterschiedliche Anzahl an definierten, kinematischen Bedingungen oder durch die Typologie der synthetisierten Getriebestruktur ergeben. Zwei Lastpfade werden mittels unterschiedlicher Methoden dargestellt. Der genaue Hintergrund wird dafür mit der Erörterung des kinematischen Freiheitsgrades der einzelnen Teilsysteme im anschließenden Kapitel 5.1.3 erklärt.

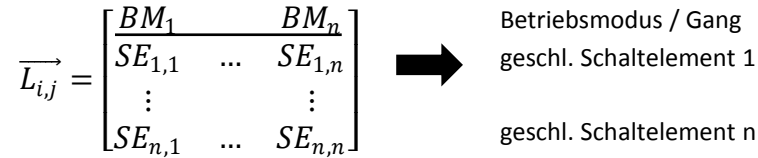


Abbildung 5-5: Aufbau von  $\vec{L}$

Für das in Kapitel 5.1 exemplarisch dargestellte Getriebe zeigt die Abbildung 5-6 die Schaltzustandsliste  $\overrightarrow{SzL}$ . Die Schaltzustandsliste wird in Bezug auf  $\vec{L}$  um eine weitere Zeile ergänzt. Diese gibt die festen Übersetzungen der zugehörigen Betriebsmodi an. Die Übersetzungen werden durch die kinematische Analyse ermittelt und vereinfachen die anschließenden Untersuchungen im Rahmen der Getriebeanalyse. Wie die nachfolgende Abbildung zeigt, können im elektrisch geregelten Betrieb weitere Betriebsmodi mit variabler Übersetzung realisiert werden. Die Betriebsmodi  $BM_3$  und  $BM_6$  können zum Beispiel eine stufenlose Übersetzungsvariation darstellen und tragen damit zur Umsetzung der neuartigen Getriebefunktionen des Konzeptes aus Kapitel 4.1 bei. Beispielsweise können diese Betriebsmodi für Realisierung der aktiven Drehzahlsynchronisation verwendet werden. Die Aufgabe des Synchronisationsprozesses ist der Drehzahlangleich der einzelnen Getriebewellen bei einem Gangwechsel. Dieser wird im vorgestellten Getriebekonzept mithilfe der elektrischen Maschine umgesetzt. Auf die mechanischen Synchronisationseinheiten kann aus Effizienzgründen verzichtet werden.

$$\overrightarrow{SzL} = \begin{bmatrix} BM_1 & BM_2 & BM_3 & BM_4 & BM_5 & BM_6 & BM_7 & BM_8 & BM_9 & BM_{10} & BM_{11} & BM_{12} & BM_{16} \\ [0,4] & [2,4] & [] & [0,4] & [2,4] & [] & [0,4] & [2,4] & [5,7] & [6,7] & [] & [0,4] & [] \\ [5,7] & [5,7] & [5,7] & [6,7] & [6,7] & [6,7] & [1,8] & [1,8] & [1,8] & [1,8] & [1,8] & [1,9] & \dots & [1,9] \\ 5,48 & 1,32 & \sim & 3,19 & 0,77 & \sim & 2,04 & 2,04 & 2,04 & 2,04 & 2,04 & 1 & & 1 \end{bmatrix}$$

Abbildung 5-6: Schaltzustandsliste der Beispielstruktur

### 5.1.3 Kinematische und kinetische Randbedingungen

Neben der Kenntnis über den Strukturaufbau und der Schaltlogik sind für die kinematischen und kinetischen Untersuchungen des Getriebes die Betrachtungen der mechanischen Rahmenbedingungen unerlässlich. Hierfür muss zunächst der kinematische Freiheitsgrad ( $FG$ ) des Systems ermittelt werden. Dieser gibt an, wie viel Bedingungen für das Aufstellen eines eindeutig bestimmten, linearen Gleichungssystems erforderlich sind. Der  $FG$  kann für das vorliegende Getriebesystem allgemeingültig aus der Anzahl der Getriebewellen ( $GW$ ), subtrahiert um die Anzahl der Planetenradsätze ( $PR$ ), Stirnradstufen ( $StS$ ) und geschlossenen Schaltelemente ( $SEges$ ), ermittelt werden (s. Gleichung (5-1)).

$$FG = GW - PR - StS - SE_{ges} \quad (5-1)$$

Für das vorliegende Getriebebeispiel, welches zwei Lastpfade auf unterschiedliche Weise realisiert, werden folgende Gegebenheiten definiert. Soll ein eindeutig bestimmtes lineares System erstellt werden, welches ausschließlich eine Drehzahlvorgabe durch das verbrennungsmotorische Antriebsaggregat besitzt, müssen für das erste kombinierte Teilgetriebe zwei Schaltelemente geschlossen werden, wohingegen für das zweite Teilgetriebe ein SE ausreichend ist (s. Gleichung (5-2) und (5-3)). Aus diesem Grund weisen auch nicht alle Betriebsmodi der Schaltzustandsliste aus Abbildung 5-6 eine identische Anzahl an  $SE_{ges}$  auf. Ebenso ergibt sich aus den nachfolgenden Gleichungen die maximale Anzahl von  $SE_{ges} = 2$  für die Schaltzustandsliste. Eine Betätigung aller drei komplexen Schaltelemente von  $\vec{K}$  verursacht eine Kraftübertragung über beide Teilgetriebe. Das würde ein Verspannen des Getriebes sowie ein nachgelagertes Blockieren der Antriebsachse hervorrufen.

$$\text{Teilgetriebe I :} \quad FG = 1 = 7 - 2 - 2 - 2 \quad (5-2)$$

$$\text{Teilgetriebe II:} \quad FG = 1 = 4 - 0 - 2 - 1 \quad (5-3)$$

Mithilfe der Übertragung des beschriebenen Sachverhaltes auf das Gesamtsystem des Getriebebeispiels ergibt dies für einen Betriebsmodi mit einem geschlossenen SE einen  $FG = 2$  und für einen Betriebsmodi mit zwei geschlossenen Schaltelementen einen  $FG = 1$ .

$$FG = 9 - 2 - 4 - 2 = 1 \quad (5-4)$$

$$FG = 9 - 2 - 4 - 1 = 2 \quad (5-5)$$

Für eine vollständige kinematische Betrachtung der Getriebestruktur bei einem Freiheitsgrad von eins ist die Vorgabe nur einer Drehzahl notwendig. Im beschriebenen Anwendungsfall wird die Verbrennungsmotordrehzahl verwendet. Verfügt das Getriebesystem über einen weiteren  $FG$ , so muss eine zusätzliche Drehzahlvorgabe erfolgen, beispielsweise durch die EM. Die mathematische Beschreibung der kinematischen Randbedingungen erfolgt mit einer Matrix. Die Spaltenanzahl der Matrix wird durch die Anzahl der möglichen Betriebsmodi festgelegt. Die Anzahl der Zeilen bestimmt sich mithilfe der Getriebewellen, wobei auf die Wellendrehzahl  $n_0$ , die das Getriebegehäuse beschreibt, verzichtet wird. Diese Drehzahl ist stets null. Ein Teil der Drehzahlmatrix für das Beispielgetriebe ist in Abbildung 5-7 dargestellt, die für alle Betriebsmodi eine Verbrennungsmotordrehzahl von  $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$  vorgibt. Die Betriebsmodi, welche einen  $FG = 2$  aufweisen und daher eine zusätzliche Drehzahlvorgabe für weitere Untersuchungen benötigen, zeigen ebenso eine Zuweisung von  $n_3 = 1000 \text{ min}^{-1}$  für die Welle des elektrischen Antriebsaggregates. Alle Getriebewellen die keine Vorgabe erfordern, erhalten in der



Matrix an entsprechender Stelle die Bezeichnung *NAN*. Für die Berechnungen im linearen Gleichungssystem wird der entsprechende Spaltenvektor für den zu betrachtenden Betriebsmodus aus der Matrix ausgefasst.

$$\vec{n}_n = \begin{matrix} BM_n \\ n_1 \\ n_2 \\ n_3 \\ n_4 \\ n_5 \\ n_6 \\ n_7 \\ n_8 \\ n_9 \end{matrix} \text{ aus } \begin{matrix} \xrightarrow{\text{ } n \text{ Spalten} \text{ } \xrightarrow{\text{ }}} \\ \left[ \begin{array}{cccccccc} BM_1 & BM_2 & BM_3 & BM_4 & BM_5 & BM_6 & BM_7 & BM_{16} \\ 1000 & 1000 & 1000 & 1000 & 1000 & 1000 & 1000 & 1000 \\ NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN \\ NAN & NAN & 1000 & NAN & NAN & 1000 & NAN & 1000 \\ NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & \dots & NAN \\ NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & & NAN \\ NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & & NAN \\ NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & & NAN \\ NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & NAN & & NAN \end{array} \right] \end{matrix}$$

Abbildung 5-7: Drehzahlmatrix der Betriebsmodi

Um die Kinematik der Struktur zu untersuchen, ist in jedem Fall die Angabe einer bestimmten Drehmomentvorgabe notwendig. Bei einem *FG* von eins ist darüber hinaus eine unbestimmte Vorgabe des Drehmomentes  $M_n = 'ub'$  erforderlich, die beispielsweise die Welle des Abtriebdrehmomentes vorgibt. Mit jedem zusätzlichen *FG* ist die Angabe einer weiteren unbestimmten Drehmomentvorgabe vorzunehmen. Hierfür eignet sich die Welle drei der EM. Ebenso wie die Rahmenbedingungen der Drehzahlen werden die Drehmomente in einer Matrix zusammengefasst. Abbildung 5-8 zeigt ein vom VM übertragenes Drehmoment von  $M_1 = 100Nm$ . Gleichermaßen wird die Betrachtung der einzelnen Beschleunigungen vorgenommen.

$$\vec{M} = \begin{matrix} \left[ \begin{array}{cc} BM_1 & BM_{16} \\ 100 & 100 \\ NAN & NAN \\ NAN & 'ub' \\ NAN & NAN \\ NAN & \dots & NAN \\ NAN & NAN \\ NAN & NAN \\ NAN & NAN \\ 'ub' & 'ub' \end{array} \right] \end{matrix}$$

Abbildung 5-8: Drehmomentmatrix der Betriebsmodi

## 5.2 Syntheseparameter

Anhand des in Kapitel 4.1 definierten Zielsystems, welches das zu untersuchende Getriebekonzept im Detail erläutert, ergeben sich aus den Rahmenbedingungen be-

stimmte Anforderungen für die Getriebesynthese. Es ist die Aufgabe des Entwicklungsingenieurs die Rahmenbedingungen aufzubereiten, um sie in Eingangsparameter für die Getriebesynthese transformieren zu können. So kann das Entwicklungswerkzeug der Synthese adäquat umgesetzt werden. Dabei werden zwei verschiedene Arten, die das Syntheseverfahren beeinflussen, unterschieden.

- I. Ein Teil der Bedingungen des Zielsystems ist eindeutig numerisch zu definieren. Diese Werte bilden den Startzustand der Synthese als direkte Eingabeparameter oder Suchräume, die als Intervalle definiert sind.
- II. Der zweite Teil wird mithilfe logischer Verknüpfungen dargestellt und fließt unmittelbar in die Programmentwicklung des Synthesalgorithmus ein.

In Teil I werden zunächst die konkreten Werte für die Getriebespreizung, die Anzahl der gewünschten Gänge, der Progressionsfaktor und die Übersetzung des letzten Getriebeganges festgelegt. Diese vier skalierbaren Parameter schaffen die Berechnungsgrundlage für die Bestimmung der SOLL-Übersetzungs- und SOLL-Stufungsreihe. Die Bedeutung dieser Kennlinien wird zu einem späteren Zeitpunkt in dieser Arbeit erläutert (s. Kapitel 5.4.1). Angesichts der mit Hilfe des neuartigen Getriebe-konzeptes angestrebten Verbrauchsreduzierung und Dynamiksteigerung werden hohe Spreizungen und viele Getriebegänge für die Synthese gewählt. Diese beiden Parameter werden vor allem für hohe Zahlenwerte betrachtet, was für weiterführende Analysen eine optimierte Ausnutzung des Motorkennfeldes ermöglicht. Des Weiteren werden im ersten Teil die Anzahl und Art der zu untersuchenden Bauelemente bestimmt. Neben der Festlegung, wie viele Stirnradverzahnungen und Planetenradsätze verbaut werden sollen, wird die Verteilung von Plus- und Minusgetrieben als Eingabeparameter dargestellt. Die Anzahl sowie die Verteilung der Schaltelemente auf die zwei Teilgetriebe werden ebenso angegeben. Die Parameter werden im Syntheseverfahren mit verschiedenen Zahlenwerten untersucht. Die Suchräume definieren klare Intervallgrenzen für diese Parameter. Den Abschluss von Teil I bildet die Deklaration der Suchräume für die Optimierungsaufgaben (s. Kapitel 5.4.3).

Teil II beschäftigt sich zunächst mit der strukturellen Getriebedefinition, wie zum Beispiel der Berücksichtigung der An- und Abtriebswelle. Die Schnittstelle zum VM ist durch den Antrieb gekennzeichnet. Der Abtrieb bezeichnet die Getriebeausgangswelle und zeigt somit die Anschlussstelle zum restlichen Antriebsstrang auf. Die EM wird als vollwertiges, fest integriertes Getriebebauelement angesehen und definiert infolgedessen keinen zusätzlichen Getriebeeingang. Basierend auf den Wirkungsgradvorteilen wird die permanente Realisierung eines Direktganges be-

rücksichtigt. Einen besonders hohen Stellenwert nimmt die Auslegung der leistungsverzweigten Lastpfade ein, die nicht nur in einem Programmbaustein des Algorithmus Einzug finden. Wie Abbildung 4-1 des Konzeptes aus Kapitel 4.1 zeigt, ist der eine Zweig mechanischen Ursprungs, wohingegen der andere Zweig neben den eindeutigen, mechanischen Übersetzungsstufen auch die Möglichkeit elektrisch variabel verstellbarer Übersetzungen bietet. Für eine spätere konstruktive Umsetzung der zwei Lastpfade wäre daher die DKG-konforme Variante mittels Voll- und Hohlwelle denkbar. In Teil II müssen verschiedene logische Beziehungen, die auf den Rahmenbedingungen aus Kapitel 4.1 beruhen, berücksichtigt werden. Zum Beispiel sollen stets zwei formschlüssige Schaltelemente zu einem Bauteil kombiniert werden. Dieser Sachverhalt muss in der Überprüfung der konstruktiven Umsetzbarkeit berücksichtigt werden und für den Aufbau der Schaltlogik mit einkalkuliert werden. Für die Schaltlogik ergeben sich bestimmte Abhängigkeiten: Nicht jedes SE kann gleichzeitig mit jedem anderen SE geschlossen sein, um einen festen Gang zu realisieren. Ebenso existieren keine einzelnen frei stehenden Schaltelemente und die in Teil I festgelegte Anzahl von Schaltelementen ist stets gerade. Eine notwendige Bedingung des zu untersuchenden Getriebekonzeptes ist die Direktschaltfähigkeit der benachbarten Fahrgänge. Darüber hinaus ist eine fahrsituationsunabhängige Direktschaltfähigkeit aller Gänge das Ziel. Neben der notwendigen Bedingung ist auch diese hinreichende Bedingung in den Programmtext des Synthesealgorithmus aufzunehmen. Für die Auslegung der leistungsverzweigten Lastpfade ist unter anderem der Betriebszustand der EM in den festen Gängen bedeutsam. Das Aggregat darf nicht still stehen, damit die EM zu jedem Zeitpunkt in allen Getriebegängen sowohl für die Ausübung von Hybridfunktionen als auch für die Umsetzung von Getriebefunktionen zur Verfügung steht.

### **5.3 Aufbau des Synthesealgorithmus**

Das Ziel des zu entwickelnden Algorithmus ist die systematische und vollautomatisierte Bewältigung der Syntheseraufgabe. Das Syntheseergebnis muss alle Informationen der Getriebestrukturen bereitstellen, die für eine umfassende Bewertung erforderlich sind. Die Synthese von Getriebestrukturen ist aufgrund der vielseitigen Rahmenbedingungen in jedem Fall ein sehr komplexes Problem.

Im Vergleich zu traditionellen Stufenautomatikgetrieben besitzt das zu untersuchende Getriebekonzept eine gesteigerte Anzahl von Zahnradenebenen und Schaltelementen. Nicht nur aus diesem Grund ergibt sich ein hoher Syntheseaufwand, die Optimierungsaufgabe der Übersetzungs- und Stufungsreihe beeinflusst den Aufwand essenziell. Die Verwendung einer Mischbauweise von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen trägt auch dazu bei. Des Weiteren führt die Bauteilanzahl zu

einer hohen Komplexität beim Erzeugen der Schaltlogik sowie der Überprüfung der konstruktiven Umsetzung. Im Algorithmus sind stets die zwei Lastpfade zu berücksichtigen, um die elektrisch unterstützenden Betriebsmodi zu garantieren. Teile der Synthesaufgabe können mit bekannten Ansätzen von Müller [15] und Lesch [28] gelöst werden, führen jedoch zu einem erheblichen Zuwachs der Rechenzeit. Infolgedessen wird basierend auf der Konzeptidee die Synthese in zwei Teilprobleme zerlegt, die am Ende des Gesamtalgorithmus wieder zusammengeführt werden. Die Synthesaufgabe gliedert sich daher, wie in Abbildung 5-9 ersichtlich, in drei Hauptbausteine mit der Bezeichnung A, B und C.

- I. Baustein A befasst sich vorwiegend mit der Synthese der Gangverteilungsstruktur. An dieser Stelle wird festgelegt, welche Gänge mit welchen Übersetzungselementen realisiert werden und welche Annäherung diese an die vorgegebene Übersetzungs- bzw. Stufungsreihe ermöglichen. Einen besonderen Stellenwert nimmt die Gewährleistung der Direktschaltfähigkeit der benachbarten Gänge ein, da diese Eigenschaft einen signifikanten Einfluss auf die Qualitätseigenschaften des Fahrzeuggetriebes hat. Die Umsetzung des Algorithmus für die Gangverteilungsstrategie wird in Kapitel 5.4.2 detailliert erläutert.
- II. In Baustein B wird die Synthese der gekoppelten Planetenradsätze realisiert. Der erste Teil setzt auf den Arbeiten von Müller [15] und Gumpoltsberger [26] auf. Diese Theorie wird entsprechend der Anforderung des zu untersuchenden Anwendungsfalls funktional erweitert. Ein besonderer Fokus wird dabei auf die Erzeugung von komplexen Schaltelementen gelegt, die sich aus zwei kombinierbaren einzelnen Schaltelementen zusammensetzen. Darüber hinaus befasst sich Baustein B mit der Berechnung der IST-Übersetzung- und IST-Stufensprungreihe des gesamten Getriebes, um auf Grundlage der Gangverteilungsstrategie aus Baustein A und der Struktur der Planetenradsätze, die zugehörigen Standübersetzungen zu optimieren. Die wichtigsten Komponenten dieses Bausteins werden detailliert in Kapitel 5.5 erläutert.
- III. Baustein C fasst die Ergebnisse der vorangegangenen Teilprobleme zusammen und erzeugt daraus die Gesamtstruktur des Getriebes mit der zugehörigen Schaltlogik.

Innerhalb des Algorithmus gibt es an verschiedensten Stellen Ausschlussbedingungen für bestimmte Teilergebnisse, die bei Nichterfüllen zu einer Reduzierung der Lösungsmenge führen. Diese sind in der Abbildung 5-9 durch einen Pfeil nach rechts, der aus dem Blockdiagramm führt, gekennzeichnet. Getriebestrukturen, die aus der Lösungsmenge entfallen, müssen in den folgenden Teilalgorithmen nicht

weiter betrachtet werden und verbessern damit die Effizienz und Gesamtrechenzeit des Algorithmus.

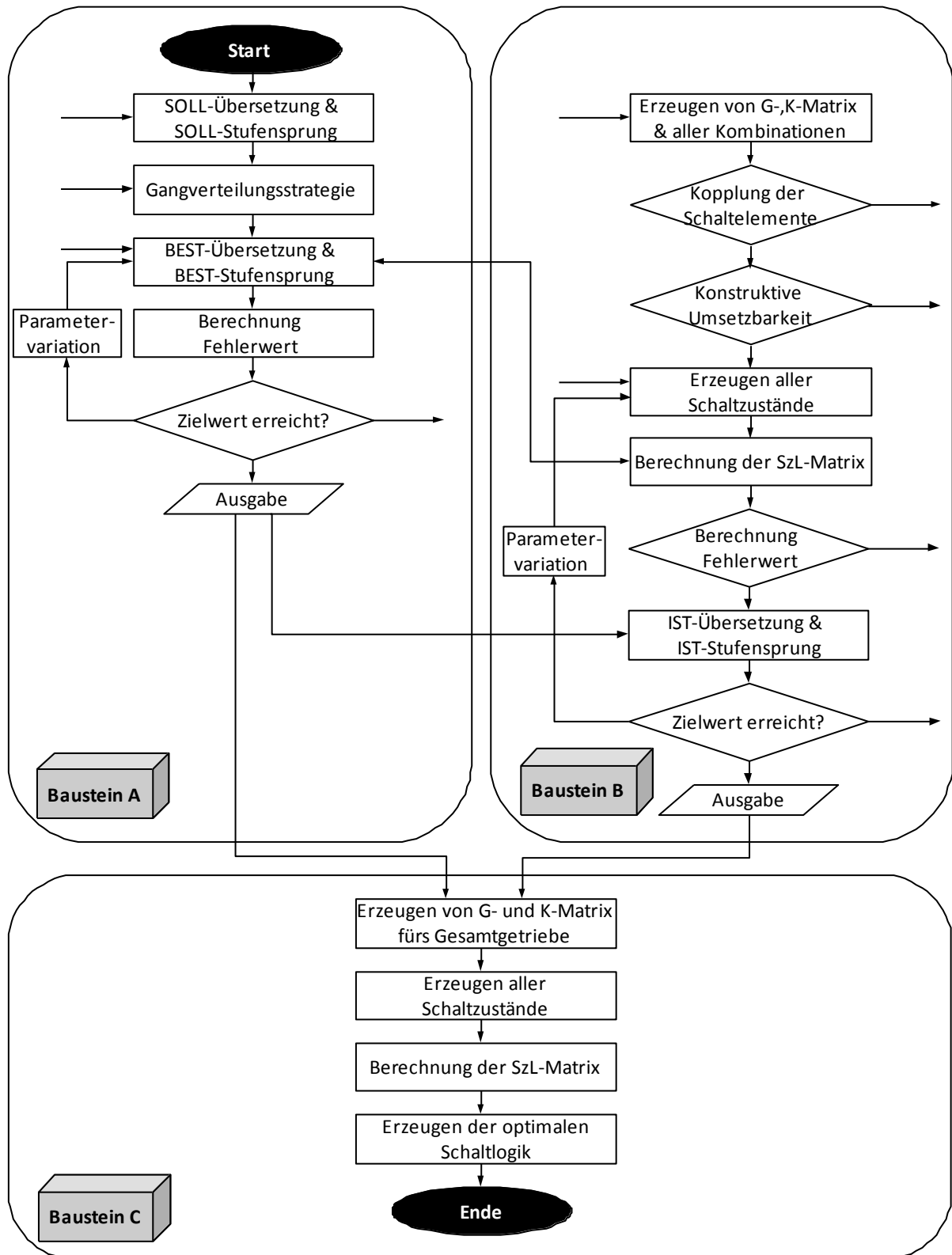


Abbildung 5-9: Syntheseablauf

## 5.4 Baustein A

Der Programmbaustein A hat die Aufgabe anhand der vordefinierten Syntheseeingangparameter die bestmöglich erreichbare Übersetzungsreihe mit der dazugehörigen Gangverteilung zu ermitteln. Die Gangverteilung soll angeben welcher Getriebegang über welches mechanische Bauteil zu realisieren ist.

### 5.4.1 Entwicklung der Übersetzungsreihe

Zu Beginn des Programmbausteins A werden die Eingangsparameter der Synthese definiert. Zur Berechnung der SOLL-Übersetzungsreihe des zu untersuchenden Fahrzeuggetriebes dienen die Anzahl der Gänge, die Getriebespreizung, der Progressionsfaktor und die Übersetzung des höchsten beziehungsweise längsten Ganges (s. Kapitel 5.2). Die Definition der einzelnen Parameter für das vorliegende Beispiel ist in Tabelle 3 dargestellt.

Parametereigenschaft	Parametername	Parameterwert
Anzahl der Gänge	anz_gang	6
Spreizung	spreizung	7,2
Progressionsfaktor	prog_fakt_2	1,05
Übersetzung letzter Gang	i_anz_gang	0,75

Tabelle 3: Eingangsparameter für die SOLL-Übersetzungsreihe

Das in Kapitel 4.1 erläuterte Getriebekonzept beinhaltet für die Lösungsfindung eine kombinierte Verwendung von Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen. Diese Begebenheit führt zu bestimmten Abhängigkeiten in der Bauteilkonstruktion und in der Wahl der einzelnen Übersetzungen. Eine nahezu freie Übersetzungswahl, wie es bei einem ausschließlichen Einsatz von Stirnradverzahnungen in Längsanwendungen der Fall ist, kann an dieser Stelle nicht ermöglicht werden. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit ein Algorithmus für die Strategie der Gangverteilung entwickelt, um der vorab definierten SOLL-Übersetzungsreihe so nahe wie möglich zu kommen. Ein besonderer Fokus wird auf die Gewährleistung der Direktschaltfähigkeit der benachbarten Gänge gelegt. Dieser Algorithmus wird im nachfolgenden Kapitel 5.4.2 im Detail erläutert.

Die Lösungsmenge der erstellten Gangverteilungsstrategie und die ermittelte SOLL-Übersetzungsreihe dienen als Eingangsparameter für die Berechnung einer näherungsweise optimalen BEST-Übersetzungsreihe (s. Abbildung 5-10), die mithilfe des in Kapitel 5.4.3 beschriebenen Optimierungsverfahren erzeugt wird. Die Daten der BEST-Übersetzungsreihe bilden dann die Grundlage für die weiterführende Synthese im Baustein B und C.

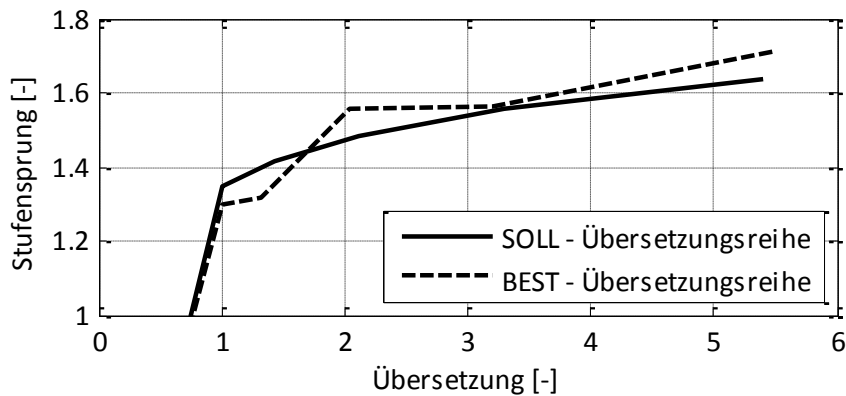


Abbildung 5-10: SOLL- und BEST-Übersetzungsreihe

### 5.4.2 Gangverteilungsstrategie

Eine Gangverteilung gibt an, welcher Gang über welches Bauteil der Getriebestruktur dargestellt wird. So lässt sich daraus ablesen, ob ein Gang durch eine reine Stirnradverzahnung oder einer Kombination von Planetenradsatz und Stirnradverzahnung umgesetzt wird. Die Gesamtheit der Gangverteilungsstrategien gibt einen lückenlosen Überblick aller theoretisch möglichen Gangverteilungen in Abhängigkeit der vorab definierten Eingangsparameter.

Eine mögliche Gangverteilung der Beispielgetriebestruktur ist in Abbildung 5-11 visualisiert. Diese erfüllt alle notwendigen Bedingungen inklusive des minimalen Entwicklungszieles einer Direktschaltfähigkeit aller sequenziellen Gänge. Die mathematische Herleitung dieser Gangverteilung wird in den folgenden Seiten als Beispiel für die zu erläuternden Bedingungen der Teilalgorithmen dienen.

