



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

Simulativer Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte für Landmaschinen

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

Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

und

Projektass. Dipl.-Ing. Rudolf Krizan

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Alonso Kausel BSc.

01525695

Wien

Aufgabenstellung für die Diplomarbeit

Herrn Alonso Kausel, Matrikelnummer: 015 25 695 wird folgende Aufgabe gestellt:

„Simulativer Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte für Landmaschinen“

Im Projekt FCTRAC wird basierend auf einem konventionellen Traktor ein neuartiger Brennstoffzellen-Traktor einwickelt und ein Demonstrator aufgebaut. Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll das dabei entstehende Antriebskonzept unter Zuhilfenahme von Simulationstools (Matlab/Simulink) mit weiteren Konzepten hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades (Tank-to-Wheel) aber auch der max. Reichweite bzw. Einsatzzeit und des Fahrzeuggewichtes verglichen werden.

Schwerpunkt der Arbeit:

- Adaption eines bestehenden Längsdynamik-Simulationsmodells des Basisfahrzeuges für verschiedene Antriebslösungen:
 - Brennstoffzelle + E-Antrieb + CVT-Getriebe
 - Brennstoffzelle + E-Antrieb
 - Batterie + E-Antrieb
 - H₂-Verbrennungsmotor + CVT-Getriebe
 - Dieselmotor + CVT-Getriebe
- Parametrierung des Modells anhand von Literatur- oder Messdaten
- Erstellung einer Basis-Energiemanagementstrategie
- Durchführen von Längsdynamiksimulation: DLG-PowerMix Zyklen
- Auswertung und Analyse der Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Ein gebundenes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien ab-

zugeben.

Dauer: März 2022 - Dezember 2022

Die Benutzung der Versuchseinrichtungen des Institutes hat in den Dienststunden und unter Anleitung des Betreuers zu erfolgen. Dabei dürfen alle Arbeiten nur unter besonderer Beachtung der geltenden Sicherheitsvorschriften durchgeführt werden.

Einverstanden:

Alonso Kausel

Betreuender Assistent:

Dipl.-Ing Rudolf Krizan

Betreuer am Institut:

Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Institutsvorstand:

Prof. Dr. Bernhard Geringer

Eidesstattliche Erklärung

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

„Simulativer Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte für Landmaschinen“

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

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

Datum

Unterschrift

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Institutes für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Kurzfassung

Bei landwirtschaftlichen Maschinen ist der Übergang von dieselbetriebenen Traktoren zu Traktoren mit alternativen Antriebskonzepten eine praktikable Option, um die Treibhausgasemissionen in der Landwirtschaft entscheidend zu reduzieren. Deswegen wurden in dieser Arbeit vier Längsdynamikmodelle von Traktoren, die Wasserstoff oder Strom als Energiequelle nutzen, in Matlab/Simulink erstellt, um sie mit ihrem Pendant, dem Dieseltraktor, zu vergleichen. Darüber hinaus wurde der Wechsel von einem stufenlosen zu einem manuellen Getriebe untersucht. Mit der Rahmenbedingung, dass alle Antriebe die gleiche Maximalleistung von 96 kW erbringen dürfen, wurden die Fahrzyklen des DLG-PowerMix als Bewertungsgrundlage herangezogen, um die verschiedenen Konzepte hinsichtlich Wirkungsgrad, Betriebszeit und Fahrzeuggewicht zu beurteilen.

Alle alternativen Antriebskonzepte konnten im gewichteten Mittelwert höhere Wirkungsgrade aufweisen als der Dieseltaktor. Ein Nachteil der neuen Konzepte ist jedoch die kurze Einsatzzeit aufgrund der geringen Energiedichte der Energieträger. Die Konzepte, die Wasserstoff als Energieträger nutzen, profitieren dafür aber von einer kurzen Betankungszeit. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass mit dem Wechsel zum Elektroantrieb das stufenlose Getriebe obsolet wird und dessen Verluste vermieden werden können. Allerdings sind dafür zwei E-Maschinen notwendig. Alle alternativen Antriebskonzepte sind mit einer Erhöhung des Fahrzeuggewichts verbunden, wobei der Traktor, mit einer Hochvoltbatterie als alleiniger Energiequelle, das zulässige Fahrzeuggewicht überschreitet.

Abstract

In the case of agricultural machinery, the transition from diesel-powered tractors to tractors with alternative drive concepts is a viable option for decisively reducing greenhouse gas emissions in the agricultural sector. In this work, four longitudinal dynamics models of tractors using hydrogen or electricity as energy source were built in Matlab/Simulink in order to compare them with their counterpart, the diesel tractor. In addition, the change from a continuously variable, to a manual transmission was investigated. With the framework condition that all drives should be able to produce the same maximum power of 96 kW, the driving cycles of the DLG-PowerMix were used as a basis for evaluation in order to assess the different concepts in terms of efficiency, operating time and vehicle weight.

All alternative drive concepts were able to show higher efficiencies in the weighted average than the diesel actuator. One disadvantage of the new concepts, however, is the short operating time due to the low energy density of the energy carriers. The concepts that use hydrogen as an energy carrier, however, benefit from a short refueling time. In addition, it was shown that the change to electric drive makes the continuously variable transmission obsolete and its losses can be avoided. However, this requires two electric machines. All alternative drive concepts are associated with an increase in vehicle weight, whereby the tractor, with a high-voltage battery as the sole energy source, exceeds the permissible vehicle weight.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Basisfahrzeug	3
2.1	Allgemein	3
2.1.1	Anforderungen	3
2.1.2	Aufbau	4
2.2	Stufenloses Getriebe (CVT)	6
2.3	Zapfwelle (PTO)	9
3	Untersuchte Antriebskonzepte	11
3.1	Dieselmotor mit CVT	11
3.2	Wasserstoffverbrennungsmotor mit CVT	12
3.2.1	Wasserstoff als Kraftstoff eines Verbrennungsmotors	13
3.2.2	Abgas und Betrieb eines Wasserstoffverbrennungsmotors	14
3.2.3	Notwendige Adaptionen eines Dieselmotors	15
3.3	Brennstoffzelle mit Elektroantrieb und CVT	17
3.3.1	Systemkomponenten	18
3.3.2	Energiemanagement	23
3.4	Brennstoffzelle mit Elektroantrieb ohne CVT	26
3.4.1	Systemarchitektur	26
3.4.2	Auslegung der Übersetzung	28
3.5	Hochvoltbatterie mit Elektroantrieb ohne CVT	30
3.5.1	Hochvoltbatterie	31
3.5.2	Energiemanagement	32
4	Methodik	33
4.1	Rahmenbedingungen	33
4.1.1	DLG-PowerMix	33
4.1.2	Vergleichsparameter	37
4.2	Matlab/Simulink	37
4.2.1	Grundlegender Aufbau der Längsdynamikmodelle	38
4.2.2	Adaptionen des Modells	39
5	Ergebnisse	42
5.1	Energieeinsatz	42
5.1.1	Dieselmotor mit CVT	43
5.1.2	Wasserstoffverbrennungsmotor mit CVT	44
5.1.3	Brennstoffzelle mit Elektroantrieb und CVT	45

5.1.4	Brennstoffzelle mit Elektroantrieb ohne CVT	46
5.1.5	Hochvoltbatterie mit Elektroantrieb ohne CVT	47
5.1.6	Vergleich	48
5.2	Gewicht und Volumen	50
5.3	Einsatzzeit	53
5.4	Wirkungsgrad	54
5.5	Anforderungen DLG-PowerMix	55
6	Zusammenfassung	57
7	Ausblick	58

1 Einleitung

Der vom Menschen verursachte Treibhauseffekt ist nicht mehr in Frage zu stellen und spiegelt sich im immer extremer werdenden Klimawandel wider. Vor diesem Hintergrund werden stetig striktere Gesetze und Richtlinien zum Schutz des Klimas und der Gesundheit der Menschen verabschiedet. Um diesen zu genügen ist eine kontinuierliche Weiterentwicklung von Technologien für eine effiziente Energienutzung, eine unabdingbare Notwendigkeit geworden. Internationale Bestrebungen, wie das weltweit vereinbarte Pariser Klimaabkommen oder, der auf Europa bezogene, European Green Deal, dienen als Wegweiser, um dem gemeinsamen Ziel der Klimaneutralität näher zu kommen. Der European Green Deal sieht vor, bis 2030 eine Nettoerduktion der ausgestoßenen Treibhausgase um 55 % zu erzielen; bis 2050 soll Klimaneutralität erreicht werden. Für dieses Unterfangen sind erhebliche Einsparungen quer über alle Lebensbereiche und Industriezweige hinweg, notwendig. Im Landwirtschaftssektor macht sich das mit der EU-Verordnung 2016/1628 [1] bemerkbar, diese gibt Grenzwerte für den Ausstoß von Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff (HC), Stickoxiden (NO_x) und Feinstaubpartikeln von Landmaschinen vor; nicht aber für den Kohlenstoffdioxid- (CO₂-)Ausstoß. Zukünftig ist aber nicht ausgeschlossen, dass die Bestimmungen strenger und auch die CO₂-Emissionen begrenzt werden [2]. Mit der Folge, dass der Erhalt des Dieselmotors, welcher Industriestandard für mobile Landmaschinen ist, nicht mehr tragbar ist. Aus diesem Grund ist es von großer Bedeutung sich mit unterschiedlichen Antriebskonzepten im Landwirtschaftssektor auseinander zu setzen, um Fahrzeuge, wie Traktoren, mit einem lokalen CO₂-Ausstoß von Null, sogenannte Zero-Emission-Vehicles (ZEV), zu ermöglichen. In Projekten wie dem FCTRAC der TU Wien [3], wird der Betrachtungsumfang sogar etwas erweitert und eine ganzheitliche Betrachtung der Energieflüsse und Treibhausgasemissionen vollzogen. Mit Biomasse aus der Landwirtschaft als Energieträger wird dabei dezentral Wasserstoff hergestellt und als Kraftstoff für einen umgebauten, mit wasserstoffbetriebenen Brennstoffzellen-Traktor, aufbereitet. Durch ausgeführte Feldarbeiten mit dem Traktor fällt wiederum Biomasse an, die für die Kraftstoffproduktion genutzt werden kann; es entsteht eine Kreislaufwirtschaft.

Da die Last- und Nutzprofile von Landmaschinen sehr spezifische Charakteristiken aufweisen, ist eine Evaluation verschiedener Antriebskonzepte notwendig, um die jeweiligen Vor- und Nachteile im Betrieb beurteilen zu können. Für eine detailliertere Betrachtung verschiedener Antriebssysteme für ZEV, bieten sich batterieelektrische Antriebe und mit Wasserstoff betriebene Systeme, entweder in Verbindung mit einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) oder mit einer Brennstoffzelle (BZ), an.

Branchenstandard für die Evaluierung von konventionellen Antriebssystemen in der Land-

wirtschaft ist der, von der deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG) entwickelte, DLG-PowerMix [4]. Dieses Testprogramm, bestehend aus einer Auswahl an Fahrzyklen, hat das Ziel ein realitätsnahes Fahrverhalten von Traktoren bei der Feldarbeit nachzustellen. Basierend auf diesen Testzyklen optimieren Traktorhersteller ihre Fahrzeuge zu einem geringen Verbrauch hin, um ein möglichst attraktives Produkt auf den Markt zu bringen. Der Verbrauch hat in dem Fall für den Kunden einen besonders hohen Stellenwert, da die Kosten für den Kraftstoff 30-50 % [5] der Betriebskosten von Traktoren ausmachen.

In dieser Arbeit werden im Ersten Schritt mögliche Antriebskonzepte erarbeitet und entsprechende Längsdynamikmodelle in Matlab/Simulink aufgebaut. Im nächsten Schritt werden die Fahrzyklen der DLG virtuell durchfahren, in einer Tank-to-Wheel-Betrachtung, die Energieflüsse analysiert und die Konzepte hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades und der Einsatzzeit evaluiert. Als Basis für den Vergleich der unterschiedlichen Antriebskonzepte wird ein dieselbetriebenes Spenderfahrzeug mit einem stufenlosen Getriebe herangezogen.

2 Basisfahrzeug

In diesem Kapitel sollen einige Grundkenntnisse zum Aufbau von Traktoren und deren Feldeinsatz näher beschrieben werden. Besonderes Augenmerk wird dabei auf Fahrzeugkomponenten im Antriebsstrang gelegt, die für Traktoren essenziell sind oder im Vergleich zu anderen Fahrzeugarten, Besonderheiten aufweisen. Als Basis wird für die angestellten Vergleiche ein marktüblicher, moderner dieselbetriebener Traktor mit einem stufenlosen Getriebe verwendet. Das Spenderfahrzeug und das dazugehörige Längsdynamikmodell wird von einem Industriepartner zur Verfügung gestellt.

2.1 Allgemein

2.1.1 Anforderungen

Der Aufgabenbereich von Traktoren beläuft sich auf landwirtschaftliche Feldarbeit und Transportarbeit. Mit etwa 2/3 der gesamten Betriebszeit beläuft sich der Betrieb in Europa [6] aber überwiegend auf Feldarbeit, weswegen die Fahrten auf der Straße eine etwas untergeordnete Rolle spielen. Infolgedessen, werden dem für Straßenfahrten, typisch dynamischen Verhalten, eine geringere Priorität zugesprochen. Viel wichtiger ist, dass eine konstante Leistungsabgabe während dem Ausführen von Feldarbeiten gewährleistet wird und das Feld gleichmäßig bearbeitet werden kann. Einige typische Arten von Feldarbeiten sind:

- Bodenbearbeitung,
- Aussaat,
- Miststreuen,
- Ernten und
- Mähen.

Um diese Arbeiten durchführen zu können, werden entsprechende landwirtschaftliche Maschinen, sogenannte Arbeitsmaschinen, mechanisch mit dem Traktor verbunden, damit diese gezogen und wenn notwendig, mit mechanischer bzw. hydraulischer Leistung versorgt werden können. Der Traktor fungiert also vorrangig als Zugmittel und sorgt dafür, dass die Arbeitsmaschinen mit Leistung versorgt werden.

Wie bei allen Nutzfahrzeugen ist auch beim Traktor der Verbrauch von besonderer Bedeutung, da er direkten Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit des landwirtschaftlichen Betriebs hat. Dies hat unter anderem dazu geführt, dass viel Entwicklungsarbeit in das Getriebe von Traktoren geflossen ist, um für die Leistungsanforderungen einen sparsamen Betriebspunkt des Motors gewährleisten zu können. Zusätzlich haben eventuell notwendige Schaltvorgänge einen Einfluss auf die Drehmomentabgabe, die einen optimalen Betrieb

der Arbeitsmaschine beeinträchtigt.

Ebenso beeinflusst die Bodenverdichtung, die zwangsläufig durch das Befahren des Feldes entsteht, die Ernte und damit die Wirtschaftlichkeit. Die Erde darf weder zu dicht, noch zu locker sein, da sonst das Pflanzenwachstum negativ beeinflusst wird. Daher muss ein besonderes Augenmerk auf das Gesamtgewicht und die Gewichtsverteilung des Traktors gelegt werden. Auch die Art der Reifen, deren Größe und Druck und der Schlupf haben einen Einfluss auf die Verdichtung des Bodens [6].

Da immer noch 1/3 der Betriebszeit von Traktoren für den Straßentransport aufgewendet wird, darf der Verbrauch bei maximaler Fahrgeschwindigkeit nicht gänzlich vernachlässigt werden und sollte deswegen möglichst gering ausfallen.

2.1.2 Aufbau

Der typische Aufbau eines modernen Dieseltraktors ist in Abbildung 1 zu sehen.

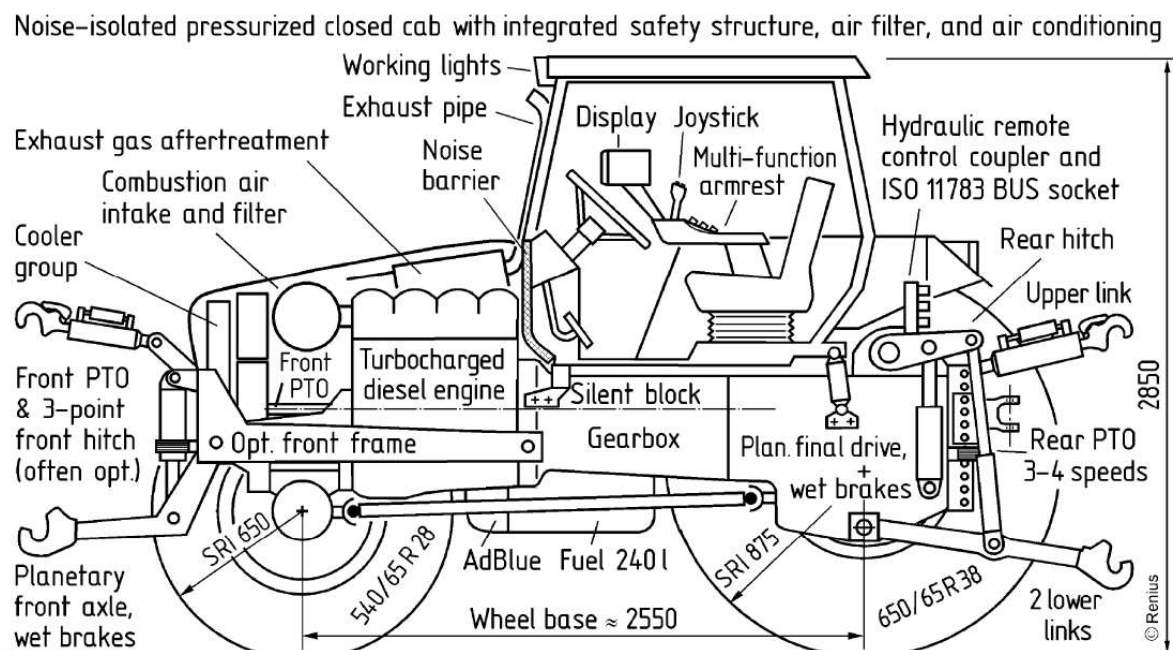


Abbildung 1: Typischer Aufbau eines modernen Dieseltraktors [6].

Wie für jedes dieselbetriebene Fahrzeug, Standard, sind die Hauptkomponenten des Antriebsstrangs: Turboaufgeladener Dieselmotor mit Tanksystem, über den Riementrieb angetriebene Nebenaggregate, Schwungrad und Getriebe, auch bei einem Traktor vorhanden. Für die Feldarbeit sind aber zusätzliche Komponenten und Funktionen notwendig, um einen entsprechenden Betrieb gewährleisten zu können. Die dabei wohl wichtigsten Komponenten sind die Zapfwellen (Power-Take-Off, PTO), die einmal hinten und einmal vorne angebracht sind. Über diese Wellen ist es möglich, Drehmoment vom Motor, zu Arbeitsmaschinen, wie zum Beispiel Kreiseleggen oder Mäher, zu übertragen. Für eine optimale Feldbearbeitung ist vor allem die Drehzahl der hinteren Zapfwelle wichtig, weshalb

für diese ein extra Stufengetriebe, mit normalerweise drei Stufen, eingesetzt wird. Für die Kopplung des Traktors mit den Arbeitsmaschinen wird ein Dreipunkt-Kraftheber verwendet, der hydraulisch gesteuert wird. Dafür, und für Arbeitsmaschinen, die beispielsweise fürs Miststreuen oder Ballenpressen verwendet werden, ist außerdem ein leistungsstarkes Hydrauliksystem notwendig.

Für das Hauptgetriebe wird entweder ein Schaltgetriebe mit einer hohen Anzahl an Übersetzungen oder ein stufenloses Getriebe eingesetzt. Das rührt daher, dass sich dadurch hohe Verbrauchsreduzierungen erzielen lassen können. Ein ideales Getriebe nämlich, ermöglicht es jeden beliebigen Lastpunkt im Motorkennfeld anzufahren, wodurch die VKM immer mit höchster Effizienz betrieben werden kann. In Abbildung 2 ist dies mit einem Motorkennfeld veranschaulicht. Die darin eingezeichnete Leistungshyperbel zeigt alle zur Verfügung stehenden Lastpunkte, die mit einer konstanten Leistung angefahren werden können. Alleine durch die Verschiebung vom Lastpunkt, von einer hohen, zu einer niedrigen Drehzahl, lässt sich hier der spezifische Verbrauch um 19 % senken.

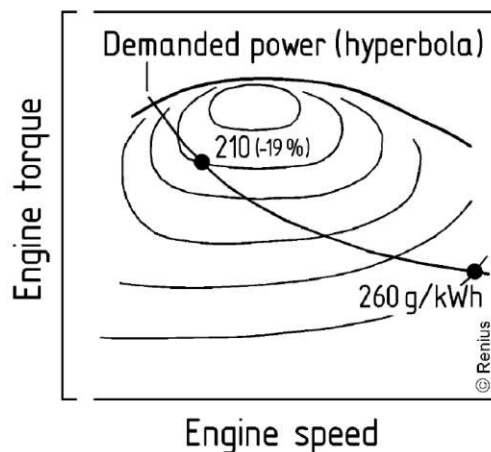


Abbildung 2: Motorkennfeld mit spezifischem Verbrauch und dem optimalen Betriebspunkt für eine gegebene Leistung [6].

Wie bei klassischen Nutzfahrzeugen ist auch beim Traktor mit Dieselmotor ein Abgasnachbehandlungssystem notwendig, um die, für den Dieselmotorenprozess typischen, hohen Stickoxid-Emissionen zu reduzieren, um die gesetzlich vorgegebenen Grenzwerte einzuhalten. Hierfür wird ein SCR-Katalysator (selektive katalytische Reduktion) eingesetzt. Neben dem Kraftstofftank ist damit ein weiterer Tank, der sogenannte AdBlue-Tank, notwendig, in welchem Harnstoffwasserlösung (AdBlue) für die chemische Reduktion von Stickoxid mitgeführt wird.

2.2 Stufenloses Getriebe (CVT)

Es gibt drei physikalische Prinzipien mit denen die Hauptfunktion eines stufenlosen Getriebes (Continuously Variable Transmission, CVT), die unabhängige Veränderung der Motordrehzahl von der Fahrzeuggeschwindigkeit, ermöglicht werden kann. Diese sind:

- Hydromechanik,
- Mechanik und
- Elektrodynamik.

Für die Serienproduktion von Traktoren kamen bisher nur mechanische und hydromechanische CVT in den Einsatz; an elektrischen CVT wird derzeit geforscht. Beim mechanischen CVT wird die Energie über die, bei Reibkontakt entstehende Traktionskräfte, übertragen und beim hydromechanischen, über hydrostatische Kräfte in Axialkolbenpumpen und -motoren. Dabei wird für die Pumpen, aufgrund der geringen Kosten, gerne auf Schrägscheibenmaschinen zurückgegriffen. Für die Motoren werden Schrägachsenmaschinen bevorzugt, da diese vor allem bei geringen Drehzahlen einen besseren Wirkungsgrad aufweisen, die Drehmomentverluste am Start also geringer ausfallen [6]; Abbildung 3.

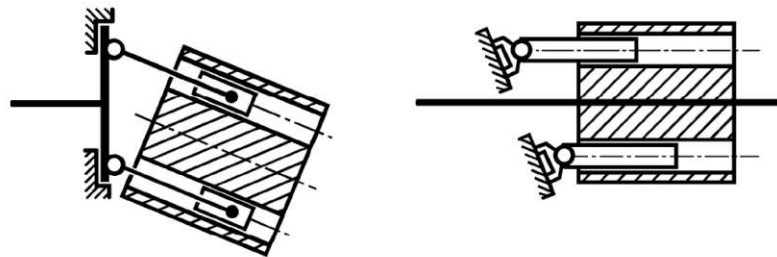


Abbildung 3: Aufbau von Axialkolbenmaschinen.

Links: Schrägachsenmaschine. Rechts: Schrägscheibenmaschine [6].

Im Spenderfahrzeug wird eine Weiterentwicklung des hydrostatischen stufenlosen Getriebes verwendet, und zwar eine leistungsverzweigte Variante. Hierbei wird die Effizienz gesteigert, in dem die Leistung auf einen mechanischen und einen hydrostatischen Pfad aufgeteilt wird. Während der mechanische Pfad eine fixe Übersetzung und einen hohen Wirkungsgrad aufweist, ist der hydrostatische Pfad variabel und weist einen moderaten Wirkungsgrad auf. Wie die Pfade aufgeteilt und nachher wieder zusammengeführt werden, kann auf unterschiedliche Art und Weisen passieren. Hier in diesem Fall werden sie über eine einfache Stirnradtriebstufe aufgeteilt und über ein Planetengetriebe wieder zusammengeführt. Dieser Aufbau wird extern leistungsverzweigt, eingangsseitig gekoppelt genannt und ist in Abbildung 4 zu sehen.

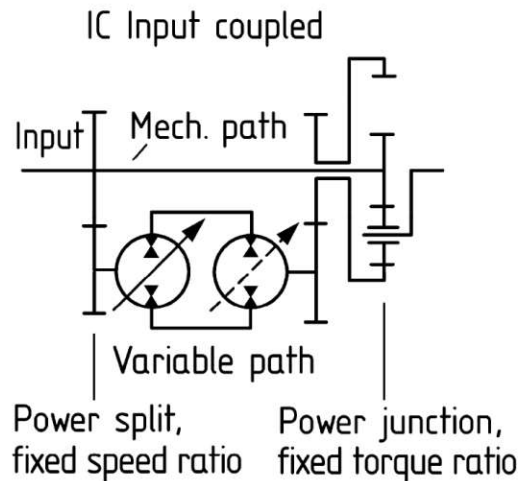


Abbildung 4: Systematischer Aufbau eines eingangsseitig gekoppelten, extern leistungsverzweigten CVT [6].

