

Working Papers



Technische Hochschule
Ingolstadt

*Zukunft in
Bewegung*



*Dipl.-Ing. (FH) Johann Hauber und
Prof. Dr.-Ing. Karl Huber*

***Einsatz mobiler Messtechnik
zur Bestimmung der Effizienz des
Antriebsstrangs von Hybrid-
fahrzeugen im Fahrversuch und
am Rollenprüfstand***

Abstract

Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit des Emissions- und Verbrauchsverhaltens von Kraftfahrzeugen ist es von entscheidender Bedeutung, dass die Randbedingungen während des Tests in engen Grenzen einheitlichen Vorgaben folgen.

Der Gesetzgeber sieht hierfür genormte Geschwindigkeits-Zeit-Profile vor, die auf klimatisierten Rollenprüfständen nachgefahren werden.

Indem die „Straße ins Labor“ verlagert wird, gelingt es weitgehend, Fahrer- und Umwelteinflüsse zu eliminieren. Um hybrid-spezifische Einzelmaßnahmen zur Steigerung der Effizienz von teilelektrifizierten Pkw-Antriebssträngen gezielt bewerten zu können, werden über den mittleren Kraftstoffverbrauch hinaus die Momentanwerte für die einzelnen Leistungspfade benötigt. Am Beispiel der Verbrauchsmessung an einer Vollhybridlimousine mit E-CVT-Getriebe sollen verschiedene Betriebszustände anhand der Resultate aus dem Einsatz mobiler Verbrauchsmesstechniken diskutiert werden.

Key Words:

Ausrollkurve, E-CVT, Fahrversuch, Fahrwiderstände, Hybridfahrzeug, Kraftstoffverbrauch, Leistungsverzweigung (Power-Split), mobile Messtechnik, NEFZ, Normzyklus, Rollenprüfstand

Einsatz mobiler Messtechnik zur Bestimmung der Effizienz des Antriebsstrangs von Hybridfahrzeugen im Fahrversuch und am Rollenprüfstand

von Dipl.-Ing. (FH) Johann Hauber und Prof. Dr.-Ing. Karl Huber

1 Einleitung

Die Möglichkeiten zur Bewertung des Kraftstoffverbrauchs und der hybridspezifischen Maßnahmen zur Effizienzsteigerung sollen am Beispiel von Verbrauchsmessungen einer Vollhybridlimousine behandelt werden. Es kommen dabei hochgenaue mobile Leistungs- und Verbrauchsmessgeräte sowohl im Fahrversuch, wie auch am Rollenprüfstand als dem maßgebenden Entwicklungswerkzeug für die Zulassung von Kraftfahrzeugen zum Einsatz. Abweichend von dem hierfür anzuwendenden CVS¹-Messprinzip zur Bestimmung von Verbrauchs- und Emissionswerten wurde im Rahmen der nachfolgend beschriebenen Untersuchungsumfänge der Kraftstoffverbrauch direkt volumetrisch bestimmt und auf eine Analyse der limitierten Abgasemissionen verzichtet [1, 2, 3].

¹ CVS: Constant Volume Sampling

2 Fahrzeug

Als Messobjekt stand für die durchgeführten Verbrauchsanalysen die Vollhybridlimousine IS300h der Ausstattungsvariante F-Sport des japanischen Herstellers LEXUS mit Standardantrieb zur Verfügung. Die Getriebearchitektur des Fahrzeugs entstammt den Mischhybriden mit Leistungsverzweigung, wobei im Getriebe keine mechanischen Schaltelemente vorhanden sind [4, 5]. Am Getriebeeingang befindet sich zur Drehzahladdition eine Planetenradstufe, über die der Verbrennungsmotor (Nennleistung: 133 kW, Planetenträger), eine PSM² (E-Maschine 1, Sonnenrad) und die Hauptgetriebewelle (*Hohlrad*) gekoppelt sind (vgl. Abb. 1). Hiermit ist ein Automatikbetrieb mit stufenloser Übersetzungsänderung möglich, weshalb ein derartiges Getriebe auch als E-CVT³ bezeichnet wird. Zur Vermeidung hoher Ein- und Ausspeicherverluste in die Traktionsbatterie sowie auch zur Momentenabstützung wird im Hauptfahrbereich die in der E-Maschine 1 erzeugte elektrische Leistung über den Zwischenkreis der Fahrzeugleistungselektronik in frequenzmodulierter Form der E-Maschine 2 zugeführt. Die beiden Synchronmaschinen übernehmen somit zusammen mit der Leistungselektronik die Funktion des Variators im CVT-Getriebe. In den Betriebsmodi „Elektrisches Fahren“ und „Rekuperation“ dient die letztgenannte PSM, welche in einer festen Übersetzung zur Hauptgetriebewelle steht und eine Nennleistung von 105 kW aufweist, zum ausschließlichen Leistungsaustausch zwischen der Antriebsachse und der Traktionsbatterie. Bei stehendem Verbrennungsmotor dreht in diesem Fall die E-Maschine 1 nach der Zwangsbedingung der Standübersetzung der Power-Split-Planetenradstufe momentenfrei mit [5, 6, 7].

Der Verbrennungsmotor ist als Vierzylindermotor mit 2,5 l Hubraum ohne Aufladung vergleichsweise großvolumig ausgeführt, was durch die effizienzsteigernde Prozessführung (Viertakt-Atkinson-Verfahren [8, 9]) auf Kosten der Leistungsdichte erforderlich ist. Bei der umgesetzten Motor-Stopp-Start-Funktion wirkt die Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses mittels später Einlass-Schluss-Steuerzeit vorteilhaft hinsichtlich der erforderlichen Verdichtungsarbeit in der Hochlaufphase und unterstützt damit ein angenehmes NVH-Verhalten. Er wird mit bleifreiem Ottokraftstoff in Super-Qualität betrieben, der wahlweise mittels Saugrohr- (PFI) oder Direkteinspritzung (DI) mit seitlicher Injektorlage in die Brennräume gelangt

² PSM: Permanentmagneterregte Synchronmaschine
³ E-CVT: Electrical – Continuous Variable Transmission

(D4-S). Zur Optimierung des Ladungswechsels im Motorkennfeld verfügt der ansonsten einfach gestaltete Verbrennungsmotor über Phasensteller auf der Ein- und Auslassnockenwelle (Dual-VVT-i⁴). Eine gekühlte Abgasrückführung unterstützt die wirkungsgradsteigernde Entdrosselung des Motors bei niedrigen Lasten und sorgt zudem für eine Absenkung der Stickoxidemissionen. Die mechanische Reibung wurde konsequent unter anderem durch den Einsatz eines wälzgelagerten Nockenabgriffs, reibungsminimierenden Beschichtungen sowie eines niedrigviskosen Schmieröls (Viskositätsklasse SAE 0W-20) minimiert [8].

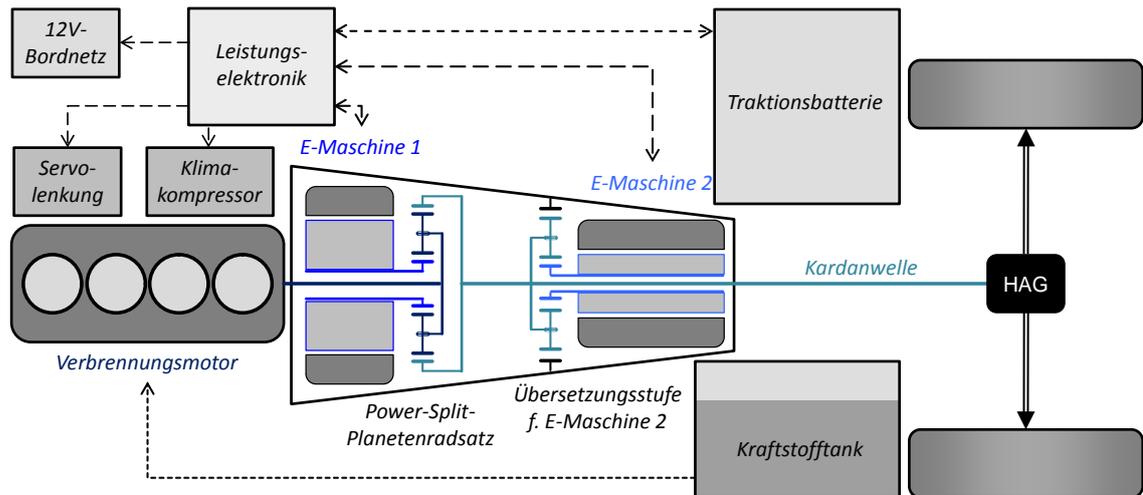


Abbildung 1: Antriebsstrangschemata des Versuchsfahrzeugs (LEXUS IS300h), eigene Darstellung nach [4, 6, 10]

Die Vollhybridlimousine ist wie in Abb. 1 dargestellt einerseits mit einem konventionellen Tank für Ottokraftstoff zur Versorgung des Verbrennungsmotors und andererseits mit einer Ni-MH-Traktionsbatterie zur Zwischenspeicherung elektrischer Energie ausgestattet. Externes Laden der vergleichsweise klein dimensionierten, in der für den Crashfall versteiften Reserveradmulde untergebrachten Batterie mit einer Kapazität von 1,5 kWh bei einer Nennspannung von 230,4 V ist hierbei nicht vorgesehen [4, 10].

⁴ VVT-i: Variable Valve Timing - intelligent

3 Messtechnik

3.1 Kraftstoffverbrauch

Zur Erfassung der anteilig übertragenen Leistungen im Antriebsstrang wurde das Versuchsfahrzeug umfassend mit Messtechnik ausgestattet. Dabei gilt dem Kraftstoffverbrauch als primäre Energiequelle für das Hybridfahrzeug besondere Beachtung. Das Fahrzeug verfügt wie bereits erwähnt über eine kombinierte Saugrohr- und Direkteinspritzung, wobei der Gesamtverbrauch erfasst werden sollte. Das fahrzeugseitige Kraftstoffversorgungssystem besteht hierbei aus einem in den Kraftstofftank integrierten Fördermodul mit Filter und Druckregler, das den Einspritzdruck für die Saugrohreinspritzventile und gleichzeitig den Vorförderdruck für die Hochdruckpumpe bereitstellt. Als Verbrauchsmesstechnik kam die Flex-Fuel taugliche KMA mobile des Herstellers AVL in der NEFZ-Variante mit dem kleinsten Messbereich von 75 l/h zum Einsatz [11]. Sie wurde zusammen mit einem Zusatzfilter in die Kraftstoffleitung vor der Verzweigungsstelle eingebaut (vgl. Abb. 2). Nachdem die Kraftstoffversorgung rücklauffrei erfolgt, war hierbei nur das Messmodul ohne Wärmetauscher zu integrieren. Die Erfassung des Kraftstoffverbrauchs erfolgt bei der KMA mobile volumetrisch über eine servoangetriebene Zahnradstufe. Ein zusätzlicher, integrierter Dichtesensor ermöglicht die direkte Umrechnung in den aktuellen Massenstrom [11].

Zur Unterscheidung des jeweiligen Einspritzmodus (Saugrohr-, Direkt- oder kombinierte Einspritzung) wurden außerdem die Ansteuersignale des DI-Injektors und des PFI-Einspritzventils am ersten Zylinder mittels integrierter linearer Stromsensoren qualitativ erfasst.