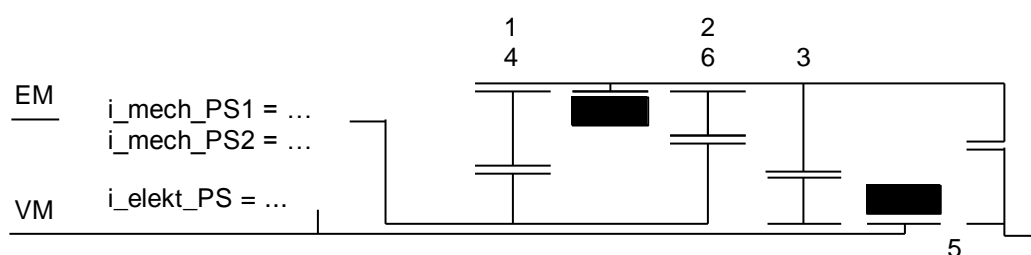


Abbildung 5-11: Gangverteilung der Beispielstruktur

Mithilfe des kombinierten Planetenradsatzes lassen sich in diesem Fall zwei feste mechanische Übersetzungen und der elektrisch stufenlos verstellbare Betriebsmodus realisieren, wobei eine der festen Übersetzungen durch die Radsatzverblockung mit  $i = 1$  gebildet wird. Diese zwei Übersetzungen des Planetenradsatzes ermöglichen, dass mittels des kombinierten Lastpfades über die zugehörigen Stirnradverzahnungen jeweils zwei Getriebegänge realisiert werden können. Die elektrische Variante wird erst zu einem späteren Zeitpunkt in dieser Arbeit ausführlicher betrachtet, da diese für die zusätzlichen Hybridfunktionen sowie den neuartigen

Getriebefunktionen zur Realisierung des Gangwechsels verwendet wird. Des Weiteren wird im Beispielgetriebe der dritte Gang mit einer reinen Stirnradverzahnung dargestellt und der fünfte Gang mit der Übersetzung  $i = 1$  durch eine unmittelbare Verbindung der Antriebs- mit der Abtriebswelle als Direktgang umgesetzt.

Wie das Beispiel zeigt, sind für die Umsetzung des Algorithmus zur Gangverteilungsstrategie weitere Eingangsparameter zu definieren (s. Tabelle 4). Neben der Vorgabe, wie viele Stirnradverzahnungen und Schaltelemente verbaut werden, ist es erforderlich die Verwendung eines potenziellen Direktganges an dieser Stelle festzuhalten. Da das vorgestellte Getriebekonzept in dieser Arbeit zunächst auf Längsgetriebe untersucht wird, fällt ein Direktgang bedingt durch die Struktur immer ab. Dieser bringt vorwiegend positive Eigenschaften, wie einen verbesserten Wirkungsgrad und die Einsparung zusätzlicher Bauteile hervor, um nur zwei Aspekte zu nennen. Der Direktgang wird für die beschriebene Anwendung in jedem Fall berücksichtigt. Zudem ist es für eine umfassende Untersuchung notwendig dem Algorithmus vorzugeben, wie viele feste Übersetzungen über den gekoppelten Planetenradsatz realisiert werden können. Dieser Wert ist keine direkte Definition eines Eingangsparameters, da er sich aus parallelen Untersuchungen zu möglichen einsetzbaren Planetenradsatzstrukturen im Baustein B ergibt.

Parametereigenschaft	Parametername	Parameterwert
Anzahl der Stirnradverzahnungen	anz_stirn	4
Anzahl der komplexen Schaltelemente für die Stirnradverzahnungen	anz_SE_stirn	2
Wahl des Direktganges	direktgang	5
Übersetzungsanzahl des Planetenradsatzes	anz_PS_i	2

Tabelle 4: Eingangsparameter für die Gangverteilung

Im Anschluss der Eingangsparameterdefinition wird im Algorithmus zur Gangverteilungsstrategie die mechanische Realisierbarkeit der Getriebestruktur untersucht. Das in Abbildung 5-12 veranschaulichte Struktogramm I beschreibt diesen Abschnitt im Detail. Als Erstes werden die Gangrealisierungsmöglichkeiten ermittelt, die ausschließlich mittels Stirnradverzahnungen (*zu\_real\_stirn*) dargestellt werden müssen. Hierbei gilt es den Direktgang, die Konstante und die Stirnräder, die unmittelbar am Planetenradsatz angekoppelt sind, zu berücksichtigen. Alle weiteren festen Getriebegänge müssen mithilfe des anderen Lastpfades realisiert werden (*zu\_real\_PS*), die Übersetzungskombination aus Planetenradsätzen und Stirnradverzahnungen. Ergibt die Untersuchung, dass nicht genügend Getriebebauteile für die gewünschte Anzahl an Fahrgängen zur Verfügung stehen, wird der Teilalgo-



rithmus zur Ermittlung der Gangverteilungsstrategie abgebrochen und infolgedessen die gesamte Synthese beendet. Die festgelegten Eingangsparameter aus Tabelle 3 und Tabelle 4 ergeben bei der Durchführung des Algorithmus eine mechanische Realisierbarkeit. Im vorliegenden Beispiel werden vier Gänge mithilfe des kombinierten Lastpfades dargestellt. Die anderen zwei Gänge werden über den Stirnradanteil realisiert, wobei einer davon der Direktgang ist.

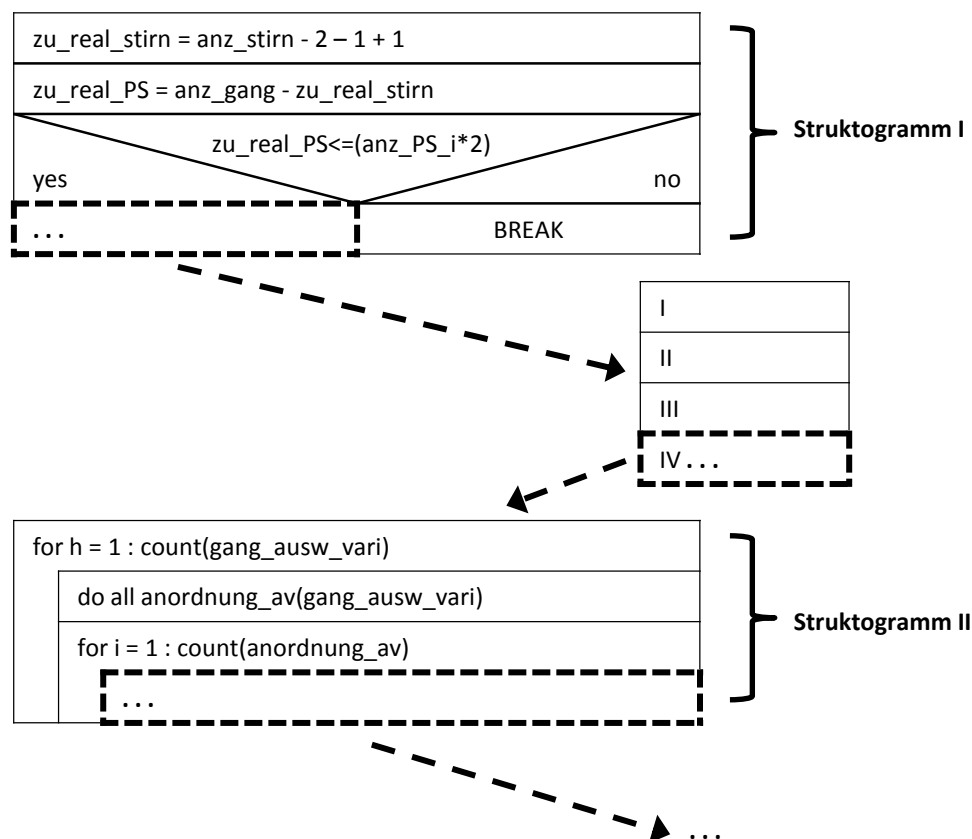


Abbildung 5-12: Struktogramm zur Realisierung der Gangverteilungsstrategie

Der aus Struktogramm I abgeleitete Block stellt im Wesentlichen den Hauptrahmen des Algorithmus zur Gangverteilungsstrategie dar. Dieser besteht aus vier Einzelabschnitten.

- I. Als Erstes werden mithilfe einer logischen Schleife die Kombinationsmöglichkeiten *uebersetz\_kombi* der Einzelübersetzungen ermittelt, die durch eine Kombination von Planetenradsatz und einer der zwei anschließenden Stirnradstufen einen Gang ergeben können. Für das Analysebeispiel bedeutet das maximal vier Möglichkeiten. Diese vier Varianten entsprechen den vier Gängen, die über diesen Teil realisiert werden müssen (*zu\_real\_PS*). Demnach werden alle theoretischen Kombinationsmöglichkeiten ausgeschöpft, was in diesem Fall eine besonders effiziente Bauteilbelastung aufzeigt.

$$uebersetz\_kombi = \begin{matrix} i_{PS\_1} \cdot i_{ST\_1} \\ i_{PS\_2} \cdot i_{ST\_1} \\ i_{PS\_1} \cdot i_{ST\_2} \\ i_{PS\_2} \cdot i_{ST\_2} \end{matrix} = \begin{bmatrix} 1 & 3 \\ 2 & 3 \\ 1 & 4 \\ 2 & 4 \end{bmatrix} \quad (5-6)$$

- II. Der zweite Teil zeigt die Ermittlung einer einfachen Zahlenfolge *gang\_ausw*. Die Zahlenfolge gibt alle Getriebegänge an und schließt mit einer ganganzahlabhängigen, endlichen Iteration den Direktgang aus.

$$gang\_ausw = [1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 6] \quad (5-7)$$

Für die weitere Synthese bedeutet dies, dass noch fünf Gänge auf die einzelnen Bauteile der Getriebestruktur verteilt werden müssen.

- III. Da nur vier Gänge mittels der in Teil 1 ermittelten Kombinationsmöglichkeiten umgesetzt werden können, lassen sich mehrere Zahlenfolgen *gang\_ausw\_vari* aufstellen, die die ausgewählten Gänge für Teil 1 angeben. Der verbleibende Gang wird über eine weitere Stirnradverzahnung umgesetzt.

$$gang\_ausw\_vari = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 \\ 1 & 2 & 3 & 6 \\ 1 & 2 & 4 & 6 \\ 1 & 3 & 4 & 6 \\ 2 & 3 & 4 & 6 \end{bmatrix} \quad (5-8)$$

- IV. Der vierte Teil umfasst die zwei Hauptschleifen des Algorithmus zur Gangverteilungsstrategie und den darin verschachtelten auszuführenden Teil der Strategieerstellung. Präzisere Angaben dazu zeigt das Struktogramm II der Abbildung 5-12. Die zwei Schleifen dienen der lückenlosen Analyse aller theoretischen Kombinationsmöglichkeiten. Wählt man die dritte Zeile der *gang\_ausw\_vari* aus, so ergeben sich hierfür 24 verschiedene Anordnungsvarianten (*anordnung\_av*). Jedoch sind nur sechs Varianten tatsächlich unterschiedlich. Die anderen Varianten sind für die Getriebestrukturauslegung äquivalent. Vier dieser gleichbedeutenden Varianten sind in der nachfolgenden Abbildung der Gleichung (5-9) exemplarisch markiert. Diese sind demnach für die Konstruktion sowie für die Schaltlogik identisch zu bewerten, da sie beispielsweise die gleiche Ganganordnung ausschließlich zwischen den beteiligten Stirnradverzahnungen wechseln würden. In Abhängigkeit der Ausführungsgüte des anschließenden Algorithmus können diese gleichbedeutenden Varianten mit einem zusätzlichen Teilalgorithmus entfernt werden, um die Lösungsmenge zu reduzieren. Die zweite Schleife führt daraufhin

durch eine reduzierte Anzahl an Varianten und verkürzt somit die Rechenzeit des gesamten Algorithmus.

$$anordnung_{av} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 4 & 6 \\ 1 & 2 & 6 & 4 \\ 1 & 4 & 2 & 6 \\ 1 & 4 & 6 & 2 \\ 1 & 6 & 2 & 4 \\ 1 & 6 & 4 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 4 & 6 \\ 2 & 1 & 6 & 4 \\ 2 & 4 & 1 & 6 \\ 2 & 4 & 6 & 1 \\ 2 & 6 & 1 & 4 \\ 2 & 6 & 4 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 4 & 1 & 2 & 6 \\ 4 & 1 & 6 & 2 \\ 4 & 2 & 1 & 6 \\ 4 & 2 & 6 & 1 \\ 4 & 6 & 1 & 2 \\ 4 & 6 & 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 6 & 1 & 2 & 4 \\ 6 & 1 & 4 & 2 \\ 6 & 2 & 1 & 4 \\ 6 & 2 & 4 & 1 \\ 6 & 4 & 1 & 2 \\ 6 & 4 & 2 & 1 \end{bmatrix} \quad (5-9)$$

Im Folgenden wird ausführlich der **Aufbau einer Gangverteilungsstrategie** erläutert, die sich aus dem ausgeleiteten Block aus Struktogramm II ergibt. Die Ausgabe erfolgt über eine Matrix (*gang\_vert*). Diese Matrix hat zwei Spalten und so viele Zeilen, wie das Getriebe Fahrgänge besitzt. Das Struktogramm III in Abbildung 5-13 beschreibt den auszuführenden Kern der Gangverteilungsstrategie im Detail.

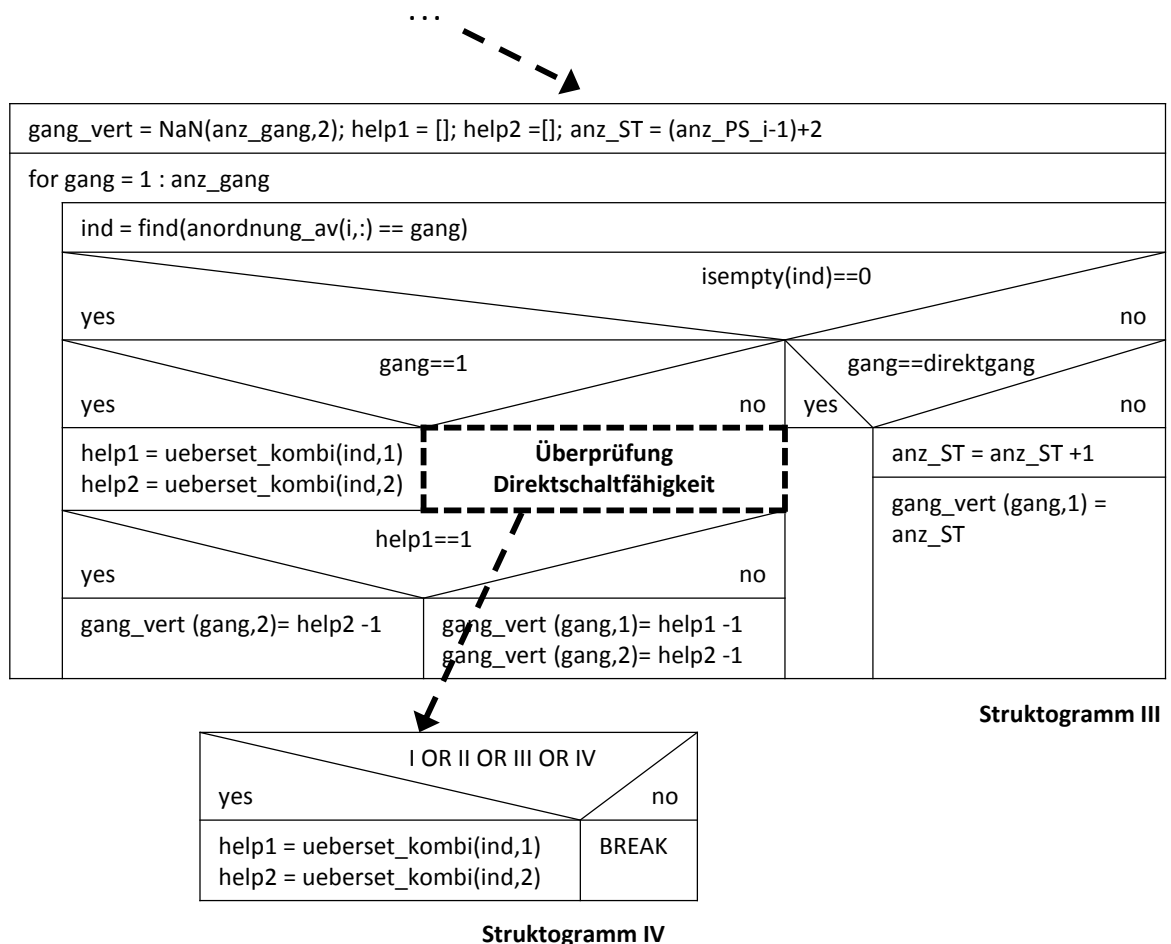


Abbildung 5-13: Kernalgorithmus der Gangverteilungsstrategie

Zunächst werden einige Parameter definiert und die eben erläuterte Gangverteilungsmatrix leer aufgespannt (s. Gleichung (5-10)). Anschließend erfolgt für jeden

Gang eine individuelle Überprüfung, ob dieser in der aktuellen *anordnung\_av* enthalten ist. Sollte der Getriebegang nicht in der Matrix enthalten sein, so muss dieser durch eine Stirnradverzahnung realisiert werden oder ist bereit als Direktgang umgesetzt. Ist hingegen der zu analysierende Gang in der *anordnung\_av* enthalten, findet eine Zuordnung mit den Übersetzungskombinationsmöglichkeiten *uebersetz\_kombi* aus Teil 1 statt. Die Zuordnung erfolgt ausschließlich bei einer erfolgreichen Überprüfung der Direktschaltfähigkeit.

Für eine garantierte Gewährleistung der Direktschaltfähigkeit gibt es vier verschiedene Kriterien. Ist eine dieser Bedingungen erfüllt, können die benachbarten Gänge direkt und ohne Zwischenzustände geschaltet werden. Die Übersetzungsänderung erfolgt unmittelbar durch diesen Vorgang.

- I. Der nächst kleinere Gang ist mithilfe einer Stirnradverzahnung umgesetzt.
- II. Der nächst kleinere Gang ist der Direktgang.
- III. Ein Teil der *uebersetz\_kombi* des nächst kleineren Ganges ist gleich dem zu untersuchenden Gang. In diesem Fall werden zwei verschiedene Möglichkeiten unterschieden.
  - i. Die Übersetzung, die mittels des Planetenradsatzes  $i\_PS\_x$  realisiert wird, ist gleich dem Teil des nächst kleineren Ganges.  
$$uebersetz\_kombi(ind,1) == alt\_help1$$
  - ii. Die Übersetzung, die mittels der Stirnradstufe  $i\_ST\_x$  realisiert wird, ist gleich dem Teil des nächst kleineren Ganges.  
$$uebersetz\_kombi(ind,2) == alt\_help2$$

In diesem Fall darf für die Gewährleistung einer Direktschaltfähigkeit für die Änderung von  $i\_PS\_x$  nur ein SE geöffnet und eines geschlossen werden.
- IV. Der aktuelle Gang kann mithilfe eines verfügbaren Zusatzschaltelementes realisiert werden. Eine detaillierte Beschreibung dieses konstruktiv bedingten zusätzlichen Schaltelementes kann im Kapitel 5.6.1 nachgelesen werden.

Die Direktschaltfähigkeit der benachbarten Gänge stellt das geforderte Minimum an Getriebekomfort und -dynamik der zu analysierenden Getriebestruktur dar. Eine zusätzliche Verbesserung dieser Eigenschaften kann durch eine hohe Anzahl an Direktschaltmöglichkeiten vieler Gangkombinationen erzielt werden. Die Güte dieses Merkmales und der Prädiktion, die die zusätzlichen Vorgänge für die präventive

Vorbereitung einer direkten Schaltung beschreibt, gehen in die globale Bewertung der untersuchten Getriebestruktur ein und werden in Kapitel 6.3.3 im Detail erläutert.

Nach dem Durchlauf des hier beschriebenen Beispiels mit  $anordnung_{av} = [4 \ 1 \ 6 \ 2]$  wird sich die nachfolgende Matrix  $gang_{vert}$  für die Gangverteilung ergeben. Jede Zeile der Matrix beschreibt die Zusammensetzung des entsprechenden Getriebe- ganges. Der erste Gang wird daher durch eine Multiplikation der Übersetzungen der Parameter  $P1$  und  $P2$  gebildet.  $P1$  symbolisiert an dieser Stelle die Übersetzung, die mithilfe des kombinierten Planetenradsatzes gebildet wird.  $P2$  und alle weiteren Parameter kennzeichnen die einzelnen Stirnradverzahnungen. Die in der Gangverteilungsstrategie verwendete Bezeichnung  $NAN$  wird im weiteren Verlauf der Synthese immer mithilfe einer Übersetzung von  $i = 1$  ersetzt. Für die Matrixzeilen vier und sechs bedeutet dies, dass der Planetenradsatz sich im Blockumlauf befindet. Dieser Sachverhalt wird im Algorithmus von Struktogramm III durch die Bedingung von  $help1 = 1$  geprüft. Die Übersetzungen des vierten und sechsten Ganges sind demzufolge gleich der zugehörigen Parameter  $P2$  und  $P3$ . Beide Parameter repräsentieren die Übersetzungen der zwei Stirnradverzahnungen, welche dem kombinierten Lastpfad angehören. Der Gang drei wird durch eine Stirnradverzahnung mit der Übersetzung des Parameters  $P4$  realisiert. Zudem kennzeichnet Zeile fünf den Direktgang mit  $i = NAN * NAN = 1 * 1$ . Nach der Berechnung des vollständigen Algorithmus der Gangverteilungsstrategie ergibt sich eine umfassende Datenstruktur, die aus allen theoretisch anwendbaren Gangverteilungen der definierten Getriebe- struktur zusammengesetzt ist.

$$gang_{vert} = \begin{bmatrix} NAN & NAN \\ NAN & NAN \\ NAN & NAN \\ NAN & NAN \\ NAN & NAN \\ NAN & NAN \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P1 & P2 \\ P1 & P3 \\ P4 & NAN \\ NAN & P2 \\ NAN & NAN \\ NAN & P3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 2 \\ 1 & 3 \\ 4 & NAN \\ NAN & 2 \\ NAN & NAN \\ NAN & 3 \end{bmatrix} \quad (5-10)$$

### 5.4.3 Optimierungsverfahren

Die im voran gegangenen Kapitel erzeugte Gangverteilung ( $gang_{vert}$ ) ruft bestimmte konstruktive Abhängigkeiten hervor. Eine vollkommene freie Übersetzungswahl für jeden Gang ist demnach nicht möglich. Die Verwendung eines geeigneten Optimierungsverfahrens soll eine möglichst geringe Abweichung der vorgegebenen SOLL-Übersetzungsreihe von der berechneten BEST-Übersetzungsreihe gewährleisten. Die BEST-Übersetzungsreihe wird basierend auf der entsprechenden  $gang_{vert}$  ermittelt.

Allgemeingültig beschreibt sich das Ziel der Optimierung mit einer angestrebten Qualitätsverbesserung eines Systemverbundes durch die Veränderung der Systemparameter. Die Definition einer Zielfunktion beschreibt die Qualitätsverbesserung und quantifiziert diese. Ziel der Funktion ist es, ein Extrema zu erreichen. In dieser Arbeit wird auf der Theorie der kleinsten Fehlerquadrate von Gauß [56] aufgebaut. Für die Veränderung der Systemparameter existieren verschiedenste mathematische Verfahren, wie das Gradientenverfahren, das Approximationsverfahren oder die Response-Surface-Methode. Ein weiteres ist das differentielle Evolutionsverfahren nach Storn und Price [57]. Es wird in dieser Arbeit erstmalig für den vorliegenden Anwendungsbereich in der Getriebestrukturentwicklung eingesetzt. Das Verfahren zeichnet sich durch eine signifikante Reduzierung der Rechenzeit im Vergleich zu herkömmlichen Evolutionsverfahren, wie in den Arbeiten von Müller [15] und Lesch [28] verwendet, aus. Der Algorithmus dieses Verfahrens ist eine stochastische Suchmethode, die Eigenschaften des biologischen Evolutionsprozesses, wie Rekombination, Mutation und Selektion, nachbildet.

Mithilfe der Zielfunktion wird anhand der Eingangsparameter und Bedingungen ein bestimmter Fehlerwert ermittelt, der entsprechend der Definition ein Minimum oder Maximum annehmen soll. Ein wiederholter Aufruf der Zielfunktion mit variierten Eingangsparameter innerhalb des vorab bestimmten Optimierungssuchraumes ergibt einen aktualisierten Fehlerwert. Im Hinblick auf eine effiziente Rechenzeit ist das globale Ziel, den Algorithmus so zu gestalten, dass eine geringe Anzahl von Iterationen notwendig ist, um den Extremwert zu lokalisieren und den Berechnungsprozess zu beenden. Im vorliegenden Beispiel in Kapitel 5.4.2 werden innerhalb des Suchraums die vier Eingangsparameter  $p_{in} = [P1 P2 P3 P4]$  bestimmt. Dieser Parametervektor dient in Verbindung mit der Gangverteilungsmatrix (5-10) der Ermittlung einer neuen Übersetzungsreihe. Verschiedene Teilschritte dieser Optimierung sind hierzu in Tabelle 5 visualisiert. Die Überführung in diese vorerst BEST-Übersetzungsreihe wird im Struktogramm aus Abbildung 5-14 beschrieben.

Diese temporär ermittelte BEST-Übersetzungsreihe dient nun als Grundlage für die Berechnung des Fehlerwertes, welcher die Abweichung zwischen jener und der zu Beginn der Synthese definierten SOLL-Übersetzungsreihe angibt. Der Gesamtfehlerwert  $F_{Ges}$  wird aus vier Einzelfehlerwerten zusammengesetzt, der Abweichung der Übersetzungsreihe  $F_i$ , der Stufungsreihe  $F_\varphi$ , der Getriebespreizung  $F_{iG}$  sowie der Übersetzung des ersten Ganges  $F_{i1}$ . Die Gleichung (5-11) zeigt den entsprechenden mathematischen Zusammenhang. Die vier einzelnen Fehlerwerte können mithilfe eines Faktors zusätzlich unterschiedlich gewichtet werden. Die Übersetzung des ersten Ganges nimmt für das vorliegende Konzept einen kleinen Stellenwert ein, da hiermit elektrisch sowie frei variierbar angefahren werden kann.

Der Einfluss der notwendigen hohen Übersetzung des ersten Ganges wird damit reduziert.

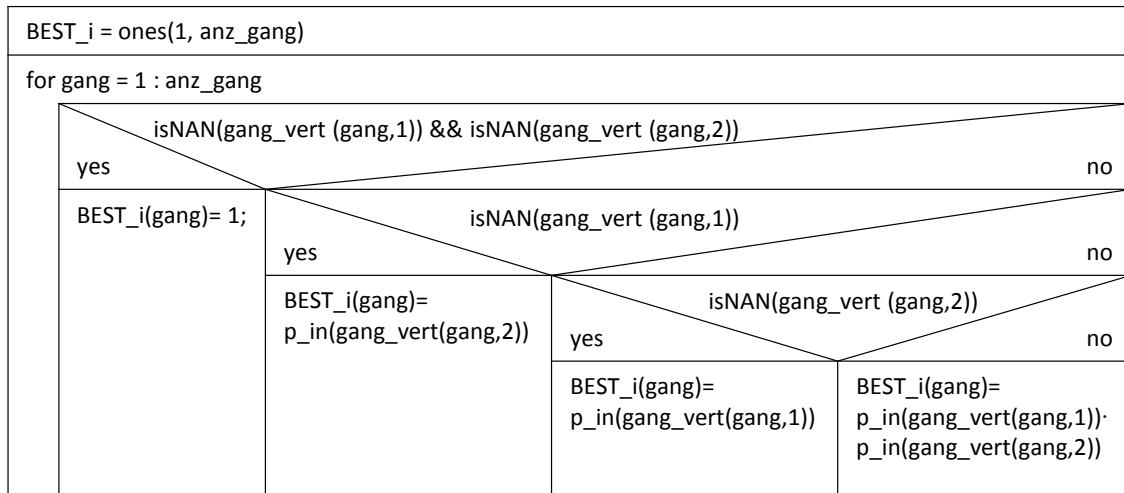


Abbildung 5-14: Ermittlung der BEST-Übersetzungsreihe

$$F_{Ges} = a \cdot F_i + b \cdot F_\varphi + c \cdot F_{iG} + d \cdot F_{i1} \quad (5-11)$$

Die Fehlerwerte bedienen sich der Theorie der kleinsten Fehlerquadrate. Das Ziel ist es, den Gesamtfehler zu minimieren. Die Theorie basiert auf der Verwendung eines quadratischen Exponenten. Für Analysen mit höheren Güteanforderungen und detaillierteren Suchräumen können auch größere Exponenten gewählt werden, die somit die Qualität des Ergebnisses steigern. Die Gleichung (5-12) zeigt die Berechnung des Fehlerwertes der Übersetzungsreihe. Der Wert  $g_g$  ist ein zusätzlicher Gewichtungsfaktor, der für jeden Gang individuell applizierbar ist. Getriebegänge, die einen hohen Fahranteil über die Fahrzeuglebensdauer oder in relevanten, gesetzlich verzielten Fahrzyklen besitzen, kann somit ein erhöhter Einfluss zugeteilt werden.

$$F_i = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n g_g \cdot |(i_{\text{aktuell}} - i_{\text{SOLL}})|^2 \quad (5-12)$$

$$F_\varphi = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{\varphi=1}^{n-1} g_g \cdot |(\varphi_{\text{aktuell}} - \varphi_{\text{SOLL}})|^2 \quad (5-13)$$

$$F_{iG} = |(iG_{\text{aktuell}} - iG_{\text{SOLL}})|^2 \quad (5-14)$$

$$F_{i1} = |(i1_{aktuell} - i1_{SOLL})^2| \quad (5-15)$$

Das Verfahren der Optimierung verläuft nach dem Iterationsprinzip und wird erst dann beendet, wenn eine der drei nachfolgenden Abbruchbedingungen erfüllt ist.