Je nach Fahrtrichtung und Fahrgeschwindigkeit ändert sich der variable Anteil des hydrostatischen Pfades und damit auch der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes. In Abbildung 5 sind der Wirkungsgrad und die jeweiligen Leistungsanteile, als spezifische Leistungen (P_{var}/P_{in}), in Abhängigkeit der Geschwindigkeit aufgetragen. Hierbei ist P_{var} die Leistung des Variators (System der Axialkolbenmaschinen) und P_{in} die Eingangsleistung des Planetengetriebes. Maximaler Wirkungsgrad für den mechanischen Pfad wird mit $\eta = 97\%$ und für jede Axialkolbenmaschine des hydrostatischen Pfades, mit $\eta = 85\%$, angenommen. Ein negatives Vorzeichen der Drehzahl (n) in der Tabelle, in Abbildung 5 oben, bedeutet, dass die entsprechende Drehrichtung der Eingangsrichtung entgegengesetzt ist. Die Leistung (P) am Planetengetriebe ist positiv, wenn das entsprechende Rad als Eingang fungiert und negativ, wenn es als Ausgang fungiert. Das Vorzeichen des Drehmoments (T) ergibt sich durch die Vorzeichen von Drehzahl und Leistung.

Der fixe, mechanische Pfad, ist mit dem Sonnenrad des Planetengetriebes verbunden, wodurch die Drehrichtung des Sonnenrads, bei Vorwärtsfahrt, stets positiv ist. Das Hohlrad dagegen, welches mit dem Axialkolbenmotor verbunden ist, dreht zunächst entgegen der Eingangsrichtung; gesteuert wird die Drehrichtung über den Schwenkwinkel der Axialkolbenpumpe. Bei Stillstand ist der Schwenkwinkel negativ. Mit steigender Geschwindigkeit wird er stetig erhöht, was dazu führt, dass sich die Drehzahl des Hohlrades verringert und die Leistung des hydrostatischen Pfades sinkt. Dabei sinkt außerdem auch die negative Blindleistung, die von diesem Pfad, zum mechanischen Pfad zurück zirkuliert. Im Stillstand ist diese verlorene Energie am höchsten, da beide Pfade mit gleich hoher Leistung gegeneinander arbeiten.

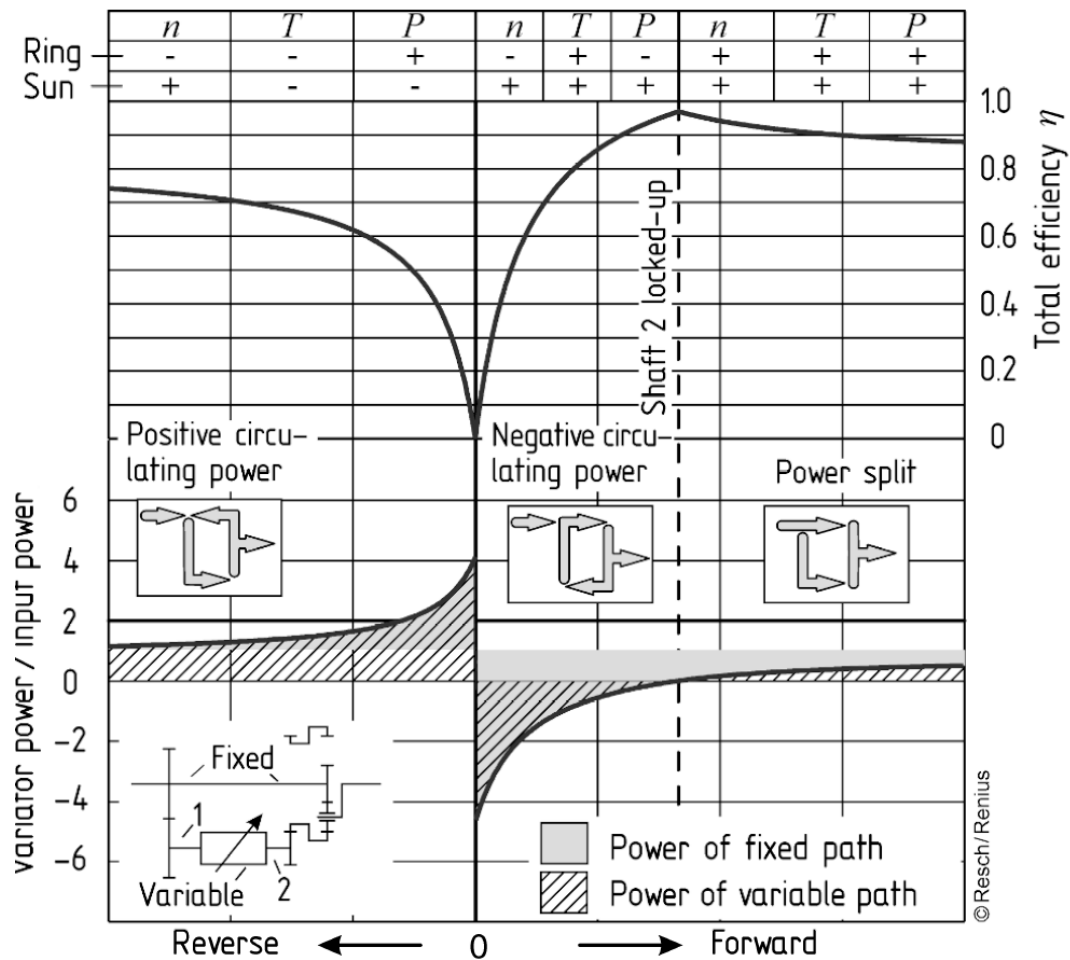


Abbildung 5: Leistungscharakteristik und Gesamtwirkungsgrad eines eingangsseitig gekoppelten, extern leistungsverzweigten CVT [6].

Weist die Axialkolbenpumpe einen Schwenkwinkel von 0° auf, steht das Hohlräder still und es wird keine Leistung mehr über den hydrostatischen Pfad übertragen. An diesem Punkt läuft die Leistung vollkommen über den mechanischen Pfad und der maximale Gesamtwirkungsgrad ist erreicht. Wird weiter beschleunigt, kommt es wieder zur Pfadaufteilung, wobei nun Sonnen- und Hohlräder in die selbe Richtung drehen und somit keine Rezirkulation der Leistung mehr vorherrscht; der Wirkungsgrad sinkt durch die Leistungsverzweigung aber wieder.

Bei Rückwärtsfahrt wird, wie bei der Vorwärtsfahrt, bei geringen Geschwindigkeiten, ein beträchtlicher Anteil der Leistung rezirkuliert. Der Unterschied ist aber, dass sich die Richtung der Zirkulation umgedreht hat, jetzt wirkt der mechanische Pfad entgegen dem Eingang. Dadurch ergibt sich ein höherer hydrostatischer Teil, der den Gesamtwirkungsgrad zusätzlich verringert. Mit Erhöhung der Geschwindigkeit reduziert sich der mechanische Anteil immer mehr, bis dieser Null wird und der Gesamtwirkungsgrad dem maximalen Wirkungsgrad der Axialkolbenmaschinen entspricht.

2.3 Zapfwelle (PTO)

Im Laufe der Zeit hat sich das Einbaukonzept der Zapfwelle stets weiterentwickelt und kontinuierlich Verbesserungen mit sich gebracht; mittlerweile ist das Konzept der freien Motorzapfwelle Branchenstandard. In Abbildung 6 ist dieses schematisch dargestellt. Zwei unterschiedliche Betätigungselemente steuern jeweils eine Kupplung an. Zum einen gibt es die Hauptkupplung vor dem Getriebeblock, die das Fahrgetriebe vom Motor abkoppelt und zum anderen die Zapfwellenkupplung, die hinter dem Fahrgetriebe angeordnet ist und die Zapfwelle vom Motor abkoppelt. Somit ist es bei laufendem Motor möglich, die Zapfwelle auch während dem Stillstand des Fahrzeuges, drehen zu lassen.

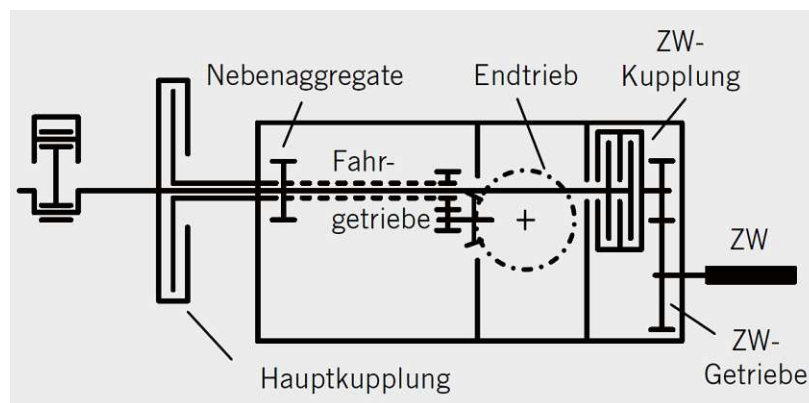


Abbildung 6: Systematischer Aufbau des Konzepts der freien Motorzapfwelle [7].

Stand der Technik für das PTO-Getriebe ist, aufgrund der hohen Effizienz und den geringen Kosten, ein einfaches Getriebe mit fester Übersetzung und keiner Möglichkeit unter Last zu schalten. Die gewünschte Übersetzung muss somit im Stillstand gewählt werden. Die richtige Übersetzung ist Voraussetzung für eine optimale und verbrauchsarme Feldbewirtschaftung, weswegen sie gut auf den Motor abgestimmt werden sollte. Da es bei hohen Anfahrmomenten und einer kleinen Übersetzung der Zapfwelle zu einer starken thermischen Belastung der Zapfwellenkupplung kommen kann, wird derzeit an Lösungen für ein manuell lastschaltbares PTO-Getriebe gearbeitet. Damit wäre es möglich mit einer hohen Übersetzung anzufahren und während der Fahrt auf die gewünschte Übersetzung zu wechseln. Auch mit elektrischen Hybridantrieben oder stufenlosen Getrieben kann das Problem der thermischen Belastung, unter Erhöhung der Komplexität und Kosten, gelöst werden [7].

In Tabelle 1 sind die Grunddaten von Heckzapfwellen, wie sie in der ISO 500-1 [8] festgelegt sind, angegeben. Dabei werden die Übersetzungen des PTO-Getriebes so ausgelegt, dass die Normdrehzahlen bei 90-95 % der Dieselmotornennendrehzahl, erreicht werden. Neben den Normübersetzungen werden mittlerweile auch Eco-Übersetzungen eingesetzt, mit denen es möglich ist die Normdrehzahlen auch bei Arbeiten im Teillastbe-

reich zu erreichen. Folglich kann der Motorbetriebspunkt in Bereiche mit einem geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch verschoben werden.

Tabelle 1: In ISO 500-1 festgelegte Grunddaten für Heckzapfwellen von Landmaschinen [8].

Zapfwellentyp	Typ 1	Typ 2	Typ 3	Typ 4
Profil	Keilprofil	Evolvente	Evolvente	Evolvente
Anzahl Zähne	6	21	20	22
Nenn Durchmesser	35	35 mm	45 mm	57,5 mm
Zapfwellennormdrehzahl	540/min oder 1000/min	1000/min	1000/min	1300/min
Empfohlene Zapfwellenleistung bei Motornenn Drehzahl	< 65 kW oder < 110 kW	< 130 kW	< 300 kW	< 450 kW

Die Frontzapfwelle ist üblicherweise über ein einstufiges Getriebe mit dazugehöriger Kupplung mit dem vorderen Teil der Motorkurbelwelle verbunden.

3 Untersuchte Antriebskonzepte

In diesem Kapitel werden die zu untersuchenden Antriebskonzepte näher beschrieben und auf deren charakteristische Eigenschaften eingegangen. Je nach Belastungsart können diese nämlich unterschiedliche Vor- und Nachteile mit sich bringen, weswegen eine genauere Betrachtung dieser, notwendig ist. Außerdem werden getroffene Rahmenbedingung erläutert, die sicherstellen sollen, dass ein sinnvoller Vergleich zwischen den jeweiligen Konzepten realisiert werden kann.

Die zu vergleichenden Antriebskonzepte sind:

- Diesel-VKM + CVT-Getriebe (Spenderfahrzeug),
- H₂-VKM + CVT-Getriebe,
- Brennstoffzelle + E-Antrieb + CVT-Getriebe,
- Brennstoffzelle + E-Antrieb, und
- Batterie + E-Antrieb.

3.1 Dieselmotor mit CVT

Der generelle Aufbau und die notwendigen Komponenten für das Dieselmotorkonzept sind in [Kapitel 2.1](#) mit dem repräsentativen Basisfahrzeug, bereits erläutert worden. Im Folgenden soll deswegen nur die allgemeine Systemarchitektur dargestellt werden, diese ist in [Abbildung 7](#) zu sehen. Zwischen VKM und Getriebe befindet sich die Hauptkupplung, mit der die Verbindung zum Fahrtrieb unterbrochen werden kann. Da es sich in diesem Fall um eine freie Motorzapfwelle handelt, ist der Zapfwellenantrieb unabhängig vom Fahrtrieb schaltbar und wird über die Zapfwellenkupplung gesteuert.

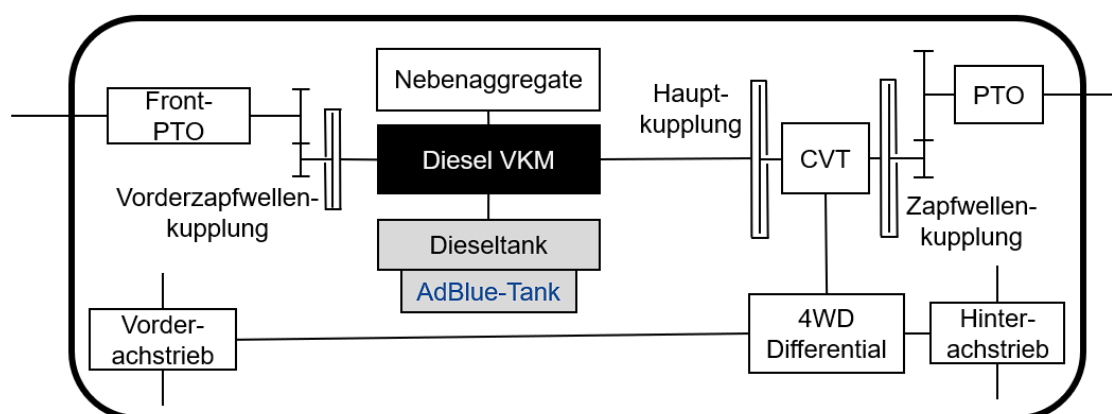


Abbildung 7: Systemarchitektur des Antriebskonzepts: Dieselmotor mit CVT. 4WD = Four Wheel Drive.

Die Volllastkurve und der spezifische Kraftstoffverbrauch ist in Abbildung 8 als Motorkennfeld dargestellt. Die höchste Effizienz ist bei Volllast und mittlerer Drehzahl gegeben.

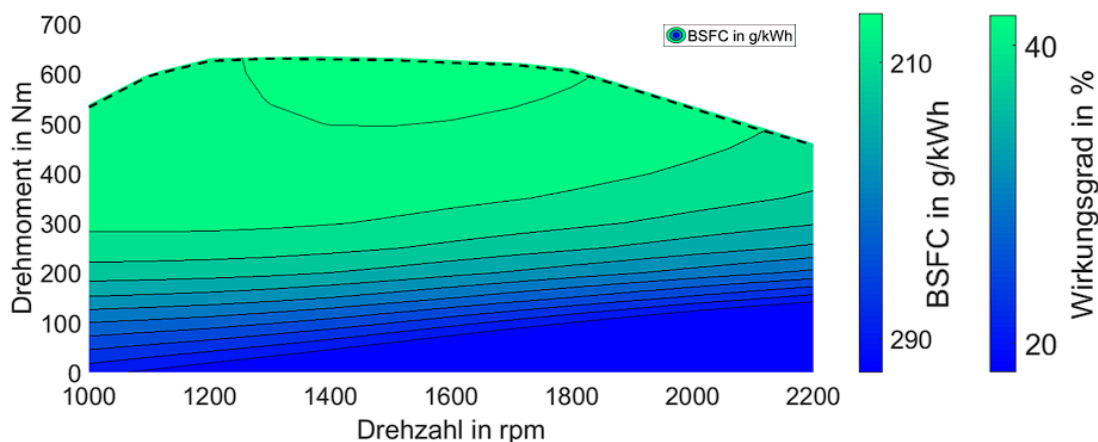


Abbildung 8: Motorkennfeld und spezifischer Kraftstoffverbrauch (BSFC) des Dieselmotors. Angelehnt an [6]. Grün steht für einen niedrigen spezifischen Verbrauch.

3.2 Wasserstoffverbrennungsmotor mit CVT

Dieses Konzept ist dem Basisfahrzeug am ähnlichsten und macht keine großen Änderungen am Gesamtsystem notwendig. Getauscht wird nur der Dieselerbrennungsmotor mit einem Wasserstoffverbrennungsmotor und ein entsprechendes Tanksystem muss integriert werden [9]; Abbildung 9 zeigt die Systemarchitektur.

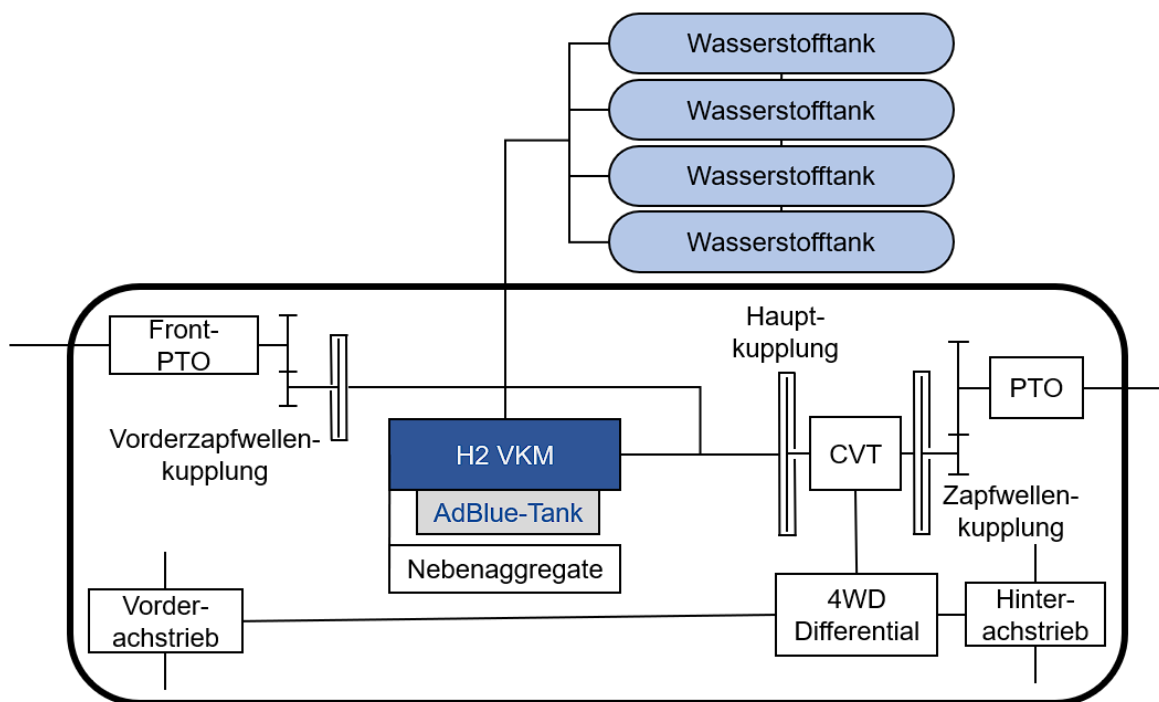


Abbildung 9: Systemarchitektur des Antriebskonzepts: Wasserstoffverbrennungsmotor mit CVT.

Aus Platzgründen werden die Wasserstofftanks nicht unter der Motorhaube, sondern am Dach des Traktors platziert. Die Leistungs- und Drehmomentkurve des Motors wird dabei direkt vom Dieselmotor des Spenderfahrzeugs übernommen.

3.2.1 Wasserstoff als Kraftstoff eines Verbrennungsmotors

Vor dem Hintergrund der charakteristischen Eigenschaften von Wasserstoff, die in [Tabelle 2](#) im direkten Vergleich zum Diesel aufgelistet sind, lassen sich einige Vor- und Nachteile ableiten.

Tabelle 2: Ausgewählte Stoffeigenschaften von Wasserstoff und Diesel [10].

Eigenschaft	Wasserstoff	Diesel	Einheit
Dichte (bei 1 bar und 20 °C)	0,09	820-950	kg/m ³
Energiedichte	120-142	48	MJ/kg
Selbstentzündungstemperatur	858	473	K
Zündgrenze	4-75	0,6-7,5	Vol-%,
Mindestzündenergie	0,02	-	mJ

Zwar weist Wasserstoff eine enorme gravimetrische Energiedichte auf, die geringe volumetrische Dichte führt aber zu einer geringen Energiedichte des Luft-Wasserstoff-Gemisches im Brennraum des Motors. Die Konsequenz daraus ist, dass die Leistungsdichte eines Wasserstoffverbrennungsmotors gegenüber einem vergleichbaren Diesel-

motor geringer ausfällt. Außerdem macht die hohe Selbstentzündungstemperatur eine sehr hohe Verdichtungsarbeit im Brennraum notwendig, falls Wasserstoff in einem Selbstzündungsmotor zum Einsatz kommen sollte. Gleichzeitig ist aufgrund der niedrigen Mindestzündenergie eine erhöhte Klopfgefahr vorhanden. Für den Wasserstoff spricht aber, dass seine weiten Zündgrenzen einen sehr mageren Betrieb ermöglichen, und er damit hohes Potential für effizientes, und damit kraftstoffsparendes Fahren, aufweist.

3.2.2 Abgas und Betrieb eines Wasserstoffverbrennungsmotors

Im Vergleich zu einer konventionellen VKM weist der Wasserstoffverbrennungsmotor große Vorteile bezüglich der Emissionen auf, da Stickoxid die einzige Schadstoffkomponente ist, die ausgestoßen wird. Die Entstehung rührt daher, dass sehr hohe Prozesstemperaturen im stöchiometrischen Betrieb vorhanden sind [11]. Das Maximum der NO_x -Rohemissionen liegt bei $\lambda = 1,3$ [12], da in diesem Betriebspunkt das Optimum zwischen Prozesstemperatur und Sauerstoffgehalt vorliegt. Mit einer Erhöhung des Luftverhältnisses sinkt die Brennraumtemperatur im Wasserstoffverbrennungsmotor und führt dadurch zu einer verminderten Bildung von NO_x [13]. Ab einem λ von ca. 2,2 sind die Stickoxid-Emissionen in so geringen Mengen vorhanden, dass sie nicht mehr nachweisbar gemessen werden können. Abbildung 10 zeigt die Abhängigkeit der NO_x -Rohemissionen vom Luftverhältnis.

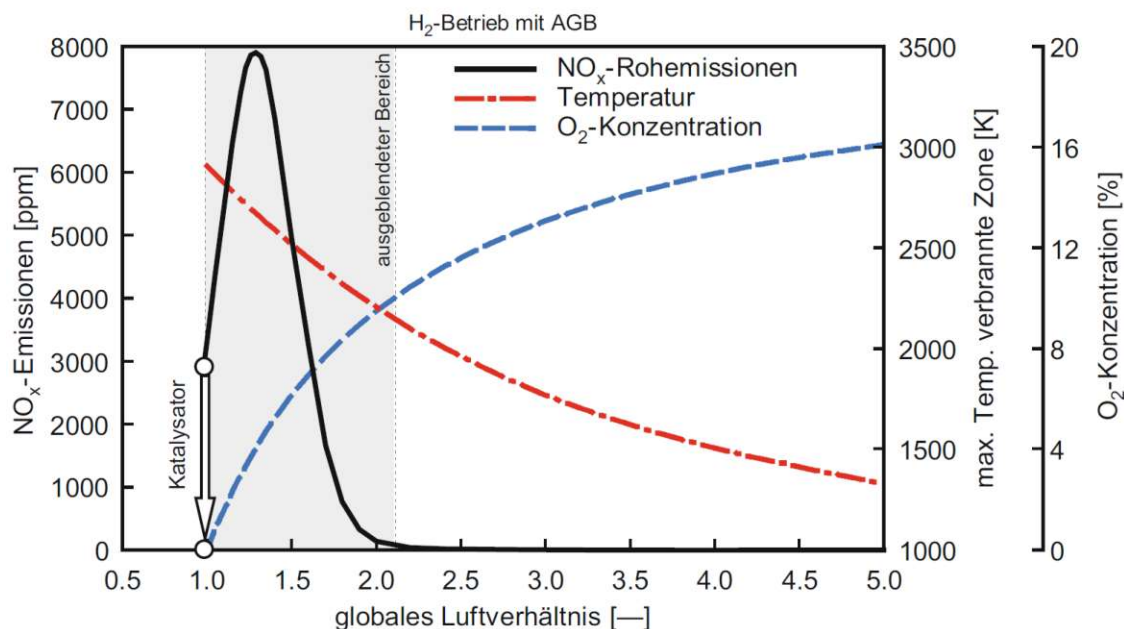


Abbildung 10: NO_x -Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoffverhältnis bei äußerer Gemischbildung (AGB) [12].