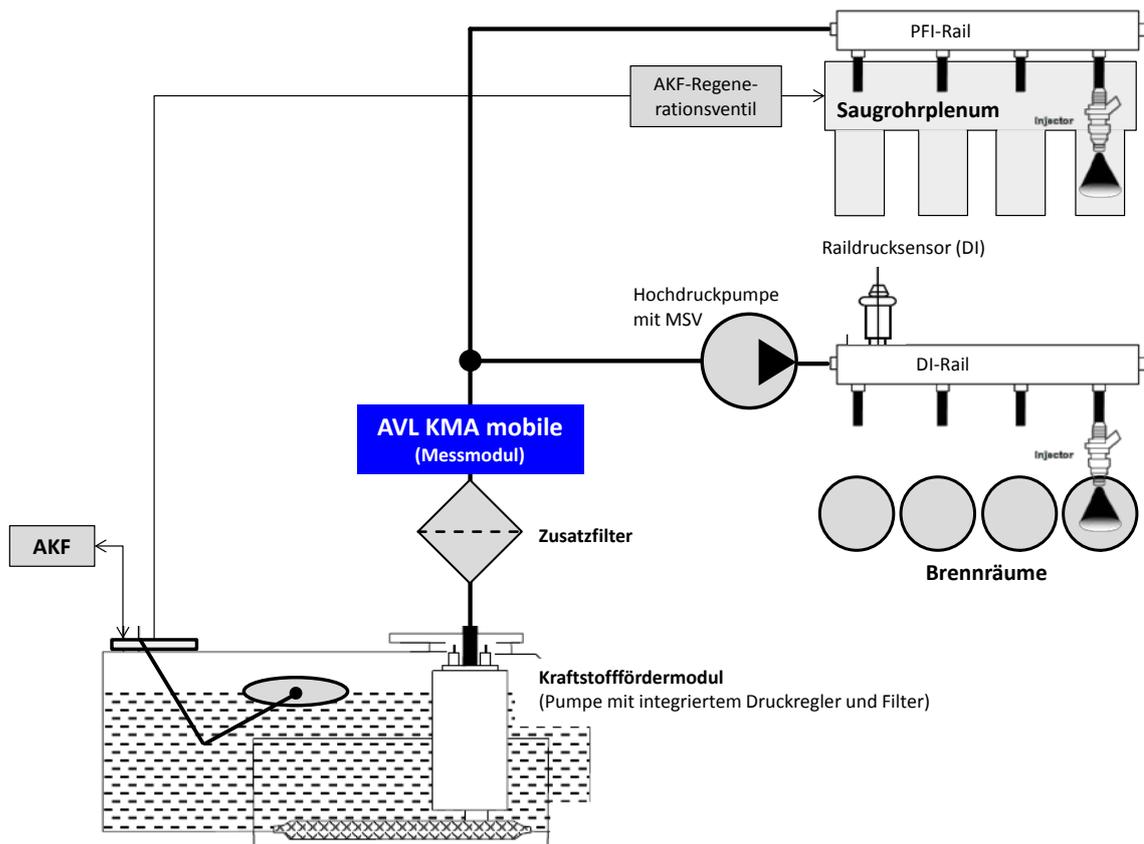


Abbildung 2: Kraftstoffversorgungssystem mit integrierter Verbrauchsmesstechnik
(eigene Darstellung nach [8, 11])^{5 6}

Da die 12 V-Tankpumpe des Hybridfahrzeugs bedarfsgerecht bei E-Fahrt zur Einsparung von Antriebsleistung ebenfalls abgeschaltet und kurz vor dem Zustart des Verbrennungsmotors wieder aktiviert wurde, ergaben sich bei den jeweiligen Schaltvorgängen scheinbare Verbräuche, die im Wesentlichen auf die Elastizitäten der kraftstoffführenden Bauteile zurückzuführen waren. Im Rahmen der beschriebenen Untersuchungen wurden diese Effekte über die Datenanalyse berücksichtigt, indem die Verbrauchswerte bei abgestelltem Verbrennungsmotor einschließlich der kurzzeitigen Verbrauchsimpulse durch die Pumpenschaltvorgänge zu Null gesetzt wurden. Der Einbau eines zusätzlichen Rückschlagventils am Druckanschluss des Fördermoduls würde diesen Schritt im Datenpostprocessing vermeiden helfen, indem ein Zurückströmen von Kraftstoff über das Messmodul in den Tank bei intermittierendem Pumpenbetrieb verhindert wird.

⁵ AKF: Aktivkohlefilter für die Tankentlüftung

⁶ MSV: Mengensteuerventil als Saugdrossel für die Raildruckregelung

3.2 Drehzahlen und Fahrgeschwindigkeit

Um die Motor- und Raddrehzahlen synchron zur Fahrgeschwindigkeit und dem Verbrauch aufzeichnen zu können, wurden optische Sensoren zusammen mit Reflexstreifen am rotierenden Bauteil zur berührungslosen Erfassung der Kurbelwellen- und Kardandrehzahl im Antriebsstrang appliziert. Hieraus lassen sich bei Geradeausfahrt über das Übersetzungsverhältnis des Hinterachsgetriebes (HAG) zunächst die Raddrehzahlen und über den Abrollumfang des Reifens die Geschwindigkeit im Latsch bestimmen [12]. Die sich hiervon durch den Schlupf unterscheidende Fahrgeschwindigkeit wird auf der Straße durch ein optisches Erfassungssystem (Correxit®), das am Fahrzeugheck montiert wurde, als Analogmessgröße bereitgestellt. Am Rollenprüfstand stehen neben der Zugkraft auch die Umfangsgeschwindigkeit der Rolle als Analogwerte zur Verfügung. Durch die beiden Drehzahlen am Getriebeein- und -ausgang ist anhand der eingangs beschriebenen Getriebetopographie mit Leistungsverzweigung die Zwangsbedingung für die Drehzahlermittlung an der ersten Planetenradstufe für die Berechnung der Generator Drehzahl (E-Maschine 1) gemäß Gleichung 1 festgelegt [6, 12, 13]:

$$n_{Gen} = n_{Mot} \cdot (1 - i_{Stand}) + n_{Kardan} \cdot i_{Stand} \quad (\text{Gl. 1})$$

mit

$$i_{Stand} = -n_{Sonne} / n_{Hohlrad} = -n_{Gen} / n_{Kardan} \quad (\text{Gl. 2})$$

Zur Bestimmung der Standübersetzung wurde das Versuchsfahrzeug im Stand bei einem als konstant zu betrachtendem Betriebszustand im Modus „HV-Batterie laden“ untersucht, nachdem durch den Hersteller keine Angaben zu den inneren Übersetzungsverhältnissen des Getriebes gemacht wurden. Neben der gemessenen Motordrehzahl war hierzu auch eine Ordnungsanalyse der mittels Differenzastkopf abgegriffenen Außenleiterspannung des Generatorleitungssatzes erforderlich, nachdem eine Zerlegung des Getriebes vermieden werden sollte. Unter Berücksichtigung der Polpaarzahl [14] ergab sich als Mittelwert aus zehn Einzelbestimmungen die Standübersetzung in Höhe von -2,608.

In vergleichbarer Weise konnte somit bei stehendem Verbrennungsmotor in der Betriebsart „E- Fahrt“ mit angehobener Antriebsachse, das heißt ebenfalls „im Stand“, die konstante Übersetzung von E-Maschine 2 auf die Getriebeausgangswelle bestimmt werden. Hierzu war entsprechend eine Ordnungsanalyse für die frequenzmodulierte Außenleiterspannung der zweiten PSM erforderlich, wobei sich für

$$i_{EM2} = n_{EM2} / n_{Kardan} \quad (\text{Gl. 3})$$

ein Wert von 3,3398 ergab.

3.3 Elektrische Leistung der Traktionsbatterie

Die über die Leistungselektronik mit der Traktionsbatterie ausgetauschte elektrische Leistung konnte durch synchrone Erfassung der Batteriespannung und des Ladestroms mittels Strommesszange berechnet werden. Der Spannungsabgriff an den Batteriekontakten erfolgte dabei aus Sicherheitsgründen nach der Freischaltstelle [10, 15]. Hingegen blieben die Leistungen der elektrifizierten Nebenaggregate (mit Hochspannung betrieben) des Klimakompressors wie auch der Servolenkung im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen unberücksichtigt, da sie beide für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs nach Norm keine Relevanz aufweisen (keine Lenkbewegungen, deaktivierte Fahrzeugklimatisierung). Der zur Energieversorgung des konventionellen 12-V-Bordnetzes über eine DC/DC-Wandlerstufe aus dem elektrischen Zwischenkreis der Leistungselektronik abfließende Strom wurde ebenfalls nicht explizit erfasst, sondern indirekt den Wandlerverlusten zugeschlagen.

3.4 Drehfeldleistungen der beiden Synchronmaschinen

Neben dem Kraftstoffverbrauch und der mit der Traktionsbatterie ausgetauschten elektrischen Leistung war ergänzend die Erfassung der elektrischen Leistungen beider in das E-CVT-Getriebe integrierten PSM erforderlich. Hierzu mussten die beiden geschirmten Leitungsstränge zwischen der Leistungselektronik und der jeweiligen E-Maschine für den Einbau von Präzisionsstromwandlern [16] modifiziert und die Außenleiterspannungen abgegriffen werden. Um die Stromsonden vor erheblicher Vibration und thermischer Belastung zu schützen, wurden die Leitungsstränge der beiden E-Maschinen über eine Schlaufe in den Fahrgastraum verlegt. Zur Bestimmung der elektrischen Drehfeldleistung sind die Außenleiterströme und Spannungen synchron zu erfassen und zu verrechnen. Da Asymmetrien zwischen den Wicklungen herrschen können, sind gemäß erstem und zweitem Kirchhoff'schen Gesetz (Knotenpunktsatz u. Maschensatz) jeweils zwei von drei Außenleiterströmen und Spannungen zu erfassen, um das Drehfeld vollständig zu beschreiben [15]. Dieser Prozessschritt erfolgt in einem hierfür vorge-

sehenen Leistungsmessgerät (NORMA 5000) [17]. Die nachfolgende Abbildung zeigt das entsprechende Anschlussschema zur Erfassung der elektrisch übertragenen Leistung einer Synchronmaschine.

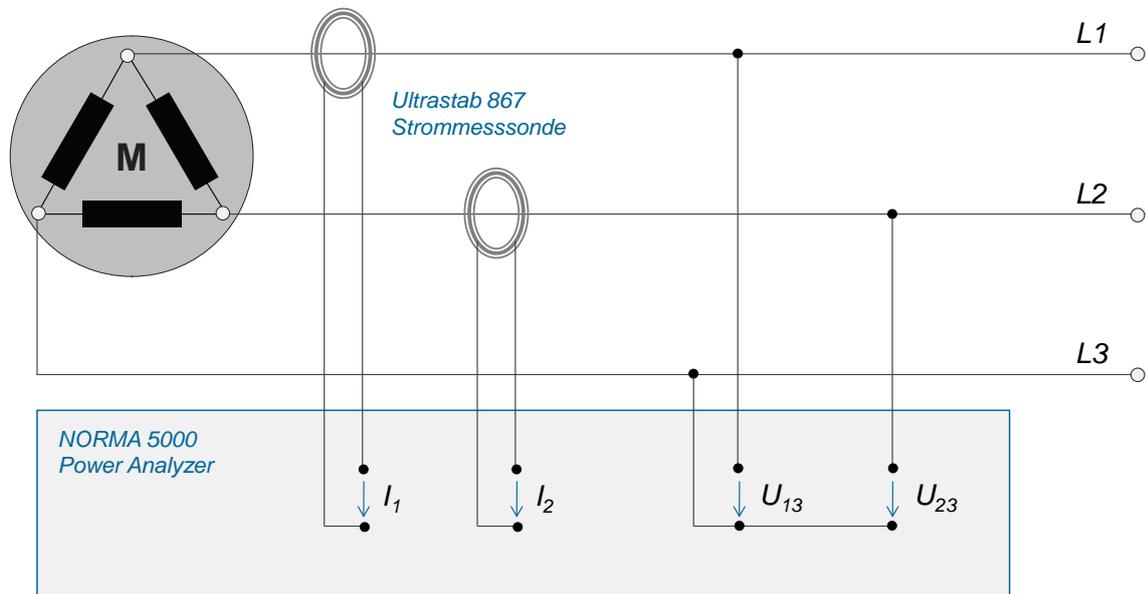


Abbildung 3: Messschema zur Bestimmung der Drehfeldleistung, eigene Darstellung nach [15, 17]