- I. Wenn  $F_{Ges} < F_{Optimum} + a$  ist, wurde ein lokales Extrema gefunden. Die BEST-Übersetzungsreihe wird mit den entsprechenden Eingangsparametern ermittelt.
- II.  $F_{Ges}$  wurde bereits in einer bestimmten Anzahl  $x$  an Iterationsschleifen mit dem identischen Zahlenwert berechnet. Der Wert  $x$  ist frei wählbar. Die BEST-Übersetzungsreihe bildet sich ebenso aus den letzten Eingangsparametern.
- III. Eine maximale Anzahl  $y$  an Iterationsschleifen wurde erreicht. Ist der kleinste ermittelte Fehlerwert geringer dem vorab definierten  $F_{Max}$ , verbleibt die untersuchte Gangstrategie mit dem Ergebnis der BEST-Übersetzungsreihe in der Lösungsmenge, anderenfalls entfällt die Lösung für weitere Untersuchungen. Die Abweichung zur SOLL-Übersetzungsreihe liegt nicht im Toleranzbereich.

In Tabelle 5 ist der Optimierungsprozess für das Anwendungsbeispiel schematisch zusammengefasst. Mit der Gangverteilung aus (5-10) sowie den nach dem Zufallsprinzip bestimmten Initialeingangsparametern ergibt der Algorithmus zunächst eine BEST-Übersetzungsreihe mit dem Fehlerwert  $F_{Ges} = 0,102$ , wie im ersten Bild der Tabelle dargestellt.

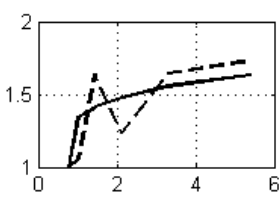
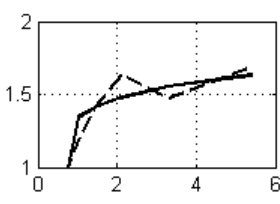
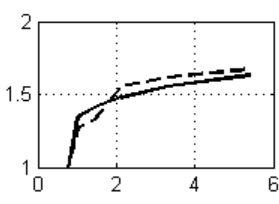
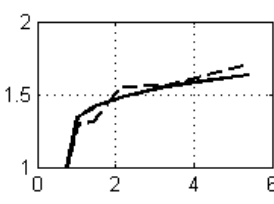
			
$p_{in_1} = \begin{bmatrix} 3,54 \\ 1,63 \\ 0,94 \\ 2,02 \end{bmatrix}$	$p_{in_2} = \begin{bmatrix} 4,09 \\ 1,41 \\ 0,83 \\ 2,31 \end{bmatrix}$	$p_{in_3} = \begin{bmatrix} 4,24 \\ 1,32 \\ 0,79 \\ 2,07 \end{bmatrix}$	$p_{in_4} = \begin{bmatrix} 4,16 \\ 1,31 \\ 0,76 \\ 2,04 \end{bmatrix}$
$F_{Ges} = 0,1020$	$F_{Ges} = 0,0321$	$F_{Ges} = 0,0105$	$F_{Ges} = 0,0102$

Tabelle 5: Optimierungsverfahren

Die Bilder zwei und drei zeigen weitere Zwischenergebnisse im Optimierungsverlauf. Die Eingangsparameter werden variiert und der Fehlerwert sinkt, welcher sich



demnach dem angestrebten Optimum annähert. Das vierte Bild ist, wie schon in Abbildung 5-10 aufgezeigt, die tatsächliche BEST-Übersetzungsreihe. An dieser Stelle nimmt der Fehlerwert ein lokales Minimum an. Wird nun einer der Abbruchbedingungen erfüllt, endet an dieser Stelle das Optimierungsverfahren.

Mit dem Parametersatz  $p_{in_4}$  ergibt sich für das vorliegende Fallbeispiel ein lokales Minimum mit dem in der Tabelle dokumentierten Fehlerwert. Der Optimierungsalgorithmus wird an dieser Stelle beendet, weil dieser Fehlerwert mit dem beschriebenen Algorithmus  $x$ -mal identisch berechnet wurde. Die finale BEST-Übersetzungsreihe der untersuchten Gangverteilungsstrategie wird daher mit diesem Parametersatz berechnet (s. Abbildung 5-15) und als Grundlage für weitere Syntheseschritte herangezogen.

$$\overrightarrow{BEST_{\vec{i}}} = \begin{matrix} Gang\_1 & Gang\_2 & Gang\_3 & Gang\_4 & Gang\_5 & Gang\_6 \\ [5,47 & 3,20 & 2,04 & 1,32 & 1 & 0,77] \end{matrix}$$

Abbildung 5-15: Optimierte BEST-Übersetzungsreihe

## 5.5 Baustein B

Der Baustein B befasst sich überwiegend mit der Synthese der gekoppelten Planetenradsätze, tauscht jedoch Informationen mit dem parallel ablaufenden Baustein A aus. Beispielsweise wird die Analyse der festen Übersetzungsanzahl des Planetenradsatzes als Eingangsparameter für die Gangverteilungsstrategie des Bausteins A aus Kapitel 5.4.2 herangezogen. Einen besonderen Stellenwert nimmt in den verschiedenen Syntheseschritten die Beschreibung der Kopplung der einzelnen Schaltelemente zur Steigerung der Effizienz ein.

### 5.5.1 Generierung aller Radsatzstrukturen

Die Grundlage für eine umfassende Synthese ist die Erzeugung aller möglichen Kombinationen von  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$ . Jede einzelne Kombination repräsentiert eine mathematisch denkbare Getriebestruktur. Im Syntheseprozess von Baustein B wird ausschließlich die Synthese des gekoppelten Planetenradsatzes durchgeführt. Die anschließende Komplettierung der Matrizen um ihre Anteile an Stirnradverzahnungen und deren Schaltelemente wird erst in Baustein C vollzogen.

In Baustein B erfolgt zunächst die Erzeugung der theoretischen Radsatzstruktur in fünf Einzelschritten. Abbildung 5-16 stellt diesen iterativen Syntheseprozess graphisch dar. Als Eingangsparameter für diesen Teilalgorithmus werden die zu untersuchende Wellenzahl  $w$ , die Anzahl der gekoppelten Planetenradsätze  $PS$  und die Anzahl der Schaltelemente  $anz\_SE\_PS$  für den Anteil der Planetenradsätze benötigt. Der Parameter  $anz\_SE\_PS$  ist stets gerade, da im Hinblick auf die höchste Effizienz

für den vorliegenden Anwendungsfall nur kombinierte, formschlüssige Schaltelemente verwendet werden.

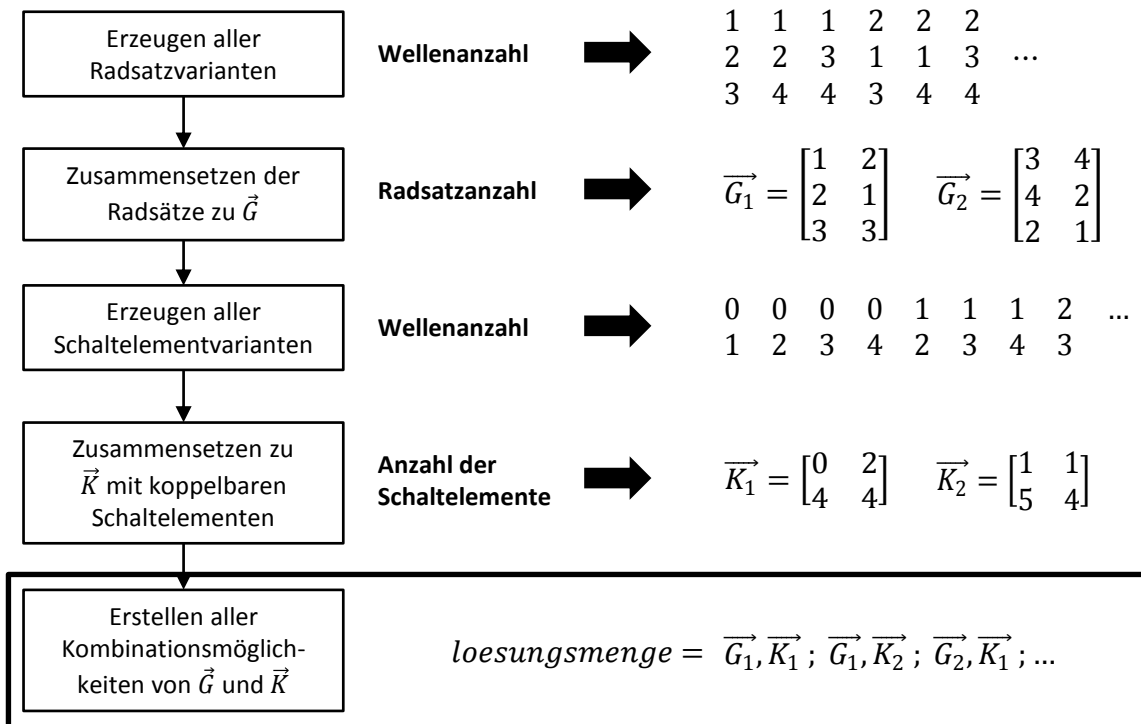


Abbildung 5-16: Schritte zur Generierung aller Kombinationen von  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$

Die fünf Einzelschritte zur Generierung der Kombinationen von  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  beinhalten den folgenden Umfang.

- I. Teil eins zeigt die Generierung aller mathematisch möglichen Varianten von Radsätzen. In diesem Schritt kann jede Wellennummer  $w$  an jeder Stelle im Getriebe Hohlrاد, Steg oder Sonne stehen.
- II. Der zweite Teil erzeugt alle Matrizen für  $\vec{G}$ . Dieser Teilalgorithmus wählt die definierte Anzahl von Planetenradsätzen  $PS$  aus der Lösungsmenge von Teil eins und kombiniert alle theoretischen Kombinationen zueinander. Für diese beiden Teile wird die von Müller [15] entwickelte Methodik angewendet. Die für diese Methodik relevanten Theorien zur effizienten Gestaltung des Algorithmus und Vermeidung von isomeren Radsätzen können in seiner Arbeit detailliert nachgelesen werden.
- III. Der dritte Teil befasst sich mit der Generierung aller mathematisch möglichen Schaltelemente. Als Erstes werden alle Wellennummern miteinander verknüpft. Bestimmte Wellenkombinationen sind von vornherein auszuschließen. Zum einen gilt dies für die direkte Kombination der Antriebsaggregate oder des Abtriebes mit dem Getriebegehäuse. Zum anderen ist die direkte Verbindung der Verbrennungsmotorwelle mit der Abtriebswelle des

Planetenradsatzes  $w = 2$  auszuschließen, da dies einer Verblockung des Planetenradsatzes gleichzusetzen ist. Die beschriebenen Kombinationen sind für die Praxis nicht von Bedeutung und werden daher nicht betrachtet.

- IV. Von besonders hohem Stellenwert ist der anschließende Teil vier. Dieser kombiniert anhand der vorgegebenen Schaltelementanzahl  $anz\_SE\_PS$  alle theoretischen Kopplungsmatrizen  $\vec{K}$  miteinander. Der entwickelte Teilalgorithmus prüft, ob in jedem Fall zwei einzelne Schaltelemente zu einem komplexen Element kombiniert werden können. Dieser Sachverhalt ist bewiesen, wenn beide Schaltelemente eine gemeinsame Wellennummerierung besitzen. Die Abbildung 5-17a zeigt ein Beispiel für  $\vec{K}$  mit  $anz\_SE\_PS = 2$ . Das bedeutet,  $\vec{K}$  besitzt vier einzelne reale Schaltelemente, die zu zwei kombinierten Schaltelementen im Rahmen der Synthese zusammengefügt werden.

$$\vec{K} = \left[ \begin{array}{cccc|c} 0 & 2 & 2 & 3 & 0 \\ 4 & 4 & 3 & 4 & 3 \end{array} \right] \quad \left[ \begin{array}{cc}; \begin{array}{cc}; \begin{array}{cc}; \begin{array}{cc}; \begin{array}{cc} 0 & 2; & 0 & 3; & 2 & 2; & 2 & 3; & 2 & 2 \\ 4 & 4; & 4 & 4; & 4 & 3; & 4 & 4; & 3 & 4 \end{array} \end{array} \right]$$

(a)
(b)

Abbildung 5-17: Beispiel für  $\vec{K}$

Nachdem eine theoretisch umsetzbare Kopplungsmatrix erstellt wurde, werden alle Schaltelemente auf ihre Möglichkeiten zur Kombination mit anderen Schaltelementen getestet. Mithilfe von  $\vec{K}$  sind fünf komplexe Schaltelemente darstellbar (s. Abbildung 5-17b). Ein Ziel der Synthese ist es, alle einzelnen Schaltelemente zu einem kombinierten Element zusammenzufügen. Daher wird im nächsten Schritt untersucht, welche komplexen Schaltelemente nebeneinander realisiert werden können, damit jedes einzelne SE in der Kombinationsvariante genau einmal aufgeführt ist. Das vorliegende Beispiel von  $\vec{K}$  zeigt genau zwei Kombinationsvarianten, wie in Abbildung 5-18 ersichtlich.

$$\vec{K} = \left[ \begin{array}{cccc|c} 0 & 2 & 2 & \textcircled{3} & 0 \\ \boxed{4} & \boxed{4} & \textcircled{3} & 4 & 3 \end{array} \right] \quad \vec{K} = \left[ \begin{array}{ccc|c} 0 & \textcircled{2} & \textcircled{2} & 3 & 0 \\ \boxed{4} & 4 & 3 & \boxed{4} & 3 \end{array} \right]$$

(a)
(b)

Abbildung 5-18: Kopplungsmöglichkeiten der einzelnen Schaltelemente

Für den Fall, dass aufgrund der Analyse keine Kombinationsvariante vorliegt, entfällt die Getriebestruktur aus der Lösungsmenge. Bei mehr als einer ermittelten Variante muss die Struktur für das weitere Vorgehen vervielfältigt werden, um gegebenenfalls Vor- und Nachteile für andere Teilaspekte zu bewerten. Vor allem für die Generierung der Schaltlogik oder die konstruktive Umsetzbarkeit ist diese Prüfung von großer Bedeutung.

- V. Der fünfte Teil kombiniert mittels zwei logischer Schleifen alle Matrizen von  $\vec{G}$  aus Teil zwei mit allen erzeugten Matrizen von  $\vec{K}$  aus Teil vier und bildet somit eine lückenlose Lösungsmenge mit allen theoretischen Kombinationsmöglichkeiten.

### 5.5.2 Bindbarkeit

Nachdem alle Kombinationsmöglichkeiten von  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  ermittelt wurden, schließt sich ein essentieller Abschnitt des Synthesealgorithmus an. Dieser Teil befasst sich mit der Konstruierbarkeit der synthetisch erstellten Getriebestrukturen, denn der überwiegende Anteil der erzeugten Kombinationsvarianten ist in der Realität physisch nicht darstellbar.

Durch den systematischen Aufbau von  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  werden Kombinationsvarianten erzeugt, bei denen einzelne Wellen sich gegenseitig geometrisch durchdringen. Diese Matrizenpaare sind für die weitere technische Betrachtung ohne Relevanz und werden mithilfe eines geeigneten Teilalgorithmus aus dem Lösungsraum entfernt. Die dadurch beträchtlich reduzierte Lösungsmenge dient als Startbedingung für die anschließenden Syntheseschritte. Die Qualität dieses Teilalgorithmus wirkt sich folglich signifikant auf die Rechenzeit des Syntheseverfahrens aus. Wie bei vielen vorangegangenen Untersuchungen zu dieser Problemstellung, wird für das zu bearbeitende Thema ein Teil der Graphentheorie zur Lösungsfindung herangezogen. In dieser Forschungsarbeit wird das Verfahren an den vorliegenden Sachverhalt angepasst, um neuartige Teilaspekte zu erweitern und somit die Effizienz wesentlich zu steigern.

Die **Graphentheorie** erforscht aus mathematischer Sicht die Eigenschaften von Graphen und deren Beziehungen untereinander. Ein Graph besteht aus einer bestimmten Menge an Knoten und einer bestimmten Menge an Kanten. Ein solcher Graph kann durch eine Adjazenzmatrix mathematisch beschrieben werden. Ein Beispiel ist in Tabelle 6 visualisiert. Wissenschaftliche, detaillierte Erörterungen zur Graphentheorie können bei Kaderali und Poguntke [58] nachgelesen werden.

Eine Überleitung auf den an dieser Stelle vorliegenden Anwendungsfall in der Getriebetechnik basiert auf der in Kapitel 5.1 erläuterten Wellenschreibweise, die dazu dient, Getriebestrukturen mathematisch darzustellen. Alle Wellenanschlüsse symbolisieren die Knoten und die entsprechenden Verbindungen; Zahnkontakte und Kopplungen werden durch die Kanten gekennzeichnet. In der Adjazenzmatrix, die einen Graphen beschreibt, werden bestehende Kanten als Wahrheitswerte angegeben. Knoten und Kanten können unterschiedlich angeordnet werden, daher gibt es für jeden Graphen mehrere Varianten einer Adjazenzmatrix. Für jede Getrie-

bestruktur existieren mehrere Adjazenzmatrizen. Die demnach erhöhte Komplexität bedeutet für den Syntheseprozess einen Anstieg der Rechenzeit. Die Diagonale einer Adjazenzmatrix ist stets spiegelidentisch. Die Betrachtung einer Seite der Matrix reicht aus und beeinflusst somit die Rechenzeit positiv.

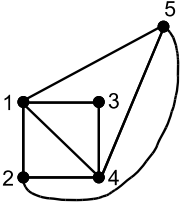
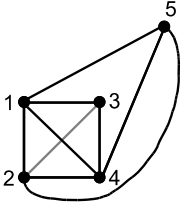
planarer Graph	nicht planarer Graph
 $\begin{array}{c cccc} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \\ \hline 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ 3 & 1 & 0 & 1 & 1 \\ 4 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 5 & 1 & 1 & 0 & 1 \end{array}$	 $\begin{array}{c cccc} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \\ \hline 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 3 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 4 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 5 & 1 & 1 & 0 & 1 \end{array}$

Tabelle 6: Planarität von Graphen

Eine spezielle Eigenschaft, die ein Graph annehmen kann, ist die Planarität. Ein Graph ist genau dann planar, wenn er sich so zeichnen lässt, dass keine Kanten durch andere Kanten geschnitten werden (s. Tabelle 6). Wird eine Getriebestruktur auf ein wahres Planaritätskriterium geprüft, wird damit bewiesen, dass keine geometrische Wellendurchdringung existiert. Die untersuchte Getriebestruktur ist demzufolge in der Realität konstruierbar. Die Eigenschaft der Planarität findet folglich auch Anwendung zur besseren Visualisierung von Netzwerken für Schaltpläne oder öffentlichen Verkehrssystemen.

In zahlreichen wissenschaftlichen Untersuchungen existieren viele Konzepte von Algorithmen zu Planaritätsuntersuchungen von Graphen [58] [59] [60]. Die ersten Ansätze zu Planaritätstests gehen bis auf die Sechzigerjahre zurück. In dieser Arbeit wird das 2004 durch Boyer und Myrvold [61] entwickelte Verfahren angewendet. Dieses zeichnet sich durch seinen einfachen und schnellen Algorithmus aus.

Der **Aufbau der Adjazenzmatrix** ist die Voraussetzung für die Durchführung des anzuwendenden Planaritätstest. Mittels der Graphentheorie wird  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  der zu untersuchenden Getriebestruktur in diese mathematische Form überführt. Das entsprechende Vorgehen wird anhand des Beispiels aus Kapitel 5.1 im Folgenden exemplarisch erläutert.

$$\vec{G} = \begin{bmatrix} 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 7 \\ 4 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 2 & 2 & 8 & 9 \end{bmatrix} \quad \vec{K} = \begin{bmatrix} 0 & 2 & 5 & 6 & 1 & 1 & 0 \\ 4 & 4 & 7 & 7 & 8 & 9 & 3 \end{bmatrix}$$

Abbildung 5-19:  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  der Beispielstruktur

### 1/ Der Außengraph

Das Gehäuse, die Antriebs- und Abtriebswelle sind für das Getriebe die Anschlüsse zu benachbarten technischen Systemen. Wie in Tabelle 7 dargestellt, werden diese Elemente im Graph durch einen Knoten gekennzeichnet und mit Verbindungskanten zum Außengraph verbunden. Alle weiteren Elemente und deren Verbindungen werden innerhalb des Außengraphs angeordnet. Diese Annahme gilt auch für die EM, da diese vollständig in die Getriebestruktur integriert wird.

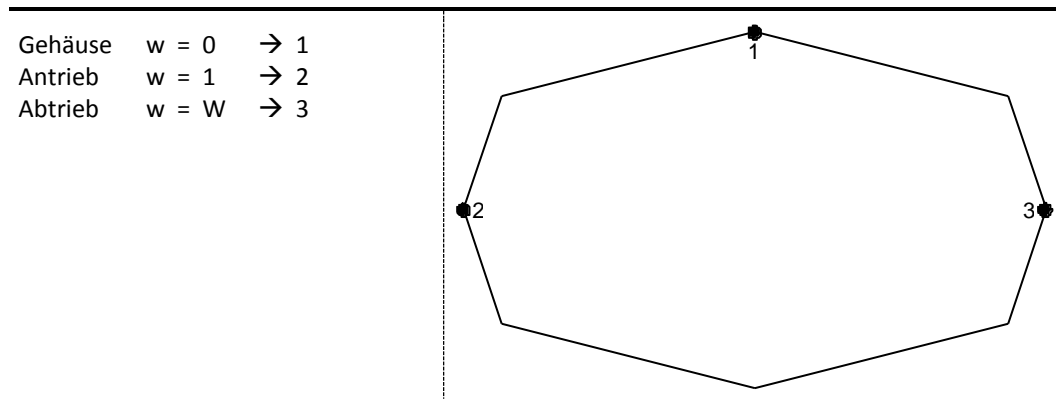


Tabelle 7: Außengraph

### 2/ Knoten aus der Matrix $\vec{G}$

Aus  $\vec{G}$  wird die Anzahl der Zahnradebenen entnommen. Die Komponenten Sonne, Steg und Hohlrad einer jeden Zahnradebene erhalten jeweils einen eigenen Knoten. Die Zahnkontakte zwischen den Zahnrädern sind mechanische Verbindungen und werden daher mit einer Kante im Graph visualisiert.

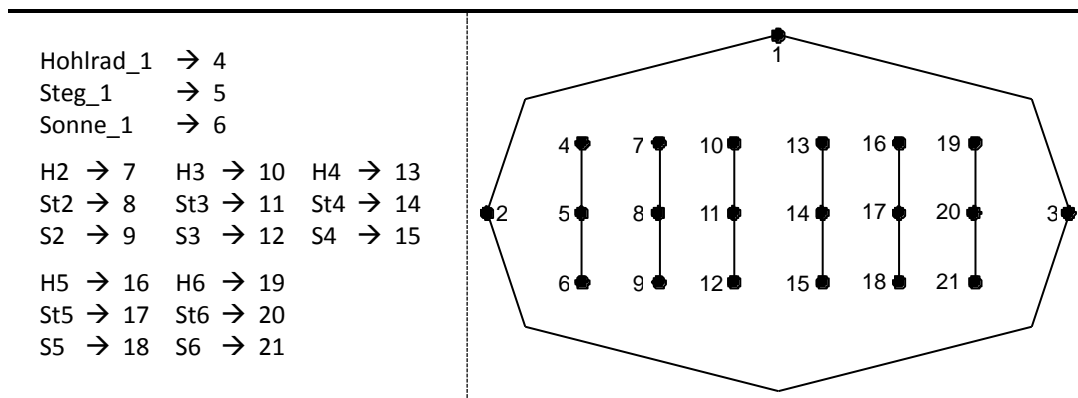
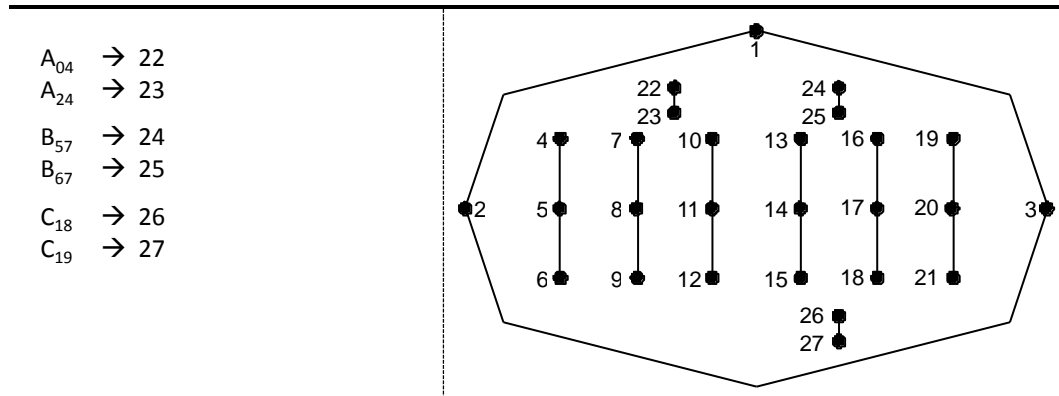


Tabelle 8: Knoten aus  $\vec{G}$

### 3/ Knoten aus der Matrix $\vec{K}$

Jedes einzelne SE erhält einen separaten Knoten. Im zu untersuchenden Getriebe-konzept werden aus Effizienzgründen formschlüssige, kombinierte Schaltelemente betrachtet. Dies bedeutet, dass zwei einzelne Schaltelemente, die eine gemeinsame

Wellenverbindungen besitzen, zu einem komplexen SE zusammen gefügt werden. Dieses SE weist einen physischen Kontakt zu beiden theoretisch einzelnen Schaltelementen auf. Diese mechanische Verbindung wird im Graph mit einer separaten Kante berücksichtigt.

Tabelle 9: Knoten aus  $\vec{K}$ 

Für das diskrete SE, welches auf die Verbindung des Elektromotors mit dem Getriebegehäuse beruht, bedarf es keiner separaten Knotenvergabe. An dieser Stelle ist eine Kante zwischen den zugehörigen Wellen  $w = 3$  und dem Außenknoten des Gehäuses  $w = 0$  ausreichend, da es sich hier um eine virtuelle Verbindung zwischen Rotor ( $w = 3$ ) und Stator ( $w = 0$ ) handelt.

#### 4/ Kanten aus den Wellenverbindungen

Das vorliegende Beispiel besteht aus dem Gehäuse und neun weiteren Getriebewellen. Alle Getriebewellen existieren numerisch mindestens einmal in  $\vec{G}$  oder  $\vec{K}$ . Die Wellenbezeichnungen, welche häufiger als einmal in den Matrizen vorkommen, müssen aufgrund ihres mechanischen Kontaktes miteinander verbunden werden. Alle zugehörigen Knoten werden mit einer Kante zusammengefügt. Alle Knoten aus  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$ , die auf dem Gehäuse  $w = 0$ , dem Antrieb  $w = 1$  oder dem Abtrieb  $w = W$  basieren, müssen zusätzlich mit der entsprechenden Stelle im Außengraphen verbunden werden.

