

2 Theoretische Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen kurz zusammengefasst, auf denen die vorliegende Arbeit aufbaut. Diese umfassen den Aufbau und die Funktion von Fahrzeuggetrieben und Getriebekonzepten für konventionelle als auch für Hybrid- und Elektrofahrzeuge, sowie eine Auswahl von Kenngrößen zur Berechnung von Getrieben. Des weiteren werden die Grundlagen einiger Optimierungsverfahren dargestellt, die zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Hybridfahrzeugen verwendet werden, da die Betriebsstrategie des Hybridfahrzeuges großen Anteil bei der Bestimmung eines geringstmöglichen Kraftstoffverbrauchs hat. Die beiden vorgestellten Verfahren werden im Verlauf der Arbeit weiterentwickelt bzw. auf neuartige Weise verwendet. Außerdem werden die gängigen Methoden zur Bewertung der Effizienz von Kraftfahrzeugen aufgeführt und verglichen.

2.1 Effizienz auf Fahrzeugebene

Der Begriff der Effizienz ist gekennzeichnet durch den Wirkungsgrad η und wird definiert durch das Verhältnis von Ertrag zu Aufwand:

$$\eta = \frac{\text{Ertrag}}{\text{Aufwand}} \quad \text{Gl. 2.1}$$

Damit stellt die Effizienz ein Maß für die Wirtschaftlichkeit einer Maßnahme dar, unter der Nebenbedingung, dass die Maßnahme geeignet ist, das gesteckte Ziel zu erreichen [40, 76].

Im Zusammenhang mit dem Fahrzeug kann die Effizienz als Verhältnis der erbrachten zur aufgewandten Leistung betrachtet werden [32]. Integriert man dementsprechend die nötigen Antriebsleistungen über eine zurückgelegte Stre-

cke hinweg auf, so erhält man die mittlere Effizienz als das Verhältnis von der zum Bewältigen der Strecke nötiger zur aufgebrauchten Energie¹:

$$\eta = \frac{\int P_{\text{Notwendig}}}{\int P_{\text{Kraftstoff}}} \quad \text{Gl. 2.2}$$

Zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit Verbrennungsmotor wird Kraftstoff verbraucht². Die Angaben für den Kraftstoffverbrauch werden üblicherweise im Fahrzyklus ermittelt und absolut in $\frac{l}{km}$ oder $\frac{km^3}{l}$ dargestellt. Dieser Absolutwert ist jedoch nur von begrenzter Aussagekraft. So erreicht ein voll beladener Lastkraftwagen zwar üblicherweise einen höheren Verbrauch als ein Kleinwagen, muss dafür allerdings auch eine größere Masse transportieren. Für die Fahrzeugeffizienz ist dementsprechend zusätzlich die Betrachtung des Fahrwiderstands notwendig. Dieser besteht aus fahrzeug- und streckenspezifischen Größen [48]. Der Einfluss der gefahrenen Strecke auf den Fahrwiderstand wird durch die Verwendung eines genormten Fahrzyklus für alle Fahrzeuge egalisiert. Um nun vom Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs zur Effizienz zu gelangen, muss dessen spezifischer Fahrwiderstand mit einbezogen werden. Dies führt zu einer vergleichbaren Bewertung verschiedenster Fahrzeuge. Ein Nachteil dieser Betrachtungsweise ist allerdings, dass sich eine konstruktive Verringerung der Fahrwiderstände zwar auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt, die Effizienz sich durch diese Maßnahmen jedoch nicht zwangsläufig in gleichem Maße verbessert. Dementsprechend haben beide Größen ihre Berechtigung. In dieser Arbeit wird der Kraftstoffverbrauch durch den Fahrzeugwirkungsgrad dargestellt, da der Einfluss verschiedenster Konzepte auf unterschiedliche Fahrzeuge aufgezeigt werden soll. Bei konkreten Fahrzeugkonfigurationen wird der relative Mehrverbrauch unterschiedlicher Einflüsse gegenüber dem unteren Grenzwert des Verbrauches für das spezifische Fahrzeug verwendet.

Die ermittelten Kraftstoffverbräuchen und Fahrzeugwirkungsgrade beziehen sich stets auf den jeweils verwendeten Fahrzyklus, der sich von Region zu Re-

¹ Bei verlustfrei angenommener Fahrt mit gleicher Höhe und Geschwindigkeit an Start und Ziel wird das Integral der Antriebsleistung Null. Durch die Überwindung der verlustbehafteten Fahrwiderstände, der Verluste in der Energiespeicherung und -wandlung sowie die Umwandlung der kinetischen Energie beim Bremsen in Wärme ergibt sich der Bedarf an Antriebsleistung.

² Die folgenden Angaben gelten jedoch sinngemäß für beliebige Kraftstoffe oder andere Energiequellen

³ Diese Angabe ist vor allem in den USA verbreitet und wird dort durch miles per gallon (mpg) beschrieben.

gion unterscheidet und unterschiedliche Schwerpunkte setzt. Dadurch können einzelne Aspekte des Verbrauches betont werden, z. B. durch lange Standzeiten, bei denen der Verbrennungsmotor Kraftstoff verbraucht, oder durch hohe Geschwindigkeiten, bei denen der Einfluss des Luftwiderstandsbeiwertes c_W auf den Fahrwiderstand stark steigt. Außerdem spiegelt ein Fahrzyklus nicht zwingend den gesamten Einsatzbereich des Fahrzeuges wider, so dass jeder in einem bestimmten Fahrzyklus bestimmte Kraftstoffverbrauch nur eine begrenzte Aussagekraft besitzt. Auch deshalb wird derzeit ein Wechsel zu einem weltweit gültigen Fahrzyklus WLTP [64] neu verhandelt, dessen Fahrprofil das reale Fahrverhalten besser abbilden soll.

Die Änderung der Fahrzeugeffizienz durch verschiedenste Triebstrangkonzeppte eignet sich daher dafür, für ein definiertes Fahrzeug und einen definierten Fahrzyklus eine vergleichende Bewertung der Konzepte vorzunehmen. Um die verschiedenen Energieträger vergleichbar zu machen, werden ihre jeweiligen Energieinhalte in gemeinsame Einheiten umgerechnet. Dadurch ist ein sogenannter tank-to-wheel-Vergleich verschiedener Energieträger möglich. Im Verbrennungsmotor ist dies der untere Heizwert H_u eines Kraftstoffes, in der Brennstoffzelle der Heizwert des Wasserstoffes. Bei Elektrofahrzeugen wird üblicherweise die Energiemenge verwendet, die zum Aufladen der Batterie an der Steckdose benötigt wird. Dabei ist der Ladewirkungsgrad inbegriffen. Die aktuell gültige Bewertung des Verbrauchs von extern aufladbaren Hybrid- und Elektrofahrzeugen wird in [34] diskutiert und durch Vorschläge zur zukünftigen Bewertung der Fahrzeugeffizienz ergänzt. Andere Betrachtungsweisen, bei denen die Herstellung des Kraftstoffes oder die Erzeugung der elektrischen Energie mit einbezogen werden, sind ebenfalls möglich. Auf diese sogenannten well-to-wheel-Betrachtungen wird in dieser Arbeit jedoch nicht eingegangen. Der Energieverbrauch ist auch bei derartigen Betrachtungen eine grundlegende Größe, wogegen sich die Aufwendungen zur Bereitstellung der verschiedenen Energieträger regional und zeitlich stark unterscheiden können [16].

In dieser Arbeit wird der Konzeptvergleich anhand der oben beschriebenen 2.2 durchgeführt, um die Einflüsse der einzelnen Konzepte sowohl auf Aufwand als auch auf den Ertrag darstellen zu können und den Vergleich für verschiedene Energieträger offen zu halten. Da sich alle Berechnungen auf autarke Hybridfahrzeuge bzw. auf einen ladungserhaltenden Betrieb beziehen, wird die zum Antrieb notwendige Energie durch den Kraftstoff bereitgestellt. Der Fahrzeugwirkungsgrad η_{Fzg} ergibt sich damit anhand von 2.3 aus dem errechneten Kraftstoffverbrauch m_f bezogen auf die zum Antrieb erforderliche Energie.

Da im konventionellen Fahrzeug keine Rückgewinnung von kinetischer Energie möglich ist, wird für die Berechnung des Fahrzeugwirkungsgrades η_{Fzg} lediglich die Zugleistung P_{Zug} verwendet.

$$\eta_{Fzg} = \frac{\int P_{Zug}}{m_f \cdot H_u} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Dabei ist zu beachten, dass verschiedene Triebstrangkonzpte sowohl einen Einfluss auf den Verbrauch als auch auf die Fahrwiderstände haben können, beispielsweise durch eine Erhöhung der Fahrzeugmasse oder durch unterschiedliche mechanische Verluste.

Weitere Ansätze zum Vergleich verschiedener Konzepte und Fahrzeuge finden sich als Kostenvergleich oder als Vergleich der ökologischen Auswirkungen. Bei den Kostenvergleichen kann weiter unterschieden werden in den Vergleich der Kosten für die verschiedenen Energieträger, die Betriebskosten des Fahrzeugs mit Anschaffungskosten und die Gesamtbetrachtung aller Kosten mit Recycling und Entsorgung (Life Cycle Cost [1]). Auch bei solchen Betrachtungen fällt der Großteil an Emissionen und Kosten während der Nutzung an. Bei den ökologischen Vergleichen können entweder einzelne Faktoren wie CO₂ oder die Gesamtemissionen verglichen werden. Weitergehende Betrachtungen schließen auch hier die Herstellung und Entsorgung mit ein. Eine Sensitivitätsanalyse für die nötigen Annahmen findet sich in [97], Beispiele für Emissions- und Kostenvergleiche in [43, 51, 60]. Allen Ansätzen gemeinsam ist, dass der Kraftstoffverbrauch eine entscheidende Berechnungsgrundlage darstellt. Dies findet sich entsprechend in der Gesetzgebung zur Begrenzung der CO₂-Emissionen wieder.

Auf regional unterschiedliche Vergleiche wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen, da sich die dafür zu treffenden Annahmen zeitlich und regional stark ändern können [79]. Stattdessen sollen die Unterschiede einzelner Konzepte hinsichtlich der Fahrzeugeffizienz ermittelt und soweit als möglich vereinzelt werden.

2.2 Getriebe und Triebstränge

Zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges ist Antriebsleistung erforderlich. Während der Fahrt müssen die Fahrwiderstände überwunden werden, die aus Roll- und Luftwiderstand bestehen (siehe Bild 2.2). Für Beschleunigungsvorgänge und das Überwinden von Höhenunterschieden wird zusätzliche Leistung benötigt. Hinzu kommen Verluste bei der Leistungsübertragung und die Antriebsleistung von Nebenaggregaten und sonstigen Verbrauchern. Die Bandbreite der Leistungsanforderung im Kraftfahrzeug ist demnach groß und nur zum Teil von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Durch ein Getriebe besteht die Möglichkeit, Drehzahlen und Drehmomente durch Übersetzungen zu wandeln, und so die Leistungsanforderung durch eine Antriebsmaschine zu erfüllen, deren Drehzahl- und Drehmomentgrenzen für einen direkten Antrieb nicht ausreichen [71].

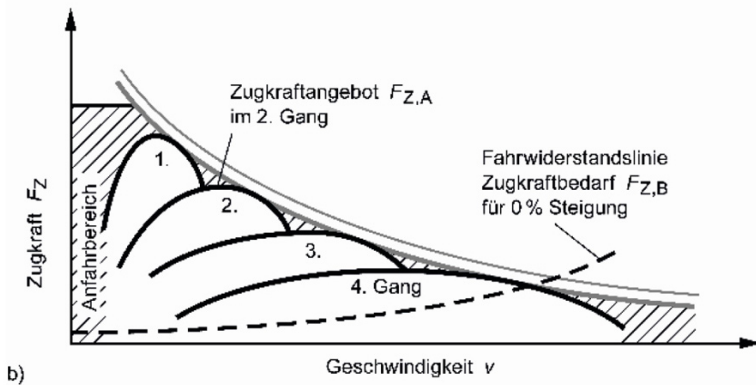


Abbildung 2.1: Zugkraftbedarf und -angebot abhängig von der Fahrgeschwindigkeit (Quelle: [71])

Da das Getriebe die Anforderungen des Fahrzeugs u. a. aus Fahrwiderständen, Beschleunigungs- und Steigvermögen mit den Möglichkeiten der Antriebsmaschine verknüpft, ist ein sinnvolles Getriebe stets von beiden Komponenten abhängig. So muss beispielsweise beim Antrieb durch einen Verbrennungsmotor das Getriebe darauf ausgelegt sein, dass eine Leistungsabgabe erst ab einer bestimmten Drehzahl des Verbrennungsmotors möglich ist, und dass die maximal verfügbare Leistung und der Kraftstoffverbrauch stark von der Drehzahl abhängig sind [71].