Die errechneten Effektivwerte von Strom, Spannung und Wirkleistung werden zur Beschreibung des Maschinenzustands (Gl. 4) über eine Anlogschnittstelle an das mobile Datenerfassungssystem übertragen.

$$P_{eff} = \sqrt{3} * U_{eff} * I_{eff} * \cos(\varphi) \quad (\text{Gl. 4})$$

3.5 Medientemperaturen

Vier Temperaturmessstellen, die als Thermoelemente (Typ K) ausgeführt sind, ergänzen zur Beschreibung des Betriebszustands die Fahrzeuginstrumentierung. Für die Erfassung der Motoraufwärmphase können die Kühlwasser- und Öltemperaturen herangezogen werden. Die Ölsumpftemperatur wird hierzu über eine modifizierte Ölablassschraube erfasst und zeigt somit ein direkt angebundenes Verhalten. Im Gegensatz hierzu weist die Kühlwassertemperatur, die im Schlauchstück zwischen Zylinderkopf und Kühlmittelkühler gemessen wird, erst nach dem Ansprechen des Thermostats einen nennenswerten Temperaturanstieg auf. Die angesaugte Verbrennungslufttemperatur wird über das dritte Thermoelement im Motorraum erfasst, indem es auf der Rohluftseite des Luftfilterkastens platziert wurde. Als vierte Messstelle wurde

die Kühllufttemperatur an der Austrittsstelle nach Durchströmung der Traktionsbatterie erfasst, welche in der Reserveradmulde untergebracht ist [10].

3.6 Bordnetzunabhängige Energieversorgung im Fahrversuch

Zur Aufrechterhaltung der Energieversorgung für die installierten Messgeräte und die mobile Datenerfassung im Fahrversuch wurden zwei zusätzliche Bleiakkumulatoren mit einer Gesamtkapazität von 160 Ah im Kofferraum untergebracht. Hierdurch konnte eine Verfälschung der Verbrauchswerte durch einen erhöhten Energiebedarf des Bordnetzes vermieden werden, das über einen in die Leistungselektronik integrierten DC/DC-Wandler versorgt wird. Für den stationären Betrieb am Rollenprüfstand war durch diese Betriebsweise eine galvanische Trennung von Messinstrumenten und dem öffentlichen Stromnetz gewährleistet, wodurch hohe in-stationäre Ausgleichsströme vermieden werden konnten [15].

Infolge der zusätzlich installierten Messtechnik und Energiespeicher sowie der für die Bedienung der Datenerfassung während der Messfahrten zweiten an Bord befindlichen Person wies das so aufgerüstete, betriebsbereite Versuchsfahrzeug jedoch eine mit 1960 kg deutlich höhere Fahrzeugmasse auf (Herstellerangabe nach ECE: 1720 kg). Hierdurch ist mit einem entsprechend gestiegenen Kraftstoffverbrauch zu rechnen [18]. Nach [19] beträgt beispielsweise der zulässige Anstieg der CO₂-Emissionen für ein um 240 kg schwereres Fahrzeug 11,0 g, was einem Mehrverbrauch von ca. 0,475 l/100km entspricht.

In der nachfolgenden Abbildung sind die anstelle der Rücksitzbank untergebrachten mobilen Messgeräte für Kraftstoffverbrauch und elektrische Leistungen im einsatzbereiten Zustand dargestellt. Die beiden Bleiakkumulatoren befinden sich auf einer Montagekonsole rechts hiervon am Übergang zum Kofferraum.



Abbildung 4: Installierte Messinstrumente im Fahrzeugfond (von unten nach oben): Verbrauchsmesstechnik (KMA-mobile)[11], 2 Leistungsmessgeräte (NORMA 5000)[17] und Präzisionsstromwandler (Danfysik)[16]

3.7 Leistung des Verbrennungsmotors

Schließlich ist noch anzumerken, dass die Leistung des Verbrennungsmotors P_{VKM} aus der bestehenden Instrumentierung mit Sensorik nicht direkt hervorgeht. Hierzu wäre eine Erfassung des Drehmoments als Schnittgröße zwischen dem Ottomotor und dem Getriebeeingang erforderlich gewesen, was einen erheblichen Mehraufwand bedeutet hätte und aus Package- und Steifigkeitsaspekten des Antriebsstrangs nicht umgesetzt wurde.

Daher erfolgte die Berechnung der durch den Verbrennungsmotor bereitgestellten Leistung aus den drei explizit gemessenen elektrischen Leistungen der beiden E-Maschinen sowie der Traktionsbatterie und der über den Kardan abfließenden Antriebsleistung. Letztere wurde für die Fahrversuche aus den ermittelten Einzelwiderständen berechnet (vgl. nachfolgendes Kapitel). Im Falle der Prüfstandsuntersuchungen wurde sie der gemessenen Leistung im Rolle-Reifen-Kontakt des Rollenprüfstands gleichgesetzt. Massenträgheitsmomente und getriebeeinterne Wirkungsgrade wurden hierbei nicht berücksichtigt.

4 Fahrversuche

Das Messprogramm umfasste zum einen Fahrversuche im Straßenverkehr, die in Rücksprache mit dem zuständigen Landratsamt auf einem etwa drei Kilometer langen, geraden und ebenflächig verlaufenden Abschnitt einer Staatsstraße durchgeführt wurden. Diese wurden ergänzt durch stationäre und dynamische Betriebsweisen am konditionierten Rollenprüfstand.

4.1 Ermittlung der Fahrwiderstände im Ausrollversuche

Zum Betrieb eines Fahrzeugs am Rollenprüfstand müssen die einzelnen Fahrwiderstände komponentenweise bekannt sein, um eine Übertragbarkeit der dort ermittelten Verbrauchswerte und Fahrstrategien auf den Realbetrieb auf der Straße gewährleisten zu können. Hierzu geeignet sind unter Vernachlässigung von Antriebseinflüssen durch den Verbrennungsmotor und der Vermeidung des Steigungswiderstands bei Gefällestrecken die Aufzeichnung sogenannter Ausrollkurven in der Ebene [20]. Dabei ist das Geschwindigkeitsprofil über der Zeit des zu untersuchenden Fahrzeugs aufzuzeichnen, nachdem es auf eine initiale Anfangsgeschwindigkeit gebracht und zum Zeitpunkt t_0 dessen Getriebe in den Leerlauf geschaltet wurde (Automatikgetriebe: Wählhebelposition „N“). Die sich ergebenden Verzögerungswerte bis zum Erreichen der Endgeschwindigkeit (nahe des Fahrzeugstillstands) ermöglichen somit eine Zuordnung des Gesamtwiderstands zur jeweiligen Geschwindigkeit. Dabei ist es von besonderer Bedeutung, dass die Umgebungsluftgeschwindigkeit und -Richtung bekannt sind, um diese kompensieren zu können [20]. Im Idealfall herrscht während der Aufzeichnungen Windstille, wohingegen sich böige Windsituationen mit wechselnden Windrichtungen sowie starker Seitenwind nicht für eine präzise Bestimmung der Fahrwiderstände eignen. Zur Kompensation minimaler Fahrbahnunebenheiten dienen unterschiedliche Ausgangsgeschwindigkeiten am Startpunkt sowie die Ausnutzung beider Fahrrichtungen, um zu vermeiden, dass eventuell vorhandene Steigungsanteile dem Fahrwiderstand einer bestimmten Geschwindigkeit zugeordnet werden. Somit lassen sich charakteristische, sich von den durchschnittlich zu erwartenden Verzögerungswerten abweichende Verläufe im a-v-Profil detektieren und abschnittsweise eliminieren.

Der sich ergebende Verlauf der mittleren Fahrzeugverzögerung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit lässt sich somit als Polynom zweiter Ordnung mit den zugehörigen Ausrollkoeffizienten gemäß nachfolgender Differentialgleichung

$$a_{Fzg.} = dv_{Fzg.}/dt = c_0 + c_1*v + c_2*v^2 \quad (\text{Gl. 5})$$

darstellen [20]. Die Anteile der mechanischen Verluste im Antriebsstrang (Lagerreibung, Panschverluste, Walkarbeit, ...) repräsentieren dabei c_0 und c_1 , der quadratische Anteil c_2 ist dem Luftwiderstand zugeordnet. Bei dieser Vorgehensweise bleibt jedoch das sich mit der Fahrgeschwindigkeit und auch der Drehzahl des Verbrennungsmotors gegebenenfalls ändernde Übersetzungsverhältnis des E-CVT-Getriebes unberücksichtigt, wodurch zwangsläufig das reduzierte Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs beeinflusst wird [12, 18]. Außerdem kann somit nicht ausgeschlossen werden, dass sich die Reibungsverhältnisse im Getriebe durch vom normalen Fahrzustand abweichende Differenzdrehzahlen der einzelnen Getriebekomponenten entsprechend verändern.

Im nachfolgenden Diagramm (Abb. 5, links) ist sowohl die erhaltene Schar an erfolgreich absolvierten Ausrollvorgängen, wie auch die nach (Gl. 5) approximierte Zielkurve (hellblaue Strichpunktlinie) für die weiteren Arbeitsschritte dargestellt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass insbesondere die Ermittlung des Fahrwiderstands bei niedrigen Geschwindigkeiten eine deutlich größere Fehleranfälligkeit aufweist, was die Aufweitung des Streubands verdeutlicht. Als streckenbedingte Einflussfaktoren sind hierbei eine an einem Ende der Ausrollstrecke befindliche, langgezogene Kurve sowie jeweils kürzere Fahrbahnunebenheiten an Brückenüberfahrten zu einmündenden Straßen bzw. Grundstücken zu nennen. Um die Fahrwiderstandslinie daher auch für niedrige Geschwindigkeiten abzusichern, wurde das Fahrzeug bei gleichem Beladungszustand mit einer Federwaage an der Abschleppöse angezogen und die hierfür erforderliche Kraft nach Überwinden von Hafteffekten und Trägheit abgelesen. Der resultierende und für die Verzögerung verantwortliche Fahrwiderstand über der Längsgeschwindigkeit ist den Ausrollkurven im rechten Diagramm von Abb. 5 gegenübergestellt.

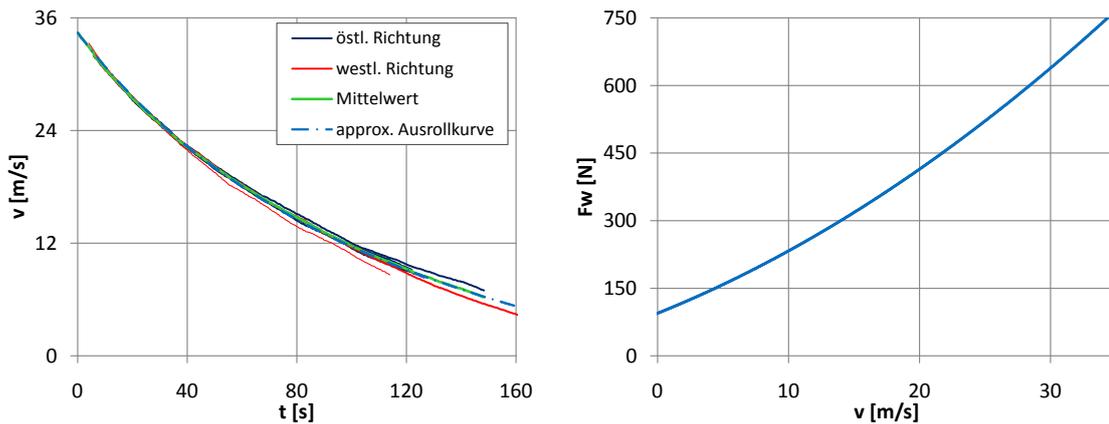


Abbildung 5: Kurvenschar des Ausrollversuchs in der Ebene sowie ermittelte Ausgleichskurve (links); resultierender transienter Fahrwiderstand über der Fahrzeuggeschwindigkeit (rechts)

Die approximierte mittlere Ausrollkurve (Abb. 5, links), welche mit der angegebenen Fahrwiderstandslinie (rechts) korreliert, wurde schließlich als Zielvorgabe für die iterative experimentelle Bestimmung des Parametersatzes der Rollenprüfstandssteuerung verwendet.