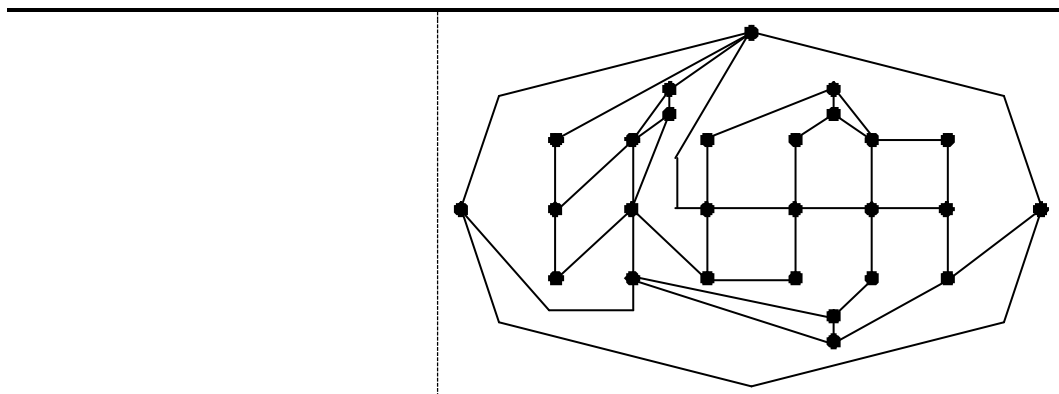


Tabelle 10: Kanten aus Wellenverbindungen

Viele Kanten können durch eine Reduzierungsmaßnahme entfallen. Beispielsweise muss nicht jeder einzelne Knoten, der auf dem Gehäuse  $w = 0$  beruht, separat mit dem zugehörigen Außenknoten verbunden werden. Eine geschachtelte Verbindung über andere Knoten entspricht dem gleichen Sachverhalt.

### 5/ Überführung des Graphen zur Adjazenzmatrix

Tabelle 10 zeigt einen Graphen der Beispielgetriebestruktur. Aufgrund unterschiedlicher Möglichkeiten die Wellenführung darzustellen, existiert in der Regel mehr als eine Graphenvariante und folglich mehr als eine Adjazenzmatrix je Getriebestruktur.

Als nächster Schritt muss eine Zuordnung aller Verbindungsmöglichkeiten der einzelnen Getriebewellen erfolgen. Tabelle 11 zeigt diesen Entwicklungsschritt für das Beispielgetriebe. Ein besonderes Augenmerk ist auf die Verteilung der Stegknoten zu legen, da diese die besondere Eigenschaft beinhalten, dass Wellen bzw. Kanten durch diese Knoten geführt werden können und dennoch eine mechanische Realisierung ermöglichen. Getriebewellen mit Stegknoten können nicht nur die Anzahl der Verbindungsmöglichkeiten signifikant ansteigen lassen, sie sind ebenso ein Merkmal für eine besondere Anordnung der Knoten. Eine umfassende Beschreibung, wie sich die maximalen Verbindungsmöglichkeiten in Abhängigkeit der Stegknotenanzahl ergeben, kann bei Müller [15] nachgelesen werden.

Wellennummer	Knoten	Stegknoten	Verbindungsmöglichkeiten
0	1, 11, 14, 17, 20, 22	11, 14, 17, 20	360
1	2, 9, 26, 27		1
2	6, 8, 12, 15, 23	8	1
3	4, (1)		1
4	5, 7, 22, 23	5	1
5	10, 24		1
6	13, 25		1
7	16, 19, 24, 25		1
8	18, 26		1
9	21, 27		1

Tabelle 11: Zuordnung der Verbindungsmöglichkeiten

Die Wellennummerierung wird in Spalte eins festgehalten. Die Spalte zwei zeigt für die jeweilige Getriebewelle die zugehörigen Knoten und Spalte drei die Nummerierung der verbauten Stege. Die letzte Spalte gibt die Verbindungsmöglichkeiten jeder Getriebewelle an. Das Produkt aller Varianten entspricht dann der Anzahl aller



möglichen Graphen, die für die entsprechende Getriebestruktur für den Planaritätstest herangezogen werden können. Für das vorliegende Beispiel können theoretisch 360 verschiedene Adjazenzmatrizen erstellt werden. Ein entwickelter Teilalgorithmus erstellt anhand der Zuordnung aus Tabelle 11 iterativ jede einzelne diese Adjazenzmatrizen und prüft jeden Graphen auf Planarität. Die folgende Matrix aus Abbildung 5-20 beschreibt den in Tabelle 10 dargestellten Graphen.

Bei der Überprüfung dieser Adjazenzmatrix kann die Planaritätseigenschaft nachgewiesen werden. Infolgedessen ist die Konstruierbarkeit der entsprechenden Getriebestruktur allgemeingültig nachgewiesen. Eine weitere Untersuchung der restlichen Graphen ist nicht mehr notwendig, der Iterationsprozess kann erfolgreich abgebrochen werden. Die Bildung der Adjazenzmatrizen fordert eine hohe Rechenkapazität. Aus diesem Grund werden die Matrizen einzeln erstellt und direkt auf die Planaritätseigenschaft untersucht. Eine positive Eigenschaftsanalyse kann die Schleife des Teilalgorithmus direkt beenden und somit erheblich die Rechenzeit reduzieren.

$$\vec{Adj} = \begin{array}{c|ccccccccccccccccccccccccccc} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 & 12 & 13 & 14 & 15 & 16 & 17 & 18 & 19 & 20 & 21 & 22 & 23 & 24 & 25 & 26 & 27 \\ \hline 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 3 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 9 & 0 & 1 & 1 \\ 10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 11 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 12 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 13 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 14 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 15 & 0 \\ 16 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 17 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 18 & 0 & 1 & 0 \\ 19 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 20 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 21 & 0 & 1 \\ 22 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 23 & 0 \\ 24 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 25 & 0 \\ 26 & 0 & 1 \\ 27 & 0 \end{array}$$

Abbildung 5-20: Adjazenzmatrix des Beispielgraphs

### 5.5.3 Zweite Optimierungsschleife

Die Optimierungsschleife von Baustein B beschäftigt sich mit der qualitativen Verbesserung der Standübersetzungen der Planetenradsätze sowie der Auswahl der am besten geeigneten Schaltzustände für die entsprechenden Getriebegänge.

Den Grundstein dieser Optimierungsschleife legt die in Kapitel 5.5.1 und Kapitel 5.5.2 analytisch erzeugte *loesungsmenge*, welche alle bindbaren  $\vec{G}$  und  $\vec{K}$  Kombinationen beinhaltet. Eine einzelne Kombinationsvariante wird mit dem Parameter *loesungs\_var* beschrieben. Des Weiteren fließt die in Baustein A ermittelte BEST-

Übersetzungsreihe  $BEST_i$  ein, die für den folgenden Teilalgorithmus das Optimierungsziel vorgibt. Das in Abbildung 5-21 dargestellte Struktogramm zeigt den schematischen Aufbau des entwickelten Teilalgorithmus.

- I. Als erstes wird die Funktion *aufbau\_SzL* aufgerufen, welche die der Kombination *loesungs\_var* zugehörigen Betriebsmodi erzeugt. Anhand von zufällig erzeugten Initialwerten für die Standübersetzungen *para\_i0* wird mithilfe des kinematischen Analyseverfahrens die vollständige Schaltzustandsliste einschließlich der Übersetzungen erstellt. Die Funktion filtert die ermittelten Schaltzustände auf positive und negative Übersetzungen.
- II. Der zweite Teil untersucht, ob mittels der Schaltzustandsliste mehr Übersetzungen realisiert werden können, als durch die Erstellung der BEST-Übersetzungsreihe aus Baustein A gefordert. In Abhängigkeit von diesem Ergebnis wird die Optimierung auf unterschiedliche Weise fortgesetzt. Für den Fall, dass zu wenige Übersetzungen in der Schaltzustandsliste vorhanden sind, erfolgt ein Abbruch des Optimierungsverfahrens und die Kombinationsvariante *loesungs\_var* entfällt daraufhin aus der globalen Lösungsmenge. Werden mehr Übersetzungsmöglichkeiten oder eine identische Anzahl ermittelt, findet die Durchführung des weiterführenden Algorithmus auf zwei ungleich komplexe Arten statt. Diese zwei Lösungswege sind im Folgenden ausführlich erläutert.

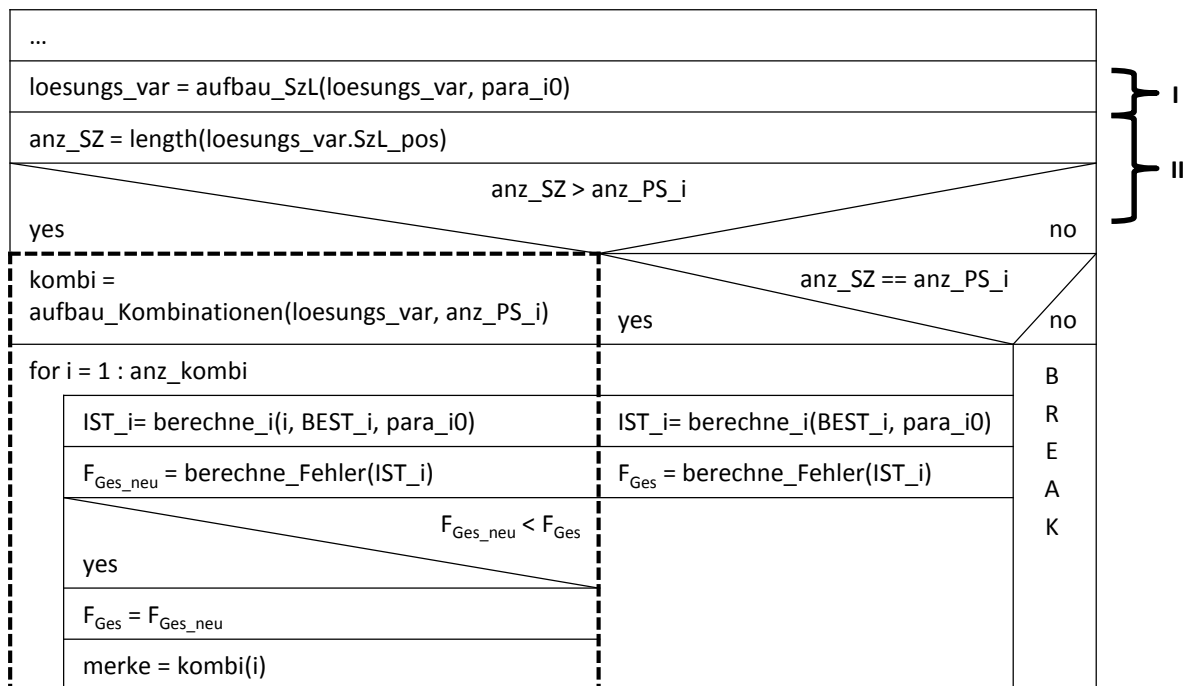


Abbildung 5-21: Erstellung der Schaltzustandsliste und die Optimierung der Standübersetzung

Für den Fall der weniger komplexen Variante ist die geforderte gleich der tatsächlich möglichen Übersetzungsanzahl. Dann erfolgt lediglich eine Optimierung für die Standübersetzungen der Planetenradsätze auf Basis der in Kapitel 5.4.3 vorgestellten Methode. Die Berechnung der zu untersuchenden IST-Übersetzungsreihe liegt den Parametern und der Gangverteilungsstrategie der BEST-Übersetzungsreihe sowie den vorliegenden Optimierungsparametern für  $para_{i0}$  zu Grunde. Die innerhalb der Zielfunktion vorgestellte Fehlerberechnung wird um eine weitere Komponente  $F_{i0}$  erweitert (s. Gleichung (5-16)).

$$F_{Ges} = a \cdot F_i + b \cdot F_\varphi + c \cdot F_{iG} + d \cdot F_{i1} + e \cdot F_{i0} \quad (5-16)$$

Diese Komponente beschreibt die Abweichung der optimierten Standübersetzung zu einem vorab definierten Optimum von  $i_0 = 2,5$ . Dieser Wert stellt sowohl konstruktiv als auch bezüglich einer geeigneten Lastübertragung einen Zielwert für die Realisierung von Planetenradsätzen dar [11]. Die Gewichtung  $e$  fällt in der Synthese vergleichsweise niedrig aus, da diese Eigenschaft in der späteren Bewertung der einzelnen Getriebestrukturen der finalen Lösungsmenge in Kapitel 6.2 berücksichtigt wird.

Der in Abbildung 5-21 markierte Teil zeigt den komplexeren Ablauf der Optimierung für Varianten mit mehr Übersetzungsmöglichkeiten als ursprünglich durch die BEST-Übersetzungsreihe gefordert. Mithilfe der Funktion *aufbau\_Kombinationen* werden alle theoretischen Kombinationsmöglichkeiten erstellt. Die Funktion ermittelt für alle Kombinationen, wie die möglichen Schaltzustände auf die geforderten Übersetzungen verteilt werden können. Daraufhin erfolgt eine Fehlerbetrachtung nach Gleichung (5-16) für jede dieser Varianten, was mit einem Zuwachs der Rechenzeit des Teilalgorithmus einhergeht. Die Variante mit dem geringsten Fehlerwert verbleibt im Syntheseprozess für die weitere Optimierung der Standübersetzungen der Planetenradsätze.

## 5.6 Baustein C

Der Baustein C verwendet die Teilergebnisse der anderen Bausteine, um den Aufbau der vollständigen Getriebestruktur durchzuführen. Dabei fließen der synthetisierte Planetenradsatz und die optimierte IST-Übersetzungsreihe aus Baustein B sowie die Gangverteilungsstrategie aus Baustein A mit ein.

### 5.6.1 Generierung von $\vec{G}$ , $\vec{K}$ und $\vec{SzL}$

Sowohl für den Aufbau von  $\vec{G}$  als auch für den von  $\vec{K}$  bilden die Strukturmatrizen des gekoppelten Planetenradsatzes die Grundlage.

$\vec{G}$  besitzt zunächst die gleiche Anzahl an Spalten wie Planetenradsätze in der Getriebestruktur enthalten sind. Im dargestellten Fallbeispiel bedeutet dies zwei Radsatzebenen (s. Abbildung 5-22). Im Folgenden Schritt werden diese mithilfe einer logischen Schleife um die geforderten Stirnradstufen  $anz\_stirn$  des kompletten Getriebes abzüglich der Ebene der Getriebekonstante ergänzt. Diese Zahnradstufe wird mit einem zusätzlichen iterativen Schritt am Ende des Teilalgorithmus hinzugefügt. Die Übersetzung der Konstante wird an dieser Stelle mit  $i = 1$  angenommen, um die Komplexität zu reduzieren. Für eine detaillierte konstruktive Betrachtung ist eine Übersetzungsanpassung der Stirnradstufen denkbar, sofern multiplikativ die Gesamtübersetzungen in den einzelnen Lastpfaden bestehen bleiben.

Die finale Matrix  $\vec{G}$  zeigt eine modifizierte Ausführung zu der in Kapitel 5.1.1 vorgestellten Struktur. Beide Matrizen haben die gleiche IST-Übersetzungsreihe und Planetenradsatzstruktur, jedoch leichte Abweichungen der konstruktiven Auslegung der Stirnradstufen. Los- und Festräder an Voll-, Hohl- und Vorgelegewelle des Getriebes sind verschiedenartig. Eine detaillierte Untersuchung dieser strukturellen Unterschiede beschreibt Lesch [28]. An dieser Stelle wird exemplarisch nur auf eine Variante eingegangen.

I	$\vec{G} = \begin{bmatrix} 3 & 4 \\ 4 & 2 \\ 2 & 1 \\ -2,5 & -3,15 \\ 0,98 & 0,98 \end{bmatrix}$	
II	$\vec{G} = \begin{bmatrix} 3 & 4 & 8 & 8 & 8 \\ 4 & 2 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 5 & 6 & 7 \\ -2,5 & -3,15 & 1,32 & 0,77 & 2,04 \\ 0,98 & 0,98 & 0,99 & 0,99 & 0,99 \end{bmatrix}$	<pre>for i = 1 : anz_stirn     G_Matrix(1, anz_PS + i) = anz_wellen_GES - 1     G_Matrix(1, anz_PS + i) = 0     G_Matrix(1, anz_PS + i) = anz_wellen_PS + i     G_Matrix(1, anz_PS + i) = p_in(anz_PS_i + i)     G_Matrix(1, anz_PS + i) = 0.99 end;</pre>
III	$\vec{G} = \begin{bmatrix} 3 & 4 & 8 & 8 & 8 & 8 \\ 4 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 5 & 6 & 7 & 9 \\ -2,5 & -3,15 & 1,32 & 0,77 & 2,04 & 1 \\ 0,98 & 0,98 & 0,99 & 0,99 & 0,99 & 0,99 \end{bmatrix}$	<pre>G_Matrix(1, anz_PS + i) = anz_wellen_GES - 1 G_Matrix(1, anz_PS + i) = 0 G_Matrix(1, anz_PS + i) = anz_wellen_GES G_Matrix(1, anz_PS + i) = p_in(end) G_Matrix(1, anz_PS + i) = 0.99</pre>

Abbildung 5-22: Generierung von  $\vec{G}$

$\vec{K}$  besitzt zunächst ein komplexes Schaltelement, also zwei einzelne Kopplungsmöglichkeiten innerhalb des Planetenradsatzes. Dieses SE wurde aus der vorangegangenen Synthese der Planetengetriebe übernommen. Aufgrund der Definition von

$anz\_SE\_stirn = 2$  müssen durch den Algorithmus zwei weitere SE beziehungsweise vier einzelne Kopplungsmöglichkeiten hinzugefügt werden. Als Erstes wird das komplexe SE ergänzt, welches zum Koppeln der Stirnräder, die dem kombinierten Lastpfad angehören, herangezogen wird (s. Abbildung 5-23). Dieses Bauteil wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit stets als Bereichselement bezeichnet, da es zwischen verschiedenen Übersetzungsbereichen des gekoppelten Planetenradsatzes umschaltet.

Für den zweiten Schritt dieses Vorgangs muss untersucht werden, ob die Verwendung eines Zusatzschaltelementes, wie im Kapitel 5.4.2 erwähnt, berücksichtigt werden muss. Weist das Ergebnis der Gleichung (5-17) einen Wert größer null auf, ergibt sich die Möglichkeit, das innenliegende Stirnrad des kombinierten Lastpfades direkt mit der Antriebswelle des Verbrennungsmotors zu koppeln. Dieser Sachverhalt kann Wirkungsgradvorteile hervorbringen oder die Schaltlogik hinsichtlich der Direktschaltfähigkeit von Mehrfachschaltungen verbessern. Für die Umsetzung dieser zusätzlichen Funktionalität sind nur geringe konstruktive Änderungen notwendig, die keine schwerwiegende Bauteilmehrung verursachen. Die schematische Darstellung eines Zusatzschaltelementes ist in der Getriebestruktur der Abbildung 7-6 im Kapitel 7 visualisiert. Mit dem Ergebnis null sind keine weiteren Besonderheiten für das Verfahren zu beachten.

$$x = (anz\_SE\_stirn \cdot 2) - anz\_stirn \quad (5-17)$$

Die Schaltelemente, die die Stirnräder auf der Antriebswelle mit der Vorgelegewelle verknüpfen, werden anschließend iterativ hinzugefügt. Das letzte SE verbindet stets An- und Abtriebswelle miteinander zur Realisierung des Direktganges. Wie in Abbildung 5-23 zu erkennen, ergibt sich auch für  $\vec{K}$  eine modifizierte Ausführung angesichts einer anderen Verwendung von Los- und Festrädern innerhalb der Getriebestruktur.

$$\vec{K} = \begin{bmatrix} 0 & 2 & 2 & 2 & 1 & 1 \\ 4 & 4 & 5 & 6 & 7 & 9 \end{bmatrix}$$

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}_{\text{I}} \quad \underbrace{\hspace{1cm}}_{\text{II}} \quad \underbrace{\hspace{1cm}}_{\text{III}}$

Abbildung 5-23: Generierung von  $\vec{K}$

Um die Schaltzustandsliste  $\overline{SzL}$  zu erzeugen, werden zu Beginn alle möglichen Schaltzustände generisch ermittelt. Bei einer Anzahl von drei komplexen Schaltelementen bedeutet dies 27 unterschiedliche Zustände. Mithilfe der kinematischen Analyse werden nicht nutzbare Zustände, wie beispielsweise ein blockierendes Getriebe, aus der Lösungsmenge entfernt. In der Schaltzustandsliste sollen am Ende

ausschließlich Zustände enthalten bleiben, die mittels einer einzigen Drehzahlvorgabe ein vollbestimmtes lineares Gleichungssystem ergeben.

Um für die Beispielgetriebestruktur einen Freiheitsgrad von  $FG = 1$  zu erreichen, müssen nach Gleichung (5-1) stets zwei Schaltelemente in der Getriebestruktur geschlossen sein. Abbildung 5-24 zeigt die zwölf Schaltzustände, die in der finalen Matrix verbleiben. Infolgedessen ergeben sich im Vergleich zur  $\overline{SzL}$  aus Kapitel 5.1.2 einige Unterschiede, die auf den zusätzlichen Rahmenbedingungen und den Modifikationen in der Getriebestruktur beruhen.

$$\overline{SzL} = \begin{bmatrix} BM_1 & BM_2 & BM_3 & BM_4 & BM_5 & BM_6 & BM_7 & BM_8 & BM_9 & BM_{10} & BM_{11} & BM_{12} \\ [0,4] & [2,4] & [0,4] & [2,4] & [0,4] & [2,4] & [2,5] & [2,6] & [0,4] & [2,4] & [2,5] & [2,6] \\ [2,5] & [2,5] & [2,6] & [2,6] & [1,7] & [1,7] & [1,7] & [1,7] & [1,9] & [1,9] & [1,9] & [1,9] \\ 5,48 & 1,32 & 3,19 & 0,77 & 2,04 & 2,04 & 2,04 & 2,04 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

Abbildung 5-24: Schaltzustandsliste

Die gefilterte  $\overline{SzL}$  bildet die Voraussetzung für die Erstellung der optimalen Schaltlogik der festen Getriebegänge. Die Schaltzustände mit anderen Freiheitsgraden, wie zum Beispiel dem mit variabel verstellbarer Übersetzung, gehen zu einem späteren Zeitpunkt in die Analyse und Bewertung elektrifizierter Betriebsmodi ein.

### 5.6.2 Aufbau der optimalen Schaltlogik

Aus der  $\overline{SzL}$  lässt sich ablesen, dass für einige feste Übersetzungen verschiedene Betriebsmodi existieren. Mithilfe des algorithmisch erzeugten Vektors  $BM\_zuordnung$  (s. Gleichung (5-18)) werden die Verteilungsmöglichkeiten der Betriebsmodi für  $\overline{SzL}$  des vorliegenden Fallbeispiels dargestellt.

$$BM\_zuordnung = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 4 \\ 1 \\ 4 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} BM_1 \\ BM_3 \\ BM_5, BM_6, BM_7, BM_8 \\ BM_2 \\ BM_9, BM_{10}, BM_{11}, BM_{12} \\ BM_4 \end{bmatrix} \quad (5-18)$$

Die Begebenheit benachbarte Gänge mit den vorhandenen Betriebsmodi direkt Schalten zu können, ist durch den in Kapitel 5.4.2 beschriebenen Algorithmus zum Nachweis der Direktschaltfähigkeit belegt. Für bestimmte Gänge ergeben sich eindeutig definierte Betriebsmodi (s. Abbildung 5-25).

$$\vec{L} = \begin{bmatrix} \text{Gang 1} & \text{Gang 2} & \text{Gang 3} & \text{Gang 4} & \text{Gang 5} & \text{Gang 6} \\ [0,4] & [0,4] & \dots & [2,4] & \dots & [2,4] \\ [2,5] & [2,6] & & [2,5] & & [2,6] \end{bmatrix}$$

Abbildung 5-25:  $\vec{L}$  der eindeutig definierten Getriebegänge

Verschiedene Fahrsituationen können die Wahl unterschiedlich geeigneter Betriebsmodi hervorrufen. So kann bei einer konstanten Beschleunigung und den im Verlauf ausgeführten HS eine für den dritten Gang gewählte Schaltkombination weniger Schalt- oder Prädiktionsaufwand verursachen, als der gleiche Betriebsmodus bei einem langsam ausrollenden herunterschaltenden Fahrzeug. Das Ziel der Erstellung der optimalen Schaltlogik ist es, die Betriebsmodi geschickt zu kombinieren, sodass ein möglichst geringer Prädiktionsaufwand zwischen allen Getriebegängen in allen erdenklichen Fahrsituationen entsteht. Des Weiteren soll die Schalthäufigkeit für die Mehrfachschaltungen, vorzugsweise die der Rückschaltungen (RS), niedrig gehalten werden (s. Kapitel 6.3.3).

Für die Erzeugung der optimalen Schaltlogik wurde ein eigenständiger Algorithmus entwickelt. Es wird die Annahme getroffen, dass im aktuellen Betriebsmodus das Bereichselement geschlossen sein muss. Nur so kann gewährleistet werden, dass die Funktionalitäten der EM jederzeit abgerufen werden können. Dabei ist nicht relevant, welche der beiden Kopplungsmöglichkeiten aktiv ist. Für die nicht eindeutig definierten Getriebegänge existieren drei verschiedene Startbedingungen.

- I. Es handelt sich um den ersten Getriebegang, der keinen eindeutigen Betriebsmodus besitzt. In diesem Fall wird ein Modus nach dem Zufallsprinzip ausgewählt und gegebenenfalls durch die Betrachtung anschließender Gänge ein weiteres Mal hin zur bestmöglichen Schaltkombination geändert.
- II. Der nächst kleinere und größere Gang sind eindeutig bestimmt. An dieser Stelle gibt es wiederum verschiedene Möglichkeiten, die betrachtet werden müssen, um den optimalen Betriebsmodus auszuwählen. Im vorliegenden Fall ist für ein eindeutig bestimmbares Gleichungssystem neben dem Bereichselement ein weiteres SE geschlossen. Die Zuweisung der optimalen Schaltlogik orientiert sich vor allem an der Minimierung der Prädiktionsvorgänge.

Wenn zwei weitere Schaltelemente geschlossen sein müssen, wie beispielsweise für die im Ergebnisteil vorgestellten Getriebestrukturen (s. Kapitel 7), erhöht sich der Aufwand der Untersuchung. Folgende Varianten werden für die Bestimmung der Schaltlogik betrachtet.

- i. Beide Schaltelemente sind gleich.
- ii. Beide Schaltelemente sind ungleich.
- iii. Ein Schaltelement ist gleich.

Es erfolgt eine Priorisierung der Auswahl des optimalen Schaltzustandes. Der Aufwand für Schaltungen und Prädiktionsvorgänge im Hinblick auf Mehrfachschaltung sind dabei das entscheidende Kriterium.

- III. Im dritten Fall handelt es sich um den letzten Gang oder um einen Gang, für den der darauffolgende Gang nicht im Voraus eindeutig bestimmt ist.

Diese beiden Möglichkeiten repräsentieren prinzipiell den gleichen Sachverhalt. Dabei ist es möglich, dass mehrere Gänge aufeinanderfolgend nicht belegt sind. Nachdem für den betroffenen Gang ein vermeintlich optimaler Schaltzustand gewählt wurde, ist es erforderlich die anderen Betriebsmodi für die Auswahl des optimalen Schaltzustandes des folgenden Ganges mit zu betrachten. Beispielsweise muss bei der Nichteinhaltung einer Direktschaltfähigkeit der benachbarten Getriebegänge ein rekursiver Aufruf der Funktion erfolgen, um die Auswahl des optimalen Schaltzustandes des vorangegangenen Ganges erneut auszuführen.

Im vorliegenden Fallbeispiel ist der Durchlauf des Algorithmus vergleichsweise einfach und zügig, da nicht viele Freiheitsgrade bestehen. Es wird die Schaltlogik nach Abbildung 5-26 ermittelt. Aus der Abbildung lässt sich ableiten, dass im Beispielgetriebe für eine Hochschaltung in den vierten und sechsten Gang oder eine Rückschaltung aus diesen beiden Gängen eine Prädiktion des Bereichselements erforderlich ist. Eine intelligente AGS Funktion kann diese Prädiktionsvorgänge im Fahrbetrieb präventiv durchführen.

$$\vec{L} = \begin{bmatrix} \text{Gang 1} & \text{Gang 2} & \text{Gang 3} & \text{Gang 4} & \text{Gang 5} & \text{Gang 6} \\ [0,4] & [0,4] & [1,7] & [2,4] & [1,9] & [2,4] \\ [2,5] & [2,6] & [2,6] & [2,5] & [2,6] & [2,6] \end{bmatrix}$$

$$\begin{matrix} & & \text{o.} & & \text{o.} & \\ & & [2,5] & & [2,5] & \end{matrix}$$

Abbildung 5-26:  $\vec{L}$  der Beispielstruktur



---

## 6 Bewertung der Getriebestrukturen

Das vorab beschriebene Syntheseverfahren erzeugt eine hohe Anzahl an Getriebestrukturen. Im Verlauf der Synthese wird diese Zahl schrittweise reduziert. Dennoch ist es unabdingbar für die in der Lösungsmenge verbleibenden Getriebestrukturen ein geeignetes Bewertungsverfahren durchzuführen, um die Teillösungen hinsichtlich bestimmter Entwicklungsziele zu verifizieren. Im Rahmen des folgenden Kapitels werden für das Verfahren aussagekräftige Bewertungskriterien entwickelt, die der Verifizierung der in Kapitel 4.1 dargestellten konzeptspezifischen Eigenschaften dienen. In Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2206 [62] wird der Begriff **Verifizierung** in dieser Arbeit wie folgt definiert:

*„Die Verifizierung ermittelt, ob eine Getriebestruktur grundsätzlich plausibel und technisch richtig ist, sowie ob sie den eingangs aufgestellten Anforderungen genügt.“*

Mithilfe des Bewertungsverfahrens wird für den vorliegenden Anwendungsfall eine Systemreihenfolge aufgestellt, die im weiteren Entwicklungsprozess der Bestimmung eines hinreichend beschriebenen realen Systems zur Verfügung steht.