Aufgrund der weiten Zündgrenzen von Wasserstoff ist ein effizienter Betrieb des Motors bis $\lambda = 5$ möglich, was in der Theorie, ein Einsparen des klassischen SCR-Katalysators

zu einer denkbaren Option macht, während gleichzeitig die EU-Grenzwerte für NO_x -Emissionen eingehalten werden [14]. Die mit einem Magerbetrieb verbundenen Leistungseinbußen lassen aber kein angemessenes transientes Ansprechverhalten zu, ohne in den Betriebsbereich zu kommen, der den Einsatz eines Abgasnachbehandlungssystems wieder notwendig macht [15]. Eine mögliche Betriebsstrategie wäre, bis zu dem NO_x -kritischen Lambda Wert mager zu fahren und bei weiterer Reduzierung des Luftverhältnisses (ausgeblendeter Bereich in Abbildung 10) auf einen stöchiometrischen Betrieb mit Abgasnachbehandlung zu schalten.

3.2.3 Notwendige Adaptionen eines Dieselmotors

Aufgrund der hohen Selbstentzündungstemperatur von Wasserstoff ist der Einsatz in Selbstzündungsmotoren nur in einem sehr engen Betriebsbereich [10] möglich und für die Praxis damit nicht besonders gut geeignet. Für wissenschaftliche Untersuchungen zum Wasserstoffverbrennungsmotor wird aber trotzdem des öfteren ein Dieselmotor als Basis verwendet [16], [15], da dieser den Branchenstandard im Nutzfahrzeugbereich darstellt, und somit auf bereits aufgebaute Kompetenzen in diesem Themenbereich zurückgegriffen werden kann. Da dies auch auf Traktorenhersteller, und in diesem Fall auch auf das Spenderfahrzeug zutrifft, sollen im Folgenden die Adaptionen, die bei einem Umbau eines Diesel- auf einen Wasserstoffverbrennungsmotor notwendig sind, erläutert werden.

Grundsätzlich können Motoren für den Betrieb mit reinem Wasserstoff, je nach nach Ort der Bildung des Luft-Kraftstoff-Gemisches, in zwei Kategorien unterteilt werden. Wird der Kraftstoff der Frischluft im Saugrohr zugeführt, spricht man von äußerer Gemischbildung, und entspricht dem Stand der Technik. Passiert dies direkt im Brennraum, spricht man von innerer Gemischbildung. Aufgrund der unterschiedlichen Dynamiken bei der Gemischbildung mit Saugrohreinjection (PFI) bzw. Direkteinspritzung (DI), weist das Gemisch unterschiedliche Charakteristiken auf, und beeinflusst damit Eigenschaften wie das Brennverhalten, die Leistungsabgabe, den Wirkungsgrad oder die entstehenden Emissionen. Auch werden zum Teil unterschiedliche bauliche Maßnahmen notwendig. Was für beide Varianten unabdinglich ist, ist wegen der bereits erwähnten hohen Selbstentzündungstemperatur von Wasserstoff, der Einsatz von Zündkerzen.

Für Motoren mit PFI sollten sogenannte kalte Zündkerzen, die eine gute Wärmeabfuhr von den Zündelektroden zum Zylinderkopf gewährleisten, zum Einsatz kommen. Denn nähert man sich während dem Betrieb dem stöchiometrischen Verhältnis, kann es bei Vorhandensein von heißen Stellen, wie zum Beispiel den Spitzen der Zündkerzen, und dem gleichzeitigen Vorhandensein von zündfähigem Wasserstoff-Luft-Gemisch außerhalb des Brennraums, zur ungewollten Entzündung und damit zum Phänomen der Rückzündung, kommen. Neben angemessenen Zündkerzen, sind Optimierungen der Einblasstrategie

und des Ladungswechsels [12] ebenso geeignete Maßnahmen, um das Risiko von Rückzündungen zu minimieren. Wird bei der inneren Gemischbildung zum Beispiel das Einlassventil vor der Einblasung des Wasserstoffs geschlossen können Rückzündungen ausgeschlossen werden.

Für beide Varianten der Gemischbildung sollte für die Elektrode der Zündkerze außerdem Platin vermieden werden, da dieses als Katalysator für die Oxidation von Wasserstoff mit Sauerstoff wirkt. Um eine Oxidation zu verhindern, bietet sich Iridium als gute Alternative an [17].

Da der Zylinderkopf eines Dieselmotors limitierten Platz aufweist und nicht für Zündkerzen ausgelegt ist, muss dieser auf jeden Fall einer Umgestaltung unterzogen werden. Im Idealfall ist nur eine mechanische Bearbeitung notwendig [15], eine Umgestaltung des Wassermantels und der Ölkanäle ist aber nicht ausgeschlossen [16].

Wie bereits erwähnt, führt die geringe Dichte des Wasserstoffs, im Vergleich zu Diesel, zu einem geringen Gemischheizwert, da mit PFI eine Luftverdrängung auftritt. Wird der Motor außerdem mit einem mageren Gemisch betrieben, kommt es zu einer zusätzlichen Reduktion der Leistung [12]. Arnberger u.A. [15] konvertierten einen Diesel- zu einem Wasserstoffmotor, unter der Prämisse möglichst viele Gleichteile zu nutzen. Mit einem Hubraum von 12,8 l kommt der von ihnen verwendete Referenzmotor auf eine spezifische Leistung von 32 kW/l, und der adaptierte nur auf 27,3 kW/l. Um diesen Nachteil zu kompensieren ist eine DI mit entsprechender Abgasturboaufladung notwendig. In Kombination mit einer Abgasrückführung (AGR) kann außerdem, wegen den nicht vorhandenen Kohlenstoffpartikeln und der hohen Brenngeschwindigkeit von Wasserstoff, die Entstehung von Stickstoff weiter gesenkt werden und das ohne Wirkungsgradverluste [14].

3.2.3.1 Motorkennfeld

Für den Wirkungsgrad des Wasserstoffverbrennungsmotors im Traktor wurde auf ein Motorkennfeld eines Konzeptmotors von KEYOU zurückgegriffen [14]. Der Schwerpunkt des darin implementierten Technologiekonzepts liegt auf schweren Nutzfahrzeugen, weswegen das Kennfeld eine sehr hohe Vollastkurve aufweist. Da der Drehzahlbereich aber sehr gut mit dem des Dieselmotors im Spenderfahrzeug übereinstimmt, wurde das Motorkennfeld skaliert, um realistische Wirkungsgrade eines, für einen Traktor angemessenen, Wasserstoffverbrennungsmotors zu erhalten; siehe Abbildung 11.

Bei niedrigen Drehzahlen liegt die Vollastkurve des Dieselmotors (rot) über der nach unten skalierten Kurve von KEYOU (blau). Um dabei nicht aus dem Betrachtungsumfang vom Motorkennfeld von KEYOU zu fallen, wurde für die jeweiligen Werte des Wirkungsgrades, das Minimum der beiden Vollastkurven (schwarz) gewählt.

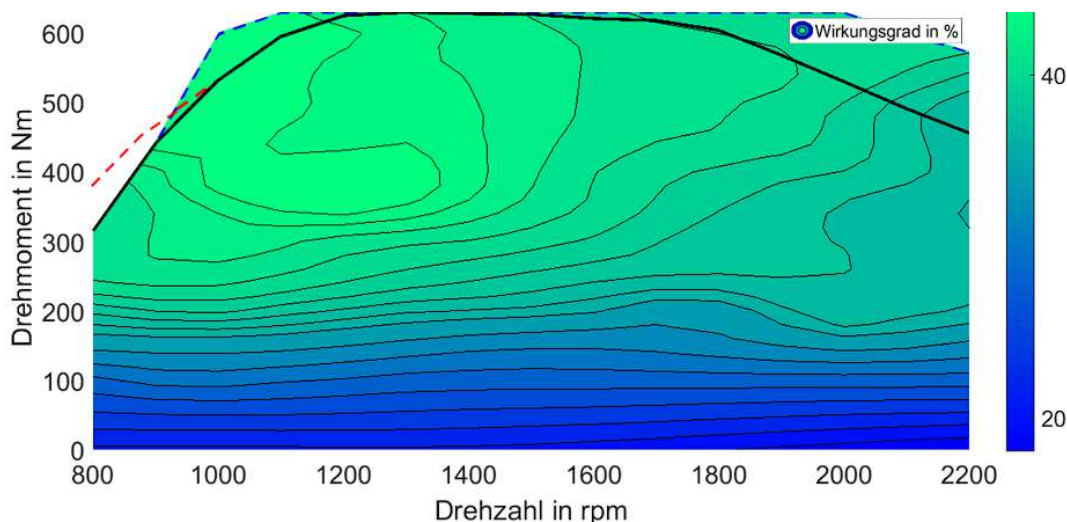


Abbildung 11: Motorkennfeld und Wirkungsgrad des Referenzmotors von KEYOU [14]. Blau: Skalierte Vollastkurve KEYOU, Rot: Vollastkurve Dieselmotor, Schwarz: Minimum der beiden Kurven.

3.3 Brennstoffzelle mit Elektroantrieb und CVT

Mit dem Einsatz einer Brennstoffzelle, sind, im Vergleich zu den Varianten mit VKM, erste größere Änderungen im Antriebskonzept erkennbar, siehe Abbildung 12.

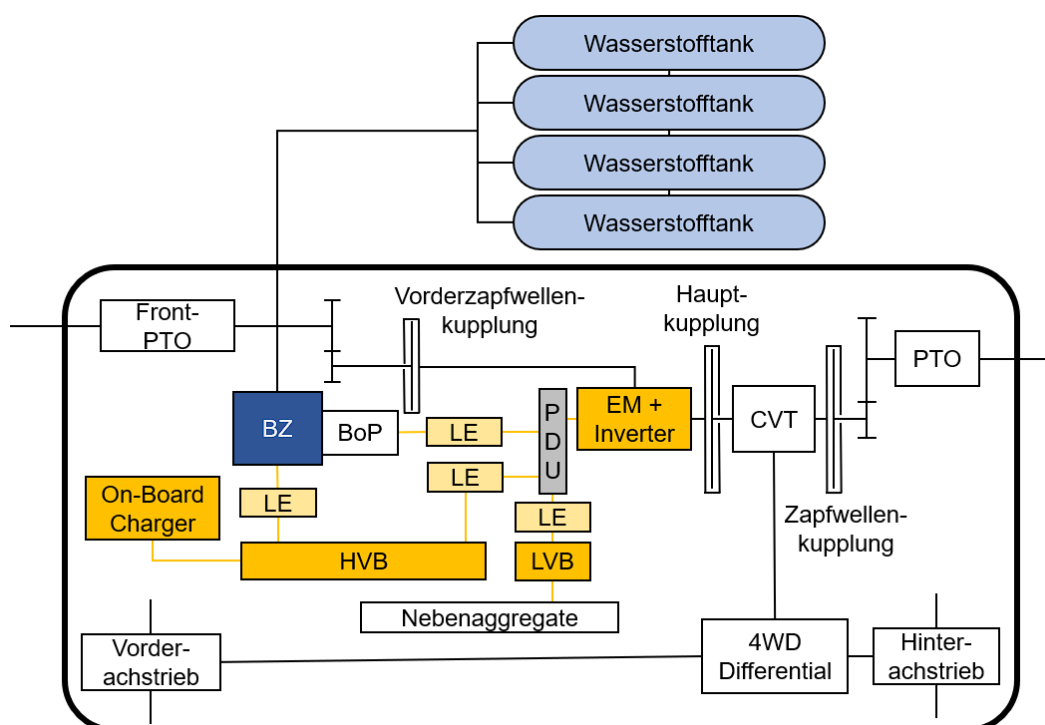


Abbildung 12: Systemarchitektur des Antriebskonzepts: Brennstoffzelle mit Elektroantrieb und CVT. PDU = Power Distribution Unit, LVB = Low Voltage Battery
Gelbe Linie: Elektrische Verbindung. Schwarze Linie: Mechanische Verbindung.

Da die Brennstoffzelle nur für die Energiebereitstellung, und nicht für den eigentlich Antrieb des Fahrzeugs zuständig ist, ist zusätzlich eine elektrische Maschine (EM) notwendig, die Drehmoment an die Räder bringt. Zwischen diesen beiden Komponenten ist außerdem eine Hochvoltbatterie geschaltet, die Energie zur Verfügung stellt, wenn die BZ für den verlangten Leistungsgradienten zu träge reagieren würde.

Im Zuge vom Projekt FCTRAC kam es bereits zu einer Komponentenauswahl, um den Betrieb des umgebauten Traktors zu gewährleisten. Diese wurden auch für die Längsdynamiksimulation verwendet, da mit den vorhandenen Systemdaten, relevante Parameter akkurat implementiert werden können und die Ergebnisse somit näher an der Realität liegen.

3.3.1 Systemkomponenten

3.3.1.1 Brennstoffzelle

Zum Einsatz kommt eine am Markt erhältliche Brennstoffzelle, in Tabelle 3 sind die Eckdaten aufgelistet.

Tabelle 3: Datenblatt der Brennstoffzelle.

Leistungsdaten		
maximale Leistung	109	kW
Leistungsdichte (komplettes System)	0,252	kW/L
Spannung	280-560	V
Stromstärke	21-360	A
Netto-Wirkungsgrad	41-58	%
Kühlung		
Ausgangstemperatur Wärmetauscher	60	°C
Durchfluss Kühlmittel	60-290	L/min
Wärmeabgabe BZ	7-190	kW
Wärmeabgabe Luftkompressor (Volllast)	2	kW
Nebenaggregate		
Luftkompressor		
<i>Spannung</i>	80-800	VDC
<i>Stromstärke (Volllast)</i>	50	A
Wasserstoffrezirkulation		
<i>Spannung</i>	100-770	VDC
<i>Stromstärke (Volllast)</i>	4	A
Leistung	< 20	kW
Abmessungen und Gewicht		
LxBxH	1.056x630x650	mm
Gewicht	275	kg

Vorhandene Nebenaggregate (Balance of Plant, BoP) sind ein Luftkompressor und eine Wasserstoffrezirkulationspumpe. Ein aktiver Luftbefeuchter ist nicht notwendig, da die Frischluft, mithilfe des Abgases, passiv befeuchtet wird.

Die Polarisationskurve und die Leistung der Brennstoffzelle sind, abhängig vom Strom, in [Abbildung 13](#) zu sehen.

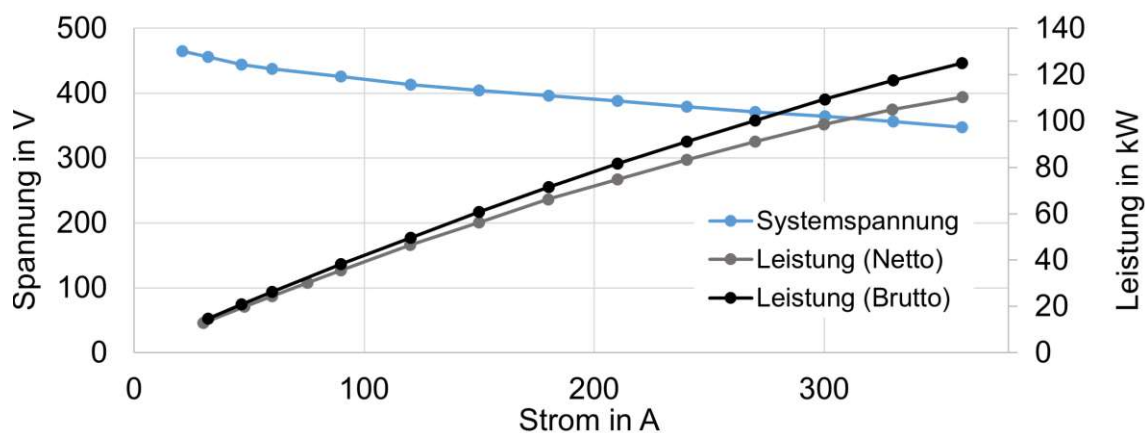


Abbildung 13: Polarisationskurve und Leistung der Brennstoffzelle.

Zu erkennen ist, dass mit steigender Last, die BoP mehr Leistung benötigt und die Differenz von Brutto- und Nettoleistung dadurch immer größer wird. Wie für Brennstoffzellen charakteristisch sinkt mit steigender Last außerdem der Wirkungsgrad. Im Gegensatz zu einer VKM, bei der der Wirkungsgrad mit steigender Last steigt.

3.3.1.2 E-Maschine

Damit die maximale Leistung der ausgewählten E-Maschine die entsprechende Rahmenbedingung nicht verletzt, wird diese auf eine maximale Leistung von 96 kW limitiert. Um sicher zu gehen, dass in den entsprechenden Lastpunkten, mit der Limitierung, Dauerleistung abgegeben werden kann, wurden Testmessung durchgeführt. Das Antriebsmodul besteht neben der EM außerdem noch aus einem Inverter und einem Zwischengetriebe mit einer Übersetzung von $i = 4$ und einem Wirkungsgrad von $\eta = 0,97$. Die Motorcharakteristik wird neben der Limitierung der Leistung, aufgrund der Rahmenbedingungen, auch vom stufenlosen Getriebe eingeschränkt. Dieses ist nämlich nur für ein maximales Drehmoment von 680 Nm ausgelegt und schränkt somit das maximal mögliche Drehmoment nach dem Zwischengetriebe ein. In [Abbildung 14](#) ist zu sehen inwiefern sich die Volllastkurve damit verändert. Während bei niedrigen Drehzahlen das CVT der einschränkende Faktor ist und zu einer beachtlichen Reduzierung des Drehmoments führt, muss bei mittleren und hohen Drehzahlen das Drehmoment wegen der maximalen Leistung limitiert werden.

Wie für EM typisch, weist auch die hier eingesetzte EM, in Kombination mit dem Inverter, einen sehr hohen Wirkungsgrad auf; der maximale Wert beträgt 96,65 %, bei einer Drehzahl von 10.000 U/min. Das Motorkennfeld mit Wirkungsgradlinien des Systems: EM+Inverter, ist in [Abbildung 15](#) zu sehen.

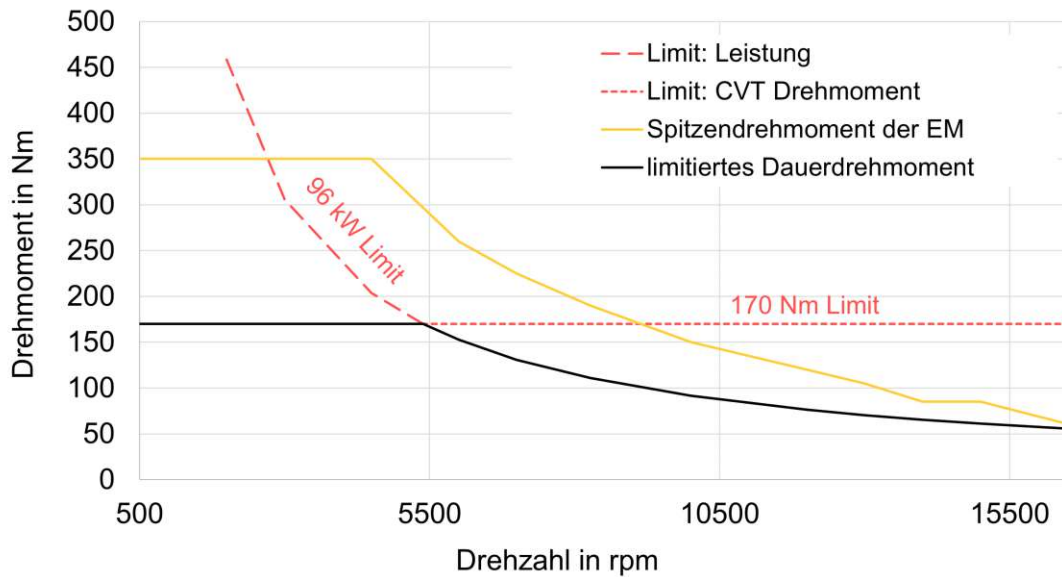


Abbildung 14: Spitzendrehmoment der EM, Drehmomentlimitierungen und zur Verfügung stehendes, limitiertes Dauerdrehmoment der EM.

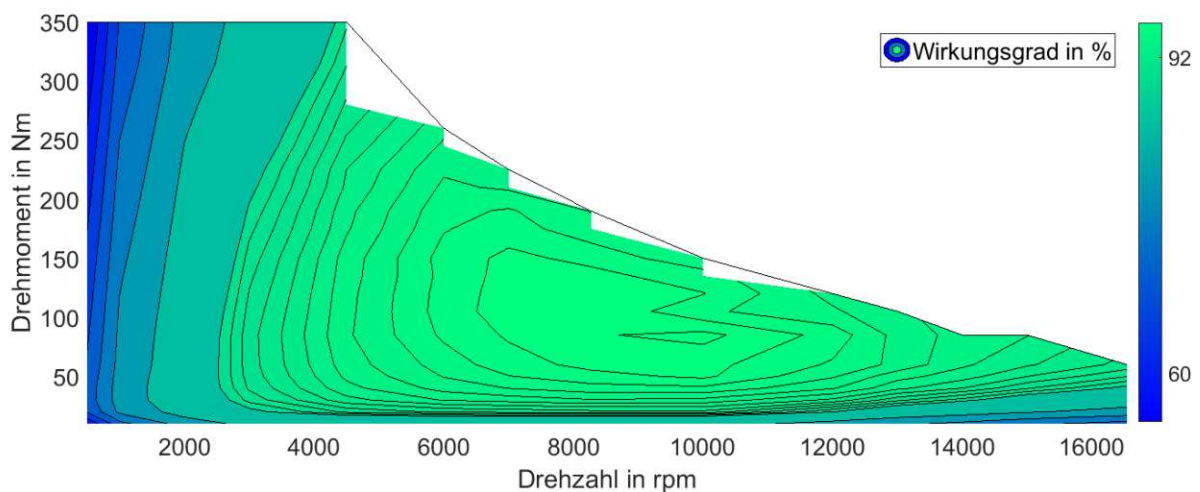


Abbildung 15: Motorkennfeld mit Wirkungsgrad von E-Maschine + Inverter (ohne Generatorbetrieb). Angelehnt an [18], [19]. Grün steht für einen guten Wirkungsgrad.

Die fehlenden Bereiche, aufgrund des vorliegenden finiten Datensatzes (weiße Flächen innerhalb der Volllastkurve) werden im Simulationsmodell für die Berechnungen durch Interpolation, entsprechend gefüllt. Für einen besonders guten Wirkungsgrad sollte die EM in einem Bereich von mittlerer Drehzahl betrieben werden, die Höhe der Last hat dabei keinen großen Einfluss. Ein besonders schlechter Wirkungsgrad tritt bei niedrigen Drehzahlen über den gesamten Lastbereich auf.

3.3.1.3 Hochvoltbatterie

Da die Aufgabe der Hochvoltbatterie primär darin besteht, bei angeforderten Leistungs-

gradienten, die von der Brennstoffzelle nicht bedient werden können, als überbrückender Leistungspuffer zu wirken, reicht für diesen Zweck eine Batterie mit niedriger Kapazität aus. Je besser die Brennstoffzelle mit dem transienten Betrieb und den auftretenden Lastfällen umgehen kann, desto kleiner kann die HVB ausgelegt werden. Eine zu geringe Kapazität darf sie aber nicht aufweisen, da auch ein rein elektrisches Fahren für kurze Distanzen gewährleistet werden soll. In diesem Fall kommt eine speziell für das Projekt FCTRAC angefertigte Batterie zum Einsatz, in Tabelle 4 sind die Eckdaten aufgelistet.

Tabelle 4: Datenblatt der Hochvoltbatterie.

Leistungsdaten		
Nennspannung	259,2	V
Nennkapazität	53,1	Ah
Nennenergie	13,8	kWh
Energiedichte	110	Wh/kg
Nennladestrom	53	A (1C)
Maximaler Ladestrom	106	A (für 10s)
Nennentladestrom	159	A (3C)
Maximaler Entladestrom	265	A (für 10s)
Zellen		
Batteriechemie	Lithium-Ionen	-
Zellentyp	Samsung 30Q	-
Zellenanzahl	1.296	-
<i>Verschaltung</i>	72s18p	-
Abmessungen und Gewicht		
Batterie (2x, ohne Anbauteile)		
<i>LxBxH</i>	1.113x254x179	mm
Batteriesteuergerät (ohne Kabel)		
<i>LxBxH</i>	512x393x160	mm
Gewicht	150	kg

Neben den aufgelisteten Werten sind außerdem die Leerlaufspannung (Open Circuit Voltage, OCV) und der Innenwiderstand zwei maßgebende Größen. Beide haben einen Einfluss auf das Batterieverhalten und damit auf die Leistung, die von der Batterie abgegeben bzw. aufgenommen werden kann. Über Spannungsmessungen konnten sie bei einer Temperatur von 35 °C, in Abhängigkeit vom Ladezustand (State of Charge, SoC) der Batterie, gemessen werden. Für den Innenwiderstand wurde die Batterie mit einer Rate von 1C entladen. In Abbildung 16 sind die Ergebnisse zu sehen. Der Innenwiderstand hat bei einem geringen bis mittleren Ladezustand sein Minimum und die Leerlaufspannung entspricht bei einem mittleren Ladezustand ungefähr der Nennspannung, die bei diesen Zellen, laut Datenblatt [20], 3,6 – 3,7 V beträgt. Es empfiehlt sich also den Traktor so zu betreiben, dass der Ladezustand auf einem niedrigen bis mittleren SoC gehalten werden kann.