4.2 Stationäre Messfahrten in der Ebene

Ergänzend zu den Ausrollversuchen wurde am gleichen Straßenabschnitt das Fahrzeug mit verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten zwischen 30 und 120 km/h bewegt, um hieraus Rückschlüsse auf die stationäre Betriebsweise ziehen zu können. Daneben konnte hiermit die ermittelte Fahrwiderstandslinie punktuell verifiziert werden.

Hierbei war bei Umgebungstemperaturen um 20 °C festzustellen, dass durch die Applikationswerte des Herstellers bis etwa 50 km/h Konstantfahrt eine intermittierende Betriebsweise vorgesehen ist. Abhängig von der durch die Geschwindigkeit beeinflussten Fahrleistung wechseln sich reine E-Fahrtanteile mit hybriden, im Lastpunkt angehobenen Fahrzuständen ab, welche zur gleichzeitigen Deckung der Fahrwiderstände und zur zyklischen Wiederaufladung der Batterie dienen. Die durch die Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors (bei 30 km/h Faktor 3,6 und bei 50 km/h 2,6-fache Leistung) erzielte Steigerung des Wirkungsgrads übertrifft in diesen Niedriglastpunkten die Nachteile der zusätzlich auftretenden Energiewandlungsverluste. Diese sind den Ein- und Ausspeichervorgängen in die Traktionsbatterie sowie den Energiewandlungen in der Leistungselektronik und den E-Maschinen zuzuordnen. Exemplarisch sind für die beiden für den Stadtverkehr repräsentativen Fahrgeschwindigkeiten in der nach-

folgenden Abbildung 6 die jeweils auftretenden Leistungsanteile der im Hybridmodus mit Lastpunktanhebung (in grau) sowie bei reiner E-Fahrt (blau) einander gegenüber gestellt. Die erforderliche Antriebsleistung ist in beiden Fällen jeweils identisch, wobei bei aktivem Verbrennungsmotor nahezu ausschließlich die E-Maschine 1 zur Abstützung des Drehmoments an der Planetenradstufe eingesetzt wird. Die hierbei erzeugte elektrische Energie wird dabei in die Batterie eingespeichert, wohingegen der über den mechanischen Pfad der Leistungsverzweigung fließende Anteil zur Überwindung des Fahrwiderstands dient. Bei der E-Fahrt dient als ausschließlicher Antrieb E-Maschine 2, der die erforderliche Energie von der Batterie bereitgestellt wird [7].

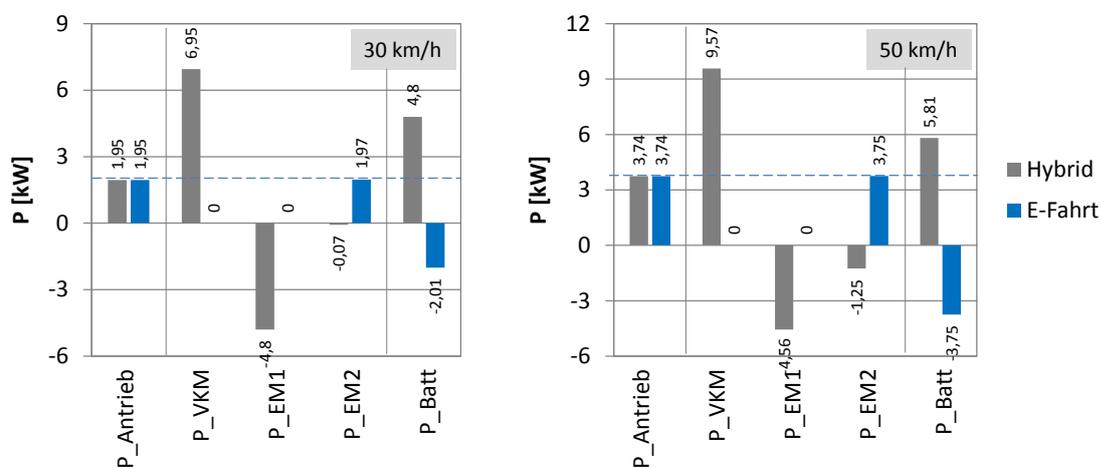


Abbildung 6: Leistungsmodulation bei 30 (links) und 50 km/h (rechts) in der Ebene: jeweils in der Betriebsart Hybrid, Batterie laden und E-Fahrt

Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ist bedingt durch den gestiegenen Leistungsbedarf die Option zur rein elektrischen Fahrweise nicht mehr vorgesehen. Die Deckung der Fahrwiderstände findet hierbei nahezu ausschließlich durch den Verbrennungsmotor statt, wohingegen der Ladezustand der Traktionsbatterie zur Aufrechterhaltung der Rekuperationsfähigkeit auf einem mittleren Niveau weitgehend konstant gehalten wird. Lediglich bei konstanter Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h konnte noch eine systematische und reproduzierbare Lastmodulation festgestellt werden (vgl. Abb. 7): hierbei wird die Batterie sequentiell zunächst in einem leicht angehobenen Lastpunkt des Verbrennungsmotors geladen („Hybrid laden“, grau), um die gewonnene Ladung in einem daran anschließenden Abschnitt bei abgesenkter Leistung des Verbrennungsmotors vorzugsweise über EM2 wieder an den Antriebsstrang abzugeben („Hybrid boosten“, blau). Bei den darüber liegenden Geschwindigkeiten konnten zwar ebenfalls geringe Leistungsstreuungen der Einzelpfade festgestellt werden, allerdings waren diese keinen konkreten Mustern zuzuordnen.

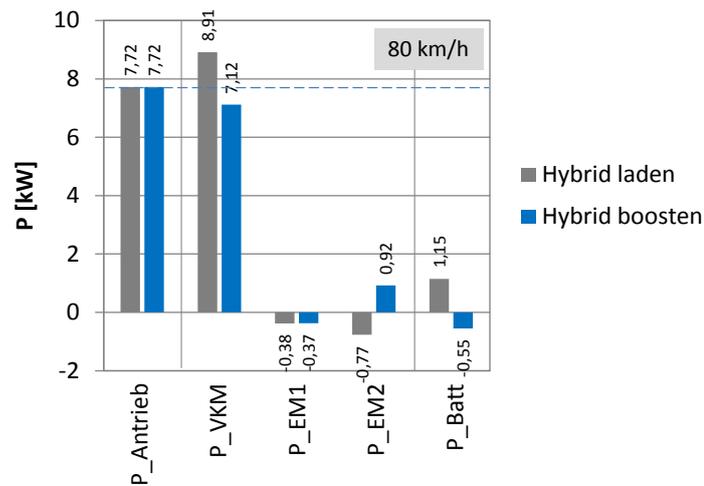


Abbildung 7: Leistungsmodulation bei 80 km/h in der Ebene mit geringer SOC-Schwankungsbreite⁷: jeweils in der Betriebsart „Hybrid, Batterie laden“ und „Hybrid, Boost“

Die Drehzahl des Verbrennungsmotors wird bei gleichzeitig möglichst niedriger Generator-drehzahl an die jeweils gewünschte Fahrgeschwindigkeit so angepasst, dass sich günstige Ge-triebewirkungsgrade ergeben. Als Voraussetzung hierfür gilt bei leistungsverzweigten Getrie-ben, dass der dominierende Anteil der Leistung über mechanische Zahneingriffe an den Kar-dan übertragen wird [13]. Dieses Ziel wird bei geringen erforderlichen Antriebsleistungen durch niedrige Generatordrehzahlen erreicht, wodurch der über den elektrischen Pfad über-tragene Leistungsanteil (ϵ) minimiert wird. Die E-Maschine 1 muss lediglich das Abstützmo-ment am Sonnenrad des Planetenradsatzes für die Leistungsverzweigung bereitstellen (vgl. Abb. 1). Bei weiter zunehmender Last wie auch Fahrgeschwindigkeit, deren resultierende Kennfeldpunkte nicht im Fokus des NEFZ liegen, wird zunehmend mehr Leistung über den elektrischen Pfad übertragen, wodurch sich der Betrag der Leistungsverzweigung wieder ver-größert und somit der Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs sinkt [5, 13].

⁷ SOC: State of Charge - Batterieladezustand

5 Messprogramm am Rollenprüfstand

Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungsumfänge wurden am klimatisierten Allradrollenprüfstand durchgeführt (vgl. Abbildung 8). Das Messprogramm bestand dabei einerseits aus stationären Betriebspunkten mit unterschiedlichem Steigungswiderstand, um Aussagen über die Betriebsstrategie des Fahrzeugs unter kundenrelevanten Einsatzbedingungen treffen zu können. Diese wurden außerdem ergänzt durch sogenannte Zyklusmessungen, wobei der neue europäische Fahrzyklus (NEFZ) als Geschwindigkeitsprofil für die Untersuchungen herangezogen wurde. Zur Einhaltung des Fahrprofils unter dynamischer Lastsimulation stand für den Fahrer ein Leitsystem zur Verfügung, das die einzuregelnde Geschwindigkeit einschließlich Toleranzbänder vorgibt.



Abbildung 8: Betriebsbereites Testfahrzeug am Rollenprüfstand mit installiertem Fahrerleitsystem

5.1 Stationärbetrieb in der Ebene und mit unterschiedlichen Steigungen

Der kinematische Zusammenhang für das vorliegende E-CVT-Getriebe lässt sich mittels Kutzbachplan erläutern und ist in Form eines Nomogramms in der nachfolgenden Abbildung 9 dargestellt. Dabei werden drei Drehzahlachsen in ihrem Abstand zueinander derart kombiniert, dass die Schnittpunkte von Geraden beliebiger (endlicher) Steigung eine jeweilige Drehzahlkombination der drei Einzelwellen an der ersten Planetenradstufe (vgl. Abb. 1) ergeben [6, 12]. Die linke Achse bezeichnet hierbei die Drehzahlen der mit dem Sonnenrad kombinierten E-Maschine 1, in der Mitte ist die des Verbrennungsmotors aufgetragen (Planetenträger). Rechts befindet sich schließlich die mit dem Hohlrad verbundene Drehzahl

der E-Maschine 2. Die Radumfangsgeschwindigkeit, welche proportional zu letzterer aufzutragen wäre, ist nicht explizit dargestellt. Stattdessen sind die am Rollenprüfstand unter Berücksichtigung des Fahrwiderstands bei stationärer Fahrt in der Ebene resultierenden Rollenumfangsgeschwindigkeiten (d. h. einschließlich des Radschlupfes) als zweite Skalenteilung dargestellt.

Als Limitierungen des Betriebsbereiches der jeweiligen Drehzahlachsen sind zum einen der auf den positiven Wertebereich (einschließlich 0) beschränkten Verbrennungsmotordrehzahlen zu nennen. Neben dem Stillstand werden im Stationärbetrieb Drehzahlen zwischen ca. 1200 und 6500 min^{-1} erreicht. Anhand der angegebenen Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs von 200 km/h lässt sich unter Einbeziehung der realisierten Übersetzungen von Differential und Getriebe eine Maximaldrehzahl von knapp 14000 für die E-Maschine 2 (ohne die Berücksichtigung von Reifenschlupf) angeben.