### 6.1 Ablauf des Bewertungsverfahrens

Abbildung 6-1 zeigt den schematischen Ablauf des in dieser Arbeit umgesetzten Bewertungsverfahrens, welches auf der von Gumpoltsberger [26] und Müller [15] beschriebenen Nutzwertanalyse basiert. Zunächst werden die Bewertungskriterien festgelegt. Diese werden aus den im Kapitel 1.1 beschriebenen allgemeingültigen Getriebeanforderungen sowie den spezifischen Anforderungen des zu untersuchenden Getriebekonzepts aus Kapitel 4.1 abgeleitet. Voraussetzung für die Definition der Bewertungskriterien ist die Quantifizierbarkeit der entsprechenden Eigenschaften, wie beispielsweise ein Drehzahlverhältnis oder die Anzahl relevanter Bauteile. Auf diese Weise können die Werte der Kriterien anhand der synthetisierten Getriebestruktur bestimmt werden. Eigenschaften, die erst nach einer konstruktiven Umsetzung eindeutig belegbar sind, wie Produktkosten oder die Lebensdauer, lassen sich schwer berücksichtigen. Quantifizierbare Kriterien können als Anhaltspunkte für die nicht eindeutig bestimmbar Kriterien dienen und eine geeignete

Auslegung unterstützen. Die schematisch festgelegten Hauptkriterien und thematisch untergeordneten Einzelkriterien werden im anschließenden Kapitel 6.2.1 im Detail erläutert. An zweiter Stelle werden die Systemgrenzen definiert, welche die im Entwicklungsprozess maximal und minimal zulässigen Werte der Bewertungskriterien aufzeigen. Ein Algorithmus berechnet anschließend die numerischen Werte eines Kriteriums durch die synthetisierte Getriebestruktur. Ein Kriterium kann einen oder mehrere Werte besitzen, die in der weiteren Forschungsarbeit stets als Bewertungswert (BWW) bezeichnet werden. Mittels eines geeigneten Suchalgorithmus ergibt sich anschließend aufgrund der vorab definierten Grenzen eine erheblich reduzierte Lösungsmenge.

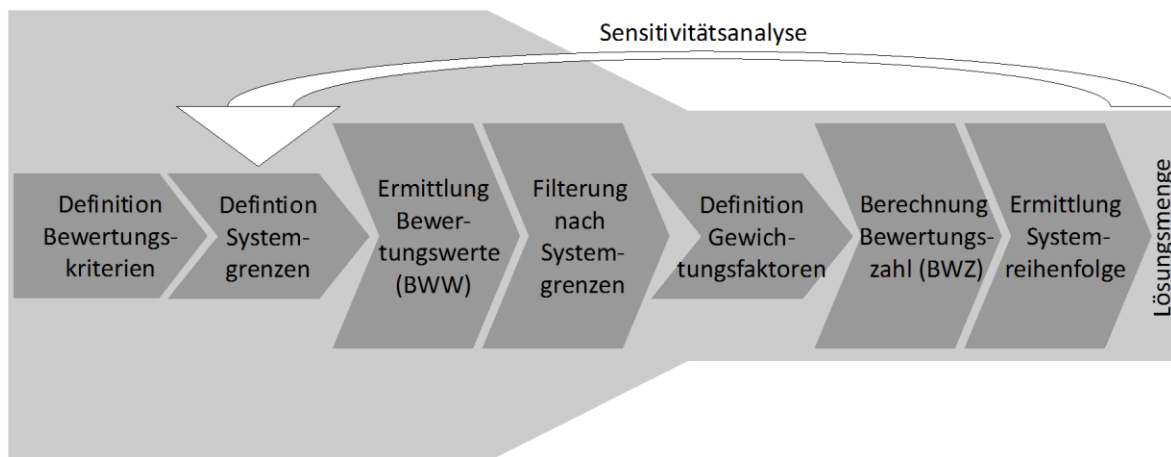


Abbildung 6-1: Ablauf des Bewertungsverfahrens

Im fünften Teil des Verfahrens werden die charakteristischen Gewichtungsfaktoren definiert. Individuelle Faktoren werden für die Haupt- sowie Einzelkriterien festgelegt. Die Gewichtung gilt als Maß für den Beitrag der Einzelkriterien zum Erreichen der in dieser Arbeit beschriebenen Zielvorstellungen des Getriebekonzeptes. Mit Hilfe der Faktoren werden anschließend die Bewertungszahlen der Einzelkriterien und schlussendlich die Gesamtbewertungszahl der entsprechenden Getriebestrukturen berechnet. Eine Bewertungszahl (BWZ) dient als Werkzeug, um die einzelnen Lösungen des Objektsystems mit dem Zielsystem abzugleichen. Die Gesamtbewertungszahl bildet die Grundlage zur Ermittlung der Systemreihenfolge. Die Getriebestruktur mit der höchsten BWZ erfüllt letztlich die geforderte Zielvorstellung am besten.

Die Systemgrenzen und Gewichtungsfaktoren beeinflussen maßgeblich die Quantität und Qualität der Systemreihenfolge, beziehungsweise die der finalen Lösungsmenge. Eine Sensitivitätsanalyse kann den Nutzen der Grenzen systematisch steigern und die Lösungsmenge gemäß dem geforderten Anwendungsfall entsprechend kalibrieren, wie durch Müller [15] beschrieben. Dieser zusätzliche Analyseaspekt

ist zwar mit hohem Aufwand verbunden, erzielt jedoch eine signifikante Verbesserung der Ergebnisqualität.

Zusammenfassend zeigt der Ablauf des Bewertungsverfahrens, dass insbesondere die einzelnen Definitionsaufgaben vom Entwicklungsingenieur eine hohe Leistung erfordern. Seine Erfahrungen, Kreativität, technisches Wissen und Fertigkeiten helfen ihm dabei. Die Bestimmung der Bewertungskriterien, Systemgrenzen und Gewichtungsfaktoren tragen existenziell zur Güte der Einzellösungen in der Systemreihenfolge bei und bilden daher das Fundament einer adäquaten Bewertbarkeit.

## 6.2 Aufbau der Bewertungsstruktur

Alle Bewertungskriterien werden einer hierarchischen Bewertungsstruktur zugeordnet, die sich aus zwei Ebenen zusammensetzt. Die erste Ebene beinhaltet sechs Hauptkriterien mit jeweils einer bestimmten Anzahl an thematisch untergeordneten Einzelkriterien der zweiten Ebene. Eine konkrete Unterscheidung zwischen spezifischen Eigenschaften des elektrischen oder des verbrennungsmotorischen Teilsystems erfolgt an dieser Stelle nicht, da die vorliegende hybride Getriebestruktur als einheitliches System betrachtet wird.

### 6.2.1 Bewertungskriterien

Die sechs Hauptkriterien sollen es ermöglichen alle Aspekte der globalen Entwicklungsziele sowie die konzeptspezifische Ziele für die Bewertung der Getriebestruktur zu berücksichtigen.

Das **Bauraum**kriterium steht für das durch das Getriebesystem eingenommene Volumen im Fahrzeugverbund. Der Bedarf des benötigten Bauraumes steigt mit zunehmender Anzahl verwendeter Bauteilen. Aus diesem Grund werden für die Bewertung dieses Kriteriums die Anzahl der Getriebewellen, Schaltelemente, Stirnradebenen und Planetenradsatzebenen analysiert, wie in Abbildung 6-2 ersichtlich. Zugleich ist das Verhältnis von verwendeten Minus- und Plusgetrieben eine für dieses Hauptkriterium zu untersuchende Eigenschaft, da der Einsatz von Plusgetrieben in der Regel einen größeren Bauraum erfordert. Ein geringerer Bauraum und damit ein leichteres Systemgewicht wirken sich zudem positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. Der Fortschritt der steigenden technologischen Vielfalt im Fahrzeugbau erfordert eine geringe Getriebebaugröße, um weiteren Innovationen Platz zu verschaffen. Zudem erhöht eine überdurchschnittliche Anzahl an Bauteilen die Kosten eines solchen Produktes. Es müssen mehr finanzielle Mittel in die Materialbeschaffung investiert werden und der Entwicklungsaufwand des Gesamtsystems steigt.

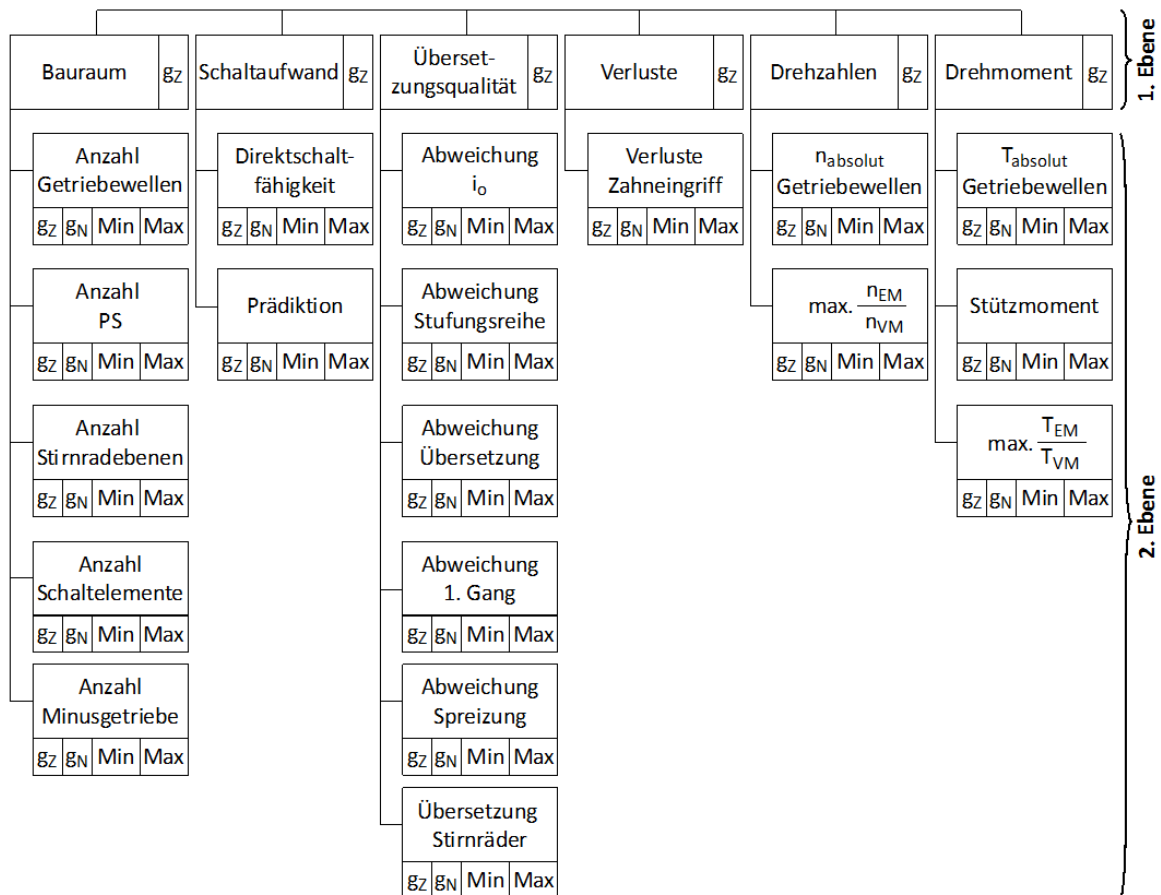


Abbildung 6-2: Bewertungsstruktur in zwei Ebenen

Der **Schaltaufwand** kennzeichnet das zweite Hauptkriterium. Während eines fest eingelegten Getriebeganges ist eine bestimmte Anzahl an Schaltelementen geschlossen, die durch den Freiheitsgrad des zu untersuchenden Systems eindeutig definiert ist. Um einen Getriebegang direkt zu wechseln, ist es notwendig ein SE zu öffnen und ein anderes zu schließen. In Abhängigkeit des Gangwechsels variiert diese Anzahl von Schaltvorgängen um den Übersetzungswechsel zu vollziehen sowie die notwendige Prädiktion vorzunehmen. Die Prädiktion ist ein Schaltvorgang, der den voraussichtlich anschließenden Getriebegang adäquat vorbereitet. Diese Art von Schaltvorgang findet nicht zeitgleich zum eigentlichen Übersetzungswechsel statt. Der Einsatz einer adaptiven Getriebesteuerung (AGS) ist an dieser Stelle denkbar. Die AGS kann die aktuelle Fahrsituation analysieren, den nächsten ZIEL-Gang vorhersagen und das Getriebe entsprechend präparieren. Die Überprüfung der Direktschaltfähigkeit der benachbarten Gänge ist bereits Bestandteil des Synthesalgorithmus. Das Getriebekonzept eignet sich darüber hinaus für eine hohe Direktschaltfähigkeit von Mehrfachschaltungen. Innerhalb dieses Hauptkriteriums wird das Getriebe auf die Gangwechsel zur direkten Übersetzungsänderung sowie auf die Prädiktionsvorgänge aller möglichen Gangwechsel untersucht und bewertet.

Die Anzahl der Schaltvorgänge zur Übersetzungsänderung und in der Prädiktionsphase formt signifikant die Schaltungscharakteristik. Auch die Bauteilbelastung steigt durch eine hohe Anzahl an Schaltvorgängen bedeutend an und beeinflusst so die Lebensdauer des Getriebes. Schaltvorgänge können bei bestimmten Fahrmanövern hörbar sein. Diese akustischen Auffälligkeiten sind besonders in stillstandsnahe Fahr Situationen durch die Fahrzeuginsassen negativ wahrnehmbar.

Das Hauptkriterium der **Übersetzungsqualität** wird vorwiegend durch die Fehlerbetrachtungen der zwei Optimierungsschleifen aus Kapitel 5.4.3 und Kapitel 5.5.3 geprägt. Die Abweichung von der optimalen Übersetzungsreihe, der Stufungsreihe, der Übersetzung des 1. Ganges, der Getriebespreizung und der optimalen Standübersetzung beeinflussen die Anpassungsfähigkeit an die relevanten Betriebspunkte des Verbrennungsmotorkennfeldes. Diese Eigenschaft beeinflusst unmittelbar den Kraftstoffverbrauch sowie das Dynamikverhalten des Fahrzeuges. Die Annäherung an die optimale Standübersetzung der Planetenradsätze ist zusätzlich ein Maß für eine angemessene Bauraumausnutzung sowie geringe Bauteilbelastung. Diese Eigenschaft fließt ebenfalls in die Bewertung ein. Es besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der Übersetzungshöhe der Stirnradverzahnungen und dem Akustikverhalten des Getriebes. Die Bewertung dieser Begebenheit wird im Verfahren berücksichtigt.

In einem Fahrzeuggetriebe existieren an vielen Stellen **Verluste** in der Kraftübertragung. Nur wenige lassen sich in diesem Entwicklungsstadium gut quantifizieren. Aus diesem Grund wird für die Bewertung dieses Hauptkriteriums ausschließlich der Verlust durch die Zahneingriffe im aktuellen Lastpfad analysiert. Dieses Kriterium wird gangspezifisch ermittelt, um eine aussagekräftige Tendenz des gesamten Getriebeverlustes darstellen zu können. Der Verlust beziehungsweise der Wirkungsgrad beschreibt einen wichtigen Einflussfaktor des Kraftstoffverbrauches.

Ein maßgeblicher Punkt für die Auslegung der Getriebebauteile ist das **Drehzahlverhalten**. Je höher die absoluten und relativen Drehzahlbelastungen sind, desto geringer ist die Lebensdauer der Bauteile. Folglich müssen relevante Bauteile größer und steifer ausgelegt werden, was sich negativ auf Kosten, Gewicht und Bauraumverhalten auswirkt. Im Hinblick auf einen angemessenen Rechenaufwand werden nur die absoluten Drehzahlen bewertet. Zum einen kann davon ausgegangen werden, dass geringe Absolutdrehzahlen geringe Relativedrehzahlen verursachen, und zum anderen, dass die schlussendlichen Relativedrehzahlen erst nach einer konstruktiven Auslegung mit entsprechender Güte bestimmbar sind. Die untersuchten Absolutdrehzahlen stellen zugleich ein Maß für das Akustikverhalten des Getriebes dar. Höher drehende Getriebewellen erzeugen ein auffälligeres Getriebegeräusch

als niedrig drehende. Mit hohen Drehzahlen der Wellen steigen die Trägheitsmassen. Hohe Massen sind schwerer zu beschleunigen und bewirken ein schlechteres Dynamikverhalten. Außerdem rufen kleine elektrische Drehzahlen in der Regel ein hohes Drehmomentpotenzial in den entsprechenden Betriebspunkten der EM hervor. Im Hauptkriterium Drehzahl wird auch das maximale Drehzahlverhältnis zwischen der elektrischen und verbrennungsmotorischen Maschine bewertet. Diese Kennzahl ist ein wichtiges Kriterium für die Auslegung der elektrischen Maschine und die mögliche Verwendung von Baukastensystemen.

In die Bewertung des **Drehmoment**kriteriums fließen drei Einzelkriterien ein. Als erstes werden die absoluten Drehmomente aller Getriebewellen normiert bewertet. Die Werte prägen maßgeblich die Dimensionierung und das Gewicht der Bauteile, was sich auf Lebensdauer und Kraftstoffverbrauch auswirkt. Wie bereits für das Drehzahlkriterium erläutert, weisen hohe Absolutwerte basierend auf größeren rotierenden Massen ein schlechteres Dynamikverhalten auf. An zweiter Stelle wird das maximale Drehmomentverhältnis zwischen elektrischer und verbrennungsmotorischer Maschine betrachtet. Diese Bewertung berücksichtigt die Auslegungsbeschränkung der elektrischen Maschine. Das letzte Einzelkriterium beurteilt die Qualität des Stützmomentes in einer Schaltung. Im zu untersuchenden Getriebekonzept erfolgt beim Gangwechsel keine Zugkraftunterbrechung, da mittels leistungsverzweigter Getriebestruktur über die EM ein Stützmoment gestellt wird. Diese Eigenschaft steht in direktem Zusammenhang zum Schaltungskomfort und Dynamikempfinden des Fahrzeugführers.

### 6.2.2 Systemgrenzen

Ein weiterer Bestandteil der Bewertungsstruktur sind die Systemgrenzen. Sie repräsentieren den minimalen beziehungsweise den maximalen Erfüllungsgrad eines Kriteriums für das zu untersuchende Getriebekonzept. Die Systemgrenzen werden für die Einzelkriterien in der zweiten Strukturebene festgelegt.

Diese definierbaren Extrema der Bewertungswerte ermöglichen dem Entwicklungsingenieur die Lösungsmenge entsprechend variierender Zielanforderungen zu beeinflussen. Ist in der Bewertungsstruktur beispielweise für die Anzahl verwendeter Stirnradebenen ein maximaler Wert von sechs verankert, würde eine synthetisierte Getriebestruktur mit sieben Stirnradebenen dem Anspruch nicht genügen. Die synthetisierte Struktur entfällt somit aus der Lösungsmenge. Das zeigt, dass die Untersuchung der Systemgrenzen den Umfang der Lösungsmenge beeinflussen kann. Das an dieser Stelle vorliegende Ergebnis der Lösungsmenge wird für die Berechnung der Bewertungszahlen herangezogen. Wie in Kapitel 6.1 beschrieben,

prägt die Definition der Systemgrenzen die schlussendliche Ergebnisqualität signifikant. Die Grenzen dürfen nicht zu eng gewählt werden, um für die Zielvorstellung potenziell geeignete Getriebestrukturen nicht aus der Lösungsmenge entfallen zu lassen. Eine Sensitivitätsanalyse nach Müller [15] lernt die Grenzen Schritt für Schritt feiner zu definieren, um einen geeigneten Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Qualität darzustellen.

### 6.2.3 Gewichtungsfaktoren

Nachdem die finale Lösungsmenge für die Berechnung der Bewertungszahlen bestimmt wurde, erfolgt die Definition der Gewichtungsfaktoren für die einzelnen Bewertungskriterien. Die globalen Gewichtungsfaktoren  $g_Z$  werden sowohl für die Hauptkriterien als auch für die Einzelkriterien bestimmt. Die Summe aller Hauptkriterien ergibt einen Wert von hundert Prozent. Auch die Summe aller Einzelkriterien innerhalb eines Hauptkriteriums ergibt hundert Prozent. Wie die einzelnen Kriterien relativ zueinander gewichtet werden, lässt sich mit einem direkten Paarvergleich ermitteln. Hierbei wird die Relevanz einer Eigenschaft im Vergleich zu einer anderen Eigenschaft bestimmt. Werden alle diese Vergleiche miteinander ausgewertet, ergibt dies den individuell normierten Gewichtungsfaktor eines Einzelkriteriums.

Diese Methode ermöglicht es, einer bestimmten Eigenschaft einen besonderen Stellenwert im Bewertungsverfahren zuzuschreiben. So können dynamische Eigenschaften vergleichsweise hohe Gewichtungsfaktoren erhalten, wenn es sich im Entwicklungsziel um ein Sportgetriebe handelt. Im vorliegenden Anwendungsfall erhalten die Bewertungskriterien, die für die Verifizierung der konzeptspezifischen Eigenschaften entwickelt wurden, einen größeren Gewichtungsfaktor. Der Gewichtungsfaktor visualisiert den Anteil einer Eigenschaft zur Erreichung der Zielvorstellungen. Die Definition der Gewichtungsfaktoren kann folglich die Ordnung der Systemreihenfolge signifikant beeinflussen.

Zum Beispiel kann das Einzelkriterium für die Anzahl der Stirnradebenen einen Gewichtungsfaktor von 40 besitzen. Das zugehörige Hauptkriterium Bauraum weist eine Gewichtung von 15 auf. Daraus lässt sich mithilfe der Gleichung (6-1) der normierte Gewichtungsfaktor  $g_N = 6\%$  ermitteln. Diese 6% sind der Anteil, die das Bewertungskriterium Anzahl Stirnradebenen zum Erreichen des Gesamtziels beiträgt.

$$g_N = \frac{(g_{Z\_Ebene1} \cdot g_{Z\_Ebene2})}{100} \quad (6-1)$$

### 6.3 Berechnung der Bewertungszahlen

Für die Berechnung der Bewertungszahlen ist es von entscheidender Bedeutung, ob ein eindimensionales oder ein mehrdimensionales Kriterium vorliegt. In Kombination mit den normierten Gewichtungsfaktoren und den Systemgrenzen lassen sich alle einzelnen Bewertungszahlen ermitteln.

#### 6.3.1 Eindimensionale Kriterien

Ein eindimensionales Kriterium wird durch einen einfachen skalaren Wert beschrieben. Zu dieser Kategorie zählen die Anzahl verschiedener Bauteile oder die Abweichung der Getriebespreizung. Um die BWZ eines solchen Kriteriums zu ermitteln, wird der BWW ins Verhältnis zu den entsprechenden Grenzen gesetzt. Dieses Ergebnis repräsentiert den prozentualen Erfüllungsgrad dieses Kriteriums. Wie Abbildung 6-3 zeigt, gilt es zu beachten, ob es sich um eine Eigenschaft handelt, die mit ihrem Wachstum an Bedeutung gewinnt oder verliert.

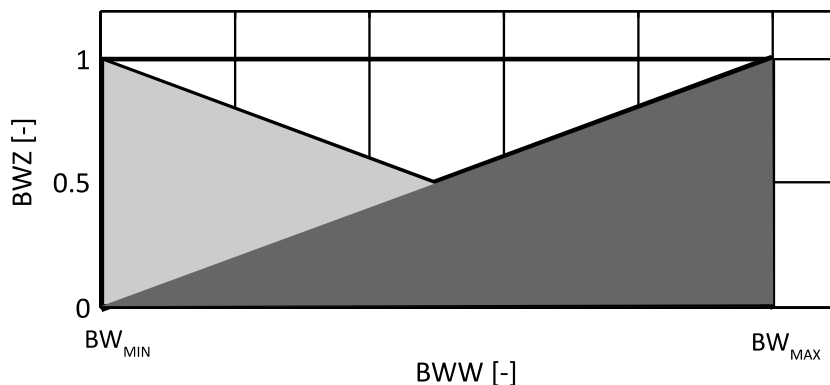


Abbildung 6-3: Erfüllungsgrade der Kriterien

Das Kriterium, welches die Anzahl an verbauten Getriebewellen innerhalb der Getriebestruktur bewertet, verkörpert eine Eigenschaft deren Bewertungszahl mit einem steigenden Kriteriumswert sinkt. Die BWZ für die Anzahl der Getriebewellen ergibt sich aus dem Produkt des beschriebenen Verhältnisses und dem normierten Gewichtungsfaktor, wie Gleichung (6-2) zeigt. Die Anzahl verwendeter Minusgetriebe beschreibt ein sich mit Wachstum positiv entwickelndes Kriterium. Die Gleichung (6-3) zeigt das gegenläufig zu berechnende Verhältnis aus BWW und Systemgrenzen.

$$BWZ = g_N \cdot \frac{BW_{MAX} - BWW}{BW_{MAX} - BW_{MIN}} \quad (6-2)$$



$$BWZ = g_N \cdot \frac{BWW - BW_{MIN}}{BW_{MAX} - BW_{MIN}} \quad (6-3)$$

### 6.3.2 Mehrdimensionale Kriterien

Mehrdimensionale Kriterien setzen sich aus einer Menge von Werten zusammen, die eine bestimmte Getriebeeigenschaft beschreiben. Die Herausforderung dieser Kategorie besteht darin, die Menge dieser Werte in einer einzigen Bewertungszahl zu vereinen, die die untersuchte Eigenschaft in adäquater Güte repräsentiert.

Ein Beispiel der vorgestellten Bewertungsstruktur für diese Kategorie sind die absoluten Drehzahlen der Getriebewellen. Die Werte für dieses Kriterium ergeben sich aus den normierten maximalen Drehzahlen der einzelnen Getriebewellen bezogen auf die verbrennungsmotorische Eingangsdrehzahl. Die anschließende Berechnung der Bewertungszahl ist aus zwei Teilschritten zusammengesetzt. Diese zwei Teile können im Hinblick auf eine repräsentative Gesamtbewertung differenziert gewichtet werden, wie in Gleichung (6-4) dargestellt.

$$BWZ = g_N \cdot (g_x \cdot x \pm g_y \cdot y) \quad (6-4)$$

Der erste Berechnungsteil stützt sich, wie in der Erläuterung der Optimierungsverfahren dieser Arbeit beschrieben, auf die Methode der kleinen Fehlerquadrate von Gauß. Die Werte des entsprechenden Kriteriums, der quadratische Fehler, werden nach Gleichung (6-5) ermittelt. Der zweite Teil besteht aus der stochastisch ermittelten Standardabweichung (s. Gleichung (6-6)). Diese soll außergewöhnliche Abweichungen der absoluten Drehzahlen vom ermittelten Mittelwert berücksichtigen. Getriebestrukturen mit signifikanten Drehzahlabweichungen werden schlechter bewertet.

$$x = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (BWW_i)^2} \quad (6-5)$$

$$y = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (BWW_i - x)^2} \quad (6-6)$$

### 6.3.3 Definition konzeptspezifischer Bewertungskriterien

Im Folgenden werden Bewertungskriterien definiert, die speziell der Analyse des in Kapitel 4.1 beschriebenen Getriebekonzeptes dienen. Diese Kriterien sollen die Getriebestrukturen der Lösungsmenge verifizieren, um die qualitative Güte der Struktur für eine Anwendung bewerten zu können.