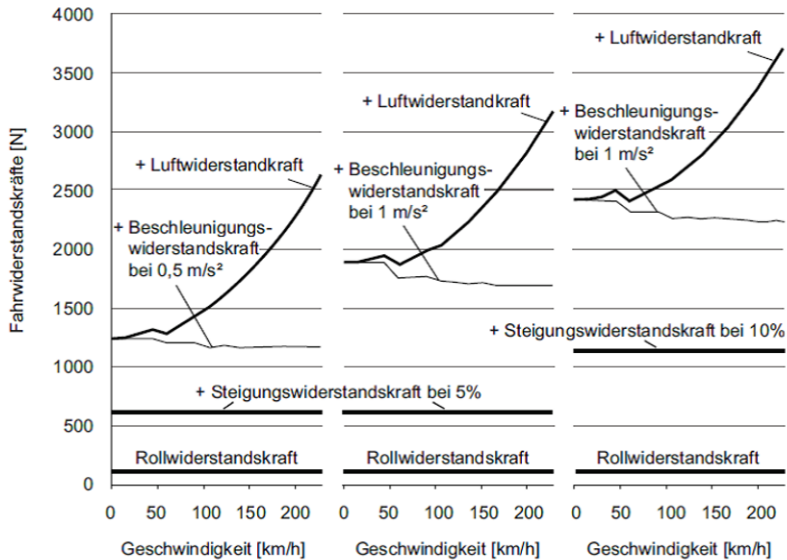


Abbildung 2.2: Aufschlüsselung der Fahrwiderstandskräfte über der Fahrgeschwindigkeit (Quelle: [19])

2.2.1 Konventionelle Fahrzeuggetriebe

Naunheimer [71] unterteilt die Fahrzeuggetriebe zunächst in gestufte und stufenlose Getriebe. Die gestuften Getriebe lassen sich dahingehend weiter unterteilen, ob die Stufen von Hand oder automatisch geschaltet werden, wohingegen stufenlose Getriebe nach der Art der Leistungsübertragung unterteilt werden. Gestufte Getriebe benötigen für den Betrieb mit einem Verbrennungsmotor ein Anfaherelement, wie z. B. eine Kupplung, und Schaltelemente, um zwischen den Gängen zu wechseln. Je nach Bauweise können bestimmte stufenlose Getriebe dagegen auf ein Anfaherelement verzichten. Da ein Verbrennungsmotor konventioneller Bauart lediglich in einer Drehrichtung betrieben werden kann, muss bei allen Kraftfahrzeuggetrieben eine Möglichkeit der Drehrichtungsumkehr, d. i. ein Rückwärtsgang, vorgesehen werden. Handgeschaltete gestufte Getriebe unterscheiden sich weiter in synchronisierte und unsynchronisierte Getriebe, wovon letztere keine Rolle im Pkw-Bereich spielen. Übliche Gangzahlen sind 4 bis 6. Die Schaltung des Getriebes kann durch eine Aktuatorik übernommen werden. Man spricht dann von automatisierten

handgeschalteten Getrieben. Eine derartige Automatisierung kann unter Umständen modular auf das Getriebe aufgebaut werden. Bei solchen Getrieben wird die Zugkraft während des Schaltens unterbrochen. Automatische gestufte Getriebe im Pkw-Bereich werden nach der Art ihrer Schaltelemente unterschieden. Doppelkupplungsgetriebe verfügen über zwei separate Antriebswellen, die von zwei Kupplungen unabhängig geschaltet werden können, die gleichzeitig als Anfahr-elemente dienen können. Die Wellen werden je nach gewähltem Gang abwechselnd betrieben, so dass in der unbelasteten Welle bereits vor der eigentlichen Schaltung der nächste gewünschte Gang eingelegt werden kann. Der eigentliche Gangwechsel findet anschließend durch das Überblenden der beiden Kupplungen statt, mit dem Ziel, eine Zugkraftunterbrechung zu vermeiden. Für Doppelkupplungsgetriebe werden Stirnradverzahnungen verwendet. Üblicherweise wird je eine Übersetzung durch eine gesonderte Stirnradpaarung dargestellt, wodurch die Wahl der Übersetzungen sehr frei ist. Bauweisen mit größeren Gangzahlen können auch durch die mehrfache Verwendung der Stirnradpaarungen erzielt werden [33]. Automatgetriebe bestehen je nach Anzahl der Gänge aus einem oder mehreren Planetensätzen. Die Kombination mehrerer Planetensätze wird entweder hintereinander ausgeführt, oder einzelne Bauteile werden konstruktiv zu reduzierten Planetengetrieben zusammengefaßt. Geschaltet wird üblicherweise durch mehrere Lamellenkupplungen, die zum Teil als gehäusefeste Bremsen ausgeführt sind. Automatgetriebe übertragen hohe Antriebsleistungen bei gutem Schaltkomfort und ohne Zugkraftunterbrechung während des Schaltvorganges. Als Anfahr-element wird oft ein Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung verwendet.

Für stufenlose Getriebe existieren diverse Konzepte und Bauvorschläge. Eine stufenlose Änderung der Übersetzung (Continuously variable transmission, CVT) kann auf mechanischem, hydraulischem oder elektrischem Wege erfolgen. Ist der Betrieb des Getriebes in einer Weise möglich, dass der Abtrieb bei drehendem Antrieb stillsteht (geared neutral), wird die Übersetzung quasi unendlich (Infinite variable transmission, IVT). Dadurch kann auf ein Anfahr-element verzichtet werden. In nennenswerter Zahl produziert wird derzeit lediglich ein Kettengetriebe [22], bei dem die Übersetzung durch die variablen Durchmesser der An- und Abtriebsräder hergestellt wird. Hydraulische Getriebe für Pkw werden ebenfalls untersucht [38]. Stufenlose Getriebe können mit einer Leistungsverzweigung konzipiert werden, siehe Kapitel 2.2.3. Diese Bauart wurde für Personenwagen bereits untersucht [37], findet sich jedoch vor allem bei Ackerschleppern [3, 12, 26, 85], während rein hydrostatische oder hydrodynamische Getriebe oft bei Baumaschinen Verwendung finden.

Alle Fahrzeuggetriebe werden mit Öl geschmiert und gekühlt. Die Schmierung kann als Sumpfschmierung oder mit einer Ölpumpe als Druckschmierung erfolgen. Das Drucköl kann ebenso zur Betätigung der Schaltelemente in automatisch geschalteten Getrieben oder zur Verstellung der Übersetzung von Stufenlosgetrieben verwendet werden. Ein gemeinsames Element aller Fahrzeuggetriebe ist der Achsantrieb. Dieser wird als Differentialgetriebe an der Antriebsachse ausgeführt und kann mit einer Differentialsperre versehen werden. Das Achsgetriebe hat die Aufgabe, Drehzahldifferenzen zwischen den Rädern auszugleichen und das Antriebsmoment zu verteilen. Bei mehrachsgetriebenen Fahrzeugen kann die Verbindung zwischen den Achsen permanent oder schaltbar ausgeführt sein. Bei einfachen Allradantrieben werden die Achsen durch eine Kupplung verbunden, aufwendigere Allradantriebe verteilen die Momente zwischen den Achsen durch Differentialgetriebe. Die Einteilung der Fahrzeuggetriebe kann auch nach ihrer Lage im Fahrzeug erfolgen. Verbrennungsmotor und Getriebe können längs oder quer in Front oder Heck des Kraftfahrzeugs verbaut werden, oder seltener in mittiger Anordnung. Der Achsantrieb kann über die Vorder-, die Hinterachse oder als Allrad ausgeführt sein. Bei entsprechender Einbauposition des Getriebes kann der Achsantrieb in das Getriebe integriert werden [48].

2.2.2 Kenngrößen von Getrieben

Im Folgenden werden kurz einige Kenngrößen von Getrieben aufgeführt. Für weitere Informationen zum Fahrzeuggetriebe siehe [19, 58, 71], für weitere Informationen zu den Berechnungsgrundlagen der Getriebe wird auf [70, 99] verwiesen.

[Warum werde ich hier so ausführlich? Weil ich den kinematischen Freiheitsgrad für die Systematik verwende.]

Übersetzungsverhältnisse

Das Übersetzungsverhältnis i bezeichnet das Verhältnis zweier miteinander verknüpfter Winkelgeschwindigkeiten bzw. Drehzahlen, wobei das Verhältnis meist in Richtung des Kraftflusses dargestellt wird [19]. Der Index des Übersetzungsverhältnisses besteht entweder aus den Indizes beider Drehzah-

len oder kennzeichnet bei mehrgängigen Getrieben den jeweils eingelegten Gang. Für die Standübersetzung eines Planetengetriebes wird üblicherweise i_0 verwendet.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Neben der Drehzahl wird in einem Getriebe auch das Drehmoment gewandelt. Bei verlustfreier Betrachtung stellt sich dies, ausgehend von der Leistungsgleichheit zwischen Ein- und Ausgang, folgendermaßen dar:

$$P_1 = -P_2 \quad \text{Gl. 2.5}$$

$$n_1 M_1 = -n_2 M_2 \quad \text{Gl. 2.6}$$

$$i_{12} = -\frac{M_2}{M_1} \quad \text{Gl. 2.7}$$

Verfügt ein Getriebe über mehrere Gänge mit verschiedenen Übersetzungen, so bezeichnet der Stufensprung φ das Verhältnis der Übersetzungen zweier aufeinanderfolgender Gänge.

$$\varphi_{12} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Gl. 2.8}$$

Das Verhältnis der Übersetzungen zwischen größtem und kleinstem von n Gängen wird durch die Getriebespreizung φ_S gekennzeichnet.

$$\varphi_S = \frac{i_1}{i_n} = \frac{n_1}{n_n} \quad \text{Gl. 2.9}$$

Bei der klassischen Getriebeauslegung werden die Stufensprünge entweder anhand einer geometrischen Reihe oder konstant progressiv gewählt [71].

Kinematischer und statischer Freiheitsgrad

Eine weitere wichtige Kenngröße eines Getriebes ist der kinematische Freiheitsgrad oder Laufgrad F_{kin} [67, 99]. Dieser kann für alle Arten von Getrie-

ben mittels der Grüblerschen Gleichung nach [28] bestimmt werden und kennzeichnet die Beweglichkeit des Getriebes.

$$F_{kin} = T(n - 1 - g) + \sum_{i=1}^g b_i \quad \text{Gl. 2.10}$$

Dabei bezeichnet T den Getriebetyp als räumliches ($T = 6$), sphärisches oder ebenes ($T = 3$) Getriebe, n die Anzahl der Getriebeglieder inklusive des Gestells⁴, g die Anzahl der Gelenke und b_i die Beweglichkeit eines einzelnen Gelenks. Der Laufgrad eines Getriebes stellt demnach den kinematischen Freiheitsgrad F_{kin} eines Getriebes dar. Bei ebenen, gleichförmig übersetzenden Getrieben wie beispielsweise Zahnradgetrieben, besteht dieser in der Anzahl unabhängig voneinander wählbarer Drehzahlen [99]. Getriebe mit einem kinematischen Freiheits- oder Laufgrad von $F_{kin} = 1$ werden als zwangsläufig bezeichnet, höhere Laufgrade kennzeichnen mehrläufige oder zwanglose Getriebe. Der statische Freiheitsgrad F_{stat} beschreibt die Anzahl der unabhängigen äußeren Kräfte, die auf ein System einwirken müssen, um das System mit allen Lagerkräften in einem Gleichgewichtszustand zu halten [27]. Für ebene Systeme stellt sich die Gleichung zur statischen Bestimmtheit wie folgt dar:

$$n = j + s - 3k \quad \text{Gl. 2.11}$$

Dabei stellt j die Summe der Wertigkeiten aller Lagerungen dar, d. i. die Zahl der durch das Lager unterbundenen Bewegungsrichtungen in der Ebene. Analog dazu beschreibt s die Wertigkeit der Verbindungen zwischen den Körpern des Systems, k die Anzahl der Systemkörper ohne das Gestell, und n die Kennzahl der statischen Bestimmtheit. Ein System mit $n = 0$ ist statisch bestimmt⁵ und daher unbeweglich. Systeme mit $n > 0$ sind statisch unbestimmt und ebenfalls nicht beweglich. Eine statische Unterbestimmtheit mit $n < 0$ stellt dar, wie viele zusätzliche Kräfte benötigt werden, um ein System im Gleichgewicht zu halten, das von einer ersten äußeren Kraft angetrieben wird. Daher gilt für den statischen Freiheitsgrad:

$$F_{stat} = -n \text{ mit } n < 0 \quad \text{Gl. 2.12}$$

⁴ Das Gestell stellt den Bezugskörper des Getriebes dar.

⁵ Das Kriterium für statische Bestimmtheit ist lediglich notwendig, nicht hinreichend. Für eine nähere Betrachtung sein an dieser Stelle auf [27] verwiesen. Statisch bestimmte Systeme sind in dieser Arbeit nicht von Bedeutung, da in ihnen keine Leistungsübertragung durch Bewegung möglich ist.

Der Betriebs- oder Gesamtfreiheitsgrad F_G eines Getriebes bestimmt „die Anzahl der Bestimmungsgrößen, welche [dem Getriebe] beliebig und unabhängig voneinander vorgegeben werden können und müssen, um seinen Zustand eindeutig festzulegen.“ [67]. Diese Bestimmungsgrößen sind Drehzahlen und Drehmomente [99]. Die Anzahl frei wählbarer Momente bestimmen den statischen Freiheitsgrad F_{stat} des Getriebes, die Anzahl der frei wählbaren Drehzahlen bestimmen wiederum den kinematischen Freiheitsgrad F_{kin} des Getriebes.

$$F_G = F_{stat} + F_{kin} \quad \text{Gl. 2.13}$$

Nach [99] entspricht der Gesamtfreiheitsgrad F_G auch der Anzahl der „nach außen führenden Wellen“ W (siehe 2.16). Dieser Begriff beinhaltet alle Angriffspunkte äußerer Kräfte und Momente und muss nicht zwingend eine tatsächlich aus dem Getriebe herausführende Welle enthalten. Kräfte und Momente können auch innerhalb des Getriebes durch einen dort angebrachten Energiewandler in das System Getriebe eingebracht werden. Aus den oben erwähnten Grundlagen für die kinematischen und statischen Freiheitsgrade ergeben sich für ein funktionierendes Getriebe weitere Bedingungen:

$$F_{kin} > 0 \quad \text{Gl. 2.14}$$

$$F_{stat} > 0 \quad \text{Gl. 2.15}$$

$$W = F_G = F_{kin} + F_{stat} \quad \text{Gl. 2.16}$$

Damit das Getriebe überhaupt beweglich wird, muss der kinematische Freiheitsgrad größer Null sein, und damit ein Moment eingebracht und dadurch Leistung übertragen werden kann, muss auch der statische Freiheitsgrad größer Null sein. Das kleinstmögliche Getriebe zur mechanischen Leistungsübertragung erfordert nach 2.13 demnach mindestens zwei äußere Wellen. Dies ergibt sich ebenfalls aus der Überlegung, dass ein Getriebe Leistung zwischen mehreren Energiewandlern überträgt, die wiederum an äußeren Wellen angeschlossen sind⁶.