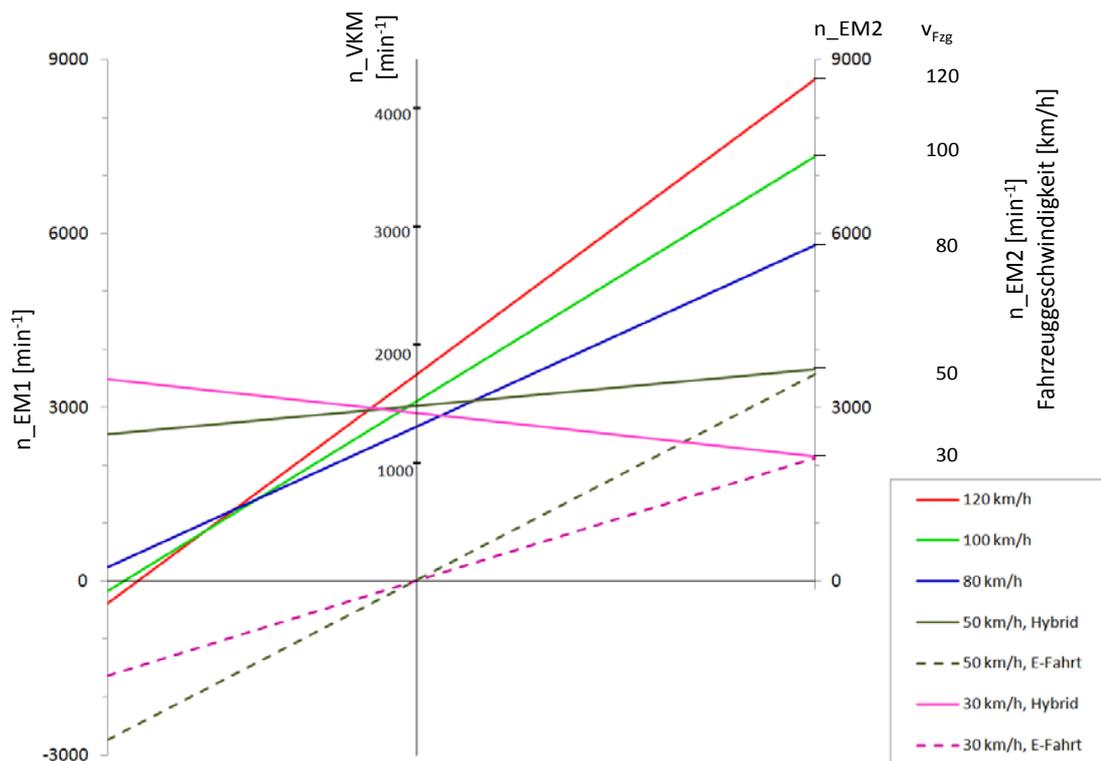


Abbildung 9: Kutzbachplan (Drehzahlnomogramm) des CVT-Getriebes aus dem LEXUS IS300h mit ausgewählten Betriebspunkten für Fahrten in der Ebene

Gut zu erkennen ist hierbei die Strategie des Herstellers, die Drehzahl der vorwiegend als Generator agierenden E-Maschine 1 bei Überlandgeschwindigkeiten und mäßigem Fahrwiderstand (Fahrt in der Ebene) und somit das Maß der Leistungsverzweigung möglichst

niedrig zu halten. Dies bedeutet im Gegenzug, den über den mechanischen Pfad mit hohem Wirkungsgrad übertragenen Anteil der Antriebsleistung zu maximieren. Bei typischerweise innerstädtischen Fahrgeschwindigkeiten bis 50 km/h überwiegt der Vorteil der Lastpunktanhebung einschließlich der zu berücksichtigenden Ein- und Ausspeichervorgänge aus der Traktionsbatterie (vgl. auch Abb. 6). Hierdurch sind Verbrennungsmotorendrehzahlen im Bereich des Bestpunkts mit spezifischen Verbräuchen von unter 240 g/kWh_{eff} möglich, wobei ein maximaler effektiver Wirkungsgrad in Höhe von 38,5 % angegeben ist [8].

Neben der kinematischen Zwangsbedingung zur Einstellung der Betriebspunkte lassen sich verschiedene Arbeitspunkte im Getriebe durch eine Gegenüberstellung des Übersetzungsverhältnisses i_{Getriebe} (zwischen Verbrennungsmotor- und Kardandrehzahl) und dem jeweiligen Maß ε der Leistungsverweigung (errechnet aus dem Verhältnis der Leistungen an der E-Maschine 1 und am Verbrennungsmotor) charakterisieren. Für eine Auswahl an stationär angefahrenen Betriebspunkten sind die resultierenden Werte im nachfolgenden Diagramm aufgetragen. Das Maß der Leistungsverweigung für die Überlandgeschwindigkeiten in der Ebene (liegende Quadrate) wird hierbei auf Werte nahe Null eingeregelt, wohingegen die intermittierend in E-Fahrt und mit Lastpunktanhebung betriebenen Geschwindigkeiten bei 30 und 50 km/h im Fall der hybriden Betriebsweise Leistungsverweigungen um bzw. über 0,5 mit angehobener Verbrennungsmotorendrehzahl aufweisen. Die E-Fahrt befindet sich unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit im nicht mehr dargestellten Koordinatenursprung (logarithmische Skalierung). Der zweite Kurvenendpunkt wird durch das Laden der Traktionsbatterie bei stehendem Fahrzeug (zur Deckung des Leistungsbedarfs für die Klimatisierung sowie andere Bordnetzverbraucher) markiert. Dieser Betriebspunkt weist eine entsprechend unendlich große Getriebeübersetzung auf, wobei eine (von den Maschinenverlusten abgesehen) vollständige Wandlung der verbrennungsmotorisch generierten mechanischen Arbeit in elektrische Energie erfolgt.

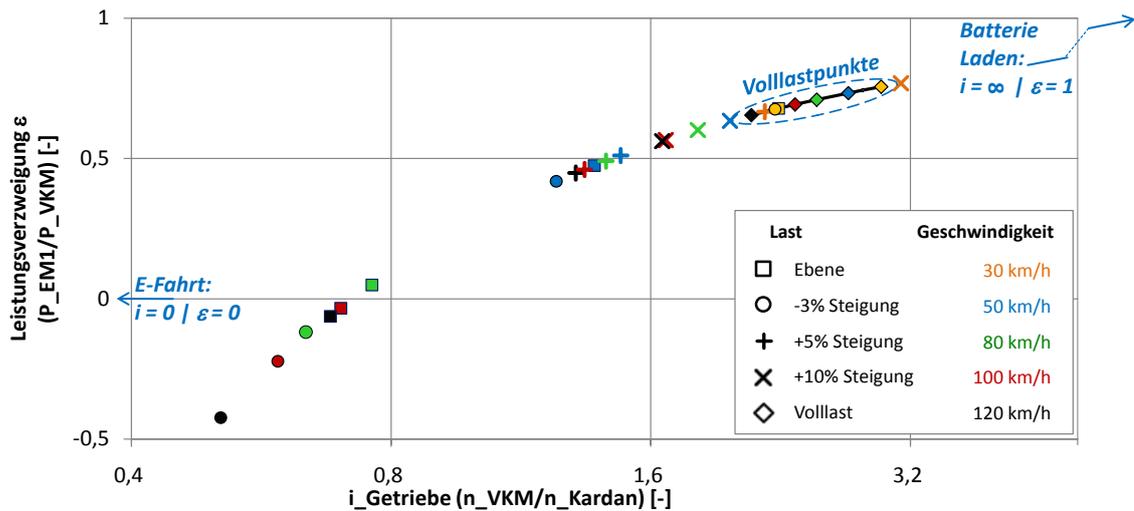


Abbildung 10: Leistungsverzweigung ε als Funktion der Getriebeübersetzung i : Datenpunkte aus Konstantfahrten am Rollenprüfstand unter simuliertem zusätzlichem Steigungswiderstand

Mit zunehmender Last in Form eines simulierten Steigungswiderstands wird besonders deutlich, dass auch die Überlandpunkte zur Deckung der Antriebsleistung mit angehobenen Drehzahlen von Verbrennungsmotor und damit zwangsläufig auch an E-Maschine 1 betrieben werden. Je niedriger hierbei die Fahrgeschwindigkeit ist, desto größer werden die hierzu erforderlichen Übersetzungsverhältnisse und desto höher der über den elektrischen Pfad auf den Kardan (über EM 1 \rightarrow LE \rightarrow EM 2) zu übertragende Anteil der Antriebsleistung. Eine Volllastbeschleunigung aus dem Stand ist demnach ausgehend vom Punkt „Batterie laden“ im Unendlichen entlang der Kurvenpunkte der Volllast (stehende Quadrate) bei Werten für die Leistungsverzweigung von über 50% vorzufinden.

Die Betriebspunkte mit reduziertem Fahrwiderstand durch die simulierte Bergabfahrt (Kreise) weisen vorwiegend stark reduzierte Übersetzungen (bis 0,51 bei 120 km/h) auf, wobei die Leistungsverzweigung negative Werte annimmt. Diese Entwicklung wird bei nun motorischer Betriebsweise der E-Maschine 1 durch deren Drehzahlumkehr bei gleichbleibender Momentenrichtung (Stillstand gemäß Gl. 1 bei $i_{\text{Getriebe}} = 0,7228$) hervorgerufen. Hierdurch wird ein Downspeeding des Verbrennungsmotors bei niedrigen Lasten sowie erhöhten Geschwindigkeiten ermöglicht. Übersteigt die resultierende Hangabtriebskraft bei vorgegebener Geschwindigkeit die verbleibenden Widerstände, kann die Schlepplleistung des Verbrennungsmotors bei aktivierter Schubabschaltung die Betriebsbremse entlasten.

5.2 Prüfzyklus (Neuer Europäischer Fahrzyklus)

Neben dem Betrieb des Fahrzeugs an stationären Zuständen wurde außerdem der neue Europäische Fahrzyklus sowohl aus dem kalten Zustand wie bei der Zertifizierung gefordert, wie auch bei betriebswarmen Medien mehrfach durchlaufen. Nachfolgend soll anhand eines warm gestarteten Zyklus exemplarisch und in Auszügen die umgesetzte Betriebsstrategie diskutiert werden.

Die unterschiedlichen Betriebszustände sind farblich codiert anhand der nachfolgenden Abbildung 11 des Geschwindigkeitsprofils über der Zykluszeit des NEFZ aufgezeigt. Dabei ist die rein elektrisch angetriebene Fahrt in gelb dargestellt. Rekuperationsanteile der Fahrstrecke, die ebenfalls ausschließlich durch die E-Maschine 2 bewerkstelligt werden, sind hellgrün markiert. Zur Differenzierung ist die in dunkelgrün gezeichnete Rückgewinnung kinetischer Energie oberhalb von etwa 90 km/h nur mit drehendem Verbrennungsmotor möglich, wodurch sowohl die Motorbremswirkung der Schubabschaltung ausgenutzt wird, als auch besonders hohe Absolutdrehzahlen der E-Maschine 1 vermieden werden ($|n_{EM\ 1}| < 6000\ \text{min}^{-1}$, vgl. auch Abb. 12). Ist aufgrund der Fahrwiderstände ein Zustart des Verbrennungsmotors erforderlich, so beginnt der aktive Hybridfahrbetrieb, der für die Darstellung in drei Subkategorien eingeteilt wurde: den Boostbetrieb (in rot) mit Leistungsunterstützung aus der Traktionsbatterie, den Ladebetrieb mit Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors (grau) sowie den ausschließlich leistungsverzweigten Betrieb mit einer nahezu ausgeglichenen Leistungsbilanz an der Traktionsbatterie (P_{Batt} in den Grenzen $\pm 200\ \text{W}$; blau).