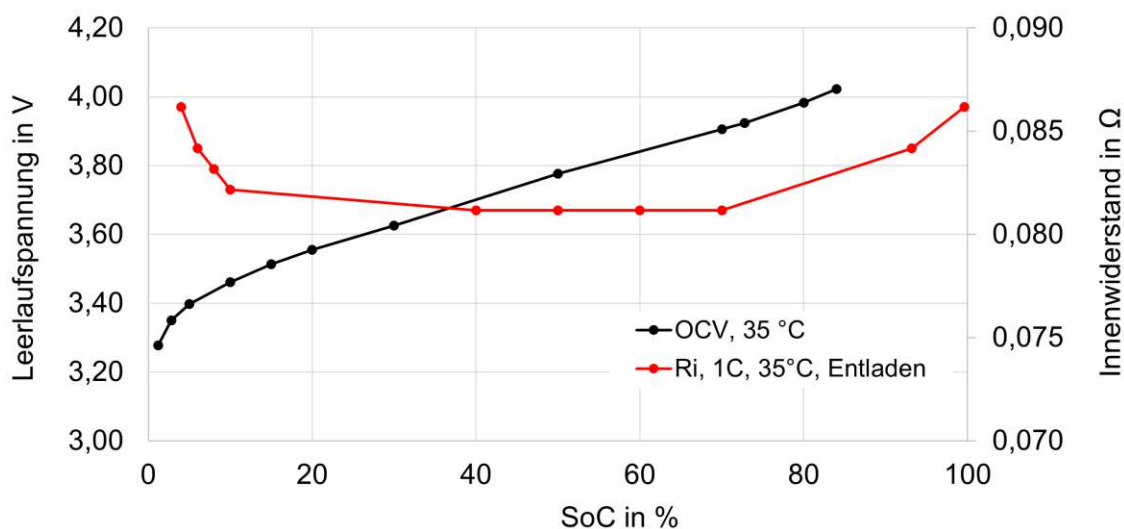


Abbildung 16: Leerlaufspannung und Innenwiderstand der Batteriezelle: Samsung 30Q, in Abhängigkeit vom Ladezustand.

3.3.1.4 Leistungselektronik

Mit den vielen verschiedenen elektrischen Komponenten im Antriebsstrang, sind unterschiedliche Spannungsniveaus notwendig, um alle entsprechend betreiben zu können. Für die Spannungsumwandlung kommen DC/DC- und DC/AC-Wandler zum Einsatz. Neben dem Gewicht und dem Platz, der im Fahrzeug gefunden werden muss, um die Wandler unterzubringen, ist vor allem der Wirkungsgrad der verschiedenen Spannungswandler ein maßgeblicher Faktor; in [Tabelle 5](#) sind diese angegeben.

Tabelle 5: Eingesetzte Spannungswandler und deren Wirkungsgrade.

Spannungswandler	Wirkungsgrad
DC/DC BZ-HVB	0,98
DC/DC HVB-PDU	0,98
DC/DC PDU-12V	0,944
DC/DC PDU-24V	0,92
DC/DC 12V-24V	-

Einen besonders großen Einfluss haben dabei die Spannungswandler, über die hohe Leistungen laufen, in diesem Fall sind dies die Wandler: BZ-HVB, HVB-PDU (Power Distribution Unit) und der Inverter der EM, dessen Wirkungsgrad schon im Motorkennfeld der EM berücksichtigt wird, siehe [Abbildung 15](#). Der Gleichspannungswandler, der die Spannung der 12 V Batterie auf 24 V hebt, um das Steuergerät der Brennstoffzelle anzusprechen, hat dagegen so einen geringen energetischen Einfluss, dass dieser in der Simulation vernachlässigt wird. Der Vollständigkeit halber wird er in [Tabelle 5](#) angeführt, aber kein Wirkungsgrad angegeben.

3.3.2 Energiemanagement

Da mit der HVB und der BZ zwei Komponenten vorhanden sind, die Leistung abgeben können, ist ein entsprechendes Energiemanagement notwendig, das die jeweiligen Leistungspfade regelt. Denn wird die Leistung rein von der BZ abgefragt, können zu hohe Leistungsgradienten nicht bedient werden und wird sie rein von der HVB angefordert, kann es zu einer Begrenzung der Leistungsabgabe kommen, da die HVB maximal 40 kW Leistung zur Verfügung stellen kann. Rein elektrisches Fahren ist also nur für kurze Strecken und mit begrenzter Last möglich.

Im Normalbetrieb ist das Energiemanagement so ausgelegt, dass der Ladezustand der Batterie, über den gesamten Betrieb des Fahrzeugs hinweg, möglichst konstant auf dem geforderten Ladezustand gehalten wird, dies wird als Charge-Sustaining-Mode bezeichnet.

Die hier implementierte Energiestrategie ist eine heuristische und weist eine überschaubare Komplexität auf [21]. Sie basiert auf dem Ansatz, die Brennstoffzelle möglichst häufig mit derjenigen Leistung zu betreiben, mit der der höchste Wirkungsgrad erzielt werden kann, in dem Fall $P_{BZ,\eta_{\max}} = 9.18 \text{ kW}$. Um das zu gewährleisten, werden zwei Regeln aufgestellt, über die, die von der BZ angeforderten Leistung, berechnet wird:

$$P_{BZ} = P_{BZ,\eta_{\max}} + r_1(P_{el} - P_{BZ,\eta_{\max}}) + r_2(r_3 - SoC)V_{OCV}Q_{nom} \quad (1)$$

$$|\dot{P}_{BZ}| \leq r_4 \quad (2)$$

- P_{BZ} = Leistung der Brennstoffzelle [kW]
- $P_{BZ,\eta_{\max}}$ = Leistung der Brennstoffzelle im Lastpunkt mit dem höchsten Wirkungsgrad [kW]
- P_{el} = Summe aus Leistung der Brennstoffzelle und HVB [kW]
- SoC = State of Charge [-]
- V_{OCV} = Leerlaufspannung [V]
- Q_{nom} = Nennkapazität [Ah]
- \dot{P}_{BZ} = Leistungsgradient [kW/s]

Der zweite Term auf der rechten Seite der Gleichung (1) berücksichtigt die Abweichung von der idealen Leistung, wobei P_{el} für die gesamte benötigte elektrische Leistung steht. Der dritte Term berücksichtigt die Abweichung vom Referenz-SoC, r_3 . Dabei wird die Abweichung mit r_2 und der Kapazität der Batterie multipliziert. Der maximale Leistungsgradient wird durch r_4 vorgegeben.

Um Werte für die vier r-Parameter zu finden wird der Algorithmus: Particle Swarm Optimization (PSO), aus der Optimization Toolbox von Matlab verwendet [22]. Der Name dieses

Optimierungsalgorithmus ist inspiriert durch einen Schwarm von Tieren, wie zum Beispiel Vögeln oder Bienen, und spielt damit auf die Funktionsweise der Optimierung an.

Gestartet wird mit einer Anzahl an Partikeln, in diesem Fall mit dem Standardwert 50, welche innerhalb von vorgegebenen Grenzen, zufällige Werte annehmen. Die Dimension der Partikel entspricht der Anzahl an gesuchten Variablen, hier: 4. Die Gesamtheit der Partikel wird als Schwarm bezeichnet.

Jeder dieser Partikel wird für den Durchlauf eines Testzyklus für die r -Parameter eingesetzt, und anschließend werden zwei Werte berechnet, J und p . Dabei steht J für den Wasserstoffverbrauch und die Lebensdauerbelastung der Brennstoffzelle und ist die Summe der beiden Kennwerte, die diese beiden Eigenschaften beschreiben:

$$J = m_{\text{H}_2} + m_{\text{L}} \quad (3)$$

J = Zielwert für die optimale Strategie [-]

m_{H_2} = Wasserstoffmasse [kg]

m_{L} = äquivalenter Lebensdauerverbrauch [kg]

Der Wasserstoffverbrauch wird über das Integral des Massenstroms berechnet:

$$m_{\text{H}_2} = \int \dot{m}_{\text{H}_2} dt, \quad (4)$$

\dot{m}_{H_2} = Wasserstoffmassenstrom [kg/s]

und der Wert für die Lebensdauer, über einen Gewichtungsfaktor, dessen Erhöhung auch die Gewichtung des Lebensdauerfaktors erhöht, und über den Leistungsgradienten

$$m_{\text{L}} = \int w_{\text{L}} \dot{P}_{\text{BZ}}^2 dt \quad (5)$$

w_{L} = Gewichtungsfaktor [$\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{W}^{-2}$]

\dot{P}_{BZ} = Leistungsgradient [W/s]

Der Wert p sorgt dafür, dass die Batterie ihre Ladung möglichst konstant hält, in dem Abweichungen von der Referenzkapazität zu einer Erhöhung des Wertes führen. Berechnet wird er mit dem Mittelwert und der Standardabweichung des Ladezustandes und dem Referenzzustand von 0,50:

$$p = 100 * | \overline{SoC} - 0,50 | + 400 * \sigma(SoC) \quad (6)$$

\overline{SoC} = Mittelwert des State of Charge [-]

$\sigma(SoC)$ = Standardabweichung des State of Charge [-]

Die Summe der beiden Werte ergibt die Zielfunktion

$$J_{PSO} = p + J \quad (7)$$

J_{PSO} = zu minimierende Zielfunktion [-]

Dabei stellt das Minimum der Zielfunktion die optimale Strategie, und damit die optimale Wahl der r-Parameter, dar.

Um die Werte für die nächste Evaluation zu bestimmen, muss von jedem Partikel kommuniziert werden, ob er mit seiner Lösung ein persönliches Minimum erreicht hat, ob er ein Minimum über den gesamten Schwarm hinweg erreicht hat und welche Bewegungsrichtung er derzeit aufweist. Auf Basis der Informationen über die vorläufigen Minima passen alle Partikel ihre Bewegungsrichtung an, um diesen näherzukommen, und erhalten damit neue Werte für die folgende Auswertung. Mit genug Iterationen kommt der Schwarm dem Minimum der Funktion damit automatisch immer näher. In Abbildung 17 ist dies schematisch dargestellt.

durch bleibt der Aufwand für einen Umbau überschaubar und der hohe Wirkungsgrad von rein mechanischen Getrieben wird ausgenutzt.

Die Verwendung von E-Maschinen ermöglicht neben Einsparungen beim Getriebe, aber auch weitere Optionen zur Optimierung. Es öffnet sich damit die Türe zur Elektrifizierung der PTO. Diese ist beim konventionellen Traktor zwangsläufig mit der VKM gekoppelt, nutzt man aber zwei EM, eine für den Antrieb des Traktors und eine für die PTO, um daraus eine ePTO zu erschaffen, entkoppelt man die Komponenten voneinander und kann beide vollkommen unabhängig voneinander nutzen. Damit lassen sich zwar beide Zapfwellengetriebe einsparen, aber die zweite EM erhöht das Fahrzeuggewicht und die Komplexität des Systems beträchtlich. Eine schematische Darstellung des Konzepts ist in Abbildung 18 zu sehen.

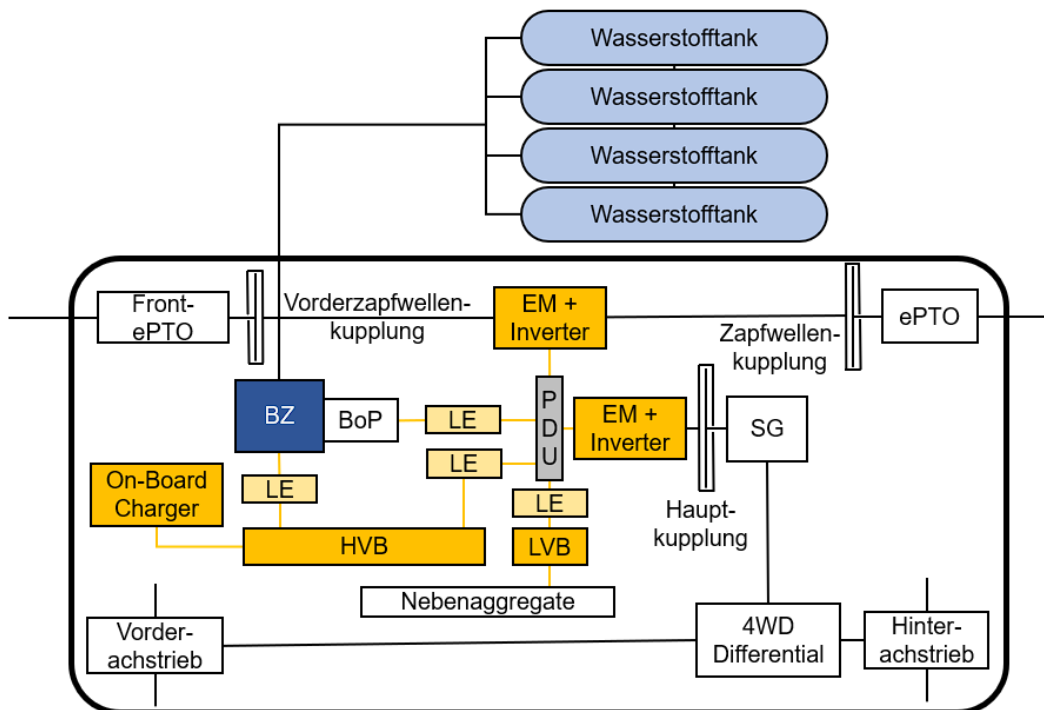


Abbildung 18: Systematische Darstellung eines Antriebskonzepts mit zwei EM und ePTO.

Wird bei Testzyklen ein Zapfwellendrehmoment vorgegeben und müssen dabei insgesamt über 96 kW Leistung abgerufen werden, dann wird das Drehmoment der EM, die für den Vortrieb des Traktors zuständig ist, limitiert. Damit sinkt in besonders leistungsintensiven Abschnitten zwar die Fahrzeuggeschwindigkeit, aber die PTO-Drehzahl kann über den kompletten Zyklus hinweg, konstant gehalten werden.

3.4.2 Auslegung der Übersetzung

Bei der Getriebeauslegung muss auf einige essenzielle Dinge geachtet werden [24]:

1. Maximale Übersetzung

- (a) Die Übersetzung des kleinsten Gangs muss groß genug sein, um ein ausreichend hohes Drehmoment aufbringen zu können, um aus dem Stillstand losfahren zu können

2. Minimale Übersetzung

- (a) Die Übersetzung des größten Gangs muss klein genug sein, damit die gewünschte Maximalgeschwindigkeit erreicht werden kann
- (b) Das maximal verfügbare Drehmoment in diesem Lastpunkt muss dabei ausreichend hoch sein

Um eventuelle Schaltvorgänge während der Feldarbeit auszuschließen und das Getriebe möglichst klein zu halten, war das Ziel eine Getriebestufe für alle Feldarbeiten (alle DLG-Zyklen) und eine weitere, zweite Getriebestufe, für die Transportarbeit auszulegen. In Tabelle 7 sind die Parameter für die Berechnung aufgelistet.

Tabelle 7: Parameter für die Getriebeauslegung. Sind zwei Werte durch einen Schrägstrich getrennt, dann steht der erste, für die Auslegung vom 1., und der zweite, für die Auslegung vom 2. Gang.

Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wirkungsgrad: Antriebsstrang	η_{AT}	0,866	-
Reifendurchmesser hinten	r_{reifen}	0,766	m
Maximalgeschwindigkeit	v_{max}	12 / 40	km/h
Maximale Drehzahl (nach Zwischengetriebe)	n_{max}	1.312,5 / 4.135	min ⁻¹
Zulässiges Gesamtgewicht	m	8.800	kg
Straßenneigung	φ	0,00	rad
Drehmoment bei n_{max} (nach Zwischengetriebe)	$M_{n_{max}}$	709	Nm
Luftdichte	ρ	1,2	kg/m ²
Strömungswiderstandsbeiwert	c_w	1	-
Stirnfläche	A	5,6	m ³
Rollwiderstandsbeiwert	f_r	0,0469	-
Gewichtskraft	g	9,81	m/s ²
Zugkraft bei maximaler Belastung	N_{Zug}	28.000 / 0	N
Drehmoment PTO bei maximaler Belastung	M_{PTO}	0 / 0	Nm
Drehmoment Hydraulik bei maximaler Belastung	M_{Hydr}	0 / 0	Nm

Für die größte Übersetzung ist entsprechend die Maximalanforderung an Traktionskraft bzw. Drehmoment im Stillstand zu erfüllen. Berechnet wird sie, in dem der Roll- und Steigungswiderstand mit dem maximal verfügbaren Drehmoment ins Verhältnis gesetzt wird. Im Falle eines Traktors muss die aufzubringende Zugkraft, die Zapfwellen- und die Hydraulikbelastung miteinbezogen werden:

$$\gamma_{\max} = \frac{r_{\text{reifen}} \times mg \times (f_r \cos(\varphi) + \sin(\varphi)) + r_{\text{reifen}} N_{\text{Zug}} + M_{\text{PTO}} + M_{\text{Hydr}}}{M_{\text{EM}} \times \eta_{\text{AT}}} \quad (8)$$

Für die minimale Übersetzung sind die Motorcharakteristik, genauer, die maximale Drehzahl und das dabei maximale Drehmoment, und die gewünschte Maximalgeschwindigkeit, die ausschlaggebenden Größen. Bezogen auf die maximale Geschwindigkeit wird sie berechnet durch:

$$\gamma_v = \frac{n_{\max} \times \frac{2 \times \pi}{60}}{\frac{v_{\max}}{3.6} \times r_{\text{reifen}}} \quad (9)$$

Damit sichergestellt werden kann, dass das verfügbare Drehmoment in diesem Lastpunkt auch groß genug ist, wird der Roll-, Steig- und Luftwiderstand zum maximal verfügbaren Drehmoment bei maximaler Drehzahl ins Verhältnis gesetzt. Auch hier werden die Zusatzbelastungen des Traktors bei der Feldarbeit mitberücksichtigt:

$$\gamma_M = \frac{r_{\text{reifen}} \times (mg \times (f_r \cos(\varphi) + \sin(\varphi)) + c_w \rho A v_{\max}^2) + r_{\text{reifen}} N_{\text{Zug}} + M_{\text{PTO}} + M_{\text{Hydr}}}{M_{n\max} \times \eta_{\text{AT}}} \quad (10)$$

Soll nun die Anforderungen des 1-Gang-Getriebes für die Feldarbeit erfüllt werden, dann muss für die Gesamtübersetzung γ_{gesamt} folgendes gelten:

$$\gamma_{\text{gesamt}} \geq \gamma_{\max} \quad (11a)$$

$$\gamma_v \geq \gamma_{\text{gesamt}} \geq \gamma_M \quad (11b)$$

Als Berechnungsgrundlage, mit Blick auf den DLG-PowerMix, wurde der Zyklus Z1G für die Auslegung der Übersetzung herangezogen. Aufgrund der hohen Zugkraft, die in diesem Zyklus aufgebracht werden muss, spiegelt er mit der höchsten mittleren Leistung, den kritischsten Fall wider und es ist nur eine EM in Verwendung. Für die Maximalgeschwindigkeit wurde deswegen die Referenzgeschwindigkeit des Zyklus, 12 km/h, eingesetzt. Da einige Zyklen eine höhere Referenzgeschwindigkeit aufweisen und andere wiederum eine niedrigere, wurde für die maximal mögliche Drehzahl der EM eine mittlere Drehzahl eingesetzt, die gleichzeitig keinen zu großen Einbruch des maximal möglichen Drehmoments aufweist. Mit den vorliegenden Gegebenheiten ist es aber nicht möglich Gleichung (11b) zu erfüllen, da γ_v kleiner als γ_M ist. Damit kommt es während des ge-

wählten Referenzzyklus und anderen lastintensiven Zyklen, mit vergleichsweise höheren Referenzgeschwindigkeiten, zwangsweise zu Geschwindigkeitseinbrüchen.

Für etwaige Transportarbeiten muss die Höchstgeschwindigkeit des Traktors erreicht werden können, weswegen für die Berechnung der zweiten Getriebestufe, 40 km/h als Maximalgeschwindigkeit eingesetzt wurde; die Berechnung wurden ohne Zusatzbelastungen durchgeführt. In Tabelle 8 sind die Ergebnisse zu sehen.

Tabelle 8: Ergebnisse der Getriebeauslegung.

Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Getriebestufe 1 (Feldarbeit)	γ_{\max}	20,15	-
	γ_v	31,58	-
	γ_M	39,86	-
	i_1	gewählt: 1,60	-
	γ_1	40,25	-
Getriebestufe 2 (Transport)	γ_{\max}	2,47	-
	γ_v	29,85	-
	γ_M	17,98	-
	i_2	gewählt: 1,13	-
	γ_2	28,43	-

Um mit der ersten Getriebestufe die Zugkraftbelastung von 28 kN, bei einer Drehzahl von $1.312,5 \text{ min}^{-1}$ zu erreichen, wurde eine Übersetzung von $i_1 = 1,60$ gewählt. Da damit die Gesamtübersetzung zu $\gamma_1 = 40,25$ wird und größer der Minimalübersetzung $\gamma_M = 31,58$ ist, kann die Geschwindigkeit bei der maximalen Zugkraft, wie erwartet, nicht gehalten werden. Fällt die Belastung der Zugkraft aber wieder ab, sinkt einerseits der Zähler in Gleichung 10, und andererseits kann mit einer höheren Drehzahl gefahren werden, wodurch der Nenner in Gleichung 9 größer wird, und Gleichung (11b) im Idealfall wieder erfüllt wird. Die zweite Getriebestufe erfüllt mit der gewählten Übersetzung $i_2 = 1,13$ alle notwendigen Bedingungen.

3.5 Hochvoltbatterie mit Elektroantrieb ohne CVT

Der große Unterschied bei diesem Konzept, im Vergleich zur Brennstoffzelle mit EM, ist der Energiespeicher im Fahrzeug. Hauptenergieträger ist nicht mehr der Wasserstoff, sondern eine Hochvoltbatterie mit hoher Kapazität. Die Systemarchitektur für dieses Antriebskonzept ist in Abbildung 19 abgebildet. Dadurch, dass die BZ wegfällt, werden auch die Spannungswandler zwischen BZ und HVB, zwischen 12 V- und 24 V-Batterie und zwischen PDU und den 24 V-Verbrauchern, überflüssig. Das führt dazu, dass Volumen, Gewicht und Verluste reduziert werden können. Der restliche Aufbau bleibt dem BZ+EM+SG-Konzept, gleich, und die Übersetzungen des Schaltgetriebes für den Fahr-

trieb werden auch unverändert übernommen. Um einen direkten Vergleich zwischen diesem, und dem BZ+EM+CVT-Konzept zu ermöglichen basiert die Dimensionierung der HVB darauf, dass beide Konzepte gleich lange Einsatzzeiten aufweisen.

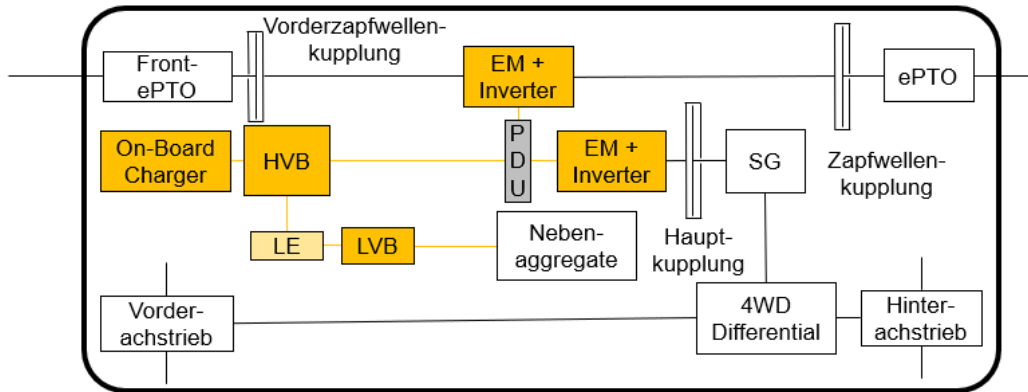


Abbildung 19: Systemarchitektur des Antriebskonzepts: HVB mit Elektroantrieb ohne CVT.

Gelbe Linie: Elektrische Verbindung. Schwarze Linie: Mechanische Verbindung.

3.5.1 Hochvoltbatterie

Über die möglichen Einsatzzeiten mit dem BZ+EM+CVT-Konzept, die auf dem Energieinhalt des Wasserstoffs und dem Systemwirkungsgrad basieren, lässt sich nun die neue HVB für den Traktor dimensionieren. Als Referenz wird die HVB des BZ+EM+CVT-Konzepts verwendet, die für beide Konzepte mit BZ verwendet wird.

Mit den Abmaßen und dem Gewicht der Batterie, aus Tabelle 4, errechnet sich eine Energiedichte von $92 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$ bzw. $136,35 \frac{\text{Wh}}{\text{l}}$. Als Referenzwert für die Einsatzzeit wurde ein gewichteter Mittelwert über alle Zyklen berechnet, um damit die notwendige maximale Kapazität der neuen HVB für den Traktor zu berechnen, sie beläuft sich auf 207,99 kWh. Schließt man nun 163 Batteriezellen als Gruppe parallel und wiederum 15 dieser Gruppen in Reihe, also eine 15s163p-Konfiguration, erhält man mit 8 solchen Modulen eine Batterie mit einer Kapazität von insgesamt 207,73 kWh. Der nutzbare SoC-Bereich beläuft sich dabei auf 10 – 90 %. Mit den spezifischen Energiedichten ergibt sich damit eine Masse von 2.258 kg und ein Volumen von 1.523 Liter.

3.5.1.1 Leerlaufspannung und Innenwiderstand

Für die Simulation wird auf die Messwerte der Leerlaufspannung und des Innenwiderstands, in Abhängigkeit vom SoC, aus Abbildung 16, zurückgegriffen.