Der kinematische Freiheitsgrad F_{kin} kennzeichnet den sogenannten Zwangslauf eines Getriebes. Bei zwangsläufigen Getrieben sind durch die Vorgabe einer Drehzahl alle anderen Drehzahlen eindeutig bestimmt, $F_{kin} = 1$. Ein Beispiel für ein zwangsläufiges Getriebe nach [67] ist das Verteilergetriebe eines

⁶ In Kapitel 3.1.4 wird der Systemfreiheitsgrad F_B eingeführt und vom Gesamtfreiheitsgrad abgegrenzt.

Bohrers mit mehreren Bohrspindeln, bei dem die Drehzahlen aller einzelnen Bohrköpfe durch die Eingangsrehzahl vorgegeben sind, also zwangsläufig bestimmt sind, während die Momente sich beliebig auf die einzelnen Abtriebe verteilen können. Mit einer Antriebs- und n Abtriebswellen ergeben sich somit ein kinematischer Freiheitsgrad von $F_{kin} = 1$ und ein statischer Freiheitsgrad von $F_{stat} = n$, und damit ein Gesamtfreiheitsgrad von $F_G = n + 1$ entsprechend der Summe aus der Anzahl der Bohrspindeln und der Antriebswelle.

Getriebe mit kinematischen Freiheitsgraden $F_{kin} > 1$ werden als mehrlängig bzw. zwanglos bezeichnet [99]. Ein Beispiel für ein solches Getriebe stellt das Achsdifferential eines Fahrzeugs dar. Mit einer Antriebs- und zwei Abtriebswellen wird der Gesamtfreiheitsgrad zu $F_G = 3$, mit dem statischen Freiheitsgrad $F_{stat} = 1$ und dem kinematischen Freiheitsgrad $F_{kin} = 2$. Da so viele Drehzahlen vorgegeben werden müssen, wie das System kinematische Freiheitsgrade besitzt, erhöht sich die Zahl an frei wählbaren Drehzahlen bei zwanglosen Getrieben gegenüber zwangsläufigen Getrieben. Dagegen sind die Momentenverhältnisse am Beispiel des Achsdifferentials durch die Standübersetzung des Getriebes fest vorgegeben, wenn ein Drehmoment vorgegeben wird. Dies lässt sich daran erkennen, dass bei einem durchrutschenden Rad, d. h. wenn ein Rad kein Moment aufnehmen kann, das gesamte System kein Moment mehr übertragen kann.

Beispiel: Zahnradstufe

Am Beispiel zweier möglichst einfacher Grundgetriebe soll nun die Berechnung des statischen und des kinematischen Freiheitsgrades durchgeführt werden. Ein einfaches Zahnrad verbindet eine Antriebsmaschine mit einer angetriebenen Maschine und wird von einem Lager in einem festen Gestell gestützt (siehe Bild 2.3).

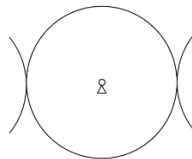


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines einfachen Zahnradgetriebes

Anhand der Grüblerschen Gleichung (2.10) berechnet sich der Laufgrad zu $F_{kin} = 3 \cdot (2 - 1 - 1) + 1 = 1$. Ebenso kann der statische Freiheitsgrad berechnet werden: $F_{stat} = -(2 + 0 - 3 \cdot 1) = 1$. Damit berechnet sich der Gesamtfreiheitsgrad zu: $F_G = 1 + 1 = 2$. Dies entspricht der Anzahl der nach außen führenden Wellen des Getriebes und damit der Summe aus einer Antriebs- und einer angetriebenen Maschine.

Beispiel: Einfaches Planetengetriebe

Das Planetengetriebe bietet noch eine Anzahl von Besonderheiten, die im Folgenden kurz besprochen werden. Einfache Planeten- oder Umlaufrädergetriebe bestehen aus Sonnen-, Planeten und Hohlräder und können von den Standgetrieben abgeleitet werden (Bild 2.4). Dabei wird ein Zahnrad eines Standgetriebes vom Gehäuse entkoppelt und durch eine drehbare Stegwelle angebunden, wodurch sich zusätzliche Freiheitsgrade ergeben. Ist der Steg oder Planetenträger mit dem Gehäuse verbunden, entspricht das Verhalten dem des Standgetriebes, die Übersetzung ist die Standübersetzung i_0 . Eine negative Standübersetzung bedeutet eine Drehzahlumkehr, und das Getriebe wird Minusgetriebe genannt. Bei einer positiven Standübersetzung wird das Getriebe als Plusgetriebe bezeichnet. Wird der Steg stattdessen mit der Ein- oder Ausgangswelle gekoppelt, so läuft das Getriebe mit der Übersetzung $i = 1$ im Block um. In beiden Fällen spricht man vom Zweiwellenbetrieb mit einem kinematischen und einem statischen Freiheitsgrad, allerdings mit unterschiedlichen Übersetzungen. Beim Betrieb mit blockiertem Steg wird die Leistung lediglich durch das Abwälzen der Zahnräder übertragen. Man spricht dann von Wälzleistung. Im Blockumlauf laufen alle Zahnräder mit der gleichen Drehzahl um, die Leistungsübertragung wird dann Kupplungsleistung genannt.

Besteht keine Kopplung zwischen den Wellen, so spricht man vom Dreiwellenbetrieb des Planetengetriebes, und der kinematische Freiheitsgrad⁷ erhöht sich auf $F_{kin} = 2$. Die Leistungsübertragung besteht dann aus der Summe von Wälz- und Kupplungsleistung. Der Zusammenhang zwischen den einzelnen Wellendrehzahlen n lässt sich auf mehrere Arten herstellen. An dieser Stel-

⁷ Der Gesamtfreiheitsgrad erhöht sich demnach auf $F_G = 3$, dem entsprechen auch die drei nach außen führenden Wellen.

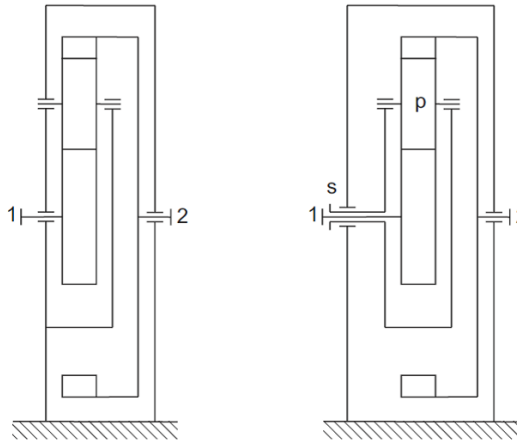


Abbildung 2.4: Standgetriebe (links) und davon abgeleitetes Planetengetriebe (rechts) (Quelle: [99])

le wird die Herleitung nach [58] anhand des linearen Zusammenhanges der Drehzahlen dargestellt:

$$an_1 + bn_2 + cn_s = 0 \quad \text{Gl. 2.17}$$

$$n_1 + \frac{b}{a}n_2 + \frac{c}{a}n_s = 0 \quad \text{Gl. 2.18}$$

Steht eine beliebige Welle still, ergibt sich z B.:

$$n_1 = -\frac{b}{a}n_2 = 0 \quad \text{Gl. 2.19}$$

$$\frac{n_1}{n_2} = -\frac{b}{a} = i_0 \quad \text{Gl. 2.20}$$

Für den bereits erwähnten Blockumlauf ergibt sich:

$$n_1 = n_2 = n_s \quad \text{Gl. 2.21}$$

$$1 + \frac{b}{a} + \frac{c}{a} = 0 \quad \text{Gl. 2.22}$$

$$\frac{c}{a} = -\left(\frac{b}{a} + 1\right) = i_0 - 1 \quad \text{Gl. 2.23}$$

Durch Einsetzen von 2.20 und 2.23 in 2.17 ergibt sich die bekannte Willis-Gleichung für die Drehzahlen am Planetensatz:

$$n_1 - i_0 n_2 - (1 - i_0) n_s \quad \text{Gl. 2.24}$$

Die Drehmomentverhältnisse am Planetensatz können entsprechend den Hebelverhältnissen berechnet werden. Diese entsprechen den Drehmomentverhältnissen am Standgetriebe, von dem das Planetengetriebe abgeleitet werden kann. Am Standgetriebe wird das Moment durch das Gehäuse abgefangen, während es beim Umlaufgetriebe auf die Stegwelle übertragen wird. In beiden Fällen verhalten sich das Moment M_1 des Sonnen- und das Moment M_2 des Hohlrades folgendermaßen:

$$\frac{M_2}{M_1} = -i_0 \quad \text{Gl. 2.25}$$

Das Drehmoment am Steg M_S ergibt sich zu:

$$M_S = (i_0 - 1) \cdot M_1 \text{ bzw. } M_S = \left(\frac{1}{i_0} - 1\right) \cdot M_2 \quad \text{Gl. 2.26}$$

Aus den Drehzahlen und Drehmomenten ergeben sich wiederum direkt die Leistungsflüsse im Planetengetriebe. Wird die Drehzahl einer Welle als positiv definiert und überträgt die Welle mit dieser Drehzahl ein gleichgerichtetes Drehmoment, so ist die entstehende Leistung positiv und dementsprechend Antriebsleistung für das Getriebe. Sind die Richtungen von Drehzahl und Drehmoment an einer Welle entgegengesetzt, so ergibt sich eine negative Abtriebsleistung. Da die Drehmomentverhältnisse durch die Standübersetzung bestimmt werden, kann die Richtung der Leistung an jeder Welle allein durch die Wahl der Drehzahl beeinflusst werden.

Bei insgesamt drei anliegenden Momenten müssen stets zwei in die gleiche Richtung weisen. Diese liegen an den Differenzenwellen an. Das Drehmoment mit solitärer Richtung kennzeichnet die sogenannte Summenwelle. Gleiches gilt für die Leistungen. Die Welle mit der betragsmäßig größten Leistung wird als Gesamtleistungswelle bezeichnet.

Für weitere Betrachtungen zu Planetengetrieben sei hier lediglich auf [58, 67, 70, 99] verwiesen.

2.2.3 Bewegungsgleichungen

Durch die Kenntnis der Drehmoment- und Drehzahlverhältnisse an den Getriebeelementen lassen sich die statischen Bewegungsgleichungen aufstellen. Verallgemeinert werden die Newton-Eulerschen Bewegungsgleichungen in [91] hergeleitet. Für den statischen Fall können diese jedoch stark vereinfacht werden. In [57, 99] wird dies für Planetengetriebe durchgeführt und gezeigt, dass die Dimension der Bewegungsgleichung stets dem Gesamtfreiheitsgrad entspricht. Dementsprechend lassen sich die Drehzahlen und Momente jedes Getriebesystems mit der Aufstellung der Bewegungsgleichungen vollständig beschreiben.

Leistungsverzweigung

Leistungsverzweigte Getriebe verfügen über die Möglichkeit, die Eingangsleistung aufzuteilen und auf mehreren Pfaden zum Ausgang zu leiten [20, 23]. Die Pfade können mechanisch, elektrisch oder hydraulisch ausgeführt werden, oder in Kombination, beispielsweise durch einen hydraulischen und einen mechanischen Leistungspfad. Leistungsverzweigte Getriebe können nach der Anzahl ihrer Leistungspfade eingeteilt werden. Grundsätzlich sind beliebig viele Verzweigungen möglich, jedoch weisen [23] und [93] darauf hin, dass eine höchstens zweifache Leistungsverzweigung sinnvoll ist, wobei von den daraus entstehenden drei Leistungspfaden einer elektrisch und zwei mechanisch auszuführen sind. Für die Verzweigung durch den teilweisen Wechsel der Energieform sind mindestens zwei Energiewandler erforderlich, die gemeinsam den Variator darstellen [66, 93]. Diese können beispielsweise durch zwei Elektromaschinen oder zwei hydraulische Maschinen dargestellt werden. Zwischen

diesen Maschinen findet eine Entkoppelung der Drehzahlen statt, wodurch eine stufenlose Übersetzungsänderung im Variator eingestellt werden kann. Rein mechanische Variatoren mit stufenloser Übersetzung sind beispielsweise als Umschlingungsgetriebe mit variablen Durchmessern ausgeführt.

Eine weitere Unterscheidung leistungsverzweigter Getriebe kann hinsichtlich einer inneren und äußeren oder einer eingangs- und ausgangsseitigen Verzweigung erfolgen. Bei einer mechanischen Aufteilung der Leistungspfade spricht man von einer äußeren Leistungsverzweigung. Wird der mechanische Leistungspfad ebenfalls durch die Energiewandler des Variators dargestellt, spricht man von innerer Leistungsverzweigung [80]. Zur Nutzung der stufenlos einstellbaren Übersetzung des Variators wird ein Differential verwendet, das beispielsweise durch einen Planetensatz dargestellt werden kann [23]. Je nach Anordnung des Differentials im Leistungsfluss des Getriebes spricht man von eingangs- oder ausgangsseitiger Verzweigung. Bei eingangsseitiger Verzweigung ist der Variatorausgang drehzahlfest mit dem Getriebeausgang gekoppelt, während Variatoreingang und Getriebeeingang mit festen Drehmomentverhältnissen gekoppelt sind.