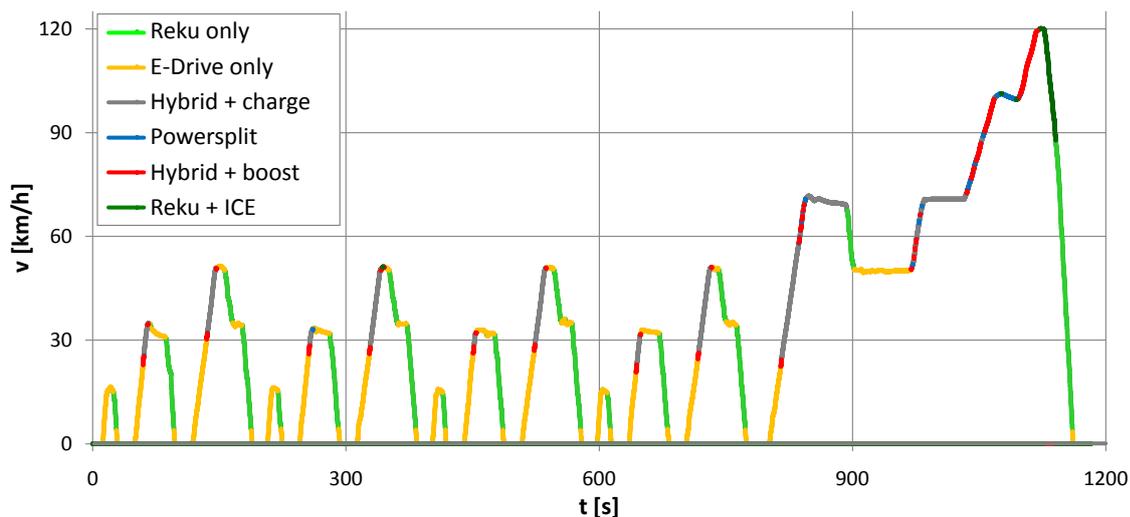


Abbildung 11: Geschwindigkeitsprofil des NEFZ mit farblich codierter Betriebsart

Gut zu erkennen ist am Fahrprofil in Abb. 11, dass die geringen Fahrgeschwindigkeiten des städtischen Zyklusanteils bei betriebswarmen Medien durchwegs zunächst elektrisch über die E-Maschine 2 abgedeckt werden. In der jeweiligen Beschleunigungsphase erfolgt ab ca. 25 km/h bei einer Momentanleistung von rund 10 kW der Zustart des Verbrennungsmotors, der nach dem Hochlauf und der Lastaufschaltung zusätzlich die Batterie nachlädt. Die Kennliniencharakteristik des Gaspedals zur Umsetzung des Fahrerwunsches ist dabei in diesem Bereich degressiv abgestimmt, so dass ein „versehentlicher“ Zustart als unwahrscheinlich einzustufen ist. Sobald innerstädtisch der Übergang in einen Konstantfahrbereich vollzogen ist, wird der Ottomotor wieder abgestellt und die Fahrwiderstände elektrisch, das heißt ausschließlich durch die E-Maschine 2, abgedeckt. Gut zu erkennen ist diese Strategie anhand der vier relevanten Einzeldrehzahlen (Verbrennungsmotor, E-Maschine 1, Kardan und die hierzu proportionale Drehzahl der E-Maschine 2), die in Abbildung 12 für den letzten städtischen sowie den Überlandanteil dargestellt sind. Ebenfalls hierüber wird die kinetische Energie in den Verzögerungsphasen durch Rekuperation zurückgewonnen und in die Traktionsbatterie eingespeist. Im Überlandanteil setzt sich die Strategie konsequent in vergleichbarer Weise fort: der Verbrennungsmotor wird in der ersten Beschleunigungsphase auf 70 km/h sowie nach dem 50 km/h Konstantanteil bei erneuter Forcierung der Geschwindigkeit zugestartet. Bei einsetzender Verzögerung aus 70 km/h wird er unmittelbar wieder abgestellt, wohingegen der letzte Bremsvorgang aus 120 km/h zunächst noch mit einer Verbrennungsmotordrehzahl von ca. 1000 min^{-1} in der Schubabschaltung betrieben wird. Um in dieser Phase die Differenzdrehzahlen an der Powersplitstufe sowie die absolute Maschinendrehzahl von EM 1 zu begrenzen, wird daher bei der letzten Verzögerung des NEFZ zwischen 120 und 90 km/h der Verbrennungsmotor mittels motorischem Betrieb der üblicherweise als Generator eingesetzten Maschine weitergeschleppt. Dadurch wird sowohl die Betriebsbremse entlastet, wie auch eine Limitierung der Batterieladeleistung zu deren Schutz bewirkt.

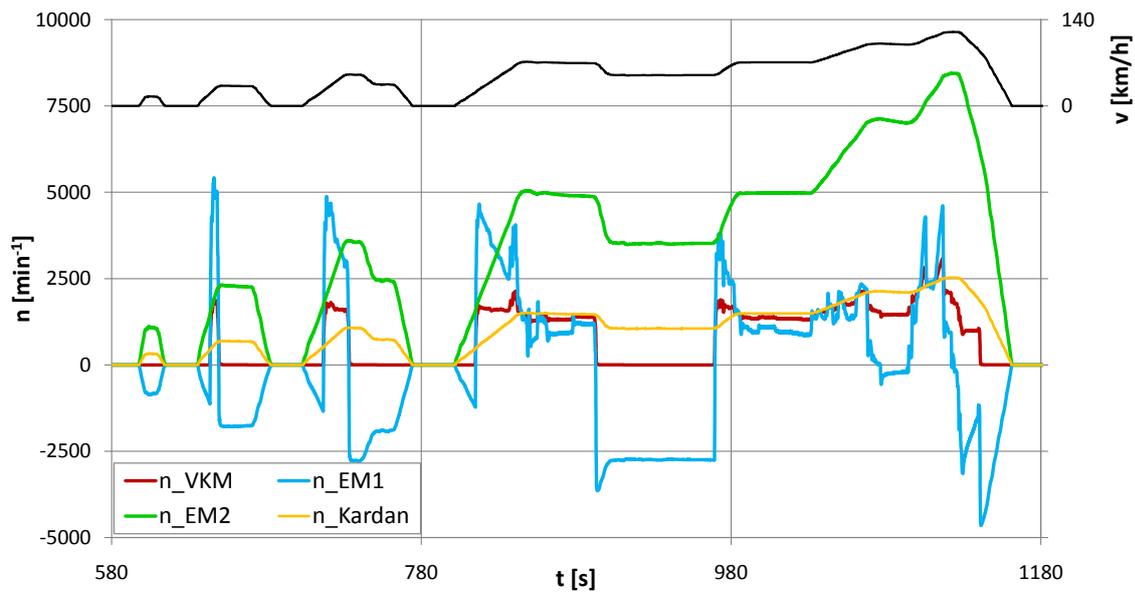


Abbildung 12: Drehzahlen ausgewählter Antriebsstrangkomponenten im NEFZ (letzter innerstädtischer Zyklusteil sowie Überlandfahrt)

Zur Verdeutlichung der auftretenden Leistungsflüsse ist in Abbildung 13 exemplarisch der Überlandanteil des Zyklus dargestellt. Beginnend mit der bereits angesprochenen E-Fahrt (Leistungsfluss aus der Traktionsbatterie in die E-Maschine 2) startet auch in diesem Fall der Verbrennungsmotor bei etwa 25 km/h zu. Gut zu erkennen ist im Fahrleistungsanstieg die reduzierte Gasannahme unmittelbar vor dem Zustart des Ottomotors, welche in einer lokal nichtlinearen Charakteristik des Fahrpedals begründet war und durch den Prüfstandsfahrer nicht vollständig kompensiert wurde.

Die Beschleunigungsvorgänge bis etwa 60 km/h sowie die Geschwindigkeitsplateaus bei 70 km/h werden mit Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors absolviert, wie sowohl aus der schematischen Abb. 11, wie auch der detaillierteren Abb. 13 hervorgeht. Im letztgenannten Betriebspunkt teilt sich die Ladeleistung etwa hälftig auf beide als Generator betriebene PSM auf (zusätzliche Momentenabnahme zur Lastpunktanhebung am Getriebeausgang durch EM 2). Zur Erzielung einer möglichst niedrigen Getriebeübersetzung (Downspeeding) wird das kurz zu durchlaufende Geschwindigkeitsband von 100 km/h mit leicht negativer Leistungsverzweigung bestritten, ohne den Batterieladezustand nennenswert zu beeinflussen. Die Beschleunigungsvorgänge oberhalb von 60 km/h werden mit im Wesentlichen ausgeglichener Energiebilanz an der Traktionsbatterie dargestellt, lediglich der finale Beschleunigungsvorgang auf 120 km/h wird in seinen Spitzen durch Boosten aus der Traktionsbatterie unterstützt, wodurch ein stärkerer Drehzahlanstieg des Ottomotors auf Werte

über 3200 min^{-1} wirkungsvoll vermieden wird. Außerdem erhöht sich durch die Absenkung des Ladezustands die rekuperierbare Energie im Verzögerungsfall.

Im gesamten Zyklus beträgt die kleinste bereitgestellte Leistung des Verbrennungsmotors – abgesehen von der Schubabschaltephase zur Nutzung der Motorbremswirkung – etwa 7-8 kW, wodurch besonders verbrauchsünstige Kennfeldbereiche mittels der Hybridfunktionen umgangen werden [8].

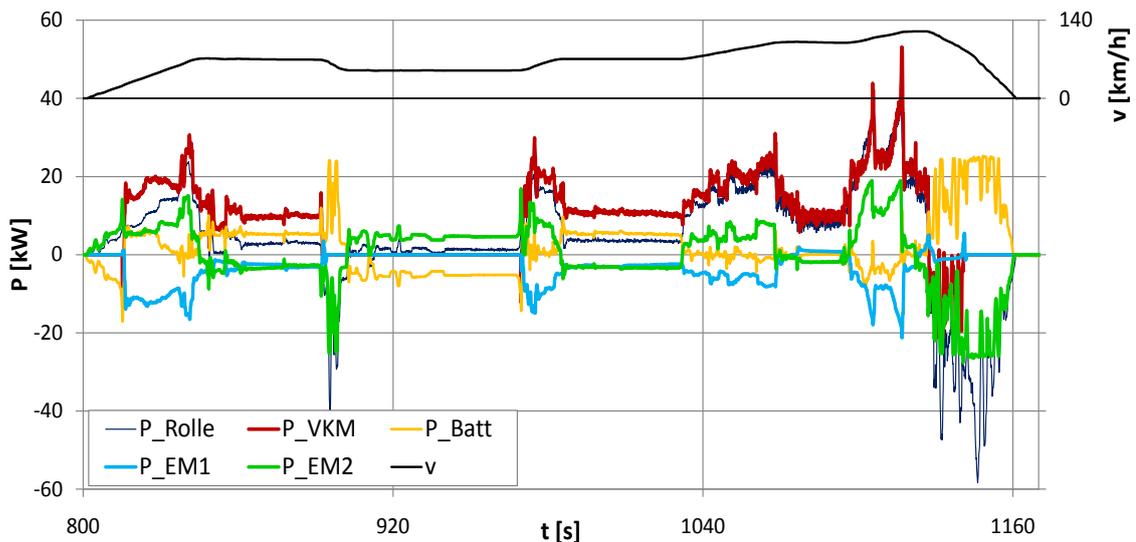


Abbildung 13: Leistungsflüsse im Antriebsstrang während des Überlandanteils

Schließlich sei der Blick im Fahrprofil noch auf die Verzögerungsanteile gelenkt: bis etwa 90 km/h wird bei den vorgegebenen Bremsmanövern die Rekuperationsleistung ausschließlich von der abtriebsseitig gekoppelten E-Maschine 2 erbracht und über die Leistungselektronik in die Traktionsbatterie sowie anteilig die 12 V-Batterie des Bordnetzes eingespeichert. Die in dieser Phase festzustellende Leistungslimitierung der NiMH-Batterie liegt bei rund 25 kW Einspeicherleistung, wobei an der Synchronmaschine (EM 2) bis zu 26,3 kW generatorisch erzeugt werden. Die Differenz verteilt sich auf Verluste in Leitungen und Leistungselektronik sowie die nicht explizit bilanzierte Ladeleistung für das Bordnetz.