3.5.2 Energiemanagement

Da im DLG-PowerMix keine Fahrbahnsteigungen vorgesehen sind und, bis auf das Abbremsen am Ende des Zyklus, welches in der Auswertung nicht berücksichtigt wird, auch keine aktive Bremsung des Traktors vorkommt, ist das Rekuperationspotential von Bewegungsenergie stark eingeschränkt. Der Einfluss auf den Verbrauch ist damit vernachlässigbar und macht ein Energiemanagement überflüssig. Die notwendige Kühlleistung für die HVB ergibt sich durch den Innenwiderstand und den Strom:

$$P_{\text{Kühl}} = R_i \times I^2. \quad (12)$$

$P_{\text{Kühl}}$ = Kühlleistung [W]

R_i = Innenwiderstand [Ω]

I = Strom [A]

4 Methodik

Für die Evaluation von Entwurfs- bzw. Konzeptideen wird in der Entwicklung von Produkten immer stärker auf die Modell-Simulation gesetzt. Mit der stetig steigenden Komplexität von Systemen, steigt nämlich auch der Bedarf an kosten- und zeiteffizienten Methoden, um Entscheidungen und Optimierungen schon vor der Umsetzung in die Hardware treffen bzw. vornehmen zu können. Grundlage für die Evaluierung der verschiedenen Antriebskonzepte in dieser Arbeit bilden Längsdynamikmodelle des jeweiligen Systems. Für die Erstellung der Längsdynamikmodelle wurde die Software Matlab, in Kombination mit der Simulink-Toolbox, eingesetzt. Mit der Vorgabe von fixen Lastprofilen lassen sich wiederholt Belastungsszenarien durchspielen und man erhält als Antwort das Systemverhalten. Mit den daraus gewonnenen Ergebnissen lassen sich Kennwerte, wie beispielsweise der Kraftstoffverbrauch bzw. der Wirkungsgrad oder die realisierbare Einsatzzeit, ableiten und es wird möglich, einen Vergleich zwischen den Antriebssystemen zu ziehen. Im Folgenden werden die festgelegten Rahmenbedingungen erläutert, die dafür sorgen sollen, dass ein adäquater Vergleich möglich wird.

4.1 Rahmenbedingungen

Als Bewertungsgrundlage wurde der, in der Branche übliche, DLG-PowerMix gewählt. Dieser umfasst eine große Anzahl an unterschiedliche Fahrzyklen, die bestimmte Last- und Geschwindigkeitsprofile vorgeben. Da die meisten Traktorhersteller ihre Modelle vor der Produktfreigabe genau diesem Testprogramm unterziehen, um eine Beurteilung der Leistung und des Kraftstoffverbrauchs zu erhalten, bietet sich dieser zur Evaluation der Antriebskonzepte als sehr praxisnah an.

Hauptkriterium bei der Konzeption der unterschiedlichen Antriebskonzepte ist die Leistung, die für jedes der Konzepte gleich hoch sein soll. Des Weiteren sind Gewicht und Volumen zwei Größen, die genauer betrachtet werden, aber nicht als einzuhaltende Kriterien fungieren, sondern, sich durch die notwendigen Komponenten für die jeweiligen Konzepte ergeben.

Bezüglich der Längsdynamikmodelle ist anzumerken, dass für die Motorsteuerung und -regelung, in der Simulation, auf das Modell vom Industriepartner zurückgegriffen wurde. Für die Außenbedingungen wurde ein Extremfall von 35 °C Außentemperatur gewählt.

4.1.1 DLG-PowerMix

Der DLG-Powermix ist aus der Idee entstanden, dass, bei den davor für Traktoren üblichen Testprogrammen, die Leistungen für die Zugkraft, PTO und Hydraulik, alle separat voneinander getestet worden sind. Bei typischen Feldarbeiten finden diese Leistungsab-

gaben aber selten isoliert voneinander statt. Viel eher kommt es zu einem Mischbetrieb, bei dem die Leistung des Antriebssystems simultan auf die unterschiedlichen Leistungszweige verteilt wird und zusätzlich mit einer gewissen Dynamik behaftet ist. Da die Reproduzierbarkeit ein wesentliches Kriterium für jedes gute Testverfahren ist, ist das Testen von Traktoren in deren Hauptbetriebsort, dem Feld, wenig sinnvoll. Wiederholungen mit demselben Fahrzeug würden, aufgrund der sich eindruckenden und damit verändernden Fahrbahn, definitiv unterschiedliche Ergebnisse hervorbringen. Darum hat der DLG 12 Testzyklen entwickelt, die die realen Belastungen bei der Feldarbeit abbilden sollen. Als Datengrundlage wurde ein Testfahrzeug mit entsprechender Sensorik ausgestattet, um damit typische Arbeitsprozesse bei der Feldarbeit durchzulaufen. Nach einer Analyse und Aufbereitung der gewonnenen Daten war es dann möglich, daraus, die jeweiligen Testzyklen zu abstrahieren. Um Traktoren mit unterschiedlich hohen Leistungen miteinander vergleichen zu können ist es außerdem möglich die Zyklen entsprechend der stationären, maximalen PTO-Leistung, zu skalieren [25].

Um die zu testenden Fahrzeuge mit der gewünschten Last zu beanspruchen, wurde ein Messwagen entwickelt, der für den Test vom Traktor auf asphaltierter Straße gezogen wird und den Traktor einer dynamischen Zug-, PTO- und Hydrauliklast unterwerfen kann; Abbildung 20 zeigt den Systemplan des Messfahrzeuges [26].

Die 12 entwickelten Zyklen lassen sich je nach Art der Belastung in drei Hauptkategorien einteilen: Zugarbeit, Zug- und PTO-Arbeit und Zug-, PTO-, und Hydraulikarbeit.

Jeder dieser Kategorien sind typische Feldarbeiten mit entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten zugeordnet. Zusätzlich gibt es je nach Traktorbeladung eine weitere Unterteilung innerhalb der drei Hauptkategorien. Eine Auflistung der Zyklen ist in Tabelle 9 zu sehen.

Tabelle 9: Die 12 DLG-PowerMix Zyklen nach [25].

Zyklus	Lastart	Prozess (Beladung)	Geschwindigkeit [km/h]	PTO-Drehzahl [min ⁻¹]	Dauer [s]
Z1P	Zugarbeit	Pflügen (100 %)	9	-	250
Z2P	Zugarbeit	Pflügen (60 %)	9	-	250
Z1G	Zugarbeit	Grubbern (100 %)	12	-	250
Z2G	Zugarbeit	Grubbern (100 %)	12	-	250
Z3K	Zugarbeit + PTO	Kreiseleggen (100 %)	6	900	250
Z4K	Zugarbeit + PTO	Kreiseleggen (70 %)	6	900	250
Z5K	Zugarbeit + PTO	Kreiseleggen (40 %)	6	900	250
Z3M	Zugarbeit + PTO	Mähen (100 %)	16	900	250
Z4M	Zugarbeit + PTO	Mähen (70 %)	16	900	250
Z5M	Zugarbeit + PTO	Mähen (40 %)	16	900	250
Z6MS	Zugarbeit + PTO + Hydraulik	Miststreuen (100 %)	7	1.000	500
Z7PR	Zugarbeit + PTO + Hydraulik	Ballen pressen (60 %)	10	1.000	500

Für die Geschwindigkeit ist eine durchschnittliche Abweichung von höchstens 2,5 km/h zulässig, wobei der Fall ausgenommen ist, dass nicht mehr Leistung vom Motor abgege-

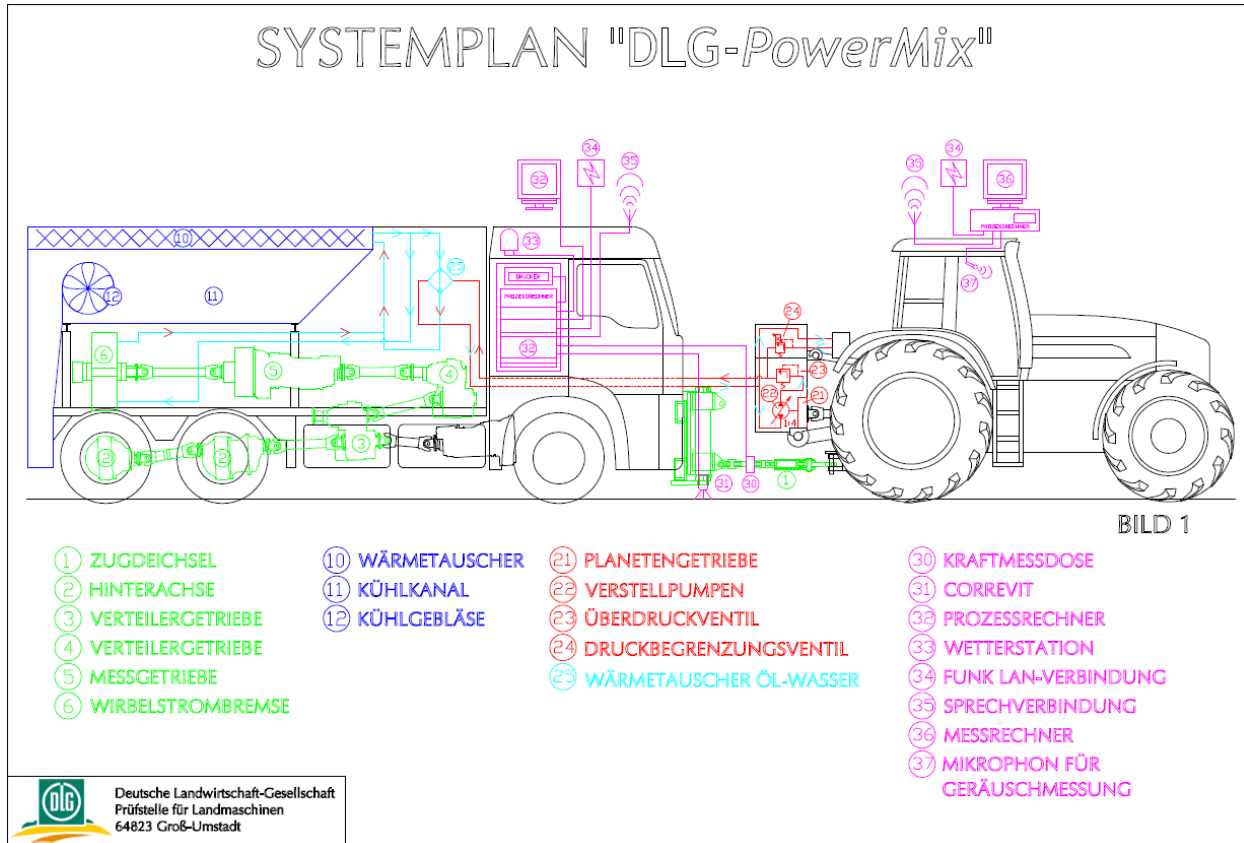


Abbildung 20: Systemplan des DLG-Messwagens und die Anbindung an die Zugmaschine [26].

ben werden kann und die Geschwindigkeit deswegen nicht erreicht bzw. gehalten werden kann. Die PTO-Drehzahl darf im Schnitt nicht mehr als 7,5 % abweichen.

Wie relevant die jeweiligen Zyklen für den Betrieb des Traktors sind, ist aus dem Einsatzprofil in Abbildung 21 abzuleiten. Mit über einem Drittel der Einsatzzeit am Feld, haben Mäharbeiten den größten Anteil.

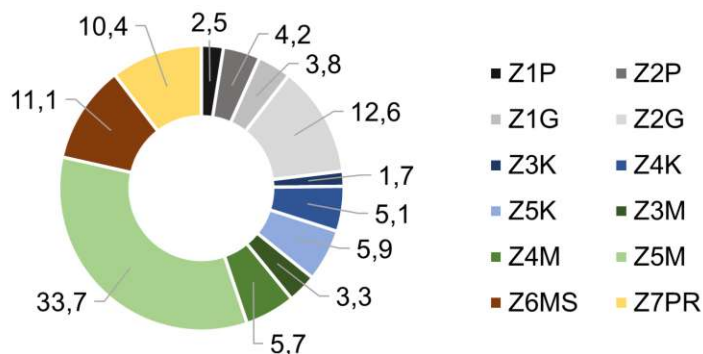


Abbildung 21: Einsatzprofil der Feldarbeiten. Werte in Prozent.

Über das Einsatzprofil lassen sich auch gewichtete Mittelwerte der zu untersuchenden Größen bilden, welche als Kennwerte für die Gesamtheit der Testzyklen herangezogen

werden können:

$$EP_x = \sum_{i=1}^N (k_i * z_i) * 1/100 \quad (13)$$

EP_x = gewichteter Mittelwert der zu untersuchenden Größe x

N = Anzahl der Zyklen [-]

k_i = zu untersuchende Größe für Zyklus i

z_i = prozentualer Anteil des Zyklus i, am gesamten Einsatzprofil [%]

Als zwei repräsentative Zyklen sind in Abbildung 22a und Abbildung 22b die Zyklen: Z2P und Z7PR, zu sehen. In diesem Fall, skaliert auf eine PTO-Leistung von 91 kW.

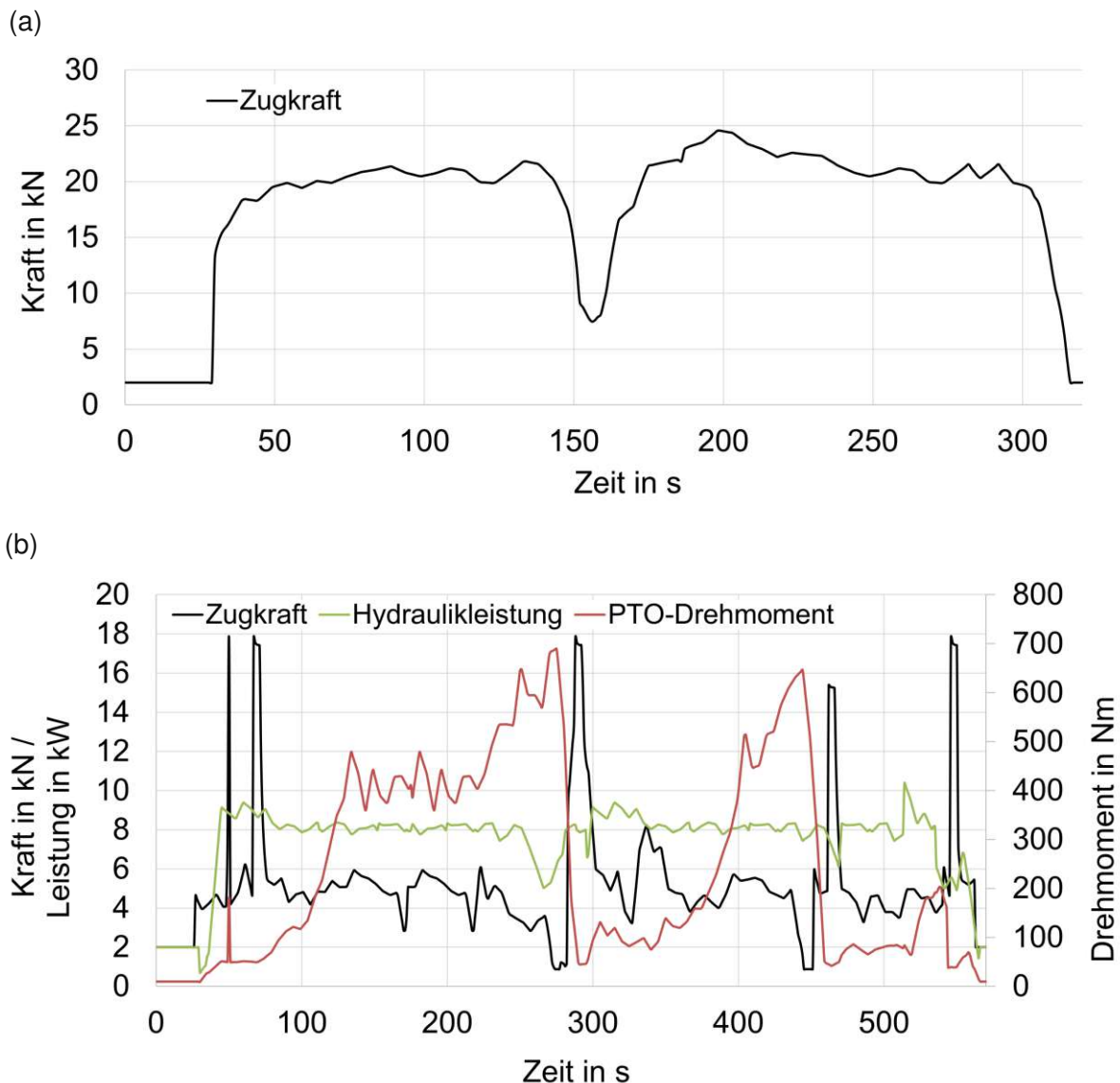


Abbildung 22: Zyklus Z2P (a) und Zyklus Z7PR (b), skaliert auf eine PTO-Leistung von 91 kW.

Während Zyklus Z2P nur eine Zugkraft vorgibt, treten in Zyklus Z7PR alle drei Arten der Zusatzlast auf. Kräfte, Drehmomente und Leistungen sind zwar für eine Zyklusdauer von 320 bzw. 570 Sekunden vorgegeben, aber für die Auswertung nach DLG werden der Einfahr- und Ausfahrvorgang nicht berücksichtigt, sodass sich die Dauer auf 250 bzw. 500 Sekunden reduziert [27].

Einfluss auf die Zugkraft, im Zyklus Z2P, der Pflugarbeit bei einer Beladung von 60 % widerspiegeln soll, haben nur wechselnde Bodenverhältnisse und alternierende Arbeitstiefen [26], weshalb sich Höhe der Schwankungen in Grenzen hält. Auffällig ist nur der starke Einbruch, bei ca. der Hälfte der Zykluszeit, dieser stellt die notwendigen Wendemanöver an Feldenden dar.

Beim Zyklus Z7PR, der das Pressen von Ballen widerspiegeln soll, spielt bei der Zugkraft, zusätzlich zu den Bodenverhältnissen, auch das Ballengewicht eine Rolle. Es herrscht außerdem eine schwellende Belastung der Zapfwelle durch den Pressvorgang vor und das zyklische Wickeln der Ballen beeinflusst die hydraulische Leistung [26].

4.1.2 Vergleichsparameter

Für die maximale Leistung wurde 96 kW gewählt, da dies eine typische Leistung für moderne, marktübliche Traktoren ist. Basis für Gewicht und Volumen ist das Spenderfahrzeug, welches ein Gesamtgewicht von 6.500 kg aufweist. Je nachdem welche Komponenten des Dieselfahrzeugs eingespart werden können bzw. welche Komponenten mit den neuen Konzepten notwendig werden, ergeben sich die neuen Massen und Volumina.

Da auch die Einsatzzeit evaluiert wird, spielt der Kraftstoff bzw. die Energiequelle eine wichtige Rolle. Im Projekt FCTRAC wurde eine Einsatzzeit von etwa einem halben Arbeitstag angestrebt, weswegen 12,4 kg Wasserstoff, mit einem Energieinhalt von 413 kWh, in entsprechenden Tanks mitgeführt wird. Dies ist weit weniger, als der Energieinhalt von 180 Liter Diesel, der 1.785 kWh entspricht, und beim Spenderfahrzeug mitgeführt wird, aber bezüglich der Masse und dem Volumen ist das gesamte Tanksystem damit noch im Rahmen des Möglichen. Da Wasserstoff binnen weniger Minuten nachgetankt werden kann, kommt es aber zu keinen langen Stehzeiten, nachdem der Tank leer gefahren ist. Die Kapazität der HVB für das Konzept ohne Brennstoffzelle ergibt sich dann bei der Auslegung und wird in einem folgenden Kapitel genauer erläutert.

4.2 Matlab/Simulink

Matlab/Simulink ermöglicht ein modellbasiertes entwickeln, mit dem das Verhalten von komplexen Systemen auf mathematischer Ebene grafisch modelliert werden kann. Über

die dabei eingesetzte Blockdiagrammumgebung lassen sich Energieflüsse und das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten miteinander übersichtlich darstellen und Parameteränderungen simpel umsetzen. Außerdem lassen sich gesamte Komponenten-Blöcke, wie zum Beispiel das Getriebe oder die Brennstoffzelle, von einem Modell auf ein anderes übertragen und nach eventuell notwendigen, kleinen Anpassungen, nahtlos integrieren. Der Aufbau unterschiedlicher Antriebskonzepte kann somit durch das Übernehmen von Gleichteilen in Form von Simulink-Blöcken wesentlich verkürzt werden. Weiters ist es mit der Vorgabe von Eingangsdaten, in dem Fall den DLG-Zyklen, möglich, verschiedene Lastanforderungen an das System zu stellen und die dazugehörigen Berechnungen automatisiert und wiederholbar durchlaufen zu lassen. Dafür wurden Skripten in Matlab geschrieben, welche die benötigten Kennfelder, Variablen und Parameter automatisch initialisieren und die Lastvorgaben jedes einzelnen Zyklus vorgeben.

Mit der Möglichkeit sich die Simulationsergebnisse automatisiert ausgeben zu lassen, ist ein Vergleich unterschiedlicher Varianten bzw. Konzepte schnell umsetzbar und der Effekt von Parameteränderungen sofort erkennbar und evaluierbar.

4.2.1 Grundlegender Aufbau der Längsdynamikmodelle

Obwohl sich die verschiedenen Antriebskonzepte, bezogen auf die Fahrzeugkomponenten, zum Teil stark von einander unterscheiden, ist der Grundaufbau des Matlab/Simulink-Modells weitestgehend gleich, der schematische Aufbau ist in [Abbildung 23](#) zu sehen. Das Grundmodell wurde vom Traktorhersteller bereitgestellt und die Eingangs- und Ausgangsgrößen der jeweiligen Blöcke konnten eingesehen werden. Ein genauer Einblick auf die internen Berechnungen der Simulink-Blöcke war aber nicht möglich.

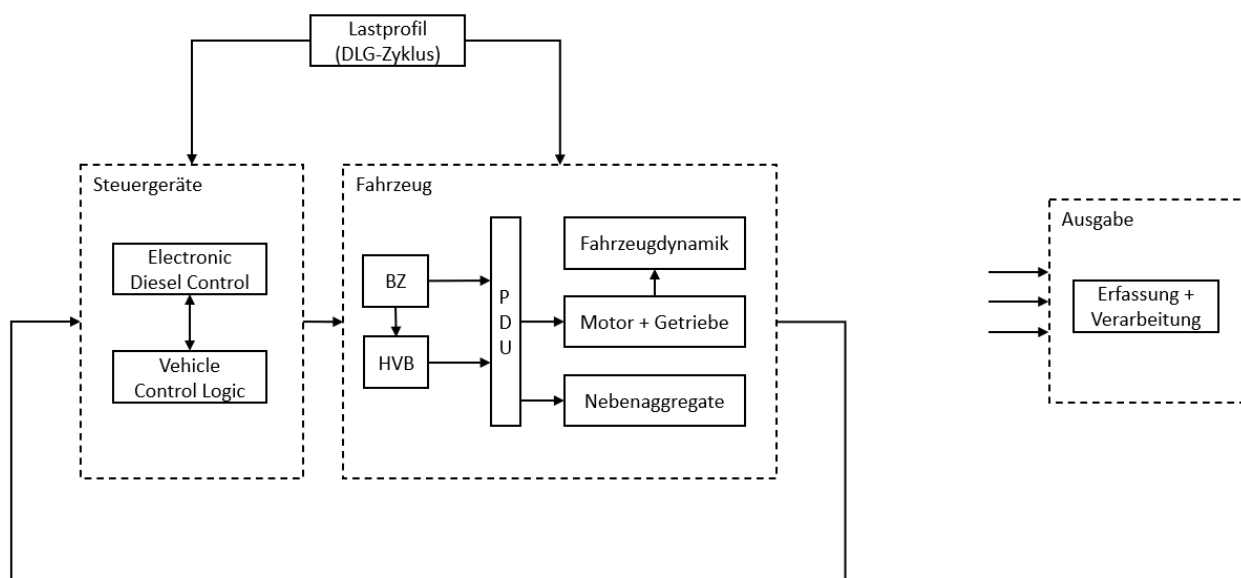


Abbildung 23: Schematischer Aufbau des grundlegenden Simulink-Modells.

Das Lastprofil des jeweiligen DLG-PowerMix-Zyklus dient als Eingabe des Modells und gibt die aufzubringenden Leistungen vor. Mit diesen Eingangsgrößen wird zunächst einmal die Motorsteuerung aktiviert, um die notwendige Drehzahl berechnen zu können; dies passiert in der Vehicle Control Logic (VCL). Mit der damit gewonnen Drehzahlanforderung und dem Wissen der momentanen Motordrehzahl, wird über eine entsprechende Regelung in der Electronic Diesel Control (EDC), im Fall vom Diesel-VKM+CVT-Konzept, die notwendige Kraftstoff-Einspritzmenge gesteuert, womit sich in Folge, das Motordrehmoment einstellt. Das Drehmoment wird von der Ausgangsgröße des Steuergeräte-Blocks zur Eingangsgröße des Fahrzeug-Blocks. In Kombination mit dem Lastprofil werden im Motor+Getriebe-Block die sich tatsächlich einstellenden Drehzahlen des Motors, der PTO und die Raddrehzahl berechnet. Die Motordrehzahl ist dabei nicht nur für die Fahrzeuggeschwindigkeit als Eingangsgröße wichtig, sondern auch für die Nebenaggregate, die über einen Zugmitteltrieb direkt vom Motor angetrieben werden. Am Ende der Berechnungen erhält man als Ergebnis die Fahrzeuggeschwindigkeit und die dazugehörigen Fahrwiderstände, Radaufstandskräfte und Drehmomente an den Rädern. Diese sind die Ausgangsgrößen des Fahrzeugdynamik-Blocks. Über die Rückkopplung einiger Ausgangsgrößen können die Berechnungen für den nächsten Zeitschritt, unter der Berücksichtigung des momentanen Fahrzeugzustandes, gestartet werden.