Ein weitere Kenngröße der leistungsverzweigten Getriebe ist der Leistungsfluß innerhalb des Getriebes [58]. Verlaufen die Leistungen aller Pfade vom Eingang zum Ausgang, spricht man von Leistungsteilung. Verläuft die Leistung innerhalb des Variators in Gegenrichtung, wird diese Blindleistung genannt. Verläuft allerdings die Leistung im konstant übersetzten Pfad entgegen der Gesamtleistungsrichtung, so überträgt der Variator sowohl Antriebs- als auch Blindleistung. Dies beeinflusst die notwendige Dimensionierung des Variators, die wiederum entscheidend für den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes ist [23]. Bei Getrieben mit innerer Leistungsverzweigung muss der Variator stets so dimensioniert sein, dass er die gesamte Antriebsleistung übertragen kann [93]. Bei äußerer Leistungsverzweigung kann durch die Wahl der Übersetzungen das Verhältnis der beiden Leistungspfade bestimmt werden.

Leistungsverzweigte Getriebe eignen sich für die Verwendung im Hybridfahrzeug, da innerhalb des Variators bereits eine Energiewandlung stattfindet, die durch einen Energiespeicher ergänzt werden kann. Übliche Ausführungen verwenden Elektromaschinen im Variator, jedoch wurden auch hydraulische Hybridfahrzeuge bereits untersucht [37].

2.2.4 Vereinfachte Darstellung von Getrieben nach Wolf

Zur einfachen Darstellung von Planetengetrieben ohne genaue Kenntnis der Konstruktion wurde von Wolf ein Schema entwickelt [110]. Bild 2.5 zeigt das Getriebegehäuse als Kreis und die nach außen führenden Wellen als Striche. Im rechten Bildteil ist eine der Wellen mit dem Gehäuse verbunden, und das Getriebe arbeitet dementsprechend als Standgetriebe. Durch einen Doppelstrich wird die Summenwelle gekennzeichnet, durch einen in das Gehäuse hineinragenden Strich die Stegwelle. Feststehende Wellen werden wie üblich durch die Verbindung mit dem schraffierten Gestell dargestellt.

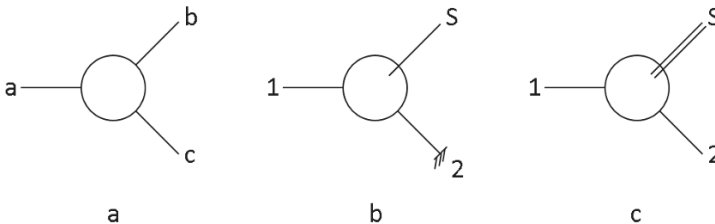


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung eines Planetengetriebes nach Wolf
 a: Beliebiges Dreiwellengetriebe, b: Standgetriebe, c: Mit gemeinsamer Steg- und Summenwelle

Diese Darstellung ist für viele Zwecke ausreichend, da durch die Kenntnis der Standübersetzung (und bei verlustbehafteter Betrachtung der Standwirkungsgrade) bereits alle Berechnungen zu den Betriebszuständen durchgeführt werden können, ohne die Konstruktion zu kennen [67].

Die Darstellung nach Wolf wird an dieser Stelle erweitert um die Darstellung von Energiewandlern durch einen Kasten und die Darstellung einer oder mehrerer fester Übersetzungen durch eine Verbindungslinie, siehe Bild 2.6. Die Kombination der Darstellung nach Wolf mit der beschriebenen Erweiterung zeigt Bild 2.6c.

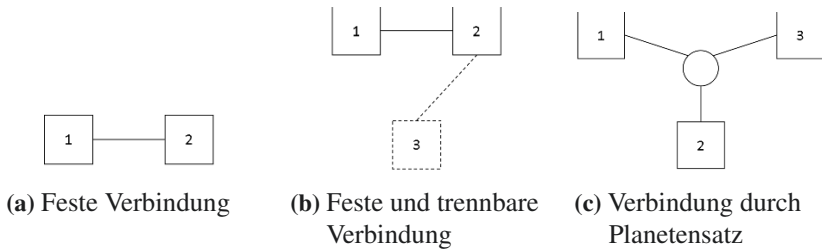


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung von Energiewandlern und möglichen Verbindungen

Komplexe Getriebe

Komplexe Planetengetriebe lassen sich rechnerisch stets aus der Verschaltung von einfachen Planetengetrieben herleiten [70, 99] und in der vereinfachten Darstellung nach Wolf auch als Verschaltung darstellen, siehe Kapitel 2.2.4. Ebenso kann die Berechnung komplexer Getriebe aus der Berechnung einfacher Teilgetriebe zusammengesetzt werden. Dies beinhaltet auch die Kombination von einfachen Übersetzungs- mit Umlaufgetrieben.

Betrachtet man die Verschaltung mehrerer Umlaufgetriebe, so ergibt sich der kinematische Freiheitsgrad F_{kin} des Gesamtgetriebes aus der Summe der kinematischen Freiheitsgrade der einfachen Teilgetriebe abzüglich ihrer Verbindungen zu anderen Teilgetrieben b und ihrer Hemmungen h durch die Verbindung mit dem Gehäuse zu:

$$F_{kin} = \sum_i F_{kin,i} - \sum b - \sum h \quad \text{Gl. 2.27}$$

Werden mehr als zwei Wellen miteinander gekoppelt, so ergibt sich die Bindungszahl b einer Bindungsstelle i aus der Zahl der an ebendieser Bindung angebundenen Wellen $w_i - 1$.

Ein erweiterter Ansatz zur Betrachtung des kinematischen Freiheitsgrades F_{kin} von beliebig zusammengesetzten Grundgetrieben ergibt sich nach [99]. Dabei werden alle inneren Wellen w des Getriebes aufsummiert und alle Bindungen

anhand ihrer jeweiligen Wertigkeit, sowie alle Hemmungen abgezogen. Mit der Wertigkeit 1 eines einfachen Umlaufgetriebes ergibt sich:

$$F_{kin} = \sum w - \sum b - \sum h \quad \text{Gl. 2.28}$$

Der kinematische Freiheitsgrad eines zusammengesetzten Getriebes kann demnach mit einer steigenden Zahl von enthaltenen einfachen Umlaufgetrieben beliebig groß werden. Aus einem oder mehreren Umlaufgetrieben zusammengesetzte Getriebe mit kinematischen Freiheitsgraden $F_{kin} > 1$ finden sich vor allem in leistungsverzweigten Antrieben. Diese gewinnen durch die Hybridisierung des Kraftfahrzeuges immens an Bedeutung.

In herkömmlichen Automatgetrieben werden ebenfalls mehrere Umlaufgetriebe miteinander verbunden. Dabei wird durch die Wahl der Hemmungen und Bindungen stets ein kinematischer Freiheitsgrad $F_{kin} = 1$ und damit Zwangslauf erreicht. Die Hemmungen und Bindungen können durch den Einsatz von Bremsen und Kupplungen gewechselt werden, wodurch sich verschiedene Gesamtübersetzungen ergeben.

Die Berechnung des statischen Freiheitsgrades F_{stat} eines zusammengesetzten Getriebes kann ebenfalls anhand der Darstellung nach Wolf erfolgen [99]. Auch hier werden alle Wellen w des Getriebes aufsummiert und alle Bindungen unabhängig von der Anzahl angeschlossener Wellen mit der Wertigkeit 1 belegt und abgezogen. Lediglich Bindungen durch Umlaufgetriebe erhalten die Wertigkeit 2. Da Hemmungen, also Verbindungen mit dem Gehäuse, ein Moment aufnehmen können, werden diese nicht abgezogen. So ergibt sich:

$$F_{stat} = \sum w - \sum b \quad \text{Gl. 2.29}$$

Zur Bestimmung der Fähigkeit zur Leistungsübertragung eines Getriebes werden schlußendlich die Nebenbedingungen aus 2.16 verwendet.

2.2.5 Fahrleistungsanforderungen

Die Hauptforderung an den Triebstrang ist die Leistungsübertragung zum Antrieb des Fahrzeuges [71]. Die Fahrleistungsanforderungen richten sich stets am Fahrzeug- und am Kundentyp aus. Dazu zählen Beschleunigung, Reak-

tion auf Lastwechsel, Höchstgeschwindigkeit, Steigvermögen und Zugkraft sowie Komfortgrößen wie Geräusche, Schwingungen und Zugkraftunterbrechungen [48].

Durch das Festlegen von dauerhaft fahrbaren Mindest- und Höchstgeschwindigkeiten ergibt sich ein geforderter Bereich an Raddrehzahlen des Fahrzeuges. Aus den Fahrwiderständen und den Anforderungen an die Beschleunigungsfähigkeit und Zugkraft ergeben sich die entsprechenden Drehmomente. Um diese Anforderungen mit den Möglichkeiten der Antriebsmaschinen in Einklang zu bringen, wird ein Getriebe benötigt [71]. Daraus lässt sich ableiten, dass ein Getriebe sowohl auf das Fahrzeug, als auch auf die Antriebsmaschinen abgestimmt sein muss.

Aus den Fahrleistungsanforderungen ergibt sich für gestufte Getriebe, dass der Stufensprung zwischen zwei aufeinanderfolgenden Gängen so gewählt werden muss, dass er durch die jeweilige Antriebsmaschine erfüllt werden kann (siehe dazu Gleichung 2.8). Dazu muss die Rückschaltung bei höchstem Drehmoment der Antriebsmaschine möglich sein, ohne dass im niedrigeren Gang ihre Drehzahlgrenze überschritten wird. Ein kleinerer Stufensprung äußert sich darüber hinaus in besserem Schaltkomfort. Durch die Anzahl der Übersetzungen kann weiterhin das Drehzahlniveau der Antriebsmaschinen und damit deren Geräusch beeinflusst werden.

2.2.6 Entwicklungsmethodiken für Getriebe

In [92] werden Automatgetriebe in Planetensatzbauweise systematisch synthetisiert. Dabei werden alle Kombinationen von Kopplungen zwischen den einzelnen Planetensätzen durch Wellen dargestellt, bei denen zwangsläufige Getriebe entstehen. Diese werden kombinatorisch zu Konzepten verbunden, bei denen durch Kupplungen die Verbindungswellen geöffnet bzw. gekoppelt werden und so ein schaltbares Getriebe erzeugt. Die Bewertung erfolgt anhand verschiedener, gewichteter Einzelfaktoren. Eine Anwendung auf hybride Triebstränge wird nicht erwähnt.

[93] beschäftigt sich mit leistungsverzweigten Stufenlosgetrieben in Hybridfahrzeugen. Zur Getriebesynthese beschränkt er sich auf Getriebe mit ein- und zweifacher Leistungsverzweigung. In der Wolf-Symbolik fügt er Kupplungen

und Bremsen hinzu, um neben dem leistungsverzweigten auch einen seriellen und einen parallelen Betrieb zu ermöglichen. Die Konzeptauswahl erfolgt anhand der notwendigen elektrischen Leistung im Variator im Verhältnis zur Leistung des Verbrennungsmotors. Zum simulativen Vergleich der konzeptbedingten Kraftstoffverbräuche werden die Komponenten für alle Konzepte konstant gehalten, die Betriebsstrategie jeweils angepasst. Mechanische Verluste werden als konstante Wirkungsgrade eingefügt. Eine endgültige Bewertung der ausgewählten Konzepte erfolgt nach einer Kosten-Nutzen-Rechnung.

[23] beschäftigt sich ebenfalls mit leistungsverzweigten Stufenlosgetrieben, indem er vor allem die Blind- und Variatorleistungen betrachtet. Die Variatoren führt er stets mechanisch aus. Ein Vergleich wird anhand der erreichbaren Übersetzungsbereiche und der nach [58] berechneten Wirkungsgrade getroffen. Es wird kein spezieller Ansatz für Hybridantriebe verfolgt, jedoch wird die generelle Eignung leistungsverzweigter Getriebe mit mehreren Fahrbereichen für die Anwendung im Kraftfahrzeug hervorgehoben.

Die Entwicklungsmethodik anhand mechanischer Verbindungen einzelner Planetensätze sichert die Vollständigkeit des Ansatzes kombinatorisch ab, wird jedoch auf zwangsläufige Getriebe beschränkt. Für leistungsverzweigte Getriebe werden konstruktive Ausführungen erarbeitet und ausgewählt. Ein übergreifender und vollständiger Ansatz für hybridspezifische Getriebe existiert jedoch bislang nicht.