Die dem Betrage nach anteilig größere erforderliche Verzögerungsleistung (Radleistung im Reifen-Rolle-Kontakt: P_{Rolle}) wird automatisch durch additive Eingriffe der hydraulischen Betriebsbremse bewerkstelligt. Ebenso wird die Restverzögerung ab etwa 5 km/h bis zum Stillstand jeweils durch Eingriff der hydraulischen Betriebsbremse dargestellt, wodurch ein Wegrollen des Fahrzeugs z. B. am Hang sowohl energetisch günstiger, wie auch regelungstechnisch einfacher mittels Anlegen der Reibbeläge an die Bremsscheiben verhindert wird.

Zum Abschluss der Diskussion um den NEFZ sei in Abbildung 14 die Betriebspunktcharakterisierung anhand der Wertepaare aus der Leistungsverzweigung ε , dargestellt über dem Übersetzungsverhältnis i_{Getriebe} gezeigt. Im Koordinatensystem befinden sich dabei die elektrischen Fahranteile, der instationär und (nahezu) lastfrei durchlaufene An- und Abstellvorgang findet sich auf der Abszisse wieder. Nach Lastaufschaltung verteilen sich die Beschleunigungsvorgänge bis ca. 60 km/h auf dem Teilabschnitt des Kurvenastes mit Übersetzungen im Bereich von 3,2 bis 1,3, wobei zwischen 40 und 70 % der Antriebsleistung an der E-Maschine 1 über den elektrischen Pfad der Leistungsverzweigung geführt und größtenteils in der Traktionsbatterie zwischengespeichert werden (kein echter Variatorbetrieb). Mit zunehmender Geschwindigkeit sinken die Werte von Übersetzung und Leistungsverzweigung, insbesondere wenn keine Beschleunigungsanforderungen zu bedienen sind. Die erzielten Übersetzungen erreichen Werte vom einfachen Durchtrieb bis zu leichtem Downspeeding (bis 0,7228) mit positiven Leistungsverzweigungen von bis zu 30 %. Der Konstantfahranteil bei 100 km/h erzielt bei weiterer Drehzahlabenkung negative Werte für die Leistungsverzweigung. Das bedeutet, dass infolge der Umkehr der Drehrichtung von E-Maschine 1 diese nun ein motorisches Moment zur Abstützung des Planetenträgers (gekoppelt mit dem Verbrennungsmotor) bereitstellen muss. Die hierfür benötigte elektrische Leistung wird dabei von der mit dem Getriebeausgang gekoppelten E-Maschine 2 bereitgestellt, wobei die Leistungselektronik die erforderliche Frequenzmodulation übernimmt (vgl. auch Abb. 12 und 13).

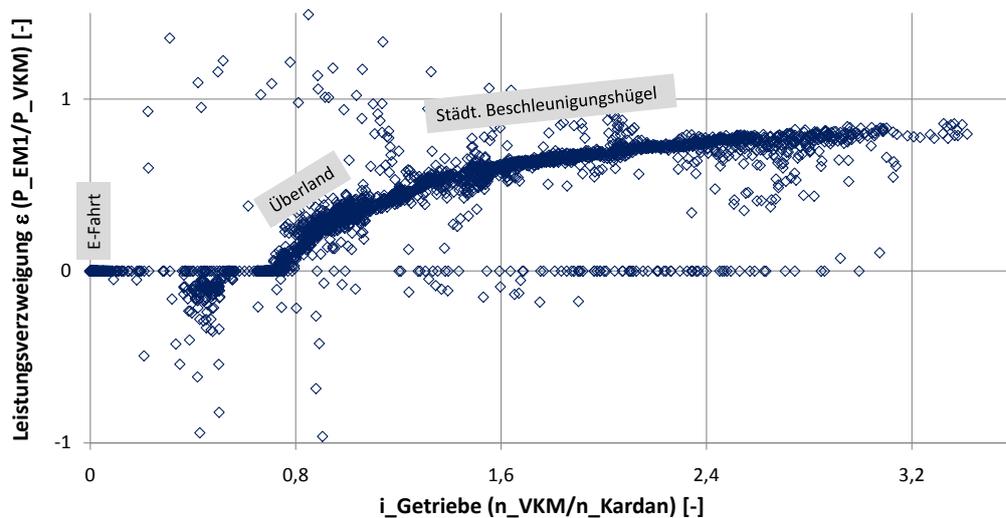


Abbildung 14: Leistungsflüsse im Antriebsstrang während des Überlandanteils

Wertepaare, die sich als Einzelpunkte abseits der Abszisse sowie des beschriebenen Kurvenhauptastes für die Getriebecharakterisierung wieder finden, sind im Wesentlichen auf instationäre Vorgänge zurückzuführen. Bei der Quotientenbildung können bereits geringe Phasenversätze der gemessenen Eingangsgrößen, wie auch nicht im Gleichungsansatz berücksichtigte kinetisch gespeicherte Energieanteile zu entsprechenden Streubändern führen.

5.3 Kraftstoffverbrauch im Fahrzyklus (NEFZ)

Bilanzierend ist für den vorliegenden, warm gestarteten NEFZ ein gemessener Kraftstoffverbrauch von 5,14 l/100km festzuhalten, welcher die Herstellerangabe von 4,70 l/100km des kalt zu beginnenden Zyklus um 9,4 % übertrifft. Als verbrauchssteigernde Einflussfaktoren sind im Wesentlichen die deutlich erhöhten Fahrwiderstände anzuführen, die aus der Auflastung des Fahrzeugs durch einen zweiten Messingenieur sowie des umfangreichen Messequipments um ca. 240 kg (Normleermasse: 1720 kg) bei der Ermittlung der Ausrollkurve hervorgehen (vgl. Kap. 3.6 Energieversorgung), [19]. Der hiervon massiv betroffene Beschleunigungswiderstand, sowie auch eine leicht angehobene Rollreibung erhöhen den Energieaufwand für den Fahrzeugantrieb merklich. Anhand einer begleitend durchgeführten Fahrzeugsimulation mit idealisierten Annahmen⁸ unter Variation der Fahrzeugmasse lässt sich für die vorliegenden Randbedingungen bereits ein Mehrverbrauch von 11 % ableiten [18].

Im Zyklusbetrieb des Fahrzeugs bei entsprechend reduzierten Fahrwiderständen ist daher zu erwarten, dass die vier innerstädtischen Beschleunigungsvorgänge vor dem jeweiligen 32 km/h-Plateau in rein elektrischer Fahrt zu absolvieren sind. Hierdurch kann die Anzahl an erforderlichen Zustartvorgängen von insgesamt 10 auf 6 reduziert werden. Außerdem können hybride Fahrzustände mit geringen Getriebewirkungsgraden aufgrund höherer Werte für die Leistungsverzweigung sowie anteilige Ein- und Ausspeicherverluste in die Traktionsbatterie aus der Lastpunktanhebung anteilig vermieden werden. Die zu erwartenden Steigerungen der mittleren Einschaltdauer wie auch Lasten des Verbrennungsmotors helfen ihrerseits, die Aufwärmzeiten der Antriebsstrangkomponenten und Betriebsstoffe zu verkürzen.

⁸ Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht der Sollvorgabe; Berücksichtigung der Hauptfahrwiderstände ohne Temperatureinfluss: Rollreibung, Luftwiderstand, Beschleunigungswiderstand; konstanter Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors; keine Rekuperation

Weitere Potentiale zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs sind außerdem in einer gezielten Fahrerschulung für den Zyklusbetrieb zur bewussten Beeinflussung des Fahrzustands zu sehen. Darüber hinaus ist anzuführen, dass für die Ermittlung des Normverbrauchs Fahrzeuge herangezogen werden dürfen, die ein auf Minimierung der Antriebsstrangreibung zugeschnittenes Einfahrprogramm durchlaufen haben, was am vorliegenden Testfahrzeug nicht der Fall war.

5.4 Gemischbildungsstrategie im Fahrzyklus (NEFZ)

Im Rahmen der Zyklusbetrachtungen gilt es schließlich noch die Gemischbildungsstrategie zu beschreiben. Der Vierzylindermotor kann aufgrund seiner doppelten Ausstattung mit Einspritzorganen sowohl ausschließlich mit innerer, wie auch äußerer Gemischbildung betrieben werden (D4-S, vgl. auch Abb. 2), [8]. Auch ein kombinierter Einspritzmodus mit einer anteiligen Vorlagerung durch das Saugrohreinspritzventil und einem direkt in den Zylinder eingespritzten Teil zur Erzielung der erforderlichen Kraftstoffmenge je Arbeitsspiel ist hierbei denkbar.

Im Rahmen der Zyklusmessungen konnten durch repräsentative Analyse der Vorgänge am ersten Zylinder abschnittsweise alle drei denkbaren Einspritzmodi detektiert werden, wobei auf Mehrfachansteuerungen des PFI- bzw. DI-Injektors innerhalb eines Arbeitszyklus verzichtet wurde (vgl. Abb. 15). Der Start des Verbrennungsmotors bei betriebswarmem Zustand erfolgte hierbei wiederholbar in vergleichbarer Weise, indem zunächst zwei bis drei Zyklen mit äußerer Gemischbildung betrieben werden. Besonders auffällig hierbei ist die deutlich längere Ansteuerdauer des ersten Arbeitsspiels, die einerseits zur Kompensation des verzögerten Druckaufbaus im Niederdruckeinspritzsystem, wie auch zur Überwindung der Wandfilmbildung im transienten Betrieb erforderlich ist. Außerdem befindet sich das Saugrohrplenum unmittelbar vor dem Start auf Umgebungsdrukkniveau, was eine entsprechend höhere Zylinderfüllung für die ersten Arbeitsspiele bedingt.