Sämtliche Ausgangsgrößen, die für die weitere Analyse der Konzepte evaluiert werden, werden gesondert in einer eigenen Umgebung, dem Ausgabe-Block, aufgenommen, teilweise weiterverarbeitet und relevante Größen für den Export in die Matlab-Umgebung aufbereitet. Als Zeitschritt für das Modell wurde $h = 0,001 \text{ s}$ gewählt, für die weitere Datenverarbeitung wurde aber ein Zeitschritt von $h = 0,1 \text{ s}$ als ausreichend genau angesehen.

4.2.2 Adaptionen des Modells

Während der Aufbau des Grundmodells für den Antrieb mit Wasserstoffverbrennungsmotor unverändert bleibt, ist für die Konzepte mit BZ bzw. HVB eine Erweiterung im Sinne eines Energiemanagements notwendig. Auch macht der Austausch des CVT einige zusätzliche Änderungen am Modell notwendig, welche nun erläutert werden sollen.

4.2.2.1 Energiemanagement

Das notwendige Drehmoment und die Drehzahl des Motors werden zwar weiterhin von der EDC bzw. VCL vorgegeben und an den Motor weitergegeben, da dessen Energie aber nicht mehr direkt vom Kraftstoff, sondern über die Brennstoffzelle bzw. der Hochvolt-batterie bereitgestellt wird, muss dies im Modell berücksichtigt werden. Dafür zuständig ist das Power Management System (PMS), welches nach der in [Kapitel 3.3.2](#) beschriebe-

nen Strategie agiert und so die Leistungsverteilung vornimmt. Außerdem ist anzumerken, dass die Nebenaggregate nicht mehr über den Motor und Riementrieb, sondern direkt mit dem Strom der BZ bzw. HVB, über entsprechende Leistungselektronik, angetrieben werden, siehe Abbildung 24.

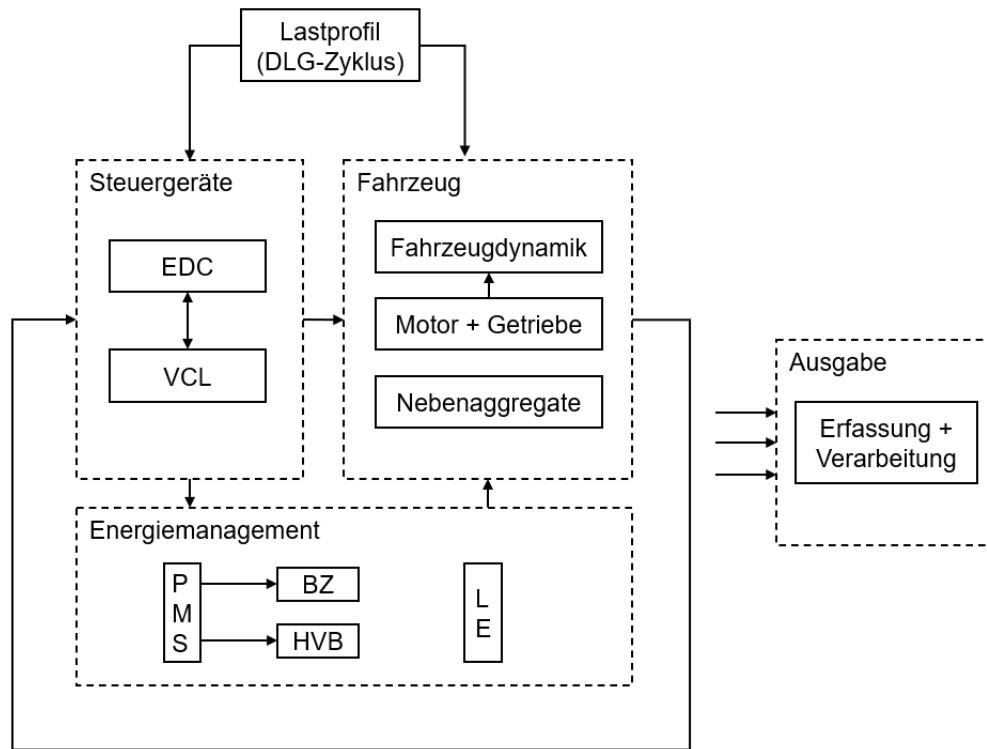


Abbildung 24: Schematischer Aufbau des adaptierten Simulink-Modells für die Konzepte: BZ+EM+CVT, BZ+EM+SG und HVB.

Wird die BZ durch eine HVB mit hoher Kapazität ersetzt, vereinfacht sich das PMS, da die Energie nur noch von der HVB bereitgestellt werden kann und damit bleibt als einziger Unterschied zum Grundmodell, die Notwendigkeit der Leistungselektronik.

4.2.2.2 Fahr- und mechanische Widerstände

Ideal wäre es gewesen, wenn all jene Fahrzeugkomponenten und Berechnungen des Simulinkmodells, die über die unterschiedlichen Antriebskonzepte hinweg gleich ausfallen, vom Grundmodell übernommen werden hätten können. Für die Konzepte, die das stufenlose Getriebe beibehalten, war dies zwar möglich, aber durch die enge Verknüpfung des CVT- mit dem Fahrdynamik-Block, war es mit dem Austausch des Getriebes notwendig, auch die Fahrdynamik neu zu modellieren. Das hat zur Folge, dass im Falle der Fahrwiderstände und der mechanischen Verlusten im Antriebsstrang einige Parameter aus der Literatur entnommen werden mussten. Der Umstand macht sich im Vergleich der Konzepte insofern bemerkbar, dass es bei diesen Widerständen zu kleinen Abweichungen kommt, obwohl die selbe Fahrstrecke mit der selben Fahrgeschwindigkeit gefahren wird.

Nach der Evaluation der Ergebnisse und weiteren Berechnungen wurden die gewählten Parameter als hinreichend genau angesehen. Die Parameter für die Fahrwiderstände sind in Tabelle 7 zu finden, wobei der Rollwiderstandsbeiwert im Modell, je nach Fahrgeschwindigkeit, Werte von $f_r = 0,0462 - 0,0482$ annehmen kann.

5 Ergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die Simulationsergebnisse der unterschiedlichen Antriebskonzepte präsentiert, verglichen und analysiert.

5.1 Energieeinsatz

Um einen generellen Überblick zu bekommen sind in Abbildung 25a und Abbildung 25b für jeden Zyklus die benötigte Energie, die mittlere Leistung zur Abdeckung der Zug-, PTO- und Hydraulikanforderungen und die Kraftstoffleistung aufgetragen. Die Energie entspricht in dem Fall der über den Heizwert berechneten Energie des Kraftstoffs, die beim Durchfahren der Zyklen mit dem Dieseltraktor aufgewendet worden ist. Die Leistung entspricht der mittleren, theoretischen Nutzleistung für den jeweiligen Zyklus und die Kraftstoffleistung entspricht dem Verhältnis der Energie des aufgewendeten Kraftstoffs zur Zyklusdauer. Dabei ist die Nutzleistung die Summe der vorgegebenen Zugkraft und Zapfwellenarbeit in Kombination mit den Referenzgeschwindigkeiten- und drehzahlen, und der Hydraulikleistung.

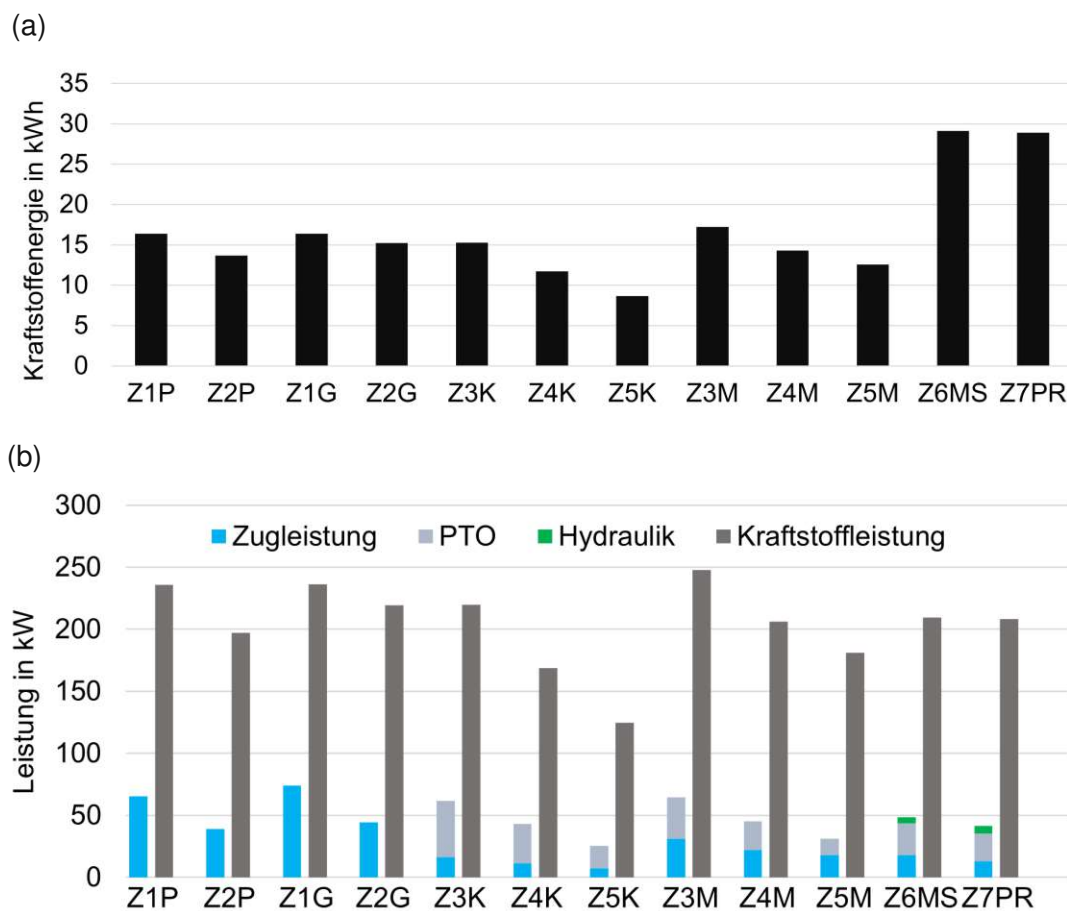


Abbildung 25: Energieeinsatz Diesel-VKM+CVT-Konzept (a) und mittlere, theoretische Nutzleistung mit dazugehöriger Kraftstoffleistung (b).

Die sinkende Belastung und damit auch die sinkende Energie innerhalb einer Kategorie von Feldarbeit ist gut zu erkennen; Beispiel: Z3K-Z5K. Besonders viel Energie wird für die beiden Zyklen: Z6MS und Z7PR, benötigt, was daran liegt, dass dies die einzigen beiden Zyklen sind, bei dem der Betrachtungszeitraum nicht 250 s, sondern 500 s beträgt.

5.1.1 Dieselmotor mit CVT

Abbildung 26 zeigt mit einer Verlustbilanz, die prozentualen, energetischen Verluste für die unterschiedlichen Bereiche im Längsdynamikmodell, für das Diesel-VKM+CVT-Konzept. Dabei ist die Summe aus Nutzenergie und den Fahrwiderständen auf 100 % skaliert. Als repräsentative Zyklen wurden der leistungsstärkste (Z1G), der leistungsschwächste (Z5K) und einer mit allen drei Arten der möglichen Leistungsabnahme (Z7PR), gewählt.

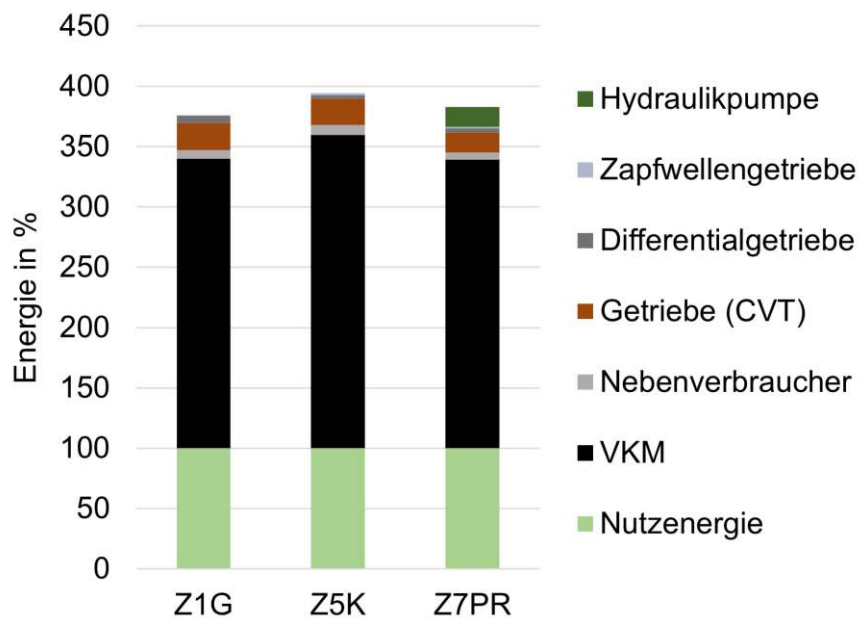


Abbildung 26: Verlustbilanz für das Diesel-VKM+CVT-Konzept, für die Zyklen Z1G, Z5K und Z7PR. Nutzenergie+Fahrwiderstände auf 100 % skaliert.

Der größte Anteil der Verluste ist bei der VKM angesiedelt und stellt somit einen großen Hebel für alternative Antriebskonzepte dar, die diesen Anteil verringern können. Zu erkennen ist außerdem der höhere Wirkungsgrad der VKM, bei Zyklen, die eine mittlere bis hohe Nutzleistung aufweisen. Ein weiterer nicht zu vernachlässigender Verlust tritt im Getriebe, in diesem Fall dem CVT, auf. Im Gegensatz zu einem Schaltgetriebe steigt die Höhe der Verluste aber nicht proportional mit der Leistung, sondern hängt zusätzlich vom Betriebspunkt ab und damit von der Leistungsaufteilung auf den mechanischen und hydrostatischen Pfad.

Je nach Motordrehzahl, Fahrgeschwindigkeit und PTO-Drehzahl befindet sich das CVT

in unterschiedlichen Betriebspunkten und weist unterschiedlich hohe Verluste auf. In [Abbildung 27](#) ist die Verlustleistung für die Zyklen: Z1G und Z4M, über die ersten 120 s aufgetragen. Obwohl Zyklus Z1G eine wesentlich höhere Nutzleistung als Zyklus Z7PR aufweist, sind die Verluste im CVT beim Durchfahren von Zyklus Z4M auf einem ähnlich hohen Niveau.

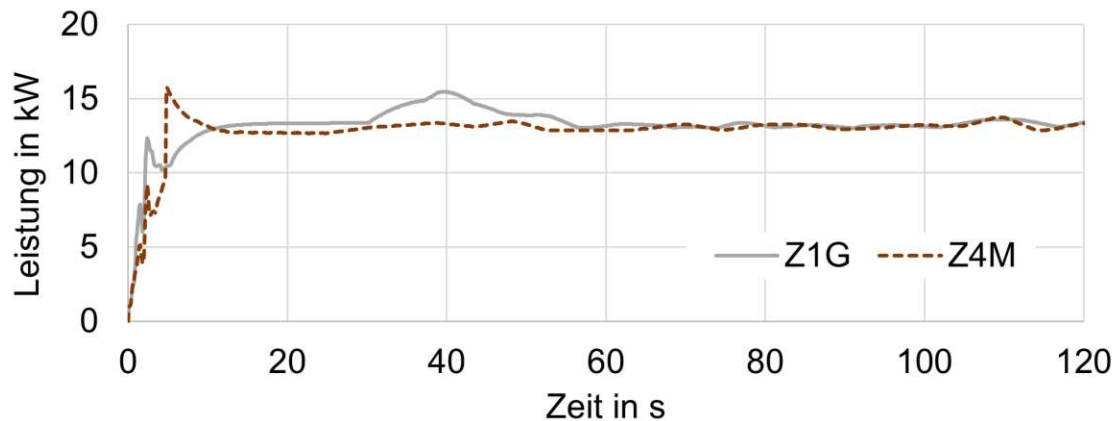


Abbildung 27: Verlustleistung des CVT, mit dem Diesel-Konzept, für die ersten 120 Sekunden der Zyklen: Z1G und Z7PR.

Die Verluste im Differentialgetriebe, im Zapfwellengetriebe und in der Hydraulikpumpe sind unabhängig von den unterschiedlichen Antriebskonzepten und haben, bis auf die Verluste in der Pumpe, keinen großen Einfluss auf die Gesamtverluste. Die Nebenverbraucher haben zwar mit dem Diesel-VKM+CVT-Konzept keinen großen Anteil an den Gesamtverlusten, sind aber auch ein variabler Anteil und hängen, wie bei anderen Konzepten zu sehen ist, vom eingesetzten Antriebsaggregat ab.

5.1.2 Wasserstoffverbrennungsmotor mit CVT

Mit dem Wechsel von der Diesel-VKM zur H₂-VKM ist es möglich den erwähnten, großen, Verlustanteil des Antriebsaggregats, zu reduzieren. Die höheren Wirkungsgrade der H₂-VKM, siehe [Abbildung 11](#) und [Abbildung 8](#), führen zu einem effizienteren Betrieb, über alle Betriebspunkte hinweg. Ersichtlich wird dies in [Abbildung 28](#), in der die gemittelten Wirkungsgrade der Verbrennungskraftmaschinen für alle Testzyklen angegeben sind. Besonders hohe Verbesserungen treten bei den Zyklen mit geringer Belastung auf, bei denen die VKM im Teillastbereich arbeitet.

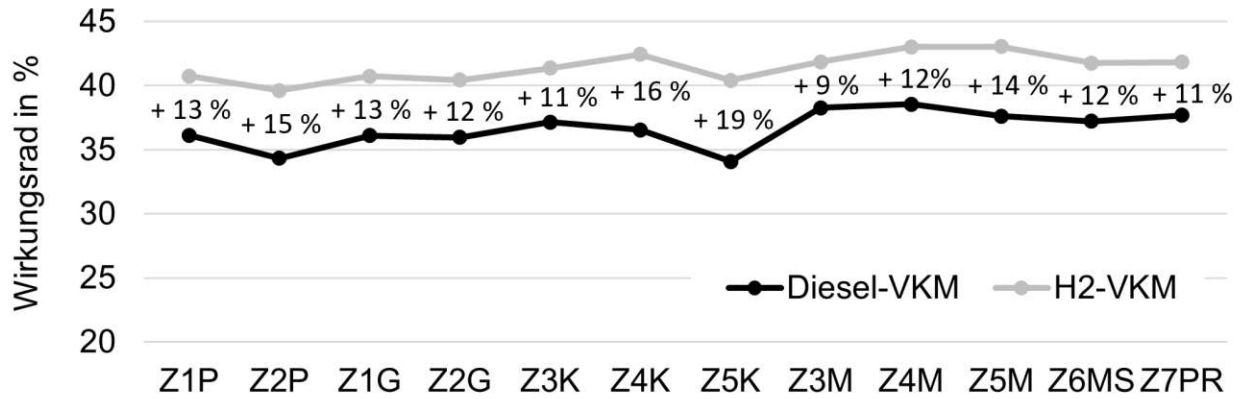


Abbildung 28: Gemittelter Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschinen für Diesel bzw. Wasserstoff.

5.1.3 Brennstoffzelle mit Elektroantrieb und CVT

Aus der Idee, den Wasserstoff weiterhin als Energieträger zu nutzen, aber den Einsatz noch effizienter zu gestalten, entstand das Konzept der Brennstoffzelle mit E-Antrieb und CVT. Mit der Nutzung der Brennstoffzelle, in Kombination mit der EM, wurde das Ziel verfolgt den großen Anteil der Verluste des Antriebsaggregats weiter zu senken. Da mit diesem Konzeptwechsel nicht nur der Einsatz von Leistungselektronik notwendig wird, sondern auch größere Kühlkomponenten eingesetzt werden, ändern sich die Verlustanteile der unterschiedlichen Kategorien bzw. kommen neue verlustbehaftete Komponenten hinzu. Die Auswirkungen sind in [Abbildung 29](#) zu sehen.

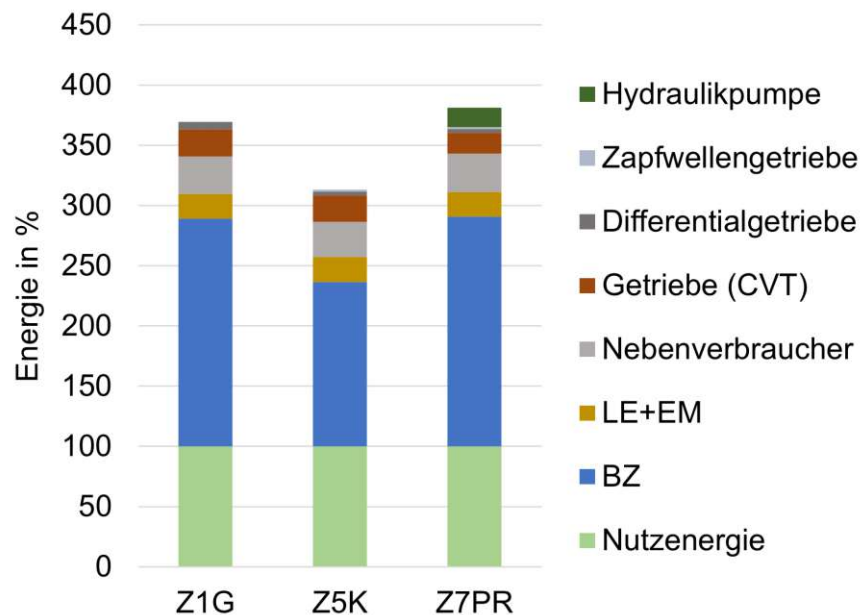


Abbildung 29: Verlustbilanz für das BZ+EM+CVT-Konzept, für die Zyklen Z1G, Z5K und Z7PR. Nutzeenergie+Fahrwiderstände auf 100 % skaliert.

Auch hier, sind die höchsten Verluste im Bereich des Antriebsaggregats angesiedelt; dazu gehören die Brennstoffzelle, die EM und die notwendige Leistungselektronik, um die EM mit der entsprechenden elektrischen Energie zu versorgen. Besonders auffällig ist außerdem der hohe Verlustanteil der Nebenverbraucher, der vor allem durch die BoP und die Kühlkomponenten für die Brennstoffzelle und die HVB verursacht wird. Gut zu erkennen ist außerdem auch der wesentlich bessere Wirkungsgrad der BZ beim Zyklus Z5K, der eine sehr geringe Nutzleistung aufweist. Im Gegensatz dazu hat die benötigte Leistung keinen großen Einfluss auf die Verluste in der EM und dem Inverter. Dadurch, dass der Wirkungsgrad des EM-Systems über einen großen Drehzahl- und Lastbereich sehr gute Werte aufweist, bleibt er über alle 12 Zyklen hinweg, in einem Bereich zwischen 94 % und 96 %.

An den Verlusten der Leistungselektronik haben vorrangig die Spannungswandler: DC/DC BZ-HVB, DC/DC HVB-PDU und der Inverter der EM, die mit hohen Leistungen arbeiten, einen Anteil und sie steigen proportional zu der benötigten Leistung.

Wie auch bei den vorangegangenen zwei Antriebskonzepten, machen auch hier die Verluste des CVT einen nicht zu vernachlässigbaren Anteil aus, deswegen ist der Wechsel des Getriebekonzepts, und eine damit verbundene Mitigation der Verluste, erstrebenswert.

5.1.4 Brennstoffzelle mit Elektroantrieb ohne CVT

Mit dem nächsten Konzept, und dem damit einhergehenden Austausch des CVT durch ein Schaltgetriebe, lässt sich der Verlust im Getriebe auf fast schon vernachlässigbare Werte senken. Dabei weist das Getriebe nur zwei Stufen auf, wovon die erste Stufe für alle DLG-Zyklen verwendet werden kann und ein Schalten auf die zweite Stufe nur bei hohen Geschwindigkeiten notwendig wird. Zwar steigt der Verlust im Schaltgetriebe, im Gegensatz zum CVT, mit steigender Leistung am Motorausgang, trotzdem bleibt sein Anteil bei unter 1 % der gesamten Verluste, siehe [Abbildung 30](#). Einen direkten Vergleich der Verluste der beiden Getriebearten wird in einem folgenden Kapitel noch dargestellt. Für dieses Konzept aber belaufen sich die Verluste somit fast ausschließlich auf das Antriebssystem und der damit verbundenen Kühlung.

Außerdem führt der Einsatz von zwei EM dazu, dass beide in wirkungsgradgünstigen Lastbereichen betrieben werden können und somit der Wirkungsgrad noch etwas gesteigert werden kann.