2.2.7 Mechanische Verluste

Die mechanischen Verluste im Triebstrang beeinflussen das Verhältnis zwischen Antriebs- und Fahrleistung und damit die Fahrzeugeffizienz und den Kraftstoffverbrauch. Die gesamte Verlustleistung P_V eines Zahnradgetriebes setzt sich aus lastabhängigen und lastunabhängigen Anteilen zusammen [100]:

$$P_V = P_Z + P_{Z0} + P_L + P_{L0} + P_D + P_X \quad \text{Gl. 2.30}$$

Diese bestehen aus den Verzahnungsverlusten P_Z , den Lagerverlusten P_L und den Verlusten in den Dichtungen P_D , sowie aus weiteren Verlusten P_X . Alle Verluste sind von Konstruktion und Betrieb des Getriebes abhängig und Gegenstand eingehender Untersuchungen, da sich eine Änderung der einzelnen

Parameter stark auf die Verlustleistung auswirkt. Eine Untersuchung zu den Verlusten stufenloser Umschlingungsgetriebe findet sich in [4]. Dabei treten weitere Verluste in Form von Schlupf auf. Weitere Verluste entstehen durch eine Aktuierung und durch Nebenaggregate wie Ölpumpen, sowie bei schaltbaren Getrieben in hohem Maße durch Kupplungen [81]. Diese bestehen hauptsächlich aus Schleppverlusten und sind sowohl von der Konstruktion als auch von der Betriebsart abhängig. Da auch die konstruktiv notwendige Zahl an Kupplungen Gegenstand verschiedener Untersuchungen ist [92], ist eine direkte Bestimmung der Verluste für beliebige Triebstrangkonzeppte ohne Kenntnis der Konstruktion nicht möglich, und die Anzahl konstruktiver Ausarbeitungen für ein einzelnes Konzept sehr groß. Zusätzliche Anfahrerelemente wie hydrodynamische Wandler beeinflussen die mechanischen Verluste ebenfalls. An dieser Stelle haben stufenlose Getriebe mit einer Übersetzung ins Unendliche (IVT) den Vorteil, auf Kupplungen und Anfahrerelemente gänzlich verzichten zu können.

[99] und [58] beschreiben Ansätze zur vereinfachten Modellierung von Zahnradverlusten. Diese basieren auf einem konstanten Verzahnungswirkungsgrad und Zuschlägen für Nebenverluste. Beim Planetensatz besteht die übertragene Leistung aus Wälz- und Kupplungsleistung. Bei reinem Blockumlauf kämmen die Zahnräder nicht, wodurch die Verzahnungsverluste verschwinden. Auch die Lagerverluste fallen an den Planetenrädern nicht mehr an, da keine Relativedrehzahlen auftreten. Der Wirkungsgrad eines Planetensatzes ist daher von den Drehzahlverhältnissen abhängig [58]

Bei leistungsverzweigten Getrieben treten weitere Verluste in Form von Blindleistung auf [58, 93]. Diese kennzeichnet die im Getriebe umlaufende Leistung [23]. Diese tritt auf, wenn ein Leistungspfad entgegen der Wirkrichtung des Getriebes arbeitet. Sie sorgt dafür, dass ein Teil der Antriebsleistung das Getriebe mehrfach durchläuft und so mehrfach durch Verluste belastet wird.

2.3 Hybridfahrzeuge

In diesem Abschnitt werden die gängigen Einteilungen der Hybridfahrzeuge in verschiedene Klassen besprochen. Zudem werden die für Hybridantriebe charakteristischen Betriebsarten, die sie von konventionellen Fahrzeugen un-

terscheiden, aufgezählt. Darauf aufbauend werden die bekannten Hybridfahrzeuge und ihre Konzepte eingeteilt.

2.3.1 Einteilung von Hybridfahrzeugen

Hybridfahrzeuge sind grundsätzlich dadurch gekennzeichnet, dass mindestens zwei verschiedene Energiewandler und zwei im Fahrzeug eingebaute Energiespeichersysteme vorhanden sind, um das Fahrzeug anzutreiben [106].

Eine erste Einteilung der Hybridfahrzeuge kann anhand der Art der beiden Energiespeicher erfolgen. Beispielhaft seien an dieser Stelle die Kombination von Brennstoffzellen und Elektroantrieb oder von Verbrennungs- und Elektromotor mit ihren jeweiligen typischen Energiespeichern erwähnt. Derzeit haben nur diese beiden Typen von Hybridfahrzeugen relevante Marktanteile. Einschränkend soll an dieser Stelle erwähnt werden, dass beispielsweise Brennstoffzellen lediglich elektrische Energie bereitstellen können und auf einen weiteren Energiewandler angewiesen sind, während Verbrennungsmotoren mechanische Energie direkt bereitstellen können.

Ein möglicher Ansatz zur Einteilung von Hybridfahrzeugen ist demnach die Kombination von beteiligten Energiespeichern und -wandlern [30]. Es kommen chemische, elektrische, thermische und mechanische Speicher in Betracht. Die chemischen Speicherformen können reversibel, beispielsweise als Akkumulatoren, oder irreversibel, beispielsweise als Kraftstofftanks, ausgeführt sein. Thermische Speicher sind als Wachs- oder Dampfspeicher ausgeführt, während mechanische Speicher als Schwungmassen- oder Druckspeicher verwendet werden. Elektrische Speicher in Form von Superkondensatoren sind für hohe Leistungen und kleine Energiemengen geeignet. Der typische Fall eines Hybridfahrzeuges ist die Kombination aus Kraftstoffspeicher mit Verbrennungsmotor und Akkumulator mit Elektromotor. Für die weitere Einteilung von Hybridelektrofahrzeugen mit Verbrennungsmotor gibt es verschiedene Ansätze, die im Folgenden kurz erwähnt werden.

Ein Ansatz ist die installierte elektrische Leistung. Abhängig davon werden die Klassen Micro-, Mild- und Vollhybride eingeführt. Dabei sind definitionsgemäß lediglich die Vollhybridfahrzeuge in der Lage, elektrisch zu fahren. Die Leistungsgrenzen überschneiden sich und werden teils unterschiedlich

definiert [71], so dass sie hier nicht aufgeführt werden. Nach der Einteilung in [71] ist ein Micro-Hybrid lediglich zum Starten des Verbrenners geeignet. Die Bezeichnung als Hybridfahrzeug nach obenstehender Definition ist demnach fragwürdig. Wird die elektrische Leistung ins Verhältnis zur Verbrennerleistung gesetzt, spricht man vom Hybridisierungsfaktor, der ebenfalls zur Einteilung von Hybridfahrzeugen genutzt wird.

Die Einteilung von Hybridelektrofahrzeugen kann anhand der Möglichkeit zur externen Aufladung des Akkumulators erfolgen. Besitzt ein Fahrzeug diese Möglichkeit nicht, muss der Ladezustand des Akkumulators auf lange Sicht konstant gehalten werden. Dies wird durch einen ladungserhaltenden Betrieb (Charge Sustaining, CS) erreicht. Ein Fahrzeug mit externer Lademöglichkeit (Plug-In-Hybridfahrzeug) kann den Energiespeicher im Betrieb entladen und somit längere Strecken elektrisch zurücklegen (Charge Depleting, CD). Diese Strecke ist abhängig vom Energieinhalt des Akkumulators, der bei Plug-In-Fahrzeugen üblicherweise deutlich größer ist als bei Hybridfahrzeugen ohne externe Lademöglichkeit. Diese Fahrzeuge werden dementsprechend auch anhand ihrer elektrischen Reichweite oder ihres elektrochemischen Energieinhaltes eingeteilt. Überwiegt schließlich der elektrische Fahranteil, so kann der Verbrennungsmotor deutlich kleiner ausgeführt und lediglich mit einem Generator zum Nachladen der Batterie verwendet werden („Range Extender“). Wird völlig auf den Verbrennungsmotor verzichtet, erhält man ein rein batterieelektrisch betriebenes Fahrzeug.

Schlussendlich können Hybridelektrofahrzeuge nach ihrer Antriebstopologie eingeteilt werden. Die gängigste Einteilung nennt parallele, serielle und leistungsverzweigte Topologien [35, 71, 96]. [30] erwähnt die Topologien, die aus den obigen kombiniert sind und zwischen verschiedenen Betriebsmodi wechseln können. Diese lassen sich durch seriell-parallele und leistungsverzweigte Topologien mit mehreren Planetensätzen beschreiben [49]. Ein weiterer Ansatz zur Unterteilung der leistungsverzweigten Topologien besteht darin, zwischen eingangs- und ausgangsseitiger Verzweigung zu unterscheiden [47]. Dies bezieht sich auf die Anordnung des Planetensatzes im Triebstrang als verzweigendes Element [14]. Durch diese Einteilung wird deutlich, dass die Antriebstopologien nach ihren jeweiligen Leistungspfaden unterteilt werden.

Die parallele Topologie zeichnet sich dadurch aus, dass die Drehzahlen der verschiedenen Antriebsmaschinen und die Raddrehzahl stets in einem festen Verhältnis stehen. Dadurch kann die mechanische Leistung des Verbrennungsmotors zum Antrieb des Fahrzeugs genutzt werden. Mindestens eine Elektro-

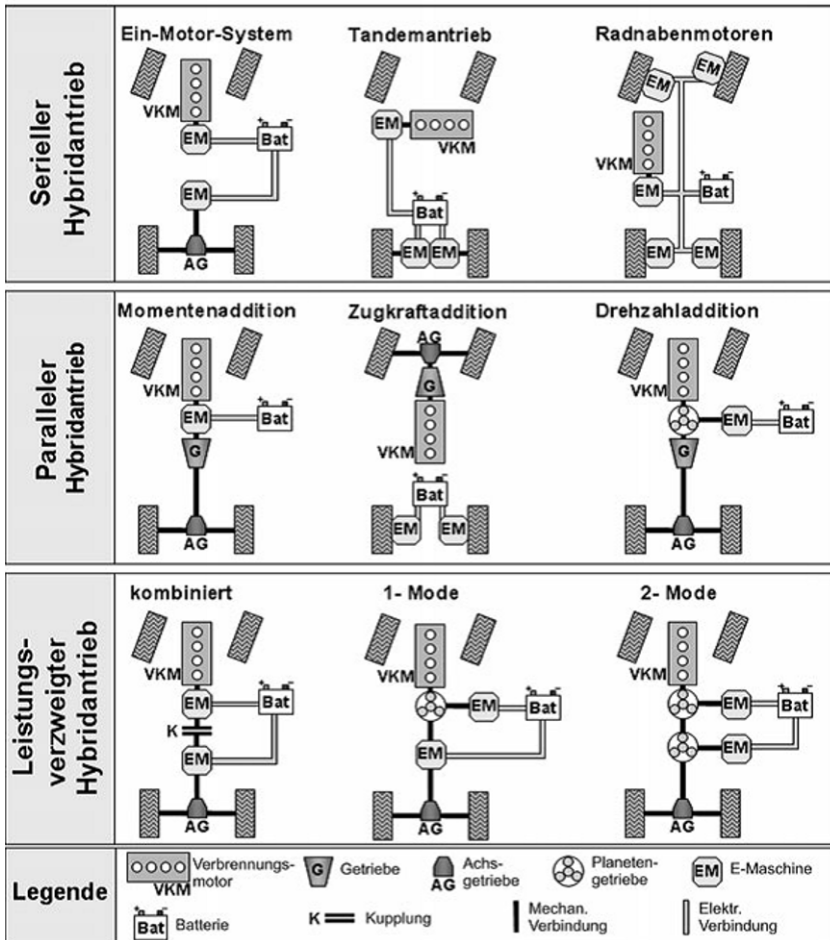


Abbildung 2.7: Übliche Gliederung verschiedener Topologien von Hybridantrieben (Quelle: [35])

maschine befindet sich entlang des mechanischen Antriebspfades und kann generatorisch oder motorisch genutzt werden. Dadurch kann die Batterie gelad und entladen werden, wodurch der Verbrennungsmotor zusätzlich be- bzw. entlastet wird. Kann der Verbrennungsmotor abgekoppelt und stillgelegt werden, ist ein rein elektrischer Fahrbetrieb möglich, bei entkoppelter Elektromaschine kann das Fahrzeug ausschließlich durch den Verbrennungsmotor betrieben

werden. Der parallele Hybridtriebstrang ähnelt daher stark den konventionellen Antrieben und lässt sich grundsätzlich mit allen konventionellen Getrieben aufbauen. Je nach Lage der Elektromaschine kann diese auch die Aufgabe übernehmen, den Verbrennungsmotor zu starten. Durch den Einsatz weiterer Elektromaschinen kann der mechanische Leistungspfad durch den elektrischen zur Gänze oder nur zum Teil ersetzt werden. Dadurch ergeben sich die seriellen bzw. die leistungsverzweigten Topologien.

Nach dieser Einteilung besteht die Besonderheit des seriellen Hybridantriebs darin, dass für den Antrieb des Fahrzeugs stets eine Elektromaschine genutzt wird, während der Verbrennungsmotor mit einer weiteren Elektromaschine gekoppelt ist und entweder den Akkumulator lädt oder die Antriebsmaschine mit elektrischer Leistung versorgt. Demnach werden für einen seriellen Hybridantrieb mindestens ein Verbrennungsmotor und zwei Elektromaschinen benötigt, wogegen das Getriebe zum Teil oder sogar komplett entfallen kann. Dadurch entfällt die Möglichkeit, das Fahrzeug direkt mechanisch mit dem Verbrennungsmotor anzutreiben. Da die Leistung vor allem kleinerer Akkumulatoren nicht für alle Fahranforderungen ausreicht, müssen alle Maschinen für die höchste Dauerfahrleistung ausgelegt werden, so dass die Summe der Leistungen aller Energiewandler deutlich über den Fahrleistungen des Fahrzeuges liegt. Bei Plug-In-Hybridfahrzeugen mit großen und entsprechend leistungsfähigen Akkumulatoren kann die Leistung von Verbrennungsmotor und Generator kleiner ausgelegt werden. Die Leistungsdifferenz wird dementsprechend vom Akkumulator ausgeglichen, der wiederum vom Generator nachgeladen wird. Dadurch wird die elektrische Reichweite erhöht, und die Ladeeinheit aus Verbrennungsmotor und Generator kann verkleinert werden („Range Extender“). Dies kann allerdings zu der Einschränkung führen, dass die höchste Antriebsleistung nicht konstant über einen längeren Zeitraum erbracht werden kann. Die Elektromaschine oder -maschinen, die zum Antrieb des Fahrzeugs dienen, können in verschiedenster Weise an die Antriebsräder einer oder beider Achsen angebunden werden. Durch die Kopplung einer Elektromaschine mit dem Verbrennungsmotor kann durch diese der Verbrennungsmotor gestartet und auf einen separaten Elektrostarter verzichtet werden.