#### 1/ Standübersetzungsqualität

Das Bewertungskriterium der Standübersetzungsqualität kann sowohl der Kategorie der ein- als auch der mehrdimensionalen Bewertungskriterien angehören. Dieser Sachverhalt wird durch die verbaute Anzahl an Planetenradsätzen der zu untersuchenden Getriebestruktur bestimmt. Die Systemgrenzen dieser Eigenschaft wurden bereits in der Synthese festgelegt. Daher besitzen die Standübersetzungen einen Betragswert zwischen  $i_0 = 1,5$  und  $i_0 = 4$ , unabhängig von der Verwendung eines Minus- oder Plusgetriebes. Diese Grenzwerte stellen eine hinreichende Qualität für dieses Kriterium dar und werden stets mit einem BWW von 10% bewertet. Das zu erreichende Optimum ist mit  $i_0 = 2,5$  definiert. Dieser Wert hat sich bezüglich konstruktiver Aufwendungen und der Bauteilbelastungen etabliert [11]. Abbildung 6-4 zeigt, wie die Bewertungszahl bei einem Kriteriumswert kleiner 2,5 mithilfe der Wachstumsgleichung (6-3) ermittelt wird, wohingegen bei Werten größer 2,5 die Gleichung (6-2) herangezogen wird. Muss mehr als ein Wert betrachtet werden, berechnet sich die BWZ mithilfe des arithmetischen Mittels. Um die normierte BWZ der Standübersetzungsqualität zu berechnen, muss im letzten Schritt der ermittelte BWW mit dem normierten Gewichtungsfaktor  $g_N$  multipliziert werden.

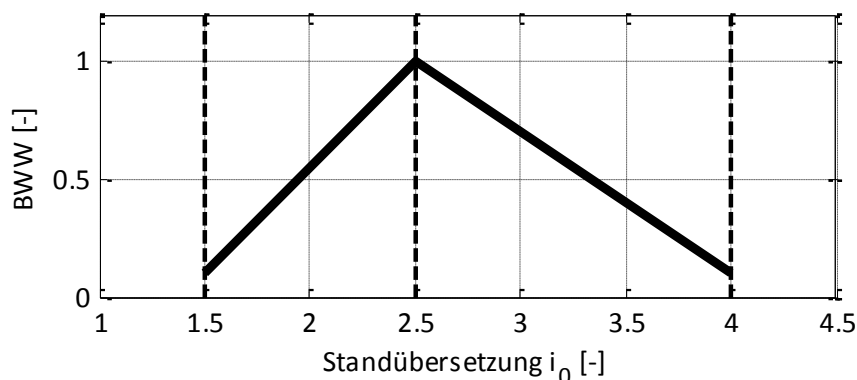


Abbildung 6-4: Berechnung des Standübersetzungsqualitätskriteriums

#### 2/ maximales Drehzahlverhältnis $vn_{EM/VM}$

Das maximale Verhältnis der elektrischen Drehzahl zur verbrennungsmotorischen Drehzahl  $vn_{EM/VM}$  ist ein wichtiges Merkmal für die praxisorientierte Eignung einer Getriebestruktur sowie der Auslegung der notwendigen EM. Ein handelsüblicher

benzinbetriebener VM weist eine maximale Drehzahl von circa  $6500 - 7000 \text{min}^{-1}$  auf. Die leistungsverzweigte Struktur des zu synthetisierenden Getriebekonzeptes ermöglicht es, die EM hinsichtlich ihrer Kennwerte deutlich kleiner zu dimensionieren als den VM. Wie die Auslegung der Aggregate im Vergleich aussieht, hängt neben der benötigten Drehmomentkapazität unter anderem vom maximalen Drehzahlverhältnis  $vn_{EM/VM}$  ab. Die Kennwerte beeinflussen unmittelbar Bauraum und Projektkosten. Eine EM mit einem hohen Drehzahlpotenzial kann sehr kompakt ausgelegt werden, jedoch nur kleine Drehmomente darstellen. Beide Antriebsaggregate stehen stets in einem Drehzahlverhältnis zueinander, da sie aufgrund des in Kapitel 4.1 beschriebenen Getriebekonzeptes in der Getriebestruktur nicht zu entkoppeln sind.

Für die Berechnung dieses Bewertungskriteriums werden zunächst alle Drehzahlverhältnisse der festen Getriebegänge ermittelt. Die Drehzahl der EM ist stets ungleich null, da das Aggregat sonst nicht jederzeit für die Ausübung der Hybrid- und Getriebefunktionen zur Verfügung stehen würde. Das Betragsmaximum der berechneten Verhältnisse ergibt schlussendlich die BWZ (s. Gleichung (6-7)). Betriebsmodi mit einem  $FG = 2$ , die für die Ausübung der neuen Getriebefunktionen von Relevanz sind, müssen an dieser Stelle nicht zusätzlich betrachtet werden. Die stufenlose Drehzahlverstellung der EM bewegt sich in der Regel zwischen der maximalen Übersetzung des 1. Ganges und der minimalen Übersetzung des höchsten Ganges. Dieses Intervall ist wiederum durch die Analyse der festen Gänge abgedeckt. Das maximale Verhältnis kann sich auch in einem anderen Gang einstellen. Dies ist von der Getriebestruktur abhängig.

$$BWZ = g_N \cdot \frac{BW_{MAX} - \max\left(\overline{vn_{EM/VM}}\right)}{BW_{MAX} - BW_{MIN}} \quad (6-7)$$

### 3/ maximales Drehmomentverhältnis $vT_{EM/VM}$

Für einen Gangwechsel ist es notwendig, die EM mittels einer Drehmomentregelung aktiv in den Lastpfad einzubinden. In Abhängigkeit der synthetisierten Getriebestruktur ist ein eindeutig definiertes elektrisches Drehmoment erforderlich, um den verbrennungsmotorischen Lastpfad während eines Gangwechsels abzustützen, so dass der IST-Gang lastfrei ausgelegt werden kann und am Abtrieb keine Zugkraftunterbrechung auftritt. Soll das Moment am Abtrieb gleichbleiben, stellt sich zwischen der EM und dem VM zur Erreichung eines Betriebsmodus mit dem  $FG = 2$  ein definiertes Drehmomentverhältnis  $vT_{EM/VM}$  ein. Das betragsmäßig maximale Verhältnis, welches sich in einem dieser Betriebsmodi ergibt, wird als maximales Verhältnis interpretiert und zur Berechnung der BWZ herangezogen (s. Gleichung (6-8)).

$$BWZ = g_N \cdot \frac{BW_{MAX} - \max(|vT_{EM/VM}|)}{BW_{MAX} - BW_{MIN}} \quad (6-8)$$

Der Wert kann situativ davon abweichen, um das Übersetzungsverhältnis stufenlos zu variieren. Diese Eigenschaft wird in der Analyse des Stützmomentkriteriums berücksichtigt. Das maximale Verhältnis der Aggregatdrehmomente ist ein essentielles Kriterium für die Auslegung der EM und beeinflusst daher genauso Bauraum, Kosten, Gewichts- und Dynamikeigenschaften. Die Darstellung hoher elektrischer Drehmomente verursacht im Verhältnis einen größeren Bauraum und ein schwereres Aggregat.

#### 4/ Direktschaltfähigkeit

Zur Beurteilung des Schaltaufwandes werden zwei Bewertungskriterien untersucht. Zum einen die Direktschaltfähigkeit aller Gangwechsel und zum anderen die Prädiktionsvorgänge.

Die Direktschaltfähigkeit eines Ganges ist definiert durch eine Übersetzungsänderung mittels dem Öffnen eines einzelnen Schaltelements und dem Schließen eines anderen Schaltelements. Die Gewährleistung dieser Eigenschaft ist bereits für alle sequenziellen Schaltungen im Synthesealgorithmus verankert. Für die Mehrfachschaltungen bedarf es jedoch einer quantifizierbaren und qualitativen Bewertung. Nur mit einer bewiesenen Direktschaltfähigkeit kann die Durchführung eines Gangwechsels ohne Zugkraftunterbrechung garantiert werden. Ist die Übersetzungsänderung nicht direkt durchführbar, kann neben einer Zugkraftunterbrechung die Schaltung auch über das Stützen eines anderen Zwischenganges erfolgen. Dabei kann der Fahrer komforteinschränkende Beschleunigungsverläufe des Fahrzeuges ausgesetzt werden.

Abbildung 6-5a zeigt eine beispielhafte Matrix zur Direktschaltfähigkeit. Die Matrix ist stets an der Diagonalen spiegelidentisch. Wenn eine Hochschaltung direkt ausführbar ist, ist die zugehörige Rückschaltung auch direkt schaltbar. Die Schaltaufwände werden mit dem Parameter  $ds$  bezeichnet. Bei einer direkt durchführbaren Schaltung ist  $ds = 0$ . Für jeden zusätzlichen Schaltaufwand wird der Wert um Eins erhöht.

$ds$		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	0	0	1	0	0	1	0
	2	0	■	0	0	0	0	0	1
	3	0	0	■	0	0	0	0	0
	4	1	0	0	■	0	0	0	0
	5	0	0	0	0	■	0	0	0
	6	0	0	0	0	0	■	0	0
	7	1	0	0	0	0	0	■	0
	8	0	1	0	0	0	0	0	■

$g_{GW}$		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	1	1	1/2	1/2	1/2	1/4	1/4
	2	1/2	■	1	1	1/2	1/2	1/2	1/4
	3	1/2	1	■	1	1	1/2	1/2	1/2
	4	1/2	1	1	■	1	1	1/2	1/2
	5	1/2	1	1	1	■	1	1	1/2
	6	1/2	1	1	1	1	■	1	1
	7	1/4	1	1	1	1	1	■	1
	8	1/4	1/2	1	1	1	1	1	■

(a)

(b)

Abbildung 6-5: Matrix zur Direktschaltfähigkeit und Gewichtung

Mit einer intelligenten AGS können bestimmte Schaltungen ausgeschlossen werden. Dadurch werden nicht akzeptierbare Gangwechsel ohne Direktschaltfähigkeit in der strategischen Schaltauslegung im Getriebe gar nicht erst zugelassen. Für die BWZ kann dieser Sachverhalt durch eine individuelle Gewichtung  $g_{GW}$  der einzelnen Schaltungen berücksichtigt werden. Die Abbildung 6-5b zeigt eine mögliche Gewichtungsmatrix. Die folgenden Begebenheiten sind in die Gewichtung eingeflossen:

- I. Mehrfachhochschaltungen sind für den praktischen Anwendungsfall von minimaler Relevanz. Aus diesem Grund wurden HS, die über mindestens drei Gänge gehen herunter priorisiert. Es wäre denkbar, diese Anwendungsfälle über die AGS komplett zu unterbinden.
- II. Aufgrund der hohen Übersetzung fungiert der erste Gang in der Regel hauptsächlich als Anfahrang und wird in der Praxis nur für wenige andere Anwendungsfälle benutzt. Schaltungen in den ersten Gang sind daher minimal zu gewichten.
- III. Mehrfachrückschaltungen, die über sehr viele Gänge hinweg stattfinden, erzeugen durch ihren hohen Stufensprung eine große Drehzahldifferenz. Dieser ist aufgrund des limitierten Drehzahlbandes eines Verbrennungsmotors eventuell nicht darstellbar oder wird durch den Fahrer als sehr unkomfortabel wahrgenommen. Daher werden Mehrfachschaltungen über sechs Gänge hinweg mit einer geringen Gewichtung versehen.

Die BWZ dieses Kriteriums errechnet sich gemäß der Gleichung (6-9). Hierbei wird zunächst die Summe aus allen zusätzlichen Schaltaufwänden gebildet. Jeder Schaltaufwand ist entsprechend der Gewichtungsmatrix faktorisiert. Um für das Bewertungsverfahren eine Vergleichbarkeit von Getriebestrukturen mit unterschiedlicher Ganganzahl zu gewährleisten, erfolgt eine Normierung mithilfe von  $BW_{MAX}$ .

Dieser Wert gibt die Anzahl aller möglichen Schaltungen in dieser Struktur an (s. Gleichung (6-10)).

$$BWZ = g_N \cdot \frac{BW_{MAX} - (\sum_{j=1}^{anz\_gang} \sum_{i=1}^{anz\_gang} (g_{GW} \cdot ds)_{i,j})}{BW_{MAX}} \quad (6-9)$$

$$BW_{MAX} = (anz\_gang)^2 - anz\_gang \quad (6-10)$$

### 5/ Prädiktion

Prädiktionsvorgänge tragen nicht zur tatsächlichen Übersetzungsänderung bei. Es handelt sich um übersetzungsneutrale Schaltvorgänge zur adäquaten Vorbereitung potenzieller Gangwechsel. Das Bewertungskriterium der Prädiktion ist aus zwei Teilen zusammengesetzt. Zum einen können Prädiktionsvorgänge nach der eigentlichen Direktschaltung  $P_N$  vollzogen werden oder auch im Vorfeld einer Schaltung  $P_V$  erforderlich sein, um die Schaltung überhaupt konform ausführen zu können.

Die Prädiktionsvorgänge nach einer Schaltung spielen im Vergleich zu den Vorgängen vor einer Schaltung eine Nebenrolle. Denn die  $P_V$  führen zu einem signifikanten Anstieg der tatsächlichen Schaltzeit, wohingegen der Vorgang nach der Schaltung keinen Einfluss mehr auf den für den Fahrer wahrnehmbaren Beschleunigungsverlauf hat. Beide Vorgänge haben einen direkten Einfluss auf die Bauteilbelastung, da sie die Anzahl der Schaltvorgänge über die gesamte Lebensdauer erhöhen. Auf die gleiche Art wie für die Direktschaltfähigkeit kann eine AGS zur Verbesserung der Problematik beitragen. Zwar können die Prädiktionsvorgänge nicht vermieden, aber der Einfluss auf die Schaltzeit signifikant verbessert werden. Mithilfe der AGS können die Fahrsituationen ausgewertet und anstehende Gangwechsel frühzeitig erkannt werden. Folglich können Prädiktionsvorgänge schon weit vor der eigentlichen Schaltung durchgeführt werden. Diese Funktionalität gewinnt insbesondere für den manuellen Modus in Automatikgetrieben an Bedeutung, da der Fahrer hier für gewöhnlich besonders schnelle Schaltungen erwartet.

Abbildung 6-6 zeigt die Vorgänge für  $P_V$  und  $P_N$  in zwei verschiedenen Matrizen. Die Ermittlung der Parameterwerte berechnet sich gemäß des Wertes  $ds$  für die Direktschaltfähigkeit. Im Vergleich zur Direktschaltfähigkeit ist für die Prädiktion eine Spiegelsymmetrie über die Diagonale nicht gegeben, da sich die Vorgänge zwischen den HS und RS unterscheiden. Zusätzlich werden diese durch die Gangverteilungsstrategie beeinflusst.

		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	0	0	0	0	0	0	0
	2	0	■	0	0	0	0	0	0
	3	0	0	■	0	0	0	0	0
	4	1	0	0	■	0	0	0	0
	5	0	0	0	0	■	0	0	0
	6	1	0	1	0	0	■	0	0
	7	0	0	0	0	0	0	■	0
	8	0	0	1	0	1	0	0	■

		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	1	0	0	0	1	0	0
	2	0	■	0	0	0	1	0	0
	3	0	0	■	0	0	1	0	1
	4	0	0	0	■	0	0	0	0
	5	0	0	0	0	■	0	0	1
	6	0	1	0	0	0	■	0	0
	7	0	0	0	0	0	0	■	0
	8	0	0	0	0	0	0	0	■

(a)

(b)

Abbildung 6-6: Prädiktionsvorgänge

Die Gewichtungswerte werden identisch zur Direktschaltfähigkeit definiert, da sich diese Werte auf die Priorisierung bestimmter Schaltungen beziehen. Des Weiteren erfolgt eine spezifische Gewichtung zwischen  $P_V$  und  $P_N$ , die zu Lasten von  $P_N$  ausfällt. Eine denkbare Gewichtung wäre  $g_{PV} = 2/3$  und  $g_{PN} = 1/3$ . Die BWZ der Prädiktion wird, wie Gleichung (6-11) demonstriert, nach dem Vorbild der Direktschaltfähigkeit berechnet.

$$BWZ = g_N \cdot \left( g_{PV} \cdot \frac{BW_{MAX} - (\sum_{j=1}^{anz_{gang}} \sum_{i=1}^{anz_{gang}} (g_{GW} \cdot P_V)_{i,j})}{BW_{MAX}} + g_{PN} \cdot \frac{BW_{MAX} - \sum_{j=1}^{anz_{gang}} \sum_{i=1}^{anz_{gang}} (g_{GW} \cdot P_N)_{i,j}}{BW_{MAX}} \right) \quad (6-11)$$

## 5/ Stützmoment

Das Bewertungskriterium des Stützmomentes beschreibt die Eignung des Drehmomentes, welches sich bei gleichbleibendem verbrennungsmotorischen Drehmoment am Abtrieb einstellt, wenn die Getriebestruktur einen  $FG = 2$  aufweist. Für den vorliegenden Anwendungsfall bedeutet dies, dass im Getriebe ein SE weniger geschlossen ist als während eines fest eingelegten Ganges. Um die Berechnung durchzuführen, ist das lineare Gleichungssystem eindeutig zu bestimmen. Neben dem Abtriebsdrehmoment wird das Drehmoment der elektrischen Maschine als unbestimmtes Drehmoment angenommen (s. Kapitel 2.4). Mithilfe der Berechnungsergebnisse können die Übersetzungen  $i_{StM}$  (s. Gleichung (6-12)) und Verhältnisse  $v_{n_{EM}/VM}$  für die jeweiligen Betriebsmodi kalkuliert werden. Diese Werte sind zum einen für die Auslegung der elektrischen Maschine relevant und zum anderen für die Qualität der zugkraftunterbrechungsfreien Schaltungen ein entscheidendes Merkmal.

$$i_{StM} = \frac{M_{abt}}{M_{VM}} \quad (6-12)$$

Der BWW des Stützmomentkriteriums besteht aus zwei Teilen, wobei der eine Teil die Anzahl der Übersetzungsmöglichkeiten bei einem  $FG = 2$  bewertet und der andere die tatsächliche Übersetzungsqualität beschreibt (s. Gleichung (6-13)). Beide Teile können unterschiedlich gewichtet werden.

$$BWZ = g_N \cdot (g_I \cdot BWW_I + g_{II} \cdot BWW_{II}) \quad (6-13)$$

- I. Eine hohe Anzahl an Übersetzungsvarianten ermöglicht eine flexible und präzise Regelung der zugkraftunterbrechungsfreien Schaltungen. Eine hohe Übersetzungsanzahl bedeutet daher eine bessere BWZ.
- II. Die Übersetzung wird innerhalb eines eindeutig bestimmten Intervalls bewertet. Die Intervallgrenzen definieren sich durch die Summe der maximalen Übersetzung  $i_{gang\_1}$  und eines Toleranzwertes, sowie der Differenz der minimalen Übersetzung  $i_{anz\_gang}$  und eines Toleranzwertes. Wie die Gleichungen (6-14) und (6-15) zeigen, ist der obere Toleranzwert betragsmäßig größer als der untere Toleranzwert.

$$tol_{MAX} = i_{Gang\_1} + \frac{i_{gang\_1}}{2} \quad (6-14)$$

$$tol_{MIN} = i_{anz\_gang} - \frac{i_{anz\_gang}}{4} \quad (6-15)$$

Dieser Sachverhalt liegt darin begründet, dass eine Reduzierung des Stützmomentes durch eine Absenkung des verbrennungsmotorischen Momentes einfacher zu realisieren ist als eine Erhöhung des Drehmomentes. Aus dem gleichen Grund stellt das tatsächliche Bewertungsoptimum stets die Übersetzung des ersten Ganges dar. Die Übersetzung  $i_{anz\_gang}$  wird mit 50% bewertet und die Intervallgrenzen weisen den Wert null auf. Die Bereiche dazwischen werden interpoliert. Die Abbildung 6-7 zeigt die Bewertungskennlinie, welche die Qualität der Übersetzung beschreibt.

Existieren mehr als nur eine Stützmomentübersetzung  $i_{StM}$  wirkt sich dies positiv auf die Flexibilität der Regelung aus, insbesondere dann, wenn die Übersetzungswerte ein bestimmtes Delta aufweisen. Dieses Verhalten fließt ebenso in die Bewertung ein. Ist der beschriebene Deltawert größer gleich eins und zusätzlich die Bedingung erfüllt, dass die größere  $i_{StM}$  kleiner gleich der maximalen Übersetzung  $i_{gang\_1}$  ist, wird der BWW angepasst. Der BWW



der kleinen Stützmomentübersetzung wird um das aktuelle Delta der beiden Bewertungswerte verbessert.

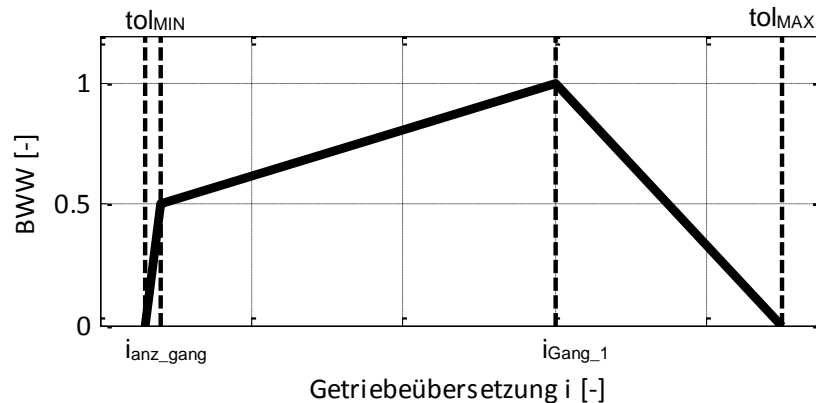


Abbildung 6-7: Bewertungskennlinie für das Stützmomentkriterium

## 6.4 Ermittlung einer Systemreihenfolge

Nach der Durchführung der vorgestellten Synthese existiert eine große Anzahl an Getriebestrukturen in der Lösungsmenge. Die in diesem Kapitel vorgestellten Bewertungszahlen dienen zur Einordnung der Strukturen in eine Systemreihenfolge.

Im ersten Schritt werden alle Bewertungszahlen der Einzelkriterien ermittelt. Die Summe aller Bewertungszahlen ergibt die Gesamtbewertungszahl der Getriebestruktur. Die BWZ besitzt einen Zahlenwert zwischen null und eins, der beschreibt, in welchem Maß die entsprechende Getriebestruktur das Anforderungsportfolio erfüllt. Werden die Bewertungszahlen dem Betrag nach geordnet, ergibt dies eine Systemreihenfolge nach dem Beispiel aus Abbildung 6-8. Die qualitativ hochwertigsten Strukturen werden folglich vom Entwicklungsingenieur im Detail beleuchtet und stehen für den fortlaufenden Produktentstehungsprozess zur Verfügung.

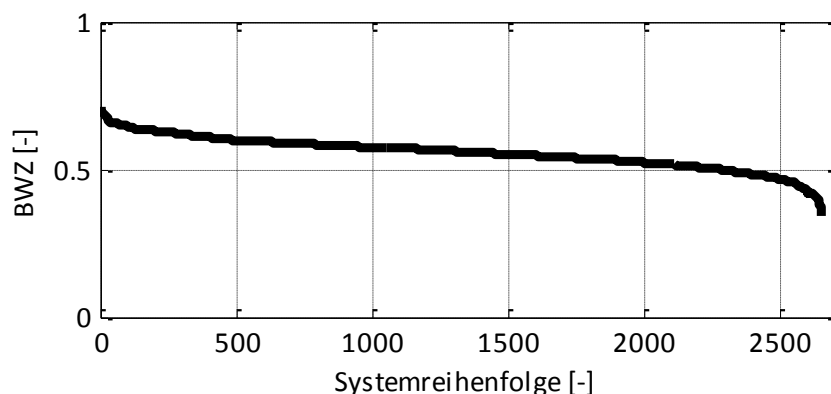


Abbildung 6-8: Systemreihenfolge der Lösungsmenge

Wie bereits in Kapitel 6.2.3 erwähnt, kann die Definition der Gewichtungsfaktoren die Ordnung der Systemreihenfolge signifikant beeinflussen. Abbildung 6-9a und

Abbildung 6-9b zeigen die unterschiedliche Einordnung von zwei Getriebestrukturen in die Systemreihenfolge einer identischen Lösungsmenge. Dieser Sachverhalt wird durch die Variation von zwei globalen Gewichtungsfaktoren der Hauptbewertungskriterien begründet. Im linken Beispiel besitzen die Kriterien Bauraum und Schaltaufwand einen gleichen Gewichtungsfaktor von jeweils 20%. Im rechten Beispiel wird das Schaltaufwandskriterium höher priorisiert. Dabei erhält es einen Faktor von 25%. Das Bauraumkriterium wird hingegen auf 15% herabgestuft. Durch die Änderung eines globalen Gewichtungsfaktors verändern sich die normierten Gewichtungsfaktoren aller Einzelkriterien innerhalb dieses Hauptkriteriums. Im vorliegenden Beispiel führt Getriebe-I trotz der geänderten Gewichtungsfaktoren mit der höchsten BWZ die Systemreihenfolge weiterhin an. Daraus lässt sich zum einen schließen, dass Getriebe-I seine hohe Güte vor allem aus Kriterien anderer Hauptkriterien zieht und zum anderen die Bewertungszahlen des Bauraums sowie des Schaltaufwandes näherungsweise ausgeglichen sind. Getriebe-II verbessert seine Platzierung durch die differenzierte Gewichtung von 100 auf 52 in der Systemreihenfolge. Verändert sich ein Gewichtungsfaktor, so ändern sich die Erfüllungsgrade aller Getriebestrukturen der Lösungsmenge. Je stärker die Variation ist, desto größer die Vermischung in der Anordnung der Systemreihenfolge. Dieser Sachverhalt bestätigt, dass die Wahl der Gewichtungsfaktoren, die vor allem auf den Erfahrungen und dem Wissen des Entwicklungsingenieurs beruht, einen bedeutenden Einfluss auf das Gesamtergebnis der Synthese hat.

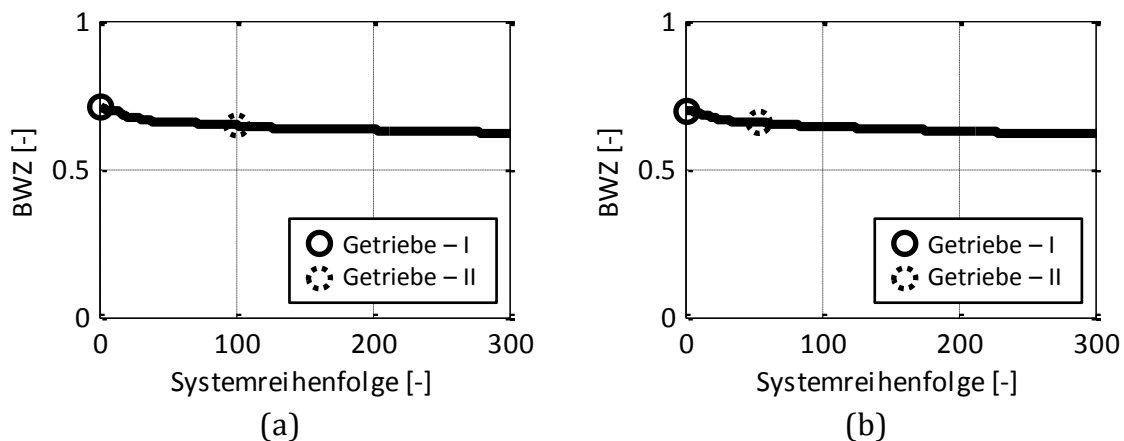


Abbildung 6-9: Einfluss der Gewichtungsfaktoren auf die Systemreihenfolge

---

## 7 Ergebnisse und Auswertung

In den vorangegangenen Kapiteln wurde ein definiertes Getriebekonzept vorgestellt und ein darauf abgestimmtes Syntheseverfahren erarbeitet. Dieses Kapitel soll zeigen, dass es mit diesem Syntheseverfahren möglich ist adäquate Getriebestrukturen zu synthetisieren und mithilfe der entwickelten Bewertungskriterien hinsichtlich ihrer Anwendungsgüte einzuordnen. Des Weiteren soll eine umfassende Ausarbeitung der Kernaufgaben des Entwicklungsingenieurs in diesem Projekt erfolgen, um daraus Effektivitäts- und Effizienzpotenziale für weitere Projekte abzuleiten.