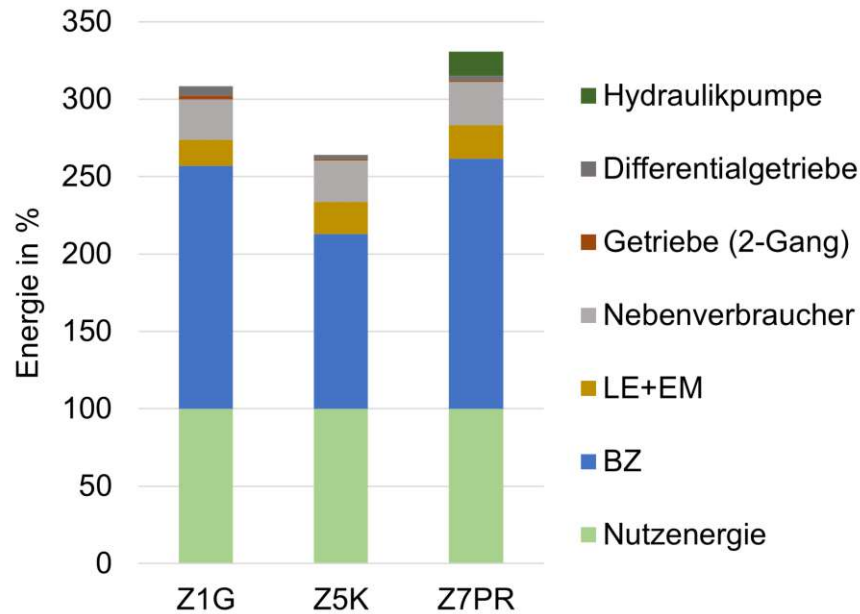


Abbildung 30: Verlustbilanz für das BZ+EM+SG-Konzept, für die Zyklen Z1G, Z5K und Z7PR. Nutzenergie+Fahrwiderstände auf 100 % skaliert.

5.1.5 Hochvoltbatterie mit Elektroantrieb ohne CVT

Um den letzten großen Verlustanteil in der Längsdynamik des Traktors zu reduzieren war der nächste Schritt die Brennstoffzelle durch eine Hochvoltbatterie mit hoher Kapazität zu ersetzen. Damit bleibt nicht nur der schlechte Wirkungsgrad bei hohen Belastungen aus, auch die Komponenten für die Kühlung können kleiner ausgelegt werden. Wie in [Kapitel 3.5](#) erläutert, fallen außerdem einige Spannungswandler weg. Die Simplifizierung der Systemarchitektur hat zur Folge, dass die Verluste der HVB und der EM auf das Niveau der anderen Verlustanteile der Längsdynamik gesenkt werden können, siehe [Abbildung 31](#). Berechnet wird der Verlust in der HVB über die am Innenwiderstand umgewandelte Energie in Wärme und hängt damit vom SoC und dem Strom ab.

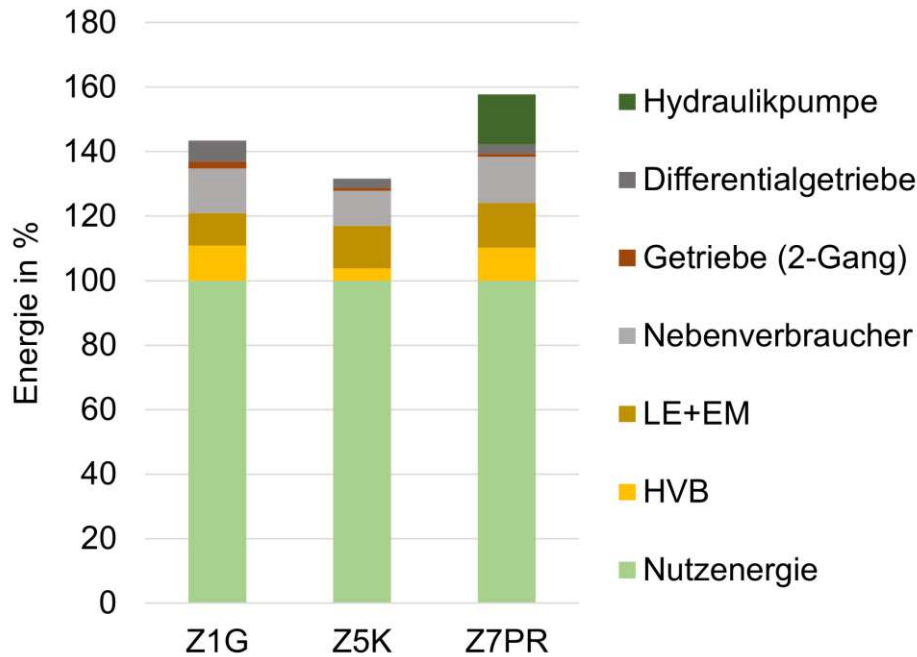


Abbildung 31: Verlustbilanz für das HVB+EM+SG-Konzept, für die Zyklen Z1G, Z5K und Z7PR. Nutzenergie+Fahrwiderstände auf 100 % skaliert.

5.1.6 Vergleich

Für einen abschließenden Vergleich, ist, in [Abbildung 32](#), der Energieeinsatz jedes Antriebskonzepts, für alle 12 Zyklen, und der über das Einsatzprofil gemittelte Energieeinsatz, dargestellt.

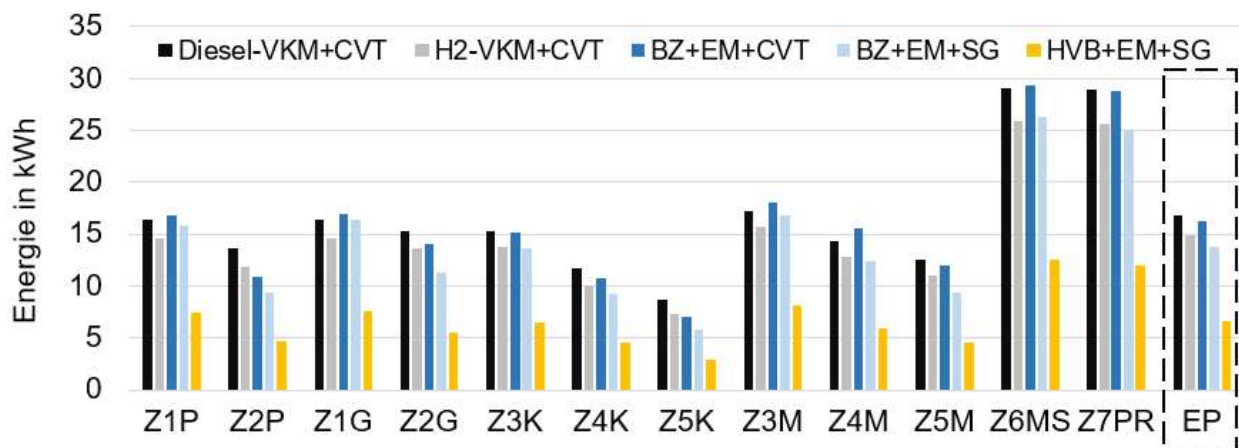


Abbildung 32: Insgesamt aufgewendete Energie für die Antriebskonzepte: Diesel-VKM+CVT, H2-VKM+CVT, BZ+EM+CVT, BZ+EM+SG und HVB, für alle DLG-PowerMix-Zyklen und der, über das Einsatzprofil (EP) gewichtete, Mittelwert.

Über alle Zyklen hinweg ist mit dem HVB+EM+SG-Konzept eine große, energetische Einsparung möglich. Im Vergleich zum Diesel-VKM+CVT-Konzept sind es im gewichteten Mittel 60 %. Dabei anzumerken ist aber, dass die Ladeverluste, die sich in einer Grö-

Benennung von etwa 10 % bewegen, nicht inkludiert sind. Da die vier Zyklen mit der höchsten Leistungsanforderung: Z1P, Z1G, Z3K und Z3M, nur 11,3 % des Einsatzprofils entsprechen, haben die Konzepte, die eine VKM nutzen, im gewichteten Mittel einen Nachteil, da deren bester Wirkungsgrad im Volllastbereich erreicht wird. Dadurch ist eine Verbesserung, vom BZ+EM+CVT-Konzept zum Diesel-VKM+CVT-Konzept, von 3 % möglich. Das H₂-VKM+CVT-Konzept weist eine Verbesserung von 12 % auf und das BZ+EM+SG-Konzept eine Verbesserung von 18 %.

Da sich die beiden Antriebskonzepte mit VKM, abgesehen vom Tanksystem, nicht weiter voneinander unterscheiden und, wie bereits erwähnt, die H₂-VKM, für jeden Zyklus einen besseren mittleren Wirkungsgrad aufweist, ergibt sich für alle Testzyklen ein verbrauchsärmerer Betrieb.

Mit dem Vergleich der VKM-Konzepte zu BZ-Konzepten, sind die gegensätzlichen Tendenzen vom Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Nutzleistung erkennbar. Exemplarisch stehen dafür die beiden Zyklen Z1P (hohe Nutzleistung) und Z2P (niedrige Nutzleistung) für die zwei Konzepte: Diesel-VKM+CVT und BZ+EM+CVT. Während bei Zyklus Z1P die hohen Lasten dazu führen, dass mit der Brennstoffzelle sogar mehr Energie benötigt wird, als mit der Diesel-VKM, hat es bei Zyklus Z2P nicht nur gegenüber dem Konzept mit Diesel-VKM, sondern auch gegenüber dem H₂-VKM+CVT-Konzept einen Vorteil. Für die Feldarbeiten: Grubbern (Z1G-Z2G) und Kreiseleggen (Z3K-Z5K), ergibt sich ein ähnliches Bild. Etwas gegen diese Tendenz ist beim Mähen (Z3M-Z5M) zu beobachten. Obwohl die Nutzleistungen mit denen vom Kreiseleggen vergleichbar sind, hat das BZ+EM+CVT-Konzept, gegenüber dem Diesel-VKM+CVT-Konzept, erst bei der niedrigsten Belastung einen energetischen Vorteil. Grund dafür ist das CVT und dessen spezielle Charakteristik bezüglich dessen Wirkungsgrades.

Mit dem Entfall des CVT sind große Energieeinsparungen möglich, und ohne dem Einfluss der Verluste des CVT, ist nochmal besser zu erkennen, dass Konzepte mit einer Brennstoffzelle, im Vergleich zu VKM-Konzepten, bei Zyklen mit geringen Belastungen besser abschneiden, als bei Zyklen mit hohen Belastungen.

Betrachtet man die Verlustbilanzen über den gewichteten Mittelwert der Zyklen, für alle Antriebskonzepte, kann gezeigt werden in welchen Bereichen sich energetische Vorteile ergeben, siehe [Abbildung 33](#). Die BZ, in Kombination mit der EM und der LE, ist gegenüber der Diesel-VKM effizienter, dafür steigt gleichzeitig der Anteil der Nebenverbraucher aufgrund der notwendigen Kühlung und der BoP. Mit den zwei Konzepten, die kein CVT nutzen, können die Verluste im Getriebe wesentlich reduziert werden und gleichzeitig werden aufgrund von besseren Betriebspunkten, die Verluste in der BZ geringer.

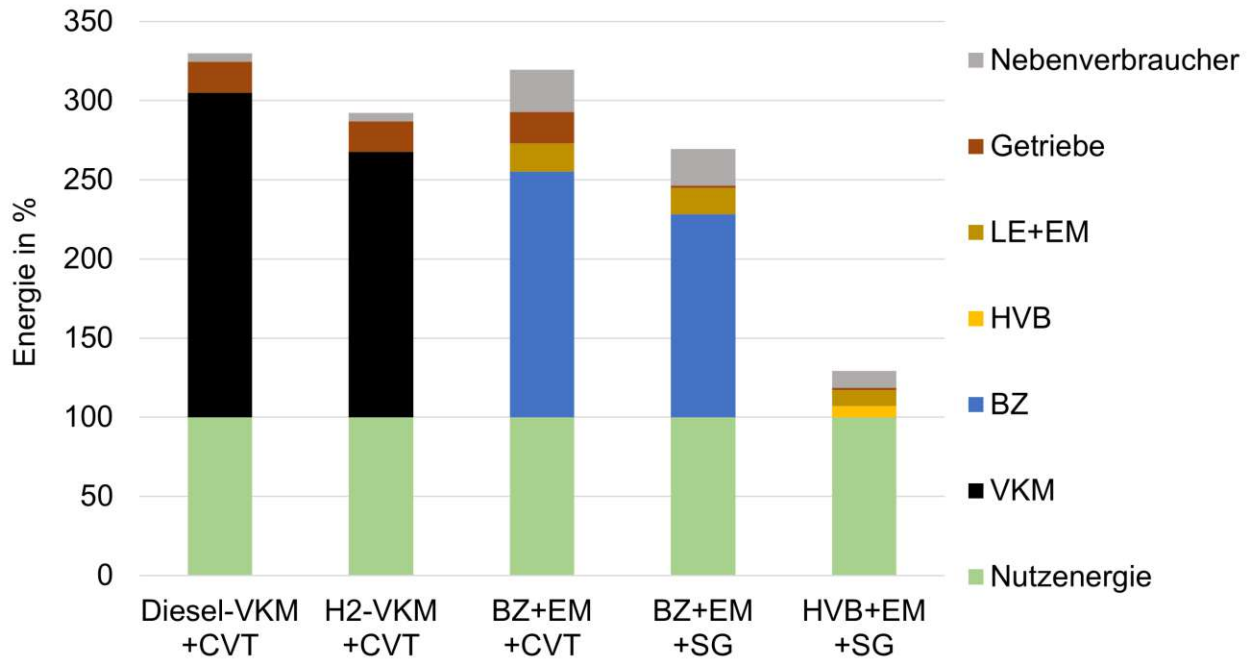


Abbildung 33: Verlustbilanz für den gewichteten Mittelwert der Zyklen für alle Antriebskonzepte. Nutzenergie+Fahrwiderstände+Zapfwellen- und Differentialgetriebe auf 100 % normiert.

5.2 Gewicht und Volumen

Da der Leistungsparität die höchste Priorität für den Vergleich der Antriebskonzepte zugesprochen worden ist und im Projekt FCTRAC für das BZ+EM+CVT-Konzept eine Einsatzzeit von etwa einem halben Arbeitstag gefordert worden ist, kommt es beim Gewicht und vor allem beim Volumen zur Nichteinhaltung der entsprechenden Werte des Dieseltraktors.

Für einen anschaulichen Vergleich sind in [Abbildung 34](#) die Massen und Volumina ausgewählter Komponenten des Dieseltraktors aufsummiert und kategorisch eingeteilt. Inkludiert wurden dabei all jene Komponenten, die nicht als Gleichteile für **alle** der anderen vier Antriebskonzepte verwendet werden können, also der variable Anteil der Komponenten. Ebenso ist zu sehen, wie sich die jeweiligen Kategorien mit den unterschiedlichen Konzepten, verändern. Das Volumen des Dachaufbaus und der Komponenten für die Festigkeit ist über die einschließenden Komponenten ausreichend definiert und wird deswegen nicht separat angeführt.

Die Konzepte mit VKM unterscheiden sich nur in den Bereichen: Antrieb und Energieträger+Tankensystem. Um auf die gleiche Leistung, wie vom Dieselmotor zu kommen, muss der Wasserstoffverbrennungsmotor größer ausgelegt werden, weswegen Gewicht und Volumen mit dem Verhältnis der spezifischen Leistungen eines Diesel- und eines umgebauten H₂-Motors [15], skaliert wurden.

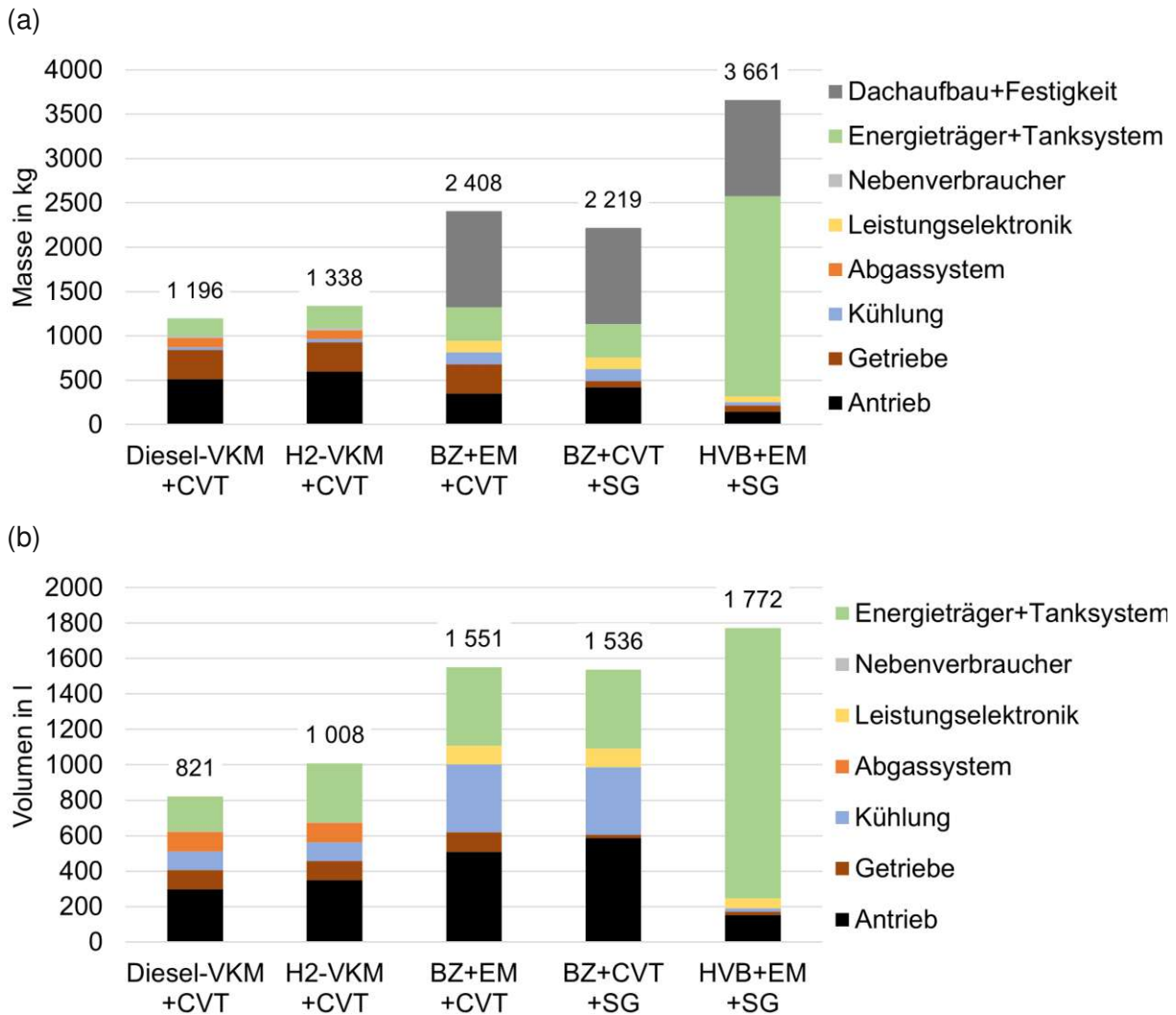


Abbildung 34: Massen (a) und Volumina (b) der variablen Komponenten des Spenderfahrzeuges und der vier alternativen Antriebskonzepte.

Außerdem wurden mit dem Wechsel des Energieträgers, anstatt einem 180 Liter Dieseltank, vier Wasserstofftanks, mit einem Volumen von insgesamt 310 Liter eingesetzt. Darin wird 12,4 kg Wasserstoff, bei einem Druck von 700 bar, gespeichert. Mit einer Wasserstofftandichte von 5,7 wt% [28], kommen die Tanks damit auf ein Gewicht von 217,5 kg, was zusammen mit dem Wasserstoff, zu einem Gesamtgewicht von 229,9 kg führt. Dieseltank, 50,3 kg, und Diesel kommen dagegen auf ein Gesamtgewicht von 199,7 kg. Während sich diese beiden Systeme im Gewicht nur um 30,2 kg unterscheiden, sind beim Volumen, für den Wasserstoff, zusätzliche 115 Liter notwendig. Für die Konzepte, bei denen Wasserstoff als Kraftstoff eingesetzt wird, wurde deswegen der Einbauort der Kraftstofftanks, vom Innenraum, mithilfe eines Dachaufbaus, auf das Traktordach verlegt. Wird die Menge an Wasserstoff auf den Energieinhalt von Diesel skaliert, wären 54 kg Wasserstoff notwendig und es würde sich eine Masse, für Tank und Wasserstoff, von 993 kg ergeben, was mit dem zulässigen Fahrzeuggewicht nicht vereinbar wäre.

Für die Konzepte mit Brennstoffzelle, werden am Dach, neben den Tanks, auch noch die Lüfter und der Radiator für die Kühlung der Brennstoffzelle untergebracht. Damit alle Komponenten fest fixiert werden können, wird eine extra Rahmenstruktur angefertigt, die vom Dachaufbau aufgenommen werden kann. In Abbildung 35 ist die Anordnung zu sehen.

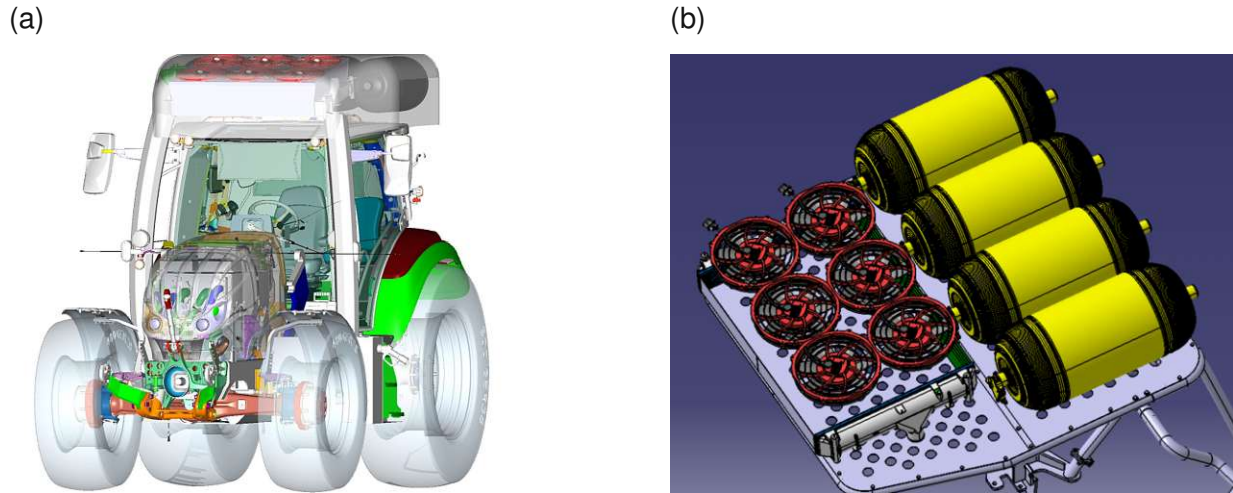


Abbildung 35: 3D-Modell des BZ+EM+CVT-Konzepts mit Dachaufbau (a) und Detailansicht der Rahmenstruktur mit den Wasserstofftanks und Lüftern für den Radiator (b).

Der Austausch der VKM durch die BZ und die EM, also dem Übergang zum BZ+EM+CVT-Konzept, bringt eine starke Erhöhung der Masse und des Volumens mit sich. Zwar fällt, da keine Stickoxide ausgestoßen werden, das Abgassystem mit dem AdBlue-Tank weg, aber die Brennstoffzelle mit der EM, die Leistungselektronik, der zusätzliche Kühler für die Brennstoffzelle und vor allem der Dachaufbau und die Festigkeitselemente übersteigen den dadurch gewonnenen Platz und die reduzierte Masse wieder. Dabei belaufen sich Masse und Volumen des Wärmetauschers+Lüfter für die Kühlung der LE, der HVB und der EM auf 39 kg bzw. 17,8 Liter und des Wärmetauschers+Lüfter für die BZ auf 95,8 kg bzw. 364,9 Liter. Die gesamte Leistungselektronik kommt auf eine Masse von 130,3 kg und ein Volumen von 105,48 Liter. Auch die Kategorie Energieträger+Tanksystem weist eine Erhöhung auf, die daher kommt, dass bei den Konzepten mit Brennstoffzelle eine HVB verwendet wird und diese ein zusätzlicher Energieträger ist. Der Dachaufbau und die Festigkeitselemente belaufen sich auf 1.084 kg.

Mit dem Tausch des CVT durch ein Schaltgetriebe, dem Einsatz einer zweiten EM und dem Entfall der beiden PTO-Getriebe erreicht das BZ+EM+SG-Konzept sogar eine etwas geringere Masse, als das BZ+EM+CVT-Konzept, aber das Volumen bleibt auf demselben Niveau.

Der Wechsel auf das HVB+EM+SG-Konzept bringt eine wesentliche Umverteilung der Massen und Volumina der jeweiligen Kategorien mit sich. Zum einen wird nur noch der

kleinere Wärmetauscher benutzt und zum anderen fallen, wie bereits erwähnt, einige LE-Komponenten weg. Aufgrund der Vorgehensweise bei der Auslegung der neuen HVB wird auch mit diesem Konzept ein Dachaufbau notwendig und mit der gewünschten Einsatzzeit wird die HVB so schwer, dass das zulässige Fahrzeuggewicht von 8.800 kg überschritten wird. Auch beim Volumen weist dieses Konzept den höchsten Wert auf.

5.3 Einsatzzeit

Mit der Menge an Kraftstoff, die pro Zyklusdurchgang benötigt wird, lässt sich über die Zyklusdauer und der Tank- bzw. Batteriekapazität ausrechnen, wie viele Betriebsstunden für den jeweiligen Zyklus möglich sind. Die Ergebnisse dazu sind in [Abbildung 36](#) zu sehen. Direkt ersichtlich sind die hohen Einsatzzeiten des Dieseltraktors, die auf die hohe volumetrische Dichte zurückzuführen sind. Bis auf Zyklus Z1G und Z3M, sind immer über acht Betriebsstunden möglich. Generell ist zu sagen, dass eine sinkenden mittlere Nutzleistung mit einer steigenden Betriebsdauer korreliert.