Wie oben beschrieben, wird im leistungsverzweigten Hybridantrieb zeitgleich ein Teil der Antriebsleistung mechanisch, ein Teil elektrisch übertragen. Dazu sind mindestens zwei Elektromaschinen notwendig, die als Generator und Motor wirken und dadurch einen elektrischen Leistungspfad bereitstellen. Im einfachsten Fall einer leistungsverzweigten Topologie sind die elektrischen Maschinen entlang des mechanischen Pfades angebracht, dessen Aufbau davon

unbeeinflusst bleibt. Spezifisch für den Hybridbetrieb entwickelte Topologien bieten durch die Verstellmöglichkeiten der Elektromaschinen die Möglichkeit, einfachere mechanische Getriebe zu verwenden. Diese leistungsverzweigten Getriebe sind zum Teil bereits seit langer Zeit entwickelt und beschrieben, werden jedoch oft mit hydraulischen Maschinen und ohne einen weiteren Energiespeicher verwendet [85]. Aufgrund der Möglichkeit, leistungsverzweigte Getriebe mechanisch sehr einfach aufzubauen und dabei einen großen Übersetzungsbereich abzudecken, ergeben sich geringe mechanische Verluste bei gleichzeitig guter Verstellbarkeit der Übersetzungen. Somit erreichen Fahrzeuge mit derartigen Antriebskonzepten zum Teil sehr niedrige Kraftstoffverbräuche.

Da die Steuerung von Hybridantrieben komplex ist, kommen in Hybridfahrzeugen meist automatische gestufte oder stufenlose Getriebe zum Einsatz. Zudem sehen die derzeit geltenden gesetzlichen Regelungen für den Neuen Europäischen Fahrzyklus [106] vor, dass bei Handschaltgetrieben die Gänge nicht frei gewählt werden können, sondern durch die Vorschrift vorgegeben werden. Dies benachteiligt handgeschaltete Getriebe in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch. Eine Verbrauchsgutschrift erfolgt allerdings, wenn eine optische Anzeige im Fahrzeug den Fahrer zum Gangwechsel auffordert.

2.3.2 Hybride Betriebsarten

Nach der offiziellen Definition des Hybridelektrofahrzeugs [106] sind mindestens zwei unabhängige Energiewandler für den Fahrantrieb erforderlich. Diese ermöglichen verschiedene Formen der Energiewandlung und -übertragung [87]. Die möglichen Wege der Energieübertragung ergeben bereits alle möglichen Betriebsarten. Welche Betriebsarten ein spezifisches Hybridfahrzeug ermöglicht, hängt von den verbauten Energiewandlern und der Architektur seines Antriebs, also dem dahinterstehenden Konzept, ab.

Der rein verbrennungsmotorische Betrieb ist aus dem konventionellen Kraftfahrzeug bekannt. Der Verbrennungsmotor bringt die mechanische Leistung auf, die zum Antrieb des Fahrzeugs nötig ist. Der Elektroantrieb ist stillgelegt. Kehrt sich der Leistungsfluß um, so wird der Verbrennungsmotor durch das Fahrzeug mitgeschleppt und wirkt dabei als Bremse. Bei rein elektrischem Betrieb wird die mechanische Antriebsleistung ausschließlich durch die Elek-

tromaschine bereitgestellt. Sind mehrere Elektromaschinen verbaut, kann die Leistung auch beliebig geteilt oder abwechselnd erbracht werden. Bei Schubbetrieb des Fahrzeugs kann die Elektromaschine generatorisch eingesetzt werden und dadurch die Batterie laden (Rekuperation). In den hybriden Betriebsarten sind sowohl Verbrennungsmotor als auch mindestens eine Elektromaschine am Leistungsfluß im Fahrzeug beteiligt. Sowohl im Zug- als auch im Schubbetrieb kann der Verbrennungsmotor motorisch und die Elektromaschine motorisch (Boostbetrieb) oder generatorisch (Ladebetrieb) wirken. Ein Schleppbetrieb des Verbrennungsmotors ist ebenfalls möglich, unter anderem zum Starten des Verbrennungsmotors durch Hochschleppen. Sind mehrere Elektromaschinen verbaut, kann ein elektrischer Leistungszweig durch gleichzeitigen Generator- und Motorbetrieb betrieben werden. Ersetzt die elektrische Leistungsübertragung den mechanischen Zweig vollständig, ergibt sich der serielle Betrieb.

Der Betrieb von Nebenaggregaten wie Klimakompressor und Öl- oder Kühlmittelpumpen dient nicht direkt dem Antrieb des Fahrzeugs, muss jedoch in allen Betriebsarten sichergestellt werden. Daher werden die Nebenaggregate entweder elektrisch angetrieben oder mit Puffern versehen, um von der gewählten Betriebsart unabhängig zu werden.

2.3.3 Kraftstoff einsparung durch Hybridisierung

Die Möglichkeit zur Kraftstoffeinsparung durch die Hybridisierung des Kraftfahrzeuges setzt sich aus mehreren Elementen zusammen. Ein wichtiger Punkt ist die Rückgewinnung kinetischer Energie beim Bremsen, die sogenannte Rekuperation. Anstelle der oder zusätzlich zur mechanischen Bremse arbeitet die Elektromaschine als Generator und bremst so das Fahrzeug ab, während sie Energie in der Batterie speichert. Diese kann zur Versorgung von Nebenverbrauchern verwendet werden, oder für die Deckung des Bordnetzbedarfs auch im Stillstand, sodass hierbei der Verbrennungsmotor abgeschaltet werden kann. Darüber hinaus kann elektrisch gefahren werden, wodurch der Betrieb des Verbrennungsmotors bei niedrigen Lasten und ungünstigen Betriebszuständen vermieden wird. Im Gegenzug kann beim Betrieb des Verbrenners durch die Elektromaschine eine Lastpunktanhebung im Kennfeld erreicht werden, was ebenfalls zur Vermeidung ungünstiger Betriebszustände beiträgt [25, 82]. Eine indirekte Möglichkeit zur Kraftstoffeinsparung stellt

die mögliche Leistungsüberhöhung beim Beschleunigen durch die zusätzlich verfügbare Leistung der Elektromaschine dar. Diese ermöglicht es, kleinere Verbrennungsmotoren im Fahrzeug zu verbauen, ohne die Fahrleistungen zu beeinträchtigen. Somit steigen die durchschnittliche Auslastung und der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors. Durch den Einbau großer Batterien mit externer Ladefunktion wird die elektrische Reichweite stark erhöht. Dabei bleibt der Verbrennungsmotor auch über längere Strecken abgeschaltet und das Fahrzeug fährt lokal emissionsfrei und ohne Kraftstoffverbrauch.

Die Ausprägung der einzelnen Elemente und ihr Beitrag zur Kraftstoffeinsparung hängt von der Konfiguration des Fahrzeugs, der Architektur des Antriebsstranges und der Betriebsstrategie ab. Vorrangig sind hier die Dimensionierung von Batterie und Elektromaschine, als auch deren Anordnung im Triebstrang. Ist die Elektromaschine beispielsweise fest mit dem Verbrennungsmotor verbunden, muss dieser auch bei elektrischer Fahrt stets mitgeschleppt werden. Durch die Verwendung mehrerer Elektromaschinen entsteht zwischen diesen u. U. ein zusätzlicher verlustbehafteter Leistungspfad. Daher hat auch das verwendete Triebstrangkzept stets einen großen Einfluss auf die Möglichkeiten des Hybridantriebs zur Kraftstoffeinsparung.

2.3.4 Bekannte Konzepte für Hybridantriebe

In diesem Abschnitt werden einige bekannte Konzepte für Hybridantriebe vorgestellt. In [98] findet sich eine Übersicht mit den zertifizierten Kraftstoffverbräuchen von Hybridfahrzeugen mit unterschiedlichen Konzepten.

Der Parallelhybrid

Hybridfahrzeuge mit parallelem Antriebskonzept ähneln im Aufbau des Antriebsstranges und im Betriebsverhalten am ehesten den konventionell angetriebenen Fahrzeugen.

Ein vergleichsweise einfaches System ist im Honda Insight verbaut [88]. Hier befindet sich die Elektromaschine auf der Kurbelwelle zwischen dem Verbrennungsmotor und dem stufenlosen Getriebe. Dadurch kann das Drehmoment des Verbrennungsmotors zur Beschleunigung erhöht werden. Ein elektri-

scher Fahrbetrieb wird durch Mitschleppen des Verbrennungsmotors ermöglicht. Der Rest des Triebstranges ist identisch zu einem konventionell angetriebenen Fahrzeug.

Viele weitere Hybridfahrzeuge mit Parallelhybridantrieb sind ähnlich aufgebaut, lassen allerdings das Abkuppeln und Abstellen des Verbrennungsmotors durch eine zusätzliche Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und Elektromaschine zu. Dazu gehören beispielsweise die Modelle der S-, E- und C-Klasse von Mercedes-Benz [46] mit klassischen Automatgetrieben oder der Volkswagen Jetta mit Doppelkupplungsgetriebe [73].

Der Peugeot 3008 Hybrid 4 verzichtet auf die Trennkupplung und verfügt stattdessen über eine zweite Elektromaschine, die an die Hinterachse gekoppelt werden kann [69]. Mit dieser ist eine rein elektrische Fahrt möglich. Zudem kann durch den elektrischen Leistungspfad ein Allradantrieb realisiert werden. Bei hohen Geschwindigkeiten wird die zweite Elektromaschine abgekoppelt.

In [29] wird ein stufenloser Triebstrang vorgestellt, der über einen Kettenwandler als Variator verfügt und zur Erhöhung der Getriebespreizung mit einem mehrstufigen Getriebe verbunden ist. Dadurch soll der Variator kleiner und leichter ausgeführt werden können. Weitere Varianten für Parallelhybride bieten sich durch die Kombination mit Doppelkupplungsgetrieben an. Dabei wird die Elektromaschine mit einer der beiden Getriebewellen verbunden. Abhängig vom gewählten Gang ergeben sich somit u. U. unterschiedliche Drehzahlen für Verbrenner und Elektromaschine.

Der leistungsverzweigte Hybrid

Das wohl bekannteste Fahrzeug mit einem leistungsverzweigten Hybridantrieb ist der Toyota Prius [35]. Die Verzweigung wird durch einen Planetensatz erreicht, an dessen Steg der Verbrennungsmotor gekoppelt ist. Eine Elektromaschine ist mit dem Sonnenrad gekoppelt, der Radantrieb ist mit dem Hohlrad verbunden. Am Radantrieb ist eine zweite Elektromaschine angebunden. Durch den Planetensatz ist eine stufenlose Übersetzungsänderung zwischen Radantrieb und Verbrennungsmotor möglich, während das Drehmoment des Verbrennungsmotors durch die erste, kleinere Elektromaschine abgestützt wird. Elektrische Fahrt und regeneratives Bremsen sind lediglich mit der zweiten, größeren Elektromaschine möglich. In Hybridfahrt können beide Maschi-

nen generatorisch oder motorisch betrieben werden. Der mechanische Aufbau des Triebstranges ohne Kupplungen ist sehr einfach und dadurch verlustarm und kostengünstig. Der elektrische Leistungspfad ermöglicht eine geringe Batteriebelastung während der Hybridfahrt. Die konsequente Auslegung als Hybridfahrzeug betrifft auch die Einzelkomponenten. So werden herausragende Verbrauchswerte erzielt. Das Konzept des Toyota Prius wird auch in weiteren Fahrzeugen des Konzerns eingesetzt. Dazu werden Verbrennungsmotor und Elektromaschinen an die Fahrzeugklasse angepasst. Die zweite Elektromaschine wird für schwere Fahrzeuge mit einem Zweiganggetriebe ausgestattet.

Ein weiteres Fahrzeug mit einem leistungsverzweigten Hybridantrieb ist der Chevrolet Volt. Dieser ist ebenfalls mit einem Planetensatz und zwei Elektromaschinen ausgestattet. Der Verbrennungsmotor und die erste Elektromaschine befinden sich, in Reihe geschaltet und durch zwei Kupplungen voneinander und vom Planetensatz trennbar, am Hohlrad. Die zweite Elektromaschine ist an das Sonnenrad gekoppelt, der Radantrieb mit dem Steg verbunden. Durch Schalten der Kupplungen ist die elektrische Fahrt mit einer oder beiden Elektromaschinen möglich. Zudem ist ein leistungsverzweigter und ein serieller Betrieb möglich. Die Konfiguration der Batterie ermöglicht das Laden am Stromnetz und eine hohe elektrische Reichweite. Das Fahrzeug ist somit als Plug-In-Hybrid realisiert.

Ein weiteres Fahrzeug mit einem leistungsverzweigten Hybridantrieb war der Mercedes-Benz ML 450 [6]. Durch die Kombination von drei Planetensätzen und vier Kupplungen mit zwei Elektromaschinen können vier feste Gänge und zwei elektrisch leistungsverzweigte Fahrbereiche dargestellt werden.

Der serielle Hybrid

Hybridfahrzeuge mit rein serieller Topologie gewinnen durch große extern aufladbare Batterien wieder an Bedeutung. Man spricht dann von einem Range Extender, wie ihn beispielsweise BMW im i3 anbietet [35]. Dabei sind der Verbrennungsmotor und eine Elektromaschine direkt miteinander verbunden und so dimensioniert, dass sie die Batterie aufladen, jedoch nicht alle Fahrzustände darstellen können. Dies wird von einer zweiten Elektromaschine übernommen, die entsprechend dimensioniert ist. Wird die Batterie regelmäßig extern geladen, kann auf die Verwendung des Verbrennungsmotors verzichtet und das Fahrzeug als reines Elektrofahrzeug verwendet werden. Ferner wer-

den serielle Hybridantriebe unter anderem bei Stadtbussen und Baumaschinen eingesetzt [102].