### 7.1 Synthetisierte Achtganggetriebestrukturen

Für die Synthese wurden zunächst einige Annahmen getroffen. Im Hinblick auf eine angestrebte Verbrauchsreduzierung und Dynamiksteigerung werden vorzugsweise Getriebestrukturen mit hohen Spreizungen und vielen Getriebegehängen untersucht. Dieser Sachverhalt ermöglicht eine verbesserte Ausnutzung des Verbrennungsmotorkennfeldes. Die Anzahl der geschlossenen Schaltelemente spielt eine untergeordnete Rolle, da die Verwendung von formschlüssigen Schaltelelementen die Schleppverluste im Vergleich zu reibschlüssigen Schaltelelementen erheblich reduziert. Die Betrachtung eines separat ausgelegten Rückwärtsganges erfolgt nicht, da das elektrifizierte Getriebekonzept diese Funktion auf eine andere Weise darstellen kann. Bereits in den ersten Synthesedurchläufen hat sich herausgestellt, dass die Verwendung eines gekoppelten Planetenradsatzes aus genau zwei Radsätzen besonders wirkungsvoll ist. Aus diesem Grund wurden für die weitere Synthese Strukturen mit dieser Art von Planetenradsätzen betrachtet. Weiterhin wurde angenommen, dass maximal einer dieser Planetenradsätze als Plusgetriebe ausgeführt wird, um eine negative Beeinflussung auf den Bauraum und Wirkungsgrad zu begrenzen. Speziell hervorzuheben ist, dass die EM bei einem fest eingelegten Getriebegehänge unter keinen Umständen und zu keinem Zeitpunkt die Drehzahl null annehmen darf. In diesem Fall steht die EM jederzeit zur Darstellung von Getriebe- und der Hybridfunktionen zur Verfügung.

Zwei synthetisierte Getriebestrukturen mit acht Gängen sind in Abbildung 7-1 visualisiert. Beide Strukturen besitzen unterschiedliche Vor- und Nachteile in ihren Eigenschaften.

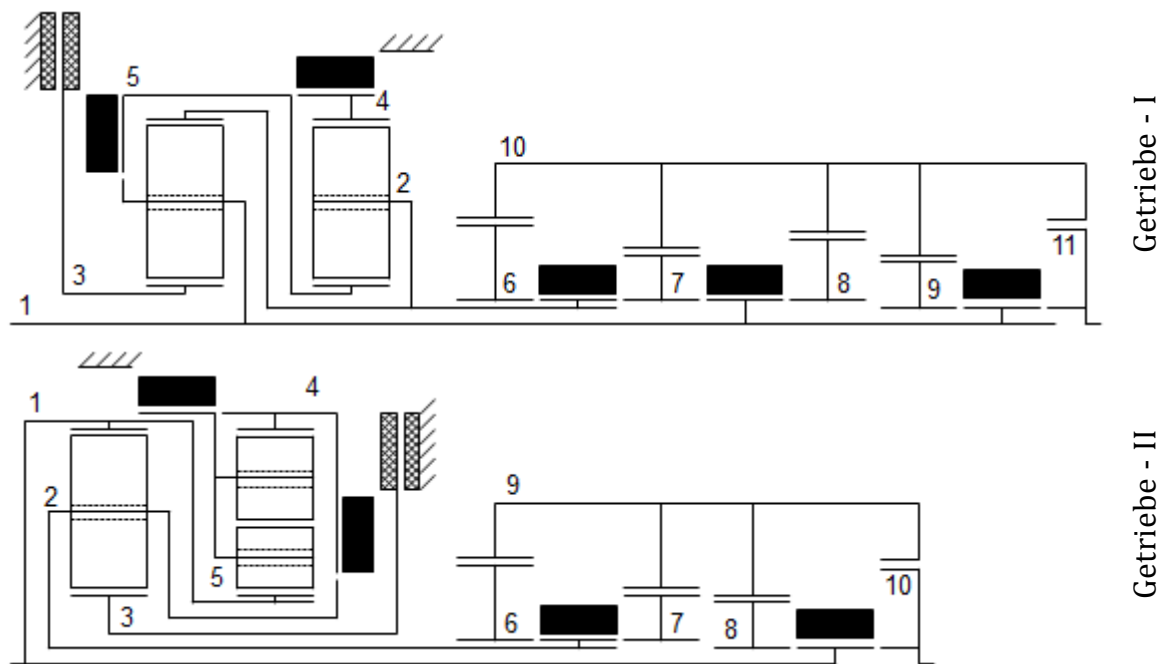


Abbildung 7-1: Getriebestrukturen für acht Getriebegänge

Das Getriebe-I weist neben dem gekoppelten Planetenradsatz fünf weitere Stirnradebenen auf. Für die gleiche Ganganzahl benötigt Getriebe-II eine Zahnradenebene weniger. Demgegenüber beinhaltet es einen Plusgetriebe-Planetensatz. Folglich nimmt die Baugruppe dieses gekoppelten Planetenradsatzes mehr Bauraumvolumen ein, als die in Getriebe-I, welche mittels zwei Minusgetrieben realisiert ist.

Abbildung 7-2 zeigt neben der  $\vec{G}$  auch die Gangverteilungsstrategien beider Getriebebestrukturen. Daraus ergibt sich ein weiterer relevanter Sachverhalt für den Bauraumbedarf. Beide Strategievarianten setzen die großen Übersetzungswerte des 1. sowie 2. Ganges durch eine Übersetzungskombination aus gekoppeltem Planetenradsatz und Stirnradverzahnung um. Wenn eine große Übersetzung auf zwei einzelne aufgeteilt wird, so kann die Auslegung der einzelnen Bauelemente kleiner dimensioniert werden. Ist die Differenz zwischen der Übersetzung der größten Stirnradverzahnung zur kleinsten Stirnradverzahnung nun wertemäßig klein, kann dieses Teilgetriebe kompakter dargestellt werden, als würde ein großer Differenzwert vorliegen. Zusätzlich zeigen die Getriebe­matrizen  $\vec{G}$  und die Gangverteilungsstrategien einen weiteren Vorteil von Getriebe-II. Während in Getriebe-I die Realisierung des zweiten Ganges mithilfe der Blockübersetzung aus dem gekoppelten Planetenradsatz erfolgt, ist die Teilübersetzung des Getriebes-II an dieser Stelle größer als der Wert eins. Die Übersetzung des Bereichselements von Getriebe-I ist infolgedessen größer bzw. exakt gleich der vorab berechneten Übersetzung des 2. Ganges ausulegen (s. Abbildung 7-2). In Getriebe-II ist dies nicht erforderlich. Vergleicht man den Bauraumbedarf dieses Achtganggetriebes mit dem in Kapitel 2 diskutierten

Doppelkupplungsgetriebe von GETRAG, zeigt sich eine signifikante Reduzierung des Bauraumes. Es ist anzunehmen, dass der gekoppelte Planetenradsatz in vollem Umfang in den bestehenden Bauraum der aktuellen Getriebegehäuse des Doppelkupplungsgetriebes von GETRAG integriert werden kann. In diesem Fall verringern sich die Zahnradeneben für Getriebe-I von acht auf fünf sowie für Getriebe-II von acht auf vier und damit auf die Hälfte. Die Anzahl der Getriebegehänge steigt dabei sogar von sieben auf acht.

$$\vec{G} = \begin{bmatrix} 2 & 4 & 10 & 10 & 10 & 10 & 10 \\ 1 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 11 \\ -2,70 & -2,0 & 0,83 & 3,59 & 1,75 & 0,68 & 1 \\ 0,98 & 0,98 & 0,99 & 0,99 & 0,99 & 0,99 & 0,99 \end{bmatrix} \quad \text{gang\_vert} = \begin{bmatrix} 2 & 3 \\ \text{NAN} & 3 \\ 1 & 4 \\ 5 & \text{NAN} \\ 2 & 4 \\ \text{NAN} & \text{NAN} \\ \text{NAN} & 4 \\ 6 & \text{NAN} \end{bmatrix} \quad \text{Getriebe - I}$$

$$\vec{G} = \begin{bmatrix} 1 & 4 & 9 & 9 & 9 & 9 \\ 2 & 5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3 & 1 & 6 & 7 & 8 & 10 \\ -1,70 & 2,07 & 0,66 & 2,63 & 1,82 & 1 \\ 0,98 & 0,98 & 0,99 & 0,99 & 0,99 & 0,99 \end{bmatrix} \quad \text{gang\_vert} = \begin{bmatrix} 1 & 3 \\ 2 & 3 \\ \text{NAN} & 3 \\ 5 & \text{NAN} \\ 1 & 4 \\ \text{NAN} & \text{NAN} \\ 2 & 4 \\ \text{NAN} & 4 \end{bmatrix} \quad \text{Getriebe - II}$$

Abbildung 7-2:  $\vec{G}$  und Gangverteilungsstrategien

Die IST-Übersetzungsreihe weicht in beiden Getriebebestrukturen von der SOLL-Übersetzungsreihe ab, da aufgrund des Getriebekonzeptes konstruktive Abhängigkeiten bestehen. Getriebe-I nähert sich erheblich besser der SOLL-Übersetzungsreihe als Getriebe-II (s. Abbildung 7-3). Dieser Sachverhalt ergibt sich aus der in Getriebe-I zusätzlich verbauten Stirnradstufe und der infolgedessen reduzierten konstruktiven Abhängigkeit dieser Struktur. Die Gangverteilungsstrategie muss in der Getriebebestruktur lediglich fünf Gänge auf die sechs möglichen Übersetzungen des gekoppelten Planetenradsatz verteilen. Eine individuelle Anpassung ist entsprechend einfacher zu realisieren. Während in Getriebe-I die Abhängigkeit besteht, dass zwischen dem 1. und 2. Gang die gleiche Gangabstufung wie zwischen dem 5. und 7. Gang vorliegen muss, ergibt sich für Getriebe-II zusätzlich noch die Abhängigkeit, dass zwischen dem 1. und 3. Gang die gleiche Stufung wie zwischen dem 5. und 8. Gang besteht. Die Abbildung 7-3 zeigt weiter, dass Getriebe-I die geforderte Spreizung besser erreicht, da Getriebe-II die für die Spreizung benötigte

minimale und maximale Übersetzung mittels Übersetzungskombination realisiert. Getriebe-I verwirklicht ausschließlich die minimale Übersetzung kombinatorisch und ist demzufolge flexibler in der Auslegung der Gesamtspreizung.

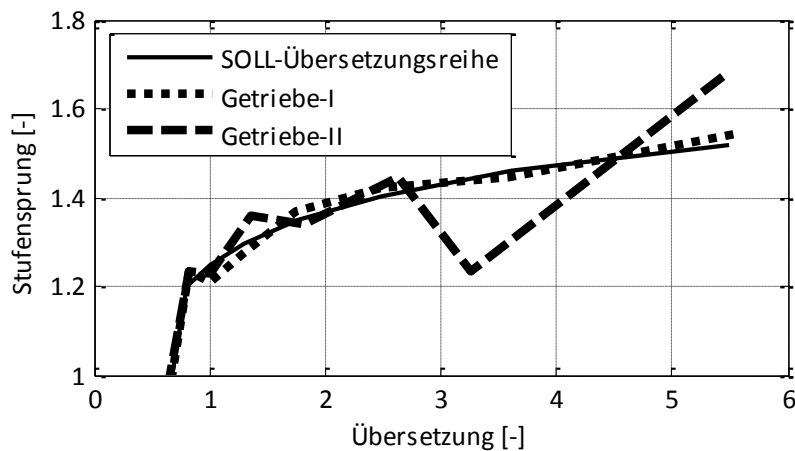


Abbildung 7-3: SOLL- und IST-Übersetzungsreihe

Für die Auslegung der EM ist es wichtig, deren Drehzahl- und Drehmomentniveau in den verschiedenen Betriebspunkten zu untersuchen. Das Getriebe-I weist ein Drehzahlverhältnis  $vn_{EM/VM}$  von bis zu 3,1 auf, wohingegen das Verhältnis von Getriebe-II stets kleiner gleich eins ist. Dasselbe Verhalten zeigt die Untersuchung der absoluten Drehzahlen der Getriebewellen. Die kleinen Werte von Getriebe-II kennzeichnen beispielsweise ein besseres akustisches Getriebeverhalten sowie in der Regel eine höhere Drehmomentverfügbarkeit. Getriebe-I zeichnet eine kompakte Bauteildimensionierung und Projektkostenvorteile aus.

Die Analyse der Drehmomente von Getriebe-I ergibt ein Verhältnis von  $vT_{EM/VM} = 0,27$ . Hingegen nimmt dieses Bewertungskriterium für Getriebe-II den Wert 0,59 an. Beide Werte liegen weiterhin in einem angemessenen Dimensionierungsspielraum. Die für die Getriebefunktionen ebenfalls wichtigen Betriebszustände der EM liegen beim Gangwechsel vor. Diese Betriebszustände besitzen einen  $FG = 2$ , da zu diesem Zeitpunkt im Getriebe ein SE weniger geschlossen ist. In diesem Zustand ist es möglich die Drehzahl und das Drehmoment stufenlos am Abtrieb zu verstellen. Zur Realisierung einer adäquaten Zugkraftunterstützung zum Zeitpunkt der größten Übersetzung, dem Schaltvorgang zwischen dem 1. und 2. Getriebegang, benötigt Getriebe-II in Summe geringere absolute Drehmomente der Antriebsaggregate. Das Stützmomentkriterium von Getriebe-II ist folglich besser ausgeprägt als von Getriebe-I.

Abbildung 7-4 zeigt die Übersichten zur Direktschaltfähigkeit und Prädiktion von Getriebe-I. Die Struktur weist eine besonders gute Direktschaltfähigkeit auf. Neben

den sequenziellen sind nahezu alle Mehrfachsaltungen direkt ausführbar. Ausnahmen bilden die Gangwechsel zwischen dem 1. und 3. Gang sowie dem 1. und 7. Gang. In diesem Fall handelt es sich um Schaltungen in und aus dem 1. Gang, die hohe Drehzahlsprünge verursachen. Eine Software basierte Lösungsstrategie ist daher denkbar. Mithilfe einer AGS können diese Gangwechsel komplett oder in nahezu allen Fahrsituationen ausgeschlossen werden. Eine kritische Fahrsituation ist beispielsweise eine Beschleunigungsfahrt an hohen Steigungen, die eine 3-1 Schaltung erfordern kann. Dennoch können auf diese Art die benannten Schaltungen ausgeschlossen und eine Zugkraftunterbrechung vermieden werden. Aus der Übersicht der Prädiktion ergeben sich zwei Werte. Die Prädiktionsvorgänge, die nach der eigentlichen Schaltung ausgeführt werden, nehmen den Parameterwert  $P_N = 17$  an. Die vor der eigentlichen Schaltung ausgeführten Vorgänge sind  $P_V = 9$ . Diese vorgelagerten Schaltvorgänge führen zur Verzögerung der tatsächlichen Schaltung. Beide Prädiktionsvorgänge können ebenso mit dem Einsatz einer intelligenten AGS, die Fahrsituationen auswertet und den nächsten Gangwechsel frühzeitig erkennt, positiv beeinflusst werden.

$ds$		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	0	1	0	0	0	1	0
	2	0	■	0	0	0	0	0	0
	3	1	0	■	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	■	0	0	0	0
	5	0	0	0	0	■	0	0	0
	6	0	0	0	0	0	■	0	0
	7	1	0	0	0	0	0	■	0
	8	0	0	0	0	0	0	0	■

$P_V, P_N$		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	0;1	0;0	0;1	0;0	0;1	0;0	0;1
	2	1;0	■	0;0	0;0	0;0	0;1	1;0	0;1
	3	0;0	0;0	■	0;0	0;0	0;1	0;1	0;1
	4	1;0	0;0	0;0	■	0;0	0;1	1;0	0;1
	5	0;0	0;0	0;0	0;0	■	0;0	0;0	0;0
	6	1;0	0;1	1;0	0;1	0;0	■	0;0	0;0
	7	0;0	0;1	1;0	0;1	0;0	0;0	■	0;0
	8	1;0	0;1	1;0	0;1	0;0	0;0	0;0	■

(a)
(b)

Abbildung 7-4: Direktschaltfähigkeit und Prädiktionsvorgänge von Getriebe - I

Getriebe-II weist schlechtere Werte für die Direktschaltfähigkeit und die Prädiktionsvorgänge als Getriebe-I auf, was der gesteigerten konstruktiven Abhängigkeit der einzelnen Getriebegänge geschuldet ist. Wie aus Abbildung 7-5 ersichtlich, sind zwölf Kombinationen von Mehrfachsaltungen nicht ohne Zugkraftunterbrechung schaltbar. Mit einer durchdachten Regelung können diese mindestens auf sechs Kombinationen reduziert werden. Der Parameter  $P_N$  ist mit 14 Prädiktionsvorgängen im Vergleich zu Getriebe-I leicht reduziert, wohingegen der kritischere Parameter  $P_V = 14$  im Vergleich schlechter abschneidet. Bei der Anwendung des Bewertungskriterium aus Kapitel 6.3.3 ergibt das für die Direktschaltfähigkeit von Getriebe-I eine  $BWZ = g_n \cdot 0,964$  und für Getriebe-II eine  $BWZ = g_n \cdot 0,876$ . Die Prädiktionsvorgänge zeigen für Getriebe-I mit der  $BWZ = g_n \cdot 0,860$  einen qualitativ

besseren Wert als Getriebe-II mit der  $BWZ = g_n \cdot 0,799$ . Die Priorität in diesem Hauptkriterium wird durch den normierten Gewichtungsfaktor auf die Direktschaltfähigkeit gelegt. Der quantitative Nachteil von Getriebe-II fällt daher in Summe für das Hauptkriterium Schaltaufwand noch stärker als für die Einzelkriterien ins Gewicht.

$ds$		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	0	0	0	0	0	1	1
	2	0	■	0	0	1	0	0	1
	3	0	0	■	0	1	0	1	0
	4	0	0	0	■	0	0	0	0
	5	0	1	1	0	■	0	0	0
	6	0	0	0	0	0	■	0	0
	7	1	0	1	0	0	0	■	0
	8	1	1	0	0	0	0	0	■

$P_V; P_N$		nach Gang							
		1	2	3	4	5	6	7	8
von Gang	1	■	0;0	0;1	0;1	0;0	0;1	0;0	0;1
	2	0;0	■	0;0	0;1	0;0	0;1	0;0	0;0
	3	1;0	0;0	■	0;2	1;0	0;2	0;0	0;0
	4	1;0	1;0	2;0	■	0;0	0;0	0;0	1;0
	5	0;0	0;0	0;1	0;0	■	0;0	0;0	0;1
	6	1;0	1;0	2;0	0;0	0;0	■	0;0	1;0
	7	0;0	0;0	0;0	0;0	0;0	0;0	■	0;0
	8	1;0	0;0	0;0	0;1	1;0	0;1	0;0	■

(a)
(b)

Abbildung 7-5: Direktschaltfähigkeit und Prädiktionsvorgänge von Getriebe - II

Zusammenfassend bedeuten die Auswertungen eine qualitativ bessere Anwendungsgüte von Getriebe-II, wenn nur ein kleiner Bauraum zur Verfügung steht. Das elektrische Drehzahl- und Drehmomentverhältnis sowie die Reduzierung von Bauteilen erfordern einen signifikant geringeren Bauraumbedarf für Getriebe-II. Dieser Sachverhalt geht einher mit einem geringeren Systemgewicht. Dem gegenüber gestellt erlauben die gute Anpassung der SOLL-IST-Übersetzungsreihe und die Gangwechselforgänge von Getriebe-I eine effizientere Auslegung des Verbundes von Getriebe und Verbrennungsmotor.

## 7.2 Synthetisierte Neunganggetriebebestrukturen

Für die Auslegung eines Neunganggetriebes ist es denkbar, die Struktur von Getriebe-II um eine Stirnradstufe zu erweitern. Infolgedessen werden einige Bewertungskriterien qualitativ besser, andere wiederum weisen das gegenteilige Verhalten auf. Abbildung 7-6 zeigt ein Neunganggetriebe, welches der Struktur von Getriebe-II gleicht. Lediglich die Anordnung der Schaltelemente innerhalb des gekoppelten Planetenradsatzes variiert leicht.



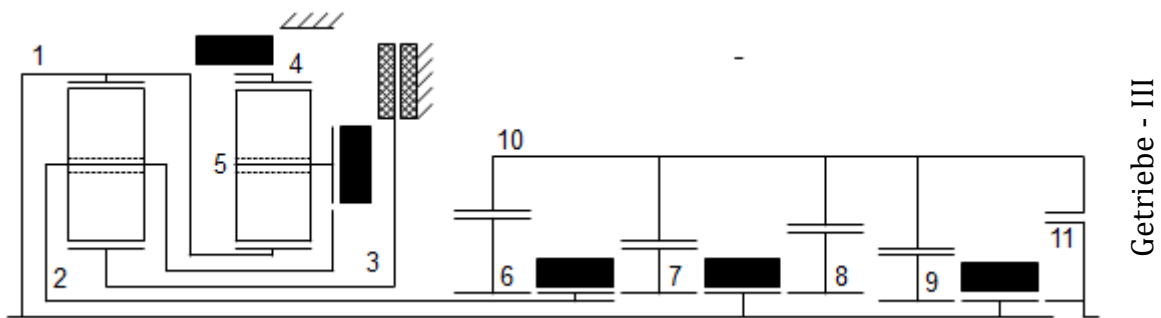


Abbildung 7-6: Neunganggetriebebestruktur von Getriebe - III

Basierend auf der zusätzlich verbauten Stirnradstufe, zeigt Getriebe-III eine größere Auslegungsflexibilität. Während die Qualität der Übersetzungs-, Stufungsreihe und der Spreizung annähernd konstant bleibt, verbessern sich die konstruktive Umsetzung, der Bauraum und der Wirkungsgrad aufgrund einer reinen Minusgetriebeauslegung für den gekoppelten Planetenradsatz.

Mittels der systematischen Synthese ergeben sich weitere Getriebebestrukturen, die für den Anwendungsfall eines Neunganggetriebes besser geeignet sind, da deren spezifische Anforderungen in größerem Maße erfüllt werden. Eine solche Struktur ist in Abbildung 7-7 als Getriebe-IV dargestellt.

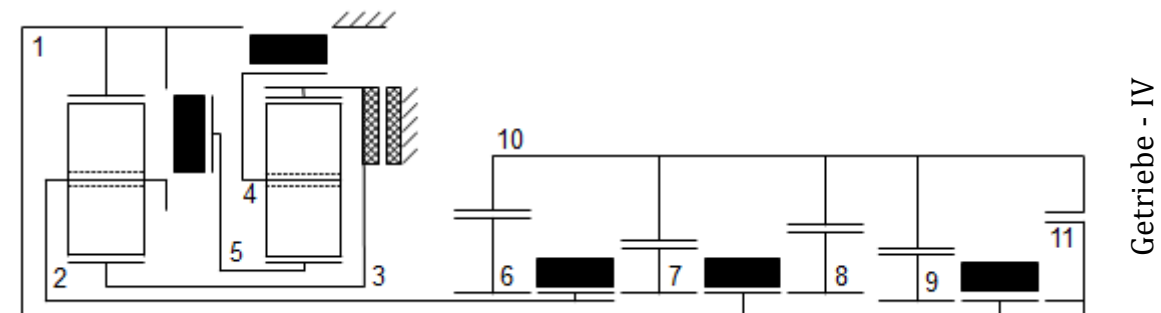


Abbildung 7-7: Neunganggetriebebestruktur von Getriebe - IV

Tabelle 12 fasst die Vor- und Nachteile von Getriebe-III und Getriebe-IV anhand der relevanten Bewertungskriterien zusammen. Auch wenn die Struktur von Getriebe-IV kleine Defizite in der Auslegung der Standübersetzungsqualität und des maximalen Drehmomentverhältnisses aufweist, überwiegen die Vorteile der anderen Kriterien. Insbesondere sei die Qualität des Stützmomentes zu benennen, da dieses unter anderem einen signifikanten Einfluss auf die Dimensionierung der EM bewirkt. Zur Durchführung einer elektrisch unterstützten Schaltung ist für die Darstellung der größten Übersetzung im Gangwechsel ein geringeres absolutes Drehmoment der EM erforderlich als bei Getriebe-III.

Bewertungskriterium	Getriebe-III	Getriebe-IV
Standübersetzungsqualität	+	-
Maximales Drehzahlverhältnis	--	++
Maximales Drehmomentverhältnis	+	-
Direktschaltfähigkeit	-	+
Prädiktionsvorgänge	-	+
Stützmoment	--	++

Tabelle 12: Vor- und Nachteile der Getriebestrukturen

### 7.3 Kernaufgaben des Entwicklungsingenieurs

Der Mensch wird in verschiedensten wissenschaftlichen Veröffentlichungen als Zentrum des Produktentstehungsprozesses, insbesondere als Mittelpunkt des Handlungssystems, beschrieben [42] [45]. Diese Aussage wird in der vorliegenden Arbeit bestätigt. Es wird aufgezeigt, dass die Aufgaben des Entwicklungsingenieurs als menschliches Individuum weit über die Grenzen des Handlungssystems hinausgehen und als Schwerpunkt in jedem Teilsystem zu betrachten sind.

Zunächst analysiert der Ingenieur die Potenziale und Begebenheiten, die sich aus der Systemumwelt ergeben, und leitet daraus das Zielsystem ab. Das können zum Beispiel wandelnde Gesetzgebungen der Europäischen Union bezüglich der Abgasnormen sein oder eine strategische Umorientierung des entwickelnden Unternehmens. Er definiert Rahmenbedingungen, Abhängigkeiten und Wechselwirkungen für das zu erzeugende Zielsystem.

Basierend auf dem Getriebekonzept des Zielsystems entwickelt der Ingenieur als Bestandteil des Handlungssystems das Werkzeug der systematischen Getriebesynthese. Dieses Werkzeug übernimmt vorwiegend die Aktivitäten zur Modellierung von Prinzip und Gestalt, um das Zielsystem in das Objektsystem zu überführen. Hierbei muss der Entwicklungsingenieur aus den Bedingungen des Zielsystems logische Verknüpfungen erarbeiten, die den Synthesealgorithmus bilden. Mithilfe seiner technischen Erfahrungen, Fertigkeiten und den gesetzten Grenzen des Zielsystems muss er für die Entwicklung des Algorithmus Annahmen treffen und Definitionen bestimmen. Somit können die gestellten Aufgaben gelöst oder auf kleinere Teilprobleme reduziert werden. Um eine effektive und effiziente Produktentwicklung zu gewährleisten, müssen kontinuierlich Teillösungen oder Gesamtlösungen bezüglich ihrer Funktionsfähigkeit und qualitativen Güte verifiziert werden. Ein Beispiel für den vorliegenden Anwendungsfall ist die Überprüfung der Bindbarkeit der Getriebestrukturen, denn nicht alle synthetisierten Teillösungen können tatsächlich konstruktiv umgesetzt werden. Der Entwicklungsingenieur stellt für die

Verifizierung Bewertungskriterien zusammen, die den Nachweis der Funktionsfähigkeit erbringen sowie die Güte der gestellten Anforderungen prüfen. Folglich bestimmt er aktiv die Qualität und Quantität der Lösungsmenge des Objektsystems mit.

Basierend auf der Verifizierung des Objektsystems mit dem initialen Zielsystem ist der Entwicklungsingenieur gefordert Erkenntnisse abzuleiten, um das Zielsystem der nächsten Produktgeneration weiterzuentwickeln. Nur so kann eine effektive und effiziente PGE gewährleistet werden. Für das bearbeitete Fallbeispiel dieser Dissertation ergeben sich unter anderem folgende Weiterentwicklungsmaßnahmen:

- I. Es sollen zusätzliche Rahmenbedingungen für die Gangverteilungsstrategie aufgestellt werden. Aus der Gangverteilungsstrategie resultierende Abhängigkeiten erzeugen Einbußen in der Qualität der angestrebten progressiven Gangabstufung. Zusätzliche Bedingungen können die Qualität von vornherein steigern und die Quantität der Teillösungen für einen verbesserten Rechenaufwand reduzieren.
- II. Die aktuelle Bedingung, dass die Kopplung der formschlüssigen Schaltelemente ausschließlich innerhalb der Teilgetriebe erfolgt, soll auf das Gesamtsystem ausgeweitet werden. Auf der einen Seite kann dies zu einem erheblichen konstruktiven Mehraufwand führen, auf der anderen Seite neue Potenziale für die Schaltlogik und die daran geknüpfte Direktschaltfähigkeit schaffen.
- III. Eine zusätzliche Bedingung für Mehrfachschaltungen und Prädiktionsvorgänge soll frühzeitig in der Synthese besonders geeignete Getriebestrukturen ermitteln. Eine individuelle Parametrisierung dieser Bedingung kann eine Flexibilität über die verschiedenste Getriebekonzepte sichern.