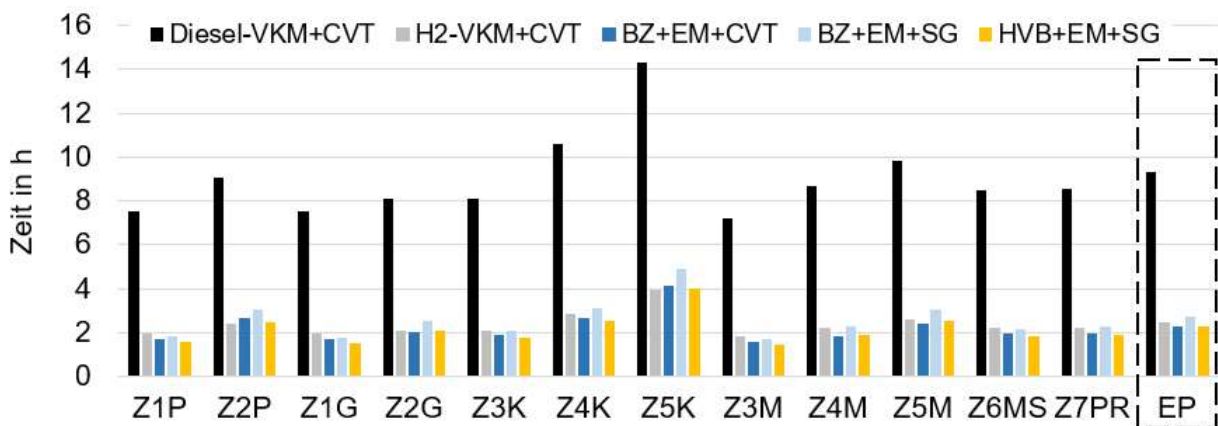


Abbildung 36: Einsatzzeit für alle Antriebskonzepte, für alle DLG-PowerMix-Zyklen und der, über das Einsatzprofil (EP) gewichtete, Mittelwert.

Mit dem Blick auf den Wasserstoffverbrennungsmotor lässt sich ein großer Nachteil des Wasserstoffs als Energieträger ableiten: Die Speicherung. Der große Aufwand für den Transport von gasförmigen Wasserstoff führt zu Kompromissen bei der Menge an Wasserstoff, die mitgeführt werden kann. Auswirkung hat dies auf die Einsatzzeit, die wesentlich geringer, als die vom direkten Gegenpart, dem Dieselmotor, ausfällt. Die weiteren zwei Antriebskonzepte, die Wasserstoff als Energieträger nutzen leiden unter demselben Nachteil und erreichen ähnliche Einsatzzeiten. Die Höhe der mittleren Nutzleistung hat dabei einen Einfluss, ob die BZ-Konzepte oder das H2-VKM+CVT-Konzept höhere Einsatzzeiten aufweist. Das HVB+EM+SG-Konzept weist aufgrund der Vorgehensweise bei der Dimensionierung der HVB ähnliche Einsatzzeiten, wie das BZ+EM+CVT-Konzept, auf. Im gewichteten Mittel kommt das Diesel-VKM+CVT-Konzept auf 9,3 h, das H2-VKM+CVT

auf 2,5 h, das BZ+EM+CVT-Konzept auf 2,3 h, das BZ+EM+SG-Konzept auf 2,8 h und das HVB+EM+SG-Konzept auf 2,3 h.

Soll mit den alternativen Antriebskonzepten die gleiche Einsatzzeit wie mit dem Dieseltraktor erreicht werden, müssen die Wasserstofftanks bzw. die HVB vergrößert werden, was zu einer Erhöhung der Masse führt. In [Abbildung 37](#) sind, neben der Masse des Dieseltraktors, die Massen aufgetragen, die sich dann für die anderen Konzepte ergeben würden.

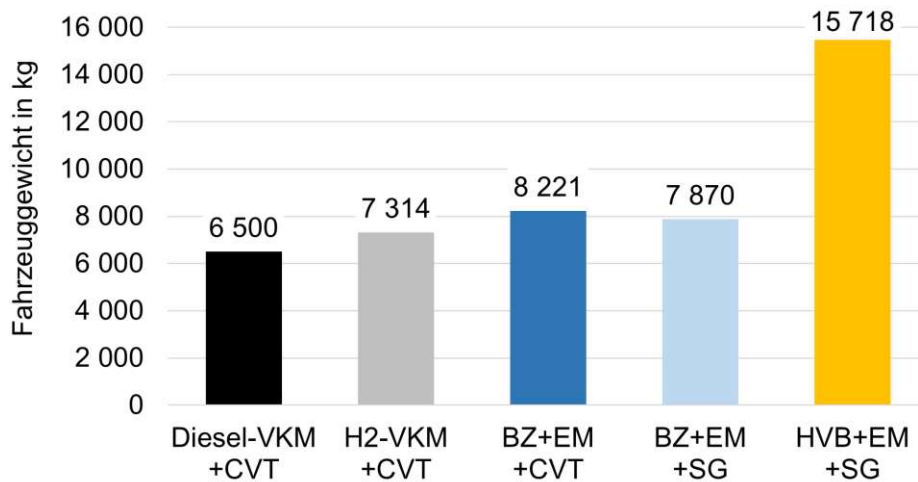


Abbildung 37: Masse des Dieseltraktors und Massen der Traktoren mit alternativen Antriebskonzepten, um gleich hohe Einsatzzeiten erreichen zu können.

5.4 Wirkungsgrad

Über das Verhältnis der eingesetzten Energie zur Summe von Nutzleistung+Fahrwiderstände lässt sich der Wirkungsgrad der jeweiligen Systeme berechnen. Dargestellt ist dies in [Abbildung 38](#). Auch hier ist der gegenläufige Trend der VKM- bzw. BZ-Konzepte bezüglich der mittleren benötigten Leistung zu erkennen.

Wieder anzumerken ist, dass die Konzepte mit Brennstoffzelle, gegenüber den Konzepten mit VKM, aufgrund des Einsatzprofils, im gewichteten Mittel, einen konzeptionellen Vorteil haben. Das führt für den Mittelwert zu folgenden Wirkungsgraden: Diesel-VKM+CVT mit 27 %, H2-VKM+CVT mit 30 %, BZ+EM+CVT mit 28 %, BZ+EM+SG mit 35 % und HVB mit 71 %.

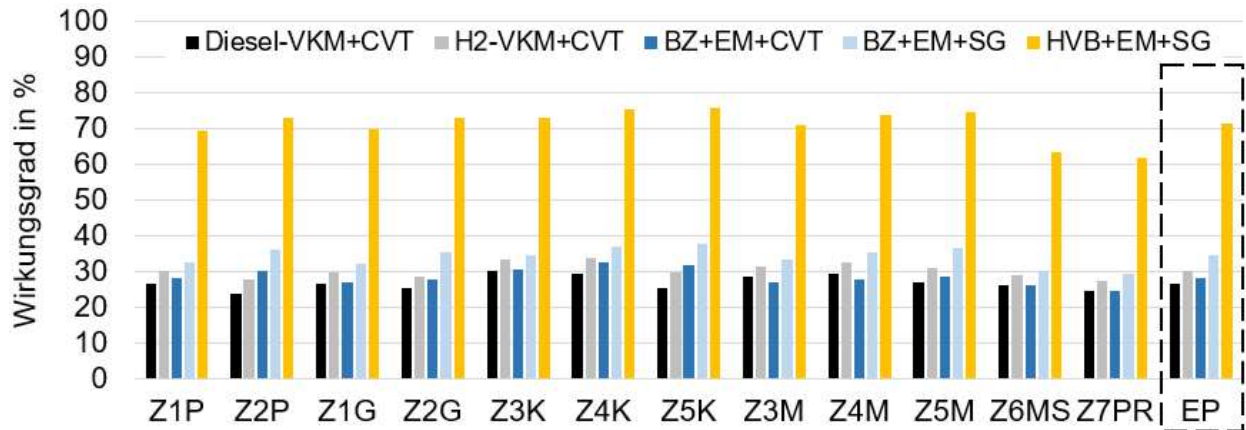


Abbildung 38: Wirkungsgrad für alle Antriebskonzepte, für alle DLG-PowerMix-Zyklen und der, über das Einsatzprofil (EP) gewichtete, Mittelwert.

5.5 Anforderungen DLG-PowerMix

Die vom DLG tolerierten Geschwindigkeitsabweichungen von 2,5 km/h wirken sich auf die tatsächliche Nutzleistung der Zyklen aus, und damit auf die aufgewendete Energie beim Durchfahren der Zyklen. Wird die Referenzgeschwindigkeit unterschritten, reduziert sich die Leistungsabgabe und der Traktor legt in der vorgegebenen Zykluszeit weniger Fahrstrecke zurück. Somit sinkt aber auch die insgesamt benötigte Energie. In [Abbildung 39](#) ist repräsentativ der Geschwindigkeitsverlauf des Zyklus Z3M, einmal vom Diesel-VKM+CVT- und einmal vom HVB+EM+SG-Konzept, im Vergleich zur Referenzgeschwindigkeit von 16 km/h, aufgezeichnet. Während mit der BZ und dem Schaltgetriebe die Geschwindigkeit beinahe durchgehend gehalten werden kann, fällt sie mit der Diesel-VKM teilweise bis auf knapp über 10 km/h, ab.

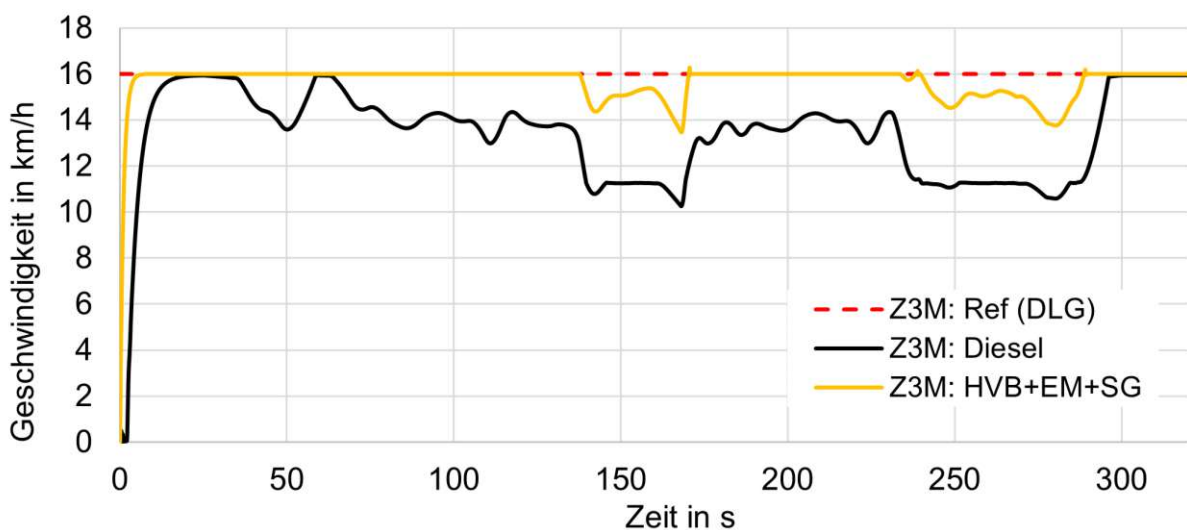


Abbildung 39: Referenzgeschwindigkeit des Zyklus Z3M und Geschwindigkeit des Traktors mit Dieselmotor und BZ + Schaltgetriebe.

Wie sich das dann auf die verfügbare Nutzenergie für die Zug-, Zapfwellen- und Hydraulikleistungen auswirkt, ist in Abbildung 40 dargestellt.

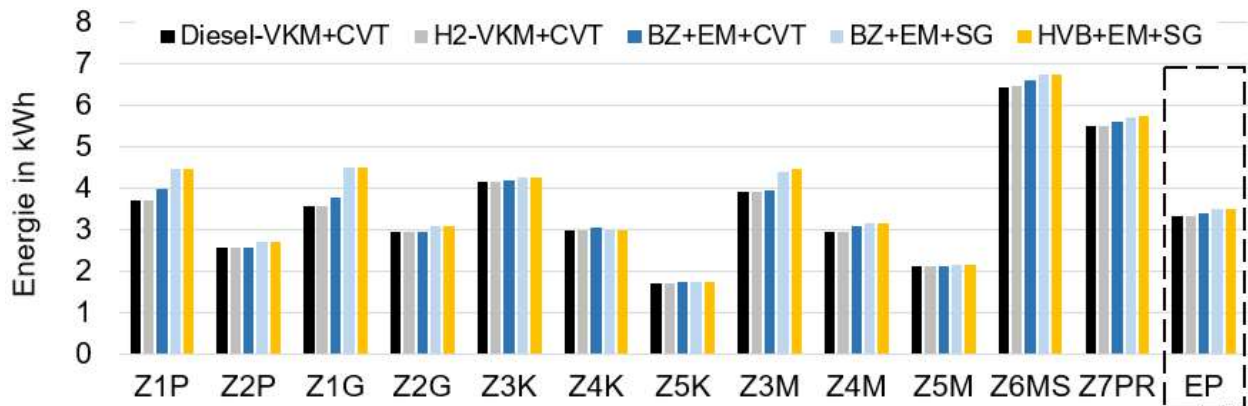


Abbildung 40: Nutzenergie für alle Antriebskonzepte, für alle DLG-PowerMix-Zyklen und der, über das Einsatzprofil (EP) gewichtete, Mittelwert.

Ein weiterer Nebeneffekt der unterschiedlichen Geschwindigkeiten ist, dass unterschiedliche Lastpunkte im Motorkennfeld angefahren werden bzw. die Leistungsaufteilung im CVT anders ausfällt. Damit kann es zu einer Verschiebung zu wirkungsgradgünstigeren oder -ungünstigeren Lastpunkten kommen.

6 Zusammenfassung

Mit dem Ziel die weltweiten Treibhausgasemissionen stark zu reduzieren, gewinnt der ökologische Gedanke in der Landwirtschaft immer mehr an Prävalenz. Um dem Ziel mit großen Schritten näherzukommen, ist eine Evaluierung alternativer Antriebskonzepte nicht mehr wegzudenken.

Ohne große Änderungen an der Systemarchitektur eines Dieseltraktors vorzunehmen, lässt sich dieser in einen mit Wasserstoff betriebenen Traktor umbauen. Bis auf eine angepasste VKM und ein auf Wasserstoff ausgelegtes Tanksystem, kann der Rest weitestgehend unverändert bleiben. Mit den neuesten Entwicklungen im Bereich von H₂-VKM lassen sich sehr gute Wirkungsgrade erreichen und mit dem Einsatz eines SCR werden die entsprechenden gesetzlichen Vorgaben, eingehalten. Die komplexe Speicherung und Mitführung von Wasserstoff führt aber zu sehr kurzen Einsatzzeiten und um die gleichen Leistungen eines Dieselmotors zu erreichen, ist eine H₂-VKM mit größerem Volumen notwendig. Technologische Weiterentwicklungen und der Einsatz einer Wasserstoffdirekteinspritzung würden diesen Effekt aber wieder egalisieren.

Wesentlich aufwendiger ist die Umstellung auf einen Betrieb mit Brennstoffzelle, E-Maschine und Hochvoltbatterie. Es werden einige zusätzlichen Komponenten, wie die Leistungselektronik oder zusätzliche Kühler, und eine Energiemanagementstrategie notwendig. Große Vorteile liegen aber in der Charakteristik von E-Maschinen, die eine starke Vereinfachung des Hauptgetriebes ermöglichen und unter entsprechenden Umständen auch einen, von der Motordrehzahl unabhängigen Betrieb der Zapfwelle, ermöglichen. Wie schon bei der H₂-VKM, stellt auch hier, aus demselben Grund, die kurze Einsatzzeit einen großen Nachteil dar. Der Wirkungsgrad lässt sich im Vergleich aber tendenziell steigern. Während mit dem Erhalt des CVT die Wirkungsgradsteigerung eingeschränkt, kann mit einem einfach 2-Stufen-Schaltgetriebe der Wirkungsgrad deutlich erhöht werden. Da aber eine zusätzliche EM für einen entsprechenden Betrieb der Zapfwelle notwendig wird, hat die Gewichts- und Volumeneinsparung durch den Entfall des CVT und des Zapfwellengetriebes, nur einen reduzierten Effekt.

Weiter vereinfachen lässt sich die Systemarchitektur mit dem Entfall der Brennstoffzelle und dem Ersatz durch eine HVB mit hoher Kapazität. Die zusätzliche Reduktion der Anzahl an Spannungswandlern im System ermöglicht einen höheren Wirkungsgrad, aber um die gleichen Einsatzzeiten des Brennstoffzellentraktors mit CVT zu erreichen, muss das zulässige Fahrzeuggewicht überschritten werden.

7 Ausblick

Mit dem Blick in die Zukunft und einer ökologischen Priorisierung im Sinne von Zero-Emission-Vehicles haben fossile Energieträger keinen Platz mehr in der Gesellschaft. Mit einem Wechsel des Antriebkonzepts ist es dabei nicht nur möglich den Ausstoß von Treibhausgasen auf null zu reduzieren, sondern auch eine Steigerung des Wirkungsgrades ist möglich. Je nachdem wie groß die Änderungen an der Systemarchitektur ausfallen, nehme diese Steigerungen moderate bis hohe Maße an.

Während die Leistungsparität, aufgrund der höheren Wirkungsgraden der untersuchten Konzepte, kein Problem darstellt, lassen sich gleiche Volumina bzw. Fahrzeuggewichte für zufriedenstellende Einsatzzeiten, nicht einhalten. Die Energiespeicherung, sei es der Wasserstoff bei den BZ- oder H₂-VKM-Konzepten bzw. die Kapazität der HVB beim HVB+EM+SG-Konzept, weist eine zu geringe Speicherdichte auf, um mit einer Tank- bzw. Batterieladung, Einsatzzeiten im Bereich von einem Arbeitstag zu erreichen. Im Falle von kleinen landwirtschaftlichen Feldern und der Möglichkeit dezentral zu tanken könnte dieses Problem für den Wasserstoff aber ausreichend gut gelöst werden. Auch die Verlagerung der Wasserstofftanks vom Traktor auf die Einsatzmaschinen wäre eine mögliche Lösung. Mit dem Laden einer Hochvoltbatterie ist selbst mit einer Lademöglichkeit in unmittelbarer Nähe mit einer nicht zu vernachlässigbaren Stehzeit zu rechnen. Eine starke Erhöhung der Speicherkapazität und der damit verbundenen Zunahme des Fahrzeuggewichts ist aufgrund der Sensibilität des Feldes und der damit beeinträchtigten Bewirtschaftung keine Option. Dies trifft dabei mehr auf eine HVB zu, als auf Wasserstoff und den dazugehörigen Tanks, da beim Wasserstoff, mit einer Erhöhung der Kapazität, eher das Volumen, als das Gewicht ansteigt.

Zwar weisen Konzepte, die Wasserstoff als Energiequelle nutzen, im Vergleich zum HVB+EM+SG-Konzept, geringere Wirkungsgradsteigerungen auf, lassen aufgrund des Speichersystems aber realistischere Lösungen für die Erhöhung der Einsatzzeit zu und stellen damit eine vielversprechende Option zur praktischen Reduktion der Treibhausgasemissionen im Landwirtschaftssektor, dar.

Neben den untersuchten Konzepten würde sich auch ein Betrieb mit synthetischem Diesel, anderen sogenannten E-Fuels oder Biokraftstoffen anbieten. Dabei sind je nach Kraftstoff, ob flüssig oder gasförmig, mehr oder weniger Adaptionen an der VKM und dem Tanksystem notwendig. Zwar ist der Traktor damit kein Zero-Emission-Vehicle mehr, aber der Verbrauch von fossilen Brennstoffen wird reduziert und trotzdem können hohe Einsatzzeiten erreicht werden.

Literatur

- [1] VERORDNUNG (EU) 2016/1628 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES - vom 14. September 2016 - über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte für gasförmige Schadstoffe und luftverunreinigende Partikel und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte, zur Änderung der Verordnungen (EU) Nr. 1024/2012 und (EU) Nr.167/2013 und zur Änderung und Aufhebung der Richtlinie 97/68/EG.
- [2] VDMA. [www.VDMA.org](https://www.vdma.org), [Online]. 2022. URL: <https://www.vdma.org/viewer/-/v2article/render/52648206> (besucht am 31.08.2022).
- [3] FFG. <https://projekte.ffg.at/>, [Online]. 2022. URL: <https://projekte.ffg.at/projekt/3719251/pdf> (besucht am 05.10.2022).
- [4] DLG. <https://www.dlg.org/de/>, [Online]. 2022. URL: <https://www.dlg.org/de/landwirtschaft/tests/dlg-powermix> (besucht am 22.08.2022).
- [5] Claudia Pieke u. a. DLG-PowerMix auf dem Leistungsprüfstand. ATZ offhighway Jahrgang 10 (02/2017), S. 26–31.
- [6] Karl Theodor Renius. Fundamentals of Tractor Design. Cham: Springer International Publishing, 2020. ISBN: 978-3-030-32804-7.
- [7] Christian Birkmann, Jan Wieckhorst und Ludger Frerichs. Zapfwellenantriebskonzepte für Standardtraktoren – Historie, Gegenwart, Zukunft. ATZ offhighway Jahrgang 10 (04/2017), S. 78–85.
- [8] ISO 500-1: Agricultural tractors — Rear-mounted power take-off types 1, 2, 3 and 4 — Part 1: General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone. Second edition (2014-04-01).
- [9] T. Aschauer u. a. Hydrogen Powered Telehandler Concept. 43. Internationales Wiener Motorensymposium. Wien: Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), 2022. ISBN: 978-3-9504969-1-8.
- [10] Pavlos Dimitriou und Taku Tsujimura. A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel. International Journal of Hydrogen Energy 42 (38) (09/2017), S. 24470–24486. ISSN: 0360-3199.
- [11] Wolfgang Enke u. a. Der bivalente V12-Motor des BMW Hydrogen 7. MTZ - Motor-technische Zeitschrift Jahrgang 68 (06/2007), S. 446–453.
- [12] Manfred Klell, Helmut Eichlseder und Alexander Trattner. Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. ISBN: 978-3-658-20447-1.

- [13] Rana Kunal u. a. Effects of Governing Parameters on the Performance and Emissions of Hydrogen Engine for Automotive Application. 8th SAEINDIA International Mobility Conference & Exposition and Commercial Vehicle Engineering Congress (SIMCOMVEC). ISSN: 0148-7191. Chennai, Indien, 2013.
- [14] Thomas Korn. Der effizienteste Weg zur CO₂-Minderung: die neueste Generation von Wasserstoffverbrennungsmotoren. 41. Internationales Wiener Motorensymposium. Wien: VDI Verlag, 2020.
- [15] Anton Arnberger u. a. Wasserstoffverbrennungsmotor für CO₂-neutrale Nutzfahrzeuge. ATZ heavy duty 14 (09/2021), S. 36–41. ISSN: 2524-8782.
- [16] L. Walter u. a. The H₂ Combustion Engine – The Forerunner of a Zero Emissions Future. 42. Internationales Wiener Motorensymposium. Wien, 2021. ISBN: 978-3-9504969-0-1.
- [17] Srinivas Jilakara u. a. An Experimental Study of Turbocharged Hydrogen Fuelled Internal Combustion Engine. SAE International Journal of Engines 8 (1) (01/2015), S. 314–325. ISSN: 1946-3944.
- [18] Matthias Felden u. a. Electric vehicle drive trains: From the specification sheet to the drive-train concept. 14th International Power Electronics and Motion Control Conference. Ohrid, Macedonia: IEEE, 2010. ISBN: 978-1-4244-7856-9.
- [19] Jony J. Eckert u. a. Electric vehicle drivetrain optimisation. IET Electrical Systems in Transportation 7 (01/2017), S. 32–40. ISSN: 2042-9738.
- [20] Datenblatt: Samsung. <https://eu.nkon.nl/>, [Online]. URL: <https://eu.nkon.nl/sk/k/30q.pdf> (besucht am 05.08.2022).
- [21] Alessandro Ferrara, Stefan Jakubek und Christoph Hametner. Energy management of heavy-duty fuel cell vehicles in real-world driving scenarios: Robust design of strategies to maximize the hydrogen economy and system lifetime. Energy Conversion and Management 232 (2021), S. 1–14. ISSN: 0196-8904.
- [22] MathWorks. <https://de.mathworks.com/>, [Online]. URL: <https://de.mathworks.com/help/gads/particleswarm.html> (besucht am 14.09.2022).
- [23] Zhanying Chen u. a. The optimization of accuracy and efficiency for multistage precision grinding process with an improved particle swarm optimization algorithm. International Journal of Advanced Robotic Systems 17.1 (01.01.2020), S. 172988141989350. ISSN: 1729-8814.
- [24] Jiageng Ruan, Paul Walker und Nong Zhang. Comparison of Power Consumption Efficiency of CVT and Multi-Speed Transmissions for Electric Vehicle. International Journal of Automotive Engineering 9 (4) (2018), S. 268–275. ISSN: 2185-0984.

- [25] Peter Back u. a. Replication of the DLG PowerMix Tractor Fuel Consumption Test in a Laboratory Environment. *AgEng-Landtechnik 2011*. Hannover, 2011.
- [26] O. Degrell und T. Feuerstein. DLG–PowerMix - Ein praxisorientierter Traktorentest. *AgEng-Landtechnik 2003*. Hannover, 2003.
- [27] DLG-Prüfbericht: 5926 F. <http://byxo.de/>, [Online]. 2010. URL: <http://byxo.de/data/201102155926F.pdf> (besucht am 22. 08. 2022).
- [28] Datenblatt: Toyota. <https://www.toyota-europe.com/>, [Online]. URL: https://www.toyota-europe.com/download/cms/euen/Toyota%20Mirai%20FCV_Posters_LR_tcm-11-564265.pdf (besucht am 20. 07. 2022).