2.3.5 Konzeptentwicklungen für Triebstränge

In diesem Abschnitt werden die jeweiligen Methodiken und Einschränkungen einiger Arbeiten vorgestellt, in denen Konzepte für verschiedene Getriebe und Triebstränge entwickelt werden. Dabei werden lediglich Arbeiten mit möglichst umfassender und vollständiger Beschreibung aller Entwicklungsschritte betrachtet, um den vollständigen Ablauf zu erfassen.

Das Konzept des SEL-Getriebes [21] basiert auf dem Toyota Prius und soll diesen weiterentwickeln. Dazu werden mit vier Kupplungen und zwei Umlaufgetrieben ein leistungsverzweigter und zwei parallele Fahrmodi erzeugt. Dadurch werden höhere Drehmomente am Abtrieb ermöglicht, ohne die Elektromaschinen größer auslegen zu müssen, und durch die zusätzlichen Modi geschwindigkeitsabhängige Übersetzungen ermöglicht. Die Auslegung der Elektromaschinen und zugehöriger Komponenten orientiert sich daher an konstruktiven Vorgaben und konkreten Fahrzyklen. Insgesamt soll diese Entwicklungsarbeit bewusst die Schwächen eines bekannten Systems aufgreifen und verbessern, ohne dessen Vorteile aufzugeben. Vor allem in Bezug auf die Komplexität des Triebstranges und der Ansteuerung müssen hier Kompromisse eingegangen werden.

In [112] werden sowohl der Toyota Prius als eingangsseitig leistungsverzweigtes Konzept als auch der Chevrolet Volt mit ausgangsseitiger Leistungsverzweigung betrachtet und durch das Anbringen von Kupplungen bzw. Bremsen an verschiedenen Stellen des Triebstranges mit zusätzlichen Betriebsarten ergänzt. Diese werden zunächst an allen Elementen des Triebstranges angebracht. Aus der kombinatorischen Verknüpfung geschlossener und offener Schaltelemente ergeben sich die Fahrmodi. Diese werden in einer Simulation auf ihre Verwendung überprüft. Durch einen Vergleich der Kraftstoffverbräuche der einzelnen Varianten ergeben sich eine Erweiterung des Prius-Konzeptes um eine Bremse für den Verbrenner, sowie eine Reduktion des Volt-Konzeptes um die Betriebsart mit beiden elektrischen Maschinen und den seriellen Betrieb. Durch die zusätzlichen Bremsen und Kupplungen an diversen Stellen des Triebstranges werden diverse Varianten erzeugt, deren Eigenschaf-

ten sich in der anschließenden Simulation ergeben, wodurch die Verbräuche aller erzeugten Varianten direkt vergleichbar werden.

Ein Konzept mit nur einer Elektromaschine stellt [113] vor. Mit zwei Planeten-sätzen, zwei Kupplungen und zwei Bremsen stellt das Konzept verschiedene Modi dar. Dazu gehört auch ein rein verbrennerischer Antrieb des Fahrzeugs bei stillstehender Elektromaschine, sowie hybride Modi mit Drehzahl- und Drehmomentkopplung. Als Ausgangssituation für die Entwicklung steht eine Minimierung der Kosten durch die Verwendung von lediglich einer Elektroma-schine und eines herkömmlichen Automatgetriebes als Basis im Vordergrund.

In [2, 102] wird gezeigt, dass auch für mobile Arbeitsmaschinen großes Inter-esse an einer Hybridisierung der Triebstränge besteht, was die übergreifende Bedeutung hybrider Triebstränge unterstreicht. Es wird gezeigt, dass verschie-dene Konzepte je nach Fahrzeugklasse und Einsatzzweck sinnvoll sind. Die Konkretisierung eines Triebstrangkonzepthes ist demnach stets im Konzept des verwendeten Fahrzeugs und der Fahraufgabe zu sehen. Ausgangspunkt ist hier ein konkretes Fahrzeug, das mit einem klar definierten Zweck hybridisiert wer-den soll. Anhand des bekannten Einsatzgebietes werden die durch einen Hy-bridantrieb erzielbaren Funktionen priorisiert und die Komponenten ausgelegt. Eine Generierung von Varianten erfolgt anhand „klassischer Kreativitätsme-thoden“ [102], die durch spezifische Kriterien bewertet werden.

Die betrachteten Konzeptentwicklungen basieren auf unterschiedlichen Vor-gaben. Diese sind einerseits Vorgaben des Fahrzeugs und der Fahraufgabe, andererseits bedingt durch die Mechaniken der jeweiligen Basis-Triebstränge. Daraus ergeben sich die möglichen Betriebsarten des Fahrzeugs und deren Effizienz. Um Entwicklungen wie diese zu vereinfachen und systematisch durchführbar zu ermöglichen, werden diese Schritte in der vorliegenden Ar-beit neu angeordnet und die jeweiligen Einflüsse systematisch eingeflochten. Für die Vollständigkeit eines Vergleichs ist eine umfassende und systematische Betrachtung aller möglichen Konzepte anzustreben, während für eine verglei-chende Bewertung die Vorgaben für alle Konzepte konstant gehalten werden müssen.

2.4 Simulative Methoden für Hybridfahrzeuge

Eine vergleichende Bewertung verschiedenster Konzepte ist durch die numerische Simulation einfach möglich. Der Aufbau einer Simulationsumgebung für ein Hybridfahrzeug richtet sich nach der Zielsetzung der Simulation, den gegebenen Möglichkeiten an Rechenkapazitäten und dem möglichen Detaillierungsgrad der Modelle [41]. Die Betriebsführung eines Hybridfahrzeugs verfügt im Gegensatz zum konventionell angetriebenen Fahrzeug über mehr Freiheitsgrade, die von der Betriebsstrategie kontrolliert werden. Entsprechend übt auch die Betriebsstrategie großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch aus [30]. Für die Berechnung des Kraftstoffverbrauches muss die Simulation eine Optimierung der Betriebsstrategie auf den Verbrauch ermöglichen. Daher muss der Aufbau des Simulationsmodells dazu geeignet sein, eine Betriebsstrategie zu modellieren. Die unterschiedlichen Ansätze zur Berechnung von Betriebsstrategien erfordern entsprechend unterschiedliche Ansätze der Modellierung und des Aufbaus der Simulationsumgebung.

Beim Aufbau des Simulationsmodells lassen sich quasistatische und dynamische Modelle unterscheiden [25, 30]. Bei einem quasistatischen Ansatz wird der Ablauf in einzelne Zeitschritte diskretisiert. Für jeden dieser Zeitschritte wird eine abschnittsweise konstante Geschwindigkeit, Steigung und Beschleunigung aus dem Fahrzyklus angenommen, aus denen die erforderlichen Drehzahlen und Drehmomente am Rad berechnet werden. Die Erfüllung dieser Anforderungen durch die Antriebsmaschinen obliegt der Betriebsstrategie und ist zwingend. Ein Nachteil dieses Ansatzes ist, dass die angenommene exakte Verfolgung des Fahrzyklus in der Realität nicht darstellbar ist. Der quasistatische Ansatz ist demnach von der Fahraufgabe zum Fahrverhalten hin rückwärts gerichtet und nicht kausal, da eine Beeinflussung folgender Zeitschritte z. B. durch eine Geschwindigkeitsabweichung nicht vorgesehen ist. Im Gegensatz dazu wird bei dynamischen oder vorwärts gerichteten Modellen das reale Fahrzeugverhalten angenähert. Dabei beeinflusst die durch die Antriebsmaschinen erzeugte Beschleunigung die Geschwindigkeit. Für das Verfolgen eines Fahrzyklus ist ein Fahrermodell notwendig, das die tatsächliche Geschwindigkeit mit der Sollgeschwindigkeit vergleicht und die Beschleunigung durch die Fahrpedalstellung entsprechend angepasst, um Abweichungen von der Sollgeschwindigkeit zu minimieren.

Zur Berechnung von Betriebsstrategie und Kraftstoffverbrauch eignen sich vor allem quasistatische Modelle [25, 30].

2.4.1 Betriebsstrategien

Die Betriebsstrategie des Hybridfahrzeugs entscheidet darüber, wie die vom Fahrer angeforderte Antriebsleistung durch die einzelnen Antriebsmaschinen erbracht wird [25]. Dies umfasst sowohl die momentane Aufteilung der Leistung zwischen den Antriebsmaschinen als auch die Kontrolle des Ladezustands der Batterie und Anforderungen wie beispielsweise den Warmlauf des Verbrenners oder vom Fahrer vorgewählte Fahrmodi. Dabei hängt die Aufteilung der Antriebsleistung vom Aufbau des Triebstrangs ab [82].

Die Betriebsstrategie wird darüber hinaus zur Optimierung verschiedener Kriterien eingesetzt. Dazu gehören unter anderem der Kraftstoffverbrauch, die Schadstoffemissionen und Komfortbedingungen sowie Schutzmaßnahmen für den Triebstrang und die Batterie. Eine reale Betriebsstrategie stellt somit stets einen Kompromiss dar. In der Simulation werden Betriebsstrategien oft mit dem Ziel berechnet, den geringsten Kraftstoffverbrauch zu ermitteln. Daraus können Schlüsse über die Nutzung der Antriebsmaschinen und Möglichkeiten zur Optimierung gezogen werden. Im Folgenden werden zwei für die vorliegende Arbeit relevante Methoden zur Berechnung der Betriebsstrategie vorgestellt. Eine allgemeine Übersicht findet sich in [30, 41].

Dynamische Programmierung

Das Verfahren der Dynamische Programmierung (DP) geht zurück auf [9] und stellt eine Methode zur numerischen Lösung von sogenannten Optimalsteuerungsproblemen dar. Seit geraumer Zeit wird die DP zur Berechnung der optimalen Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen eingesetzt [11]. Abhängig von der Diskretisierung und der durch die Modellierung erforderlichen Vereinfachungen ist die DP ein Verfahren, mit dem eine global optimale Lösung des Optimalsteuerungsproblems berechenbar ist. Dazu muss allerdings der gesamte Fahrzyklus bekannt sein. Sie zählt daher zu den „Offline-Strategien“ [30] und kann in dieser Form nicht direkt im Fahrzeug eingesetzt werden. Stattdessen wird sie als Benchmark für anderweitig ermittelte Strategien [25] und Vergleichsbasis für Konzeptvergleiche [95] verwendet. Die DP ist nicht an ein spezielles Triebstrangkonzept gebunden, jedoch steigt der Berechnungsaufwand mit der Anzahl von Steuergrößen wie z. B. die Gangwahl stark an. Hinzu kommen die Zustandsgrößen wie bspw. der Ladezustand. Die Zielgröße einer

Optimierung der Betriebsstrategie mittels der DP ist üblicherweise der Kraftstoffverbrauch. Es können jedoch auch andere Größen mit einbezogen werden, beispielsweise der Stromverbrauch bei Plug-In-Hybridfahrzeugen oder die Emissionen des Verbrennungsmotors.

Das Prinzip der Optimalität nach Bellman besagt, dass sich eine optimale Gesamtlösung u^* eines Problems $P(x)$ für einen beliebigen Ausgangszustand x_1 aus einer Abfolge von n optimalen Teillösungen zusammensetzt [9]. Bei der folgendermaßen gegebenen optimalen Gesamtlösung u^* :

$$u^* = u_1^*, \dots, u_j^*, \dots, u_n^* \quad \text{Gl. 2.31}$$

ist demnach die Lösung $u_j^*, u_{j+1}^*, \dots, u_n^*$ für das Teilproblem $P_j(x_j)$ und den Zustand x_j ebenfalls optimal, unabhängig von den vorhergehenden Entscheidungen.

Eine solche Abfolge existiert für beliebige zulässige Anfangszustände. In [30] wird der Ablauf der DP erläutert. Das Optimalsteuerungsproblem besteht zunächst darin, die Kostenfunktion J eines dynamischen Systems mit den Zuständen x durch eine Abfolge optimaler Entscheidungen der Steuergrößen $u^*(t)$ über den Zeitraum $[t_0, t_f]$ zu minimieren:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), t) \quad \text{Gl. 2.32}$$

$$J = \Phi(x(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} L(x(t), u(t), t) dt \quad \text{Gl. 2.33}$$

Die Kosten J setzen sich dabei aus den Endkosten Φ und den momentanen Kosten L zusammen. Weiter gelten die Nebenbedingungen:

$$u(t) \in U(t) \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad \text{Gl. 2.34}$$

$$x_{\min} \leq x(t) \leq x_{\max} \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad \text{Gl. 2.35}$$

$$x(t_0) = x_0 \quad \text{Gl. 2.36}$$

$$x(t_f) = t_f \quad \text{Gl. 2.37}$$

für die zulässigen Werte der Steuer- und der Zustandsgrößen.