Des Weiteren ist es die Aufgabe des Entwicklungsingenieurs die Lösungsmenge des Objektsystems mit der Systemumwelt abzugleichen und zu beurteilen. Hierbei sind zum Beispiel folgende Fragen zu bearbeiten: Kann der Verbraucher einen effizienten Nutzen aus der Lösung ziehen? Wird die aktuelle Gesetzgebung hinreichend erfüllt? Sind die Unternehmensziele damit zu erreichen?

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass der Mensch in jedem Teilsystem des integrierten Produktentstehungs-Modells Ingenieurstätigkeiten leistet. Zur Einbindung der Systemumwelt gehen seine Aufgaben zwangsläufig sogar über die Grenzen der drei Teilsysteme hinaus.



---

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird die Bearbeitung der in Kapitel 3 gestellten Forschungsfragen zusammengefasst. Es werden die daraus resultierenden Erkenntnisse benannt sowie ein Ausblick über Themen gegeben, die bisher nicht wissenschaftlich betrachtet wurden.

### 8.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit wurde ein neues hybridisiertes Getriebekonzept synthetisiert. Dieses zeichnet sich durch zwei parallele Lastpfade aus. Im ersten Lastpfad werden feste mechanische Übersetzungsstufen mittels Stirnradverzahnungen dargestellt. Der zweite Lastpfad ermöglicht neben der mechanischen Variante auch die Übertragung eines elektrisch stufenlos wählbaren Drehmoments sowie Drehzahl. Dieses zweite Teilgetriebe besteht aus der Kombination eines gekoppelten Planetenradsatzes und Stirnradverzahnungen sowie einer voll integrierten EM. Entsprechend lassen sich mit diesem Getriebekonzept sowohl hybride Fahrzeugfunktionen realisieren als auch Getriebefunktionen umsetzen. Des Weiteren begünstigt diese Anordnung einen komprimierten Bauraum.

Die im Ergebnisteil vorgestellten synthetisierten Getriebestrukturen und deren Eigenschaften zeigen für das neue Konzept die Funktionsfähigkeit des erarbeiteten Syntheseverfahrens mit allen dafür entwickelten Teilalgorithmen. Die erste Forschungsfrage kommt daher zu einem positiven Ergebnis.

Für die Bearbeitung der zweiten Forschungsfrage wurde ein Algorithmus zur Bestimmung aller theoretisch möglichen Gangverteilungsstrategien entwickelt. Die algorithmisch ermittelte Gangverteilungsstrategie gibt an, welcher Getriebegang über welche Bauteile im untersuchten Getriebekonzept realisiert wurde. Kapitel 5.4.2 zeigt, dass im vorliegenden Getriebekonzept ein Gang mithilfe einer reinen Stirnradverzahnung oder einer Kombination aus Planetenradsatz und Stirnradverzahnung dargestellt werden kann. Die ermittelten Gangverteilungsstrategien verursachen individuelle Abhängigkeiten in der Übersetzungsauslegung. Das Maß der Abhängigkeiten wird bestimmt durch die Ganganzahl sowie dem Verhältnis von Stirnradstufen und den nutzbaren Übersetzungen, die mithilfe des kombinierten Planetenradsatzes dargestellt werden können. Um dennoch eine adäquate Güte der

Stufungsreihe zu gewährleisten, wurde im Rahmen der Synthese ein differenziales Evolutionsoptimierungsverfahren durchgeführt. Außerdem wurden vier mathematische Bedingungen erarbeitet, die es gewährleisten alle sequenziellen Schaltungen direkt auszuführen. Die erzeugten Matrizen der Direktschaltfähigkeit sowie der Gangverteilungsstrategien der Beispielgetriebe aus Kapitel 7 demonstrieren die funktionsgerechte Umsetzung des entwickelten Teilalgorithmus.

Der Bauraumbedarf eines Getriebes ist für die Gesamtfahrzeugentwicklung ein elementares Kriterium. Aus diesem Grund wurden in dieser Arbeit formschlüssige, kompakte Schaltelemente für die Beantwortung der dritten Forschungsfrage untersucht. Dabei wurden zwei einzelne Schaltelemente auf der Grundlage einer gemeinsamen Getriebewelle zu einem komplexen SE gekoppelt. Es wurde gezeigt, dass die Kopplung für eine erfolgreiche Umsetzung eine gesonderte Betrachtung in drei verschiedenen Syntheseschritten benötigt. Zunächst erfordert die Kopplung eine Berücksichtigung bei der Überprüfung der Bindbarkeit. Die einzelnen Elemente eines komplexen Schaltelements besitzen eine physische Verbindung und müssen daher in der Adjazenzmatrix des Getriebegraphen mit einer gemeinsamen Kante gekennzeichnet werden. Ebenso verursacht die Kopplung bestimmte Abhängigkeiten für den Aufbau der optimalen Schaltlogik, da nicht jedes einzelne SE mit jedem anderen für die Darstellung eines Betriebsmodus kombiniert werden kann. Folglich stehen nicht alle theoretisch möglichen Betriebsmodi der Schaltlogik zur Verfügung. In einigen Fällen besteht jedoch die Möglichkeit eine Getriebestruktur mit verschiedenen Kopplungskombinationen zu realisieren. Es wurde ein Algorithmus erstellt, der alle Kombinationen systematisch ermittelt und anschließend die Getriebestruktur für weitere Untersuchungen vervielfältigt.

Für die Bearbeitung der vierten Forschungsfrage wurden sechs Bewertungskriterien entwickelt, um die richtige Umsetzung der konzeptspezifischen Anforderung zu überprüfen. Die Bewertungskriterien sowie deren Systemgrenzen wurden mathematisch eindeutig definiert. Die Einbindung der EM in die Getriebestruktur wird unter anderem mit dem beschriebenen Drehzahl-, Drehmomentverhältnis und Stützmomentkriterium aus Kapitel 6.3.3 bemessen. Anhand der BWZ der Einzelkriterien kann auf die notwendige Dimensionierung des elektrischen Aggregates und deren Fähigkeit, getriebetechnische Funktionen umzusetzen, geschlossen werden. Ein Beispiel ist die Qualität der zugkraftunterbrechungsfreien Schaltungen. Die Überprüfung der Direktschaltfähigkeit der sequenziellen Schaltungen ist Bestandteil des entwickelten Synthesealgorithmus. Das Getriebekonzept begünstigt jedoch Mehrfachschaltungen innerhalb der gesamten Gangmatrix. In zwei separaten Bewertungskriterien werden das Niveau aller direkten Schaltungen und der damit verbundenen potenziellen Prädiktionsvorgänge beurteilt. Beide Bewertungszahlen

sind zusätzlich ein Maß für die Qualität der Gangverteilungsstrategie. Dabei wurde exemplarisch eine Gewichtungsmatrix vorgestellt, die die einzelnen Schalt- und Prädiktionsvorgänge in Abhängigkeit ihres Beitrages zum Getriebekomfort und der Schaltdynamik berücksichtigt.

Im integrierten Produktentstehungs-Modell steht der Entwicklungsingenieur im Zentrum des Handlungssystems. Diese Arbeit zeigt, dass der Entwickler auch im Zentrum des gesamten System-Triple steht. Er analysiert die mittels der Systemumwelt entstehenden Potenziale und bildet ein Zielsystem mit allen relevanten Rahmenbedingungen ab. Es wird dargelegt, dass der Entwicklungsingenieur auf der Grundlage seiner technischen Erfahrungen für das Handlungssystem alle Definitionsaufgaben absolviert und logische Zusammenhänge erstellt. Die Lösungen des Objektsystems gleicht er sowohl mit den Anforderungen des Zielsystems ab als auch mit den Anforderungen der sich stetig wandelnden Systemumwelt. Kapitel 7.3 bestätigt, dass er die Lösungen des Objektsystems nutzt, um die Rahmenbedingungen und Anforderungen des Zielsystems für zukünftige Produktgenerationen weiterzuentwickeln. Die Entstehung eines technischen Produktes ist ohne die existenzielle Komponente - Mensch - nicht denkbar. Die Funktionsfähigkeit und Qualität des Produktes hängt unmittelbar von seiner Leistung ab.

## **8.2 Ausblick**

Die Erkenntnisse dieser Dissertation leisten einen umfassenden Beitrag im Wissenschaftsfeld der Getriebesynthese. Zusätzlich zeigen sie weitere Forschungsbedarfe auf die im Folgenden vorgestellt werden.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Syntheseverfahren für das zu untersuchende Getriebekonzept basiert auf der Zerlegung in Teilaspekte. Die Getriebestruktur wird zunächst in zwei Teilgetriebe zerlegt und in einem weiteren Schritt zusammengefügt. Dieser Ansatz ist für den vorliegenden Anwendungsfall bezüglich einer adäquaten Rechenzeit besonders geeignet. Wenn das Getriebekonzept durch bestimmte Begebenheiten gewandelt wird oder verschiedenartige Konzepte gleichzeitig betrachtet werden sollen, ist für die Weiterführung dieser Arbeit ein ganzheitliches Syntheseverfahren denkbar. Dieses könnte hinsichtlich Effektivität und Effizienz die bessere Variante darstellen. Ein besonderer Fokus könnte dabei auf die Parametrisierung der Rahmenbedingungen gelegt werden, um die Vollständigkeit der zu betrachtenden Getriebesysteme anzustreben.

Einen Forschungsbeitrag dieser Dissertation stellt die Entwicklung des Algorithmus zur Gangverteilungsstrategie dar. Dieses Verfahren basiert auf einem theoretischen Ansatz, der das Ziel verfolgt, alle möglichen Lösungsvarianten zu betrachten. Dieser Sachverhalt ist der Grund für den hohen Rechenaufwand des Teilalgorithmus. Die

Gangverteilungsstrategie verursacht Abhängigkeiten in der Übersetzungsauslegung. Der theoretische Ansatz könnte mit einer empirischen Arbeit weiter betrachtet werden. So könnten Abhängigkeiten direkt ausgeschlossen werden, die beispielsweise keine angemessene Stufungsreihe für das synthetisierte Getriebe bilden würden. Die Reduzierung der relevanten Strategievarianten würde die Rechenzeit deutlich verringern.

Die Direktschaltfähigkeit der benachbarten Getriebegänge ist eine notwendige Bedingung für die Ermittlung einer Gangverteilungsstrategie. In nachfolgenden wissenschaftlichen Arbeiten könnten weitere Bedingungen aufgestellt werden, die ein erforderliches Mindestmaß an direkten Mehrfachschaltungen beschreiben. Somit würde die Lösungsmenge zu einem frühen Zeitpunkt im Syntheseverlauf reduziert werden. Die Gesamtrechenzeit des Synthesealgorithmus würde positiv beeinflusst und die Qualität der Lösungsmenge verbessert.

Die Untersuchung des elektrifizierten Schaltablaufes ist ebenfalls Gegenstand dieser Arbeit. Die künftige Erarbeitung eines detaillierten Simulationsmodells für den Schaltablauf würde die objektive Bewertbarkeit signifikant steigern. Die Drehzahlen, Drehmomente und Leistung wären zu jedem Zeitpunkt der Schaltung vor, während und unmittelbar danach besser zu analysieren. Dieses Wissen könnte entscheidend für die Auslegung und Dimensionierung der EM beitragen. Infolgedessen wären Bauraum, Kosten und Bauteilgewicht direkt beeinflusst. Rekuperationspotenziale könnten detailliert betrachtet werden, was wiederum zur präziseren Berechnung der Energiebilanz beiträgt. Diese Energiebilanz ist die Grundlage für die Auslegung des Energiespeichers. Des Weiteren könnte das Modell dazu dienen, den Einfluss des modifizierten Schaltablaufes auf Emissionen zu prüfen. Die Wirkung der verbrennungsmotorischen Motoreingriffe könnte auf Qualität und Quantität untersucht werden. Eine detaillierte Untersuchung der Beeinträchtigungen, die durch positive Motoreingriffe oder schlagartige Einzelzylinderausblendungen verursacht werden, würde zur ökologischen Weiterentwicklung von Fahrzeuggetrieben beitragen.







---

# Literaturverzeichnis

- [1] F. Leveque und A. N. X. Leo, Real Driving Emissions: Implementation and Its Impact on Current Technology, <https://ww2.frost.com/frost-perspectives/>: Frost & Sullivan, 9.1.2017.
- [2] J. Badur, F. Köhler und H. Schmidt, Real Driving Emissions (RDE) - Stand der Diskussion und Umsetzung in die Praxis, 37. Internationales Wiener Motorensymposium, 2016.
- [3] H. Naunheimer, B. Bertsche und G. Lechner, Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, Berlin: Springer - Verlag, 2007.
- [4] R. Fischer, G. Jürgens, F. Küçükay, R. Najork und B. Pollak, Das Getriebebuch, Wien: Springer - Verlag, 2012.
- [5] E. Kirchner, Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben, Berlin: Springer - Verlag, 2007.
- [6] M. Mitschke und H. Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge, Berlin: Springer - Verlag, 2004.
- [7] G. P. Merker und R. Teichmann, Grundlagen Verbrennungsmotoren, Springer Vieweg, 2014.
- [8] H. Pucher und K. Zinner, Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer Vieweg, 2012.
- [9] R. Hagl, Elektrische Antriebstechnik, München: Carl Hanser Verlag, 2015.
- [10] H. W. Müller, Die Umlaufgetriebe - Auslegung und vielseitige Anwendung, Berlin: Springer - Verlag, 1998.
- [11] W. Klement, Fahrzeuggetriebe, München: Carl Hansen Verlag, 2011.

- 
- [12] C. Meißner, Entwicklung von Getriebesystemen zur aktiven Drehmomentenverteilung für Fahrzeuganwendungen, Technische Universität Chemnitz: Dissertation, 2010.
- [13] VDI-2157, Planetengetriebe, Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen, Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 1978.
- [14] BMW AG, Aftersales Training - Produktinformation Doppelkupplungsgetriebe, München, 2008.
- [15] J. Müller, Beitrag zur systematischen, rechnergestützten Synthese und Bewertung mehrgängiger konventioneller und hybrider Planetenautomatikgetriebe, Technische Universität Chemnitz: Dissertation, 2012.
- [16] VDI-2222, Konstruktionsmethodik, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997.
- [17] S. Ruoff, K. Bause und O. Sasche, Topologiesynthese und -identifikation für Triebstränge in Abhängigkeit der Verbrennungskraftmaschine, Hannover: E-MOTIVE - 9. Expertenforum Elektrische Fahrzeugantriebe Industrie und Forschung im Zukunftsdialog, 2017.
- [18] S. Ruoff, K. Bause und O. Sasche, Topology synthesis and identification for conventional drive trains depending on the internal combustion engine, Aachen: Antriebstechnisches Kolloquium ATK, 2017.
- [19] A. Ott, Zur systematischen Synthese mehrgängiger Umlaufräder-Schaltgetriebe, ATZ 70, pp. 1-6, 104-108, 131-134, 1968.
- [20] F. Helfer, Ein Analogieverfahren zur Untersuchung von Planetengetrieben, ATZ 69, pp. 149-152, 1967.
- [21] X. Li, Systematische Synthese mehrgängiger Planetengetriebe, RWTH Aachen: Dissertation, 1993.
- [22] L. Tsai, An Application of the Linkage Characteristic Polynomial to the Topological Synthesis of Epicyclic Gear Trains, ASME Journal of Mechanism, Transmissions and Automation in Design, Bd. Vol. 109, Nr. No. 3, pp. 329-336, 1987.

- 
- [23] L. Tsai, Mechanism Design - Enumeration of Kinematic Structures According to Function, Boca Raton: CRC Press, 2001.
- [24] M. Stangl, Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe, Technische Universität München: Dissertation, 2006.
- [25] F. Kurth, Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions, Technische Universität München: Dissertation, 2012.
- [26] G. Gumpoltsberger, Systematische Synthese und Bewertung von mehrgängigen Planetengetrieben, Technische Universität Chemnitz: Dissertation, 2007.
- [27] H. Domain, Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorgelegebauart, Technische Universität München: Dissertation, 2001.
- [28] M. Lesch, Beitrag zur systematischen Synthese und Bewertung von Doppelkupplungsgetrieben, Technische Universität Chemnitz: Dissertation, 2012.
- [29] C. Gitt, Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe, Universität Stuttgart: Dissertation, 2002.
- [30] J. Müller, Systematische rechnergestützte Synthese von stufenlosen leistungsverzweigten Mehrbereichsgetrieben mit mechanischem Variator und E-Maschine, Bad Homburg: FVA-Vortrag Arbeitskreis Stufenlose Getriebe, 2007.
- [31] H. Schröder, Konzeptionierung leistungsverzweigter Getriebestrukturen für Hybridgetriebe, Technische Universität Braunschweig: Dissertation, 2009.
- [32] H. Piechottka, Methodical Synthesis and Simulation-Assisted Analysis of Electrified Vehicle Concepts, Berlin: 16. International CTI Symposium, 2016.
- [33] A. Sturm, H. Piechottka, F. Küçükay und S. Grams, Synthese, Auslegung und Bewertung von zukünftigen Antriebsstrangkzepten, ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2016.

- 
- [34] B. Kluge, Synthese von Aktiv-Getrieben, Technische Universität Darmstadt: Dissertation, 2015.
- [35] F. Closset, Erweiterung und Vervollständigung einer Entwicklungssystematik zur Synthese innovativer Getriebekonzepte, Technische Universität München: Diplomarbeit, 2012.
- [36] M. Schaller, Analyse und Konzeptentwicklung zur modularen Synthese von Getrieben in Stirnrad- und Planetenbauweise, Technische Universität Darmstadt: Diplomarbeit, 2013.
- [37] VDI-2225, Technisch-wirtschaftliches Konstruieren, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997.
- [38] T. L. Saaty und L. G. Vargas, Models, Methods, Concepts & Applications of the Analytic Hierarchy Process, New York: Springer - Verlag, 2. Auflage, 2012.
- [39] B. Alois, Neue Gesichtspunkte zur Gewichtung von Bewertungskriterien, Konstruktion 45, 1993.
- [40] A. Breiing und R. Knosale, Bewerten technischer Systeme - theoretische und methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen, Berlin: Springer - Verlag, 1997.
- [41] C. Zangemeister, Nutzwertanalyse in der Systemtechnik - Eine Methodik zur multidimensionalen Bewertung und Auswahl von Projektalternativen, Technische Universität Berlin: Dissertation, 1970.
- [42] A. Albers und A. Braun, Der Prozess der Produktentstehung. In: Handbuch Leichtbau, München: Carl Hanser Verlag, 2011.
- [43] A. Braun, Modellbasierte Unterstützung der Produktentwicklung - Potentiale der Modellierung von Produktentstehungsprozessen am Beispiel des integrierten Produktentstehungsmodells (iPeM), Karlsruher Institut für Technologie: Dissertation, 2014.
- [44] A. Albers und M. Meboldt, IPEMM - Integrated Product Development Process Management Model, Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving, Paris: 16th International Conference on Engineering Design, 2007.

- 
- [45] B. Meyer-Schwickerath, Vorausschau im Produktentstehungsprozess - Das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) als Bezugsrahmen für Vorausschau am Beispiel von Szenariotechnik und strategischer Frühaufklärung, Karlsruher Institut für Technologie: Dissertation, 2015.
- [46] A. Albers, N. Reiss, N. Bursac und T. Richter, iPeM - integrated Product engineering Model in context of Product Generation Engineering, Stockholm: 26th CIRP Design Conference, 2016.
- [47] A. Albers, N. Reiß, N. Bursac und J. Breitschuh, 15 Years of SPALTEN Problem Solving Methodology in Product Development, Trondheim: NordDesign, 2016.
- [48] S. Ruoff, Topology synthesis of hybrid electric vehicle drivetrains in the context of the integrated Product engineering Model, Stuttgart: EVS30 Symposium, 2017.
- [49] A. Albers, N. Bursac und E. Wintergerst, Produktgenerationsentwicklung - Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive, Stuttgart: Stuttgarter Symposium, 2015.
- [50] A. Albers, N. Bursac und S. Rapp, PGE - Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads, Berlin, Heidelberg: Springer - Verlag, 2016.
- [51] A. Albers, B. Gladysz, N. Heitger und W. M., Product profiling framework - a categorization framework for innovation projects in product design, Stockholm: 26th CIRP Design Konferenz, 2016.
- [52] A. Albers, S. Rapp, C. Birk und N. Bursac, Die Frühe Phase der PGE - Produktgenerationsentwicklung, Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, 2017.
- [53] C. Hirzel und R. Kasper, Modellierung eines Antriebsstranges zur Absicherung neuer Funktionen elektrifizierter Fahrzeuggetriebe, 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2013.
- [54] P. Hofmann, Hybridfahrzeuge, Wien: Springer - Verlag, 2010.
- [55] K. Reif, Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe, Berlin: Vieweg Springer, 2010.

- 
- [56] M. Plesinger, The total least squares problem und reduction of data in AX ~ ~ B, Technical University of Libere: Dissertation, 2008.
- [57] R. Storn und K. Price, Differential Evolutionv - A Simple and Efficient Heuristic for Global Optimization over Continuous Spaces, Niederlande: Journal of Global Optimization 11, 1997.
- [58] F. Kaderali und W. Poguntke, Graphen, Algorithmen und Netze, Deutschland: Vieweg+Teubner Verlag, 1995.
- [59] D. Kaiser, Implementation und Animation des Links-Rechts-Planaritätstest, Universität Konstanz: Bachelorarbeit, 2009.
- [60] J. Hopcroft und R. Tarjan, Efficient Planarity Testing, Cornell Uiversity, Ithaca, New York: Journal of the Association for Computing Machinery 21 , 1974.
- [61] J. Boyer und W. Myrvold, On the Cutting Edge: Simplified  $O(n)$ Planarity by Edge Addition, Journal of Graph Algorithms and Application, 2004.
- [62] VDI-2206, Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2004.



---

# Abkürzungsverzeichnis

AGS	Adaptive Getriebesteuerung
AST	Automatisiertes Schaltgetriebe
AT	Stufenautomat
BWW	Bewertungswert
BWZ	Bewertungszahl
DKG	Doppelkupplungsgetriebe
EM	Elektrische Maschine
FG	Freiheitsgrad
HS	Hochschaltungen
iPeM	integrierte Produktentstehungs-Modell
MT	Manuelles Schaltgetriebe
PGE	Produktgenerationsentwicklung
RS	Rückschaltungen
SE	Schaltelement
VM	Verbrennungsmotor

---

---

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Zeitverlauf der relevanten Prüfzyklen [1] .....	1
Abbildung 1-2: Anforderungen an ein Fahrzeuggetriebe .....	2
Abbildung 2-1: Widerstandskräfte am Fahrzeug .....	7
Abbildung 2-2: Drehmoment- und Leistungsverlauf der Antriebsaggregate .....	9
Abbildung 2-3: Vier-Quadranten-Betrieb einer elektrischen Maschine .....	10
Abbildung 2-4: Auslegungsvarianten der Höchstgeschwindigkeit [3] .....	11
Abbildung 2-5: Zugkraftangebot einer geometrischen und progressiven Gangabstufung [4] .....	13
Abbildung 2-6: Getriebeabstufungsvarianten .....	13
Abbildung 2-7: Zusammenbau von Planetengetrieben .....	14
Abbildung 2-8: Simpson- und Ravigneaux-Radsatz .....	16
Abbildung 2-9: Struktur eines Handschaltgetriebes [4] .....	18
Abbildung 2-10: Struktur eines Automatikgetriebes [4] .....	20
Abbildung 2-11: Siebengang DKG von GETRAG [14] .....	20
Abbildung 2-12: Getriebeschema des Multitronic-Getriebes der Audi AG [4] .....	22
Abbildung 2-13: Getriebestrukturbeispiel .....	23
Abbildung 2-14: System-Triple im Zusammenspiel mit der Systemumwelt [45] .....	29
Abbildung 2-15: Das iPeM im Kontext der PGE [46] .....	30
Abbildung 4-1: Aufbau des zu analysierenden Getriebekonzeptes .....	40
Abbildung 4-2: Stoßrichtungen der konzeptspezifischen Potenziale .....	43
Abbildung 5-1: Erweitertes Getriebestrukturbeispiel .....	47
Abbildung 5-2: Aufbau von $\overrightarrow{G_{i,j}}$ .....	48
Abbildung 5-3: Aufbau von $\overrightarrow{K_{i,j}}$ .....	49
Abbildung 5-4: $\vec{G}$ und $\vec{K}$ der Beispielstruktur .....	50
Abbildung 5-5: Aufbau von $\vec{L}$ .....	51
Abbildung 5-6: Schaltzustandsliste der Beispielstruktur .....	51
Abbildung 5-7: Drehzahlmatrix der Betriebsmodi .....	53
Abbildung 5-8: Drehmomentmatrix der Betriebsmodi .....	53
Abbildung 5-9: Syntheseablauf .....	57
Abbildung 5-10: SOLL- und BEST-Übersetzungsreihe .....	59
Abbildung 5-11: Gangverteilung der Beispielstruktur .....	59
Abbildung 5-12: Struktogramm zur Realisierung der Gangverteilungsstrategie .....	61

---

Abbildung 5-13: Kernalgorithmus der Gangverteilungsstrategie.....	63
Abbildung 5-14: Ermittlung der BEST-Übersetzungsreihe .....	67
Abbildung 5-15: Optimierte BEST-Übersetzungsreihe .....	69
Abbildung 5-16: Schritte zur Generierung aller Kombinationen von $\vec{G}$ und $\vec{K}$ .....	70
Abbildung 5-17: Beispiel für $\vec{K}$ .....	71
Abbildung 5-18: Kopplungsmöglichkeiten der einzelnen Schaltelemente.....	71
Abbildung 5-19: $\vec{G}$ und $\vec{K}$ der Beispielstruktur.....	73
Abbildung 5-20: Adjazenzmatrix des Beispielgraphs .....	77
Abbildung 5-21: Erstellung der Schaltzustandsliste und die Optimierung der Standübersetzung.....	78
Abbildung 5-22: Generierung von $\vec{G}$ .....	80
Abbildung 5-23: Generierung von $\vec{K}$ .....	81
Abbildung 5-24: Schaltzustandsliste .....	82
Abbildung 5-25: $\vec{L}$ der eindeutig definierten Getriebegänge .....	83
Abbildung 5-26: $\vec{L}$ der Beispielstruktur.....	84
Abbildung 6-1: Ablauf des Bewertungsverfahrens .....	86
Abbildung 6-2: Bewertungsstruktur in zwei Ebenen.....	88
Abbildung 6-3: Erfüllungsgrade der Kriterien.....	92
Abbildung 6-4: Berechnung des Standübersetzungsqualitätskriteriums .....	94
Abbildung 6-5: Matrix zur Direktschaltfähigkeit und Gewichtung.....	97
Abbildung 6-6: Prädiktionsvorgänge.....	99
Abbildung 6-7: Bewertungskennlinie für das Stützmomentkriterium .....	101
Abbildung 6-8: Systemreihenfolge der Lösungsmenge.....	101
Abbildung 6-9: Einfluss der Gewichtungsfaktoren auf die Systemreihenfolge.....	102
Abbildung 7-1: Getriebestrukturen für acht Getriebegänge.....	104
Abbildung 7-2: $\vec{G}$ und Gangverteilungsstrategien .....	105
Abbildung 7-3: SOLL- und IST-Übersetzungsreihe .....	106
Abbildung 7-4: Direktschaltfähigkeit und Prädiktionsvorgänge von Getriebe - I.....	107
Abbildung 7-5: Direktschaltfähigkeit und Prädiktionsvorgänge von Getriebe - II.....	108
Abbildung 7-6: Neunganggetriebestruktur von Getriebe - III .....	109
Abbildung 7-7: Neunganggetriebestruktur von Getriebe - IV.....	109

---

---

---

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Hybridisierungsstufen .....	45
Tabelle 2: Richtlinien der Wellennummerierung.....	48
Tabelle 3: Eingangsparameter für die SOLL-Übersetzungsreihe.....	58
Tabelle 4: Eingangsparameter für die Gangverteilung .....	60
Tabelle 5: Optimierungsverfahren.....	68
Tabelle 6: Planarität von Graphen .....	73
Tabelle 7: Außengraph .....	74
Tabelle 8: Knoten aus $\vec{G}$ .....	74
Tabelle 9: Knoten aus $\vec{K}$ .....	75
Tabelle 10: Kanten aus Wellenverbindungen.....	75
Tabelle 11: Zuordnung der Verbindungsmöglichkeiten .....	76
Tabelle 12: Vor- und Nachteile der Getriebestrukturen.....	110