Für den speziellen Fall des Hybridfahrzeugs ist üblicherweise der Ladezustand der Batterie SOC ein wichtiger betrachteter Zustand, während der Massen-

strom des Kraftstoffes \dot{m}_f in Form der Kostenfunktion J minimiert wird [94, 95]:

$$\dot{SOC}(t) = f(SOC(t), I_{Batt}(u(t), t)) \quad \text{Gl. 2.38}$$

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(u(t), t) dt \quad \text{Gl. 2.39}$$

Dabei ergibt sich der Batteriestrom I_{Batt} aus den Steuergrößen $u(t)$. Entsprechend ergeben sich die Nebenbedingungen für die Steuergrößen aus den Belastungsgrenzen der einzelnen Komponenten [95]. Dazu gehören Drehmoment- und Drehzahlgrenzen der Antriebsmaschinen und des Getriebes, sowie die Leistungsgrenzen der Batterie. Die Übertragung dieser Grenzen auf die Begrenzung der Steuergrößen erfolgt durch die Modellierung des Triebstranges. Für die Zustandsgröße Ladezustand (State of Charge) (SOC) gelten die Grenzen der Batterie gegen Tiefentladen und Überladen. Außerdem gilt für den ladungserhaltenden Betrieb⁸ des Hybridfahrzeuges:

$$SOC_{min} \leq SOC \leq SOC_{max} \quad \text{Gl. 2.40}$$

$$SOC_{t_0} = SOC_{t_f} \quad \text{Gl. 2.41}$$

Durch die Forderung eines ladungserhaltenden Betriebes wird eine vollständige Entladung der Batterie verhindert, die sonst durch die Optimierung angestrebt wird, um den Kraftstoffverbrauch zu verringern. Dies entspricht auch dem Vorgehen in der Zertifizierung des Fahrzeugs. Ein zu geringer Ladezustand am Ende des Fahrzyklus muss dort durch einen Korrekturkoeffizienten auf den Kraftstoffverbrauch aufgeschlagen werden [106]. Der ladungserhaltende Betrieb besteht aus diesem Grund darin, dass am Ende des Fahrzyklus der Ladezustand vom Beginn des Zyklus nicht unterschritten werden darf. Eine Überschreitung ist zwar im Gegensatz zu 2.37 zulässig, jedoch für eine Optimierung des Kraftstoffverbrauchs nicht sinnvoll.

⁸ Auch "charge sustaining". Im Gegensatz dazu „charge depleting“ z.B. bei Plug-In-Hybridfahrzeugen.

Die Lösung des Optimalsteuerproblems mittels der DP besteht in der diskreten Zerlegung des dynamischen Systems und seiner Kostenfunktion für die einzelnen Zeitschritte k und eine Folge von Steuergrößen $\Pi = \{u_0, u_1, \dots, u_f\}$:

$$x_{k+1} = f_k(x_k, u_k) \text{ mit } k = 0, 1, \dots, N-1 \quad \text{Gl. 2.42}$$

$$J_\Pi(x_0) = L_f(x_f) + \sum_{k=0}^{N-1} L_k(x_k, u_k(x_k)) \quad \text{Gl. 2.43}$$

Die optimale Entscheidungsfolge Π^* minimiert die Gesamtkosten ausgehend vom Anfangszustand x_0 :

$$J^*(x_0) = \min_{\Pi} J_\Pi(x_0) \quad \text{Gl. 2.44}$$

Sie wird über die sogenannte Cost-to-go berechnet. Dies ist die Kostenmatrix $J_k(x^i)$ für jeden Zustandspunkt x_k^i für die Zeitschritte k und für die i verschiedenen Zustandsvariablen. Diese Matrix enthält die Kosten, die für jeden Zustand und jeden Zeitschritt notwendig sind, um durch die optimale Abfolge von Entscheidungen vom betrachteten Ausgangszustand x_k^i zum Endzustand x_N zu gelangen. Hier zeigt sich, dass die optimale Entscheidungsfolge Π^* stets vom Zustand und vom Zeitschritt, mit dem die Betrachtung begonnen wird, abhängig ist. Dementsprechend wird die Cost-to-go J_k schrittweise rückwärts in der Zeit für alle Zustände als Minimum der Kosten L_k des aktuellen Zeitschrittes k und der Cost-to-go J_{k+1} des nächsten Zeitschrittes $k+1$ rekursiv berechnet:

$$J_k(x^i) = \min_{u_k} [L_k(x^i, u_k(x_k)) + J_{k+1}(f_k(x^i, u_k))] \quad \text{Gl. 2.45}$$

Bei der numerischen Lösung wird die Cost-to-go auf die diskretisierten Zustandspunkte interpoliert und abgespeichert [101]. Damit ergibt sich die Dimension der Cost-to-go aus der Zahl i der Zustände und ihren jeweiligen diskreten Punkten. Zur Berechnung des Minimums der Kosten für den aktuellen Zeitschritt werden für jeden Zustandspunkt die Kosten der diskretisierten Steuergrößen berechnet. Die Steuergröße, die für einen bestimmten Zustandspunkt x_k^i zum Minimum der Cost-to-go führt, ist die optimale Steuergröße u_k^{i*} :

$$u_k^{i*} = \arg \min [L_k(x^i, u_k(x_k)) + J_{k+1}(f_k(x^i, u_k))] \quad \text{Gl. 2.46}$$

Durch die Berechnung der Cost-to-go über alle Zeitschritte hinweg ergibt sich somit auch die für jeden Zustandspunkt optimale Steuergröße zu jedem Zeit-

schritt. Indem die Berechnung nun in zeitlicher Richtung vorwärts mit einem initialen Zustand x_0 durchgeführt wird, ergeben sich der optimale Steuergrößenverlauf $\Pi^*(x_0)$ und die tatsächlichen Kosten.

Die numerische Berechnung der DP wird in Kapitel 4.2 anhand von [101] für das Hybridfahrzeug beschrieben. Auf die alternative Methode der vorwärts-rechnenden DP wird in dieser Arbeit nicht eingegangen.

Pontryaginsches Minimumsprinzip (PMP)

Das Pontryaginsche Minimumsprinzip (PMP) [77] wird ebenfalls zur Berechnung optimaler Betriebsstrategien verwendet. Im Gegensatz zur DP gehört das PMP zu den analytischen Optimierungsmethoden, wodurch die numerische Berechnung zwar beschleunigt, durch die notwendige analytische Formulierung des Problems unter Umständen jedoch zu weit vereinfacht werden kann [94]. Dies bedeutet darüber hinaus, dass der Fahrzyklus im Gegensatz zur DP nicht im Voraus bekannt sein muss.

Das PMP besagt, dass das Optimalsteuerungsproblem aus 2.33 durch eine Abfolge optimaler Steuergrößen $u^*(t)$ gelöst werden kann, wenn die folgenden Bedingungen erfüllt sind. Dazu wird die sogenannte Hamiltonische H definiert:

$$H(x(t), u(t), t, \lambda(t)) = \lambda^T(t) \cdot f(x(t), u(t)) + L(x(t), u(t), t) \quad \text{Gl. 2.47}$$

mit der dynamischen Zustandsfunktion $f(x(t), u(t))$ wie in 2.32, den momentanen Kosten $L(x(t), u(t))$ analog zu 2.33 und dem sogenannten Costate $\lambda(t)$. Dieser Hilfsvektor ist von derselben Dimension wie der Zustandsvektor x . Eine übliche Vereinfachung des PMP besteht darin, dass lediglich ein Zustand betrachtet wird und der Costate daher durch einen Skalar dargestellt wird. In jedem Fall erfüllt der Costate die Gleichung:

$$\dot{\lambda}(t) = - \frac{\partial H(x(t), u(t), t, \lambda(t))}{\partial x} \quad \text{Gl. 2.48}$$

Mit der optimalen Steuerung $u^*(t)$ ergibt sich zudem ein Minimum der Hamiltonischen:

$$H(x(t), u(t), t, \lambda(t)) \geq H(x(t), u^*(t), t, \lambda(t)) \quad \text{Gl. 2.49}$$

Die Bedingungen des PMP sind lediglich notwendig, nicht hinreichend. Dies bedeutet, dass eine Lösung zwar stets ein Extremum, jedoch nur dann zwingend das gesuchte Minimum darstellt, wenn das Optimalsteuerungsproblem lediglich ein einziges globales Optimum besitzt. Existiert ein solches globales Optimum, dann muss die Lösung der Bedingungen des PMP dieses Optimum allerdings enthalten. Ist die Hamiltonische konvex, ergibt sich lediglich ein Extremum, welches wiederum das gesuchte Optimum sein muss. So ergibt sich für jeden Zeitpunkt durch die Berechnung der Hamiltonischen die optimale Steuergröße $u^*(t)$ [94].

Für den konkreten Anwendungsfall der Betriebsstrategie im Hybridfahrzeug ergibt sich die Zustandsänderung abhängig von der Leistung der Batterie analog zu 2.38 zu $\dot{x} = f(x, P_{Batt})$ und die Hamiltonische mit der Anforderungsleistung $P_{Anf}(t)$ entsprechend zu:

$$H(x(t), P_{Batt}(t), \lambda(t)) = -\lambda(t) \cdot f(x(t), P_{Batt}(t)) + \dot{m}_f(P_{Batt}, P_{Anf}(t)) \quad \text{Gl. 2.50}$$

Die optimale Steuergröße als Leistung der Batterie P_{Batt} ergibt sich als Minimum der Hamiltonischen:

$$P_{Batt}^* = \arg \min H(x(t), P_{Batt}(t), \lambda(t)) \quad \text{Gl. 2.51}$$

Da der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_f nicht vom Zustand $x(t)$ abhängt, vereinfacht sich die Änderung des Costates $\dot{\lambda}(t)$ zu:

$$\lambda \dot{}(t) = -\lambda(t) \frac{\partial f(x(t), u(t))}{\partial x} \quad \text{Gl. 2.52}$$

Die Änderung des Costates ist demnach ausschließlich von der Zustandsgleichung abhängig. Für den Ladezustand SOC kann die Abhängigkeit der Zustandsänderung vom Zustand selbst im Gegensatz zur Batterieleistung vernachlässigt werden, wenn der zulässige SOC-Bereich ausreichend klein ist [94, 95]. Eine beispielhafte Berechnung mit zustandsabhängigem Costate findet

sich in [36]. Für die numerische Berechnung muss der Costate bzw. sein initialer Wert in beiden Fällen durch iterative Methoden gefunden werden. Damit wird $\dot{x} \approx f(P_{Batt})$, woraus die Vereinfachung folgt, dass $\lambda(t) = \text{const}$ ist.

In der Equivalent Consumption Minimization Strategy (ECMS) als Anwendung der PMP wird gezeigt [95], dass der konstant angenommene Costate λ als Äquivalenzfaktor s zwischen Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_f und Batterieleistung P_{Batt} wirkt:

$$\dot{m}_{eqv} = \dot{m}_f(t, P_{Batt}(t)) + s \frac{P_{Batt}(t)}{H_u} \quad \text{Gl. 2.53}$$

Die so erzeugten äquivalenten Gesamtkosten \dot{m}_{eqv} sind somit dimensionslos. Durch den Äquivalenzfaktor s können die Kosten für Kraftstoff und Batterieleistung gemeinsam minimiert werden.

In dieser Arbeit wird das PMP nicht für die Berechnung einer Betriebsstrategie verwendet. Durch die Gewichtung der beiden Summanden der Kostenfunktion soll stattdessen ein kraftstoffoptimaler Satz von Getriebeübersetzungen gefunden werden, indem analog zur ECMS ein Äquivalenzfaktor für verschiedene Anteile der Kostenfunktion berechnet wird. Eine Ausarbeitung findet sich in Kapitel 5.3.1.

2.5 Handlungsbedarf

Die Befähigung des Hybridantriebs zur Senkung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen ist unbestritten, während die Aussagen zu den diesbezüglichen Potentialen divergieren. Es ist demnach notwendig, eine untere Grenze des Kraftstoffverbrauches zu bestimmen, die durch einen Hybridantrieb dargestellt werden kann. Durch die Kombination von Verbrennungsmotor, Elektromaschine und Batterie steigt außerdem der Kostendruck auf den Hersteller stark an. Dadurch stellt sich einerseits die Frage nach den notwendigen Leistungen von Elektromaschine und Batterie, aber auch nach einem Triebstrang, der die Kraftstoffeinsparung durch Hybridisierung bestmöglich unterstützt. Dazu haben verschiedene Hersteller sehr unterschiedliche Lösungen gefunden, und weitere Triebstrangkonzepete werden in schneller Folge vorgestellt. Somit er-

gibt sich zunächst die Notwendigkeit, den Suchraum für Triebstrangkonzeppte abzustecken. Dazu müssen zunächst die Einflussfaktoren gefunden und die davon abhängige Zahl der Konzepte bestimmt werden. Zudem muss der prinzipielle Einfluss der Komponenten und ihrer Dimensionierung auf den Kraftstoffverbrauch ermittelt werden.

Durch die stark unterschiedlichen Lösungen der einzelnen Hersteller hat sich auch der Wettbewerb um die Technologieführerschaft in diesem Bereich verstärkt. Der Kundenwunsch nach Innovation und geringem Kraftstoffverbrauch drückt sich zudem in den Emissionsgesetzgebungen verschiedener Länder aus. In diesem Wettbewerb müssen sich nicht nur einzelne Komponenten, sondern der Triebstrang als verbindendes Element mit neuen Aufgaben auseinandersetzen. Die Entwicklung spezieller Triebstränge für Hybridfahrzeuge ist dementsprechend von großer Bedeutung für alle Fahrzeughersteller.

Die Erforschung der Betriebsstrategien und der geeigneten Komponenten hat bereits eine große Detailtiefe erreicht. Dementsprechend wird in dieser Arbeit mit neuartigen Methoden zur Systematik und zur Übersetzungsberechnung auf die Entwicklung hybridspezifischer Triebstrangkonzeppte abgezielt, um auch in diesem Bereich der rasanten Entwicklung des Kraftfahrzeugs und des gesamten Fahrzeugverkehrs Rechnung zu tragen.

Konzepte für effiziente hybride Triebstränge

Haag, A.

2017, XXVII, 195 S. 66 Abb., 23 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-19966-1