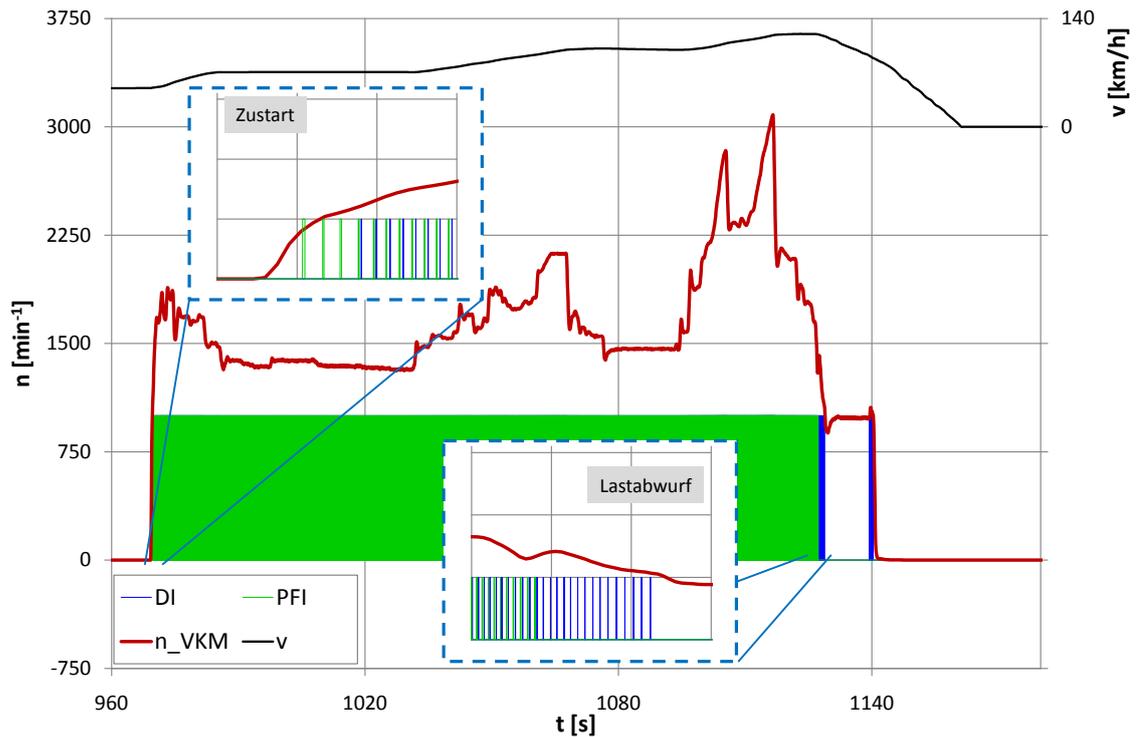


Abbildung 15: Einspritzmuster des ersten Zylinders während des letzten VM-Zustarts im Zyklus

Nachdem der durch die Hochdruckpumpe angehobene Raildruck weit genug aufgebaut ist, wird im weiteren Verlauf der Zyklusbetriebspunkte die Kraftstoffmenge unter Ausnutzung beider Einspritzsysteme mit der Verbrennungsluft gemischt. Die im gesamten NEFZ eingeregulierten Raildrücke bleiben mit Werten bis knapp 120 bar deutlich hinter dem durch den Hersteller für das vorliegende Aggregat angegebenen Maximalwert von 180 bar zurück [8]. Die vom Hersteller publizierte Betriebsstrategie zum kombinierten Einsatz beider Einspritzsysteme (bis etwa $2/3$ der Nenndrehzahl und angehobener Last) im Stationärbetrieb konnte somit bestätigt werden. Im Rahmen der Mischeinspritzung erfolgt jeweils genau eine Betätigung von PFI- und DI-Einspritzventil pro Arbeitsspiel, wobei eine Bestimmung der Mengenteilung zwischen beiden Einspritzsystemen nicht umgesetzt wurde. Für eine Bestimmung der beiden Anteile wären entweder dynamische Durchflussraten der Injektoren in Abhängigkeit von Kraftstoffdruck und Ansteuerdauer erforderlich. Alternativ hierzu könnte ein zweites Verbrauchsmesssystem eingesetzt werden, was die Auftrennung der beiden Einspritzmengen ermöglichen würde. Ebenso ist eine Angabe der applizierten Phasenlagen für beide Einspritzungen mit den vorliegenden Messdaten nicht möglich, da im Rahmen der Untersuchungen keine synchrone Erfassung des Kurbelwinkels oder zumindest einer repräsentativen Winkelmarke je Umdrehung erfolgte.

Wird der Verbrennungsmotor abgeworfen, konnten drei verschiedene Szenarien erkannt werden: sowohl ein arbeitsspielsynchrones Deaktivieren der beiden Einspritzsysteme (z.B. aus

Stadtzyklusanteil bei 32 km/h), wie auch ein Betrieb des letzten Arbeitsspiels ausschließlich mit Direkteinspritzung war zu beobachten. Lediglich der Abstellvorgang, der mit Beginn des Verzögerungsvorgangs aus 120 km/h eingeleitet wird, nimmt hierbei eine erwähnenswerte Sonderstellung ein: zunächst wird für 15 Arbeitsspiele ausschließlich auf Direkteinspritzung umgeschaltet, während die Drehzahl des Verbrennungsmotors auf 1000 min^{-1} absinkt (vgl. Abb. 15, unteres Zoomfenster). Im weiteren Verlauf wird der Ottomotor für 10,6 s durch aktiven Eingriff der E-Maschine 1 bei rund 1000 min^{-1} weitergeschleppt, um das erforderliche Bremsmoment für die Fahrzeugverzögerung anteilig bereitzustellen. Weshalb bei etwa 1140 s für weitere neun Arbeitsspiele die DI-Injektoren angesteuert werden, erschließt sich den Autoren nicht zweifelsfrei. Möglicherweise hat ein korrigierender Eingriff der Bremspedalstellung durch den Prüfstandsfahrer hierzu geführt. Sobald die Fahrzeuggeschwindigkeit durch den Bremsvorgang 90 km/h unterschreitet, wird die Verbrennungskraftmaschine abgestellt, indem die Leistung der E-Maschine 1 zurückgenommen wird.

6 Zusammenfassung

Zur Bewertung von Betriebsstrategie und Kraftstoffverbrauch eines Hybridfahrzeugs kam in umfangreicher Weise Präzisionsmesstechnik zum Einsatz. Diese umfasste an zentralen Schnittstellen innerhalb des leistungsverzweigten Antriebsstrangs sowohl mechanische und elektrische Messgrößen, wie auch den Kraftstoffverbrauch als letztlich für die Bewertung der Fahrzeugeffizienz und die steuerliche Eingruppierung maßgebende Eigenschaft.

Die Betriebsweise der beiden in das Getriebegehäuse integrierten PSM konnte im Detail aufgezeigt werden, wobei die Getriebearchitektur ohne Zerlegung anhand gezielt ausgewählter, von außen zugänglicher Messgrößen unter Einbeziehung der vom Hersteller offengelegten Getriebeschemen hergeleitet wurde [4, 5, 6].

Durch detaillierte Analyse von stationären und transienten Vorgängen sowohl im Fahrversuch, wie auch am Rollenprüfstand konnten die Eigenschaften des elektrisch leistungsverzweigten Antriebsstrangs einschließlich der Betriebsstrategie beleuchtet werden. Absolutvergleiche zu den Herstellerangaben hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs lassen sich aufgrund der unterschiedlichen Beladungszustände nur eingeschränkt ziehen. Ergänzend hierzu wurden Ansätze insbesondere zum zu erwartenden Fahrzeug- und Zustartverhalten aufgezeigt, welche eine entsprechende Differenz im Verbrauch erklären lassen.

Als hilfreiche Erweiterung zur Interpretation der verbrennungsmotorischen Betriebsweise wäre für künftige Fahrzeuguntersuchungen eine transiente mobile Zylinderdruckindizierung zu empfehlen. Mithilfe der hieraus erzielbaren Ergebnisse selbst bei nur einem repräsentativ indizierten Zylinder stünden zusammen mit den Ansteuerzeiten für Einspritzung und Zündung wertvolle Grundlagen zur Bewertung des Arbeitsprozesses der Verbrennungskraftmaschine zur Verfügung (indizierter Wirkungsgrad, Verbrennungsparameter, Ladungsschichtung, ...). Auf der Seite der elektrischen Leistungsflüsse wäre der Energiebedarf der angeschlossenen Hochvolt-Verbraucher sowie des Bordnetzes näher zu beleuchten. Hierbei bleibt zu unterscheiden zwischen der zur Aufrechterhaltung des Fahrzeugbetriebs notwendigen Leistung (über das Bordnetz versorgte Steuergeräte sowie der zusätzlich erforderlichen,

bedarfsgerechten Beleuchtung) und dem aus Kunden- und vor allem aus RDE-Sicht⁹ in Erscheinung tretenden Bedarf für Komfortelektrik und -elektronik.

⁹ RDE: Real Driving Emission – Emissions- und Verbrauchsverhalten eines Fahrzeugs unter Straßenverkehrsbedingungen

Literaturverzeichnis

- [1] *Europäisches Parlament (Hrsg.):* Richtlinie 70/220/EWG des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Abgase von Kraftfahrzeugmotoren mit Fremdzündung. Amtsblatt der Europäischen Union. 11.04.1970.
- [2] *Europäisches Parlament (Hrsg.):* Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge. Amtsblatt der Europäischen Union. 29.06.2007
- [3] *Europäische Kommission (Hrsg.):* Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6). Amtsblatt der Europäischen Union. 28.07.2008
- [4] *TOYOTA Deutschland GmbH – LEXUS Deutschland (Hrsg.):* Der neue LEXUS IS. Pressemappe, Mai 2013, abgerufen am 25.01.2016: <https://toyota-prospekte.de/index.php?thread/970-lexus-is-pressemappe-mai-2013/&s=57570e66de7a6a986b4a989f1336977be38e9b7b>
- [5] *Hofmann, P.:* Hybridfahrzeuge. Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft. 2. Auflage, Springer, Wien, 2014, ISBN 978-3-7091-1779-8
- [6] *Suchandt, T. et al.:* LEXUS GS450h CVT-Vollhybridgetriebe, Analysebericht (nicht öffentlich zugänglich), Institut für Angewandte Forschung der Fachhochschule Ingolstadt, Ingolstadt, 2007
- [7] *Schuermans, R.:* Toyota Hybrid Vehicles – Technology Evolution from 1997 to 2007. 5th Symposium Hybrid Vehicles and Energy Management, 20. u. 21. Feb. 2008, Braunschweig

- [8] *Ishiguro, F.; Mashiki, Z.; Yamanari, K.*: The new 2.5L L4 Gasoline Engine for LEXUS IS300h. –The renewed Engine Series for FR Hybrid Vehicles–. 34. Internationales Wiener Motorensymposium 2013.
- [9] *Schutting, E.; Neureiter, A.; Fuchs, C.; Schatzberger, T.; Klell, M.; Eichlseder, H.; Kammerdiener, T.*: Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor. MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Jg. 68, 06-2007, S. 480-485
- [10] *TOYOTA Deutschland GmbH – LEXUS Deutschland (Hrsg.)*: Rettungskarte IS300h (XE2 (a), ab 4 2013), abgerufen am 02.09.2014: <http://www.lexus.de/service/informationen/zubehoer/#Rettungskarte>
- [11] *AVL List GmbH (Hrsg.)*: AVL KMA Mobile. Product Guide. AT2262D, Rev. 03, Graz (A), 2011
- [12] *Haberhauer, H.; Bodenstein, F.*: Maschinenelemente – Gestaltung, Berechnung, Anwendung. Springer Verlag, 15., bearbeitete Auflage, ISBN 978-3-540-68611-8, Berlin Heidelberg, 2009
- [13] *Schröder, H.*: Konzeptionierung leistungsverzweigter Getriebestrukturen für Hybridfahrzeuge. Dissertation, Logos-Verlag, AutoUni Schriftenreihe, Bd. 4, Berlin und Wolfsburg, 2009, ISBN 978 3 8325 2160 8
- [14] *Pfarr, J.*: Steuergerät für elektrische Maschinen im LEXUS GS450h. Teilbericht 1 (nicht öffentlich zugänglich), Institut für Angewandte Forschung der Fachhochschule Ingolstadt, Ingolstadt, 2006
- [15] *Lindner, H.; Brauer, H.; Lehmann, C.*: Taschenbuch der Elektrotechnik und Elektronik. Fachbuchverlag Leipzig | Carl Hanser Verlag, Taschenbuch, 8. Auflage, ISBN 3 446 33546 3, München, 2004
- [16] *GWM Associates (Hrsg.)*: Ultrastab 866R Six-Channel Current Transducer. User Manual. San Carlos (CA / USA), 2006, (auch: DANFYSIK A/S: Doc. No. 12A03)

[17] *FLUKE (Hrsg.): NORMA 4000/5000 Power Analyzer. Operators Manual. PN 2842188, Everett (WA / USA) und Eindhoven (NL), 2007*

[18] *Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Vieweg – GWV-Fachverlag, 26. Auflage, ISBN 978 3 8348 0138 8, Wiesbaden, 2007*

[19] *Europäisches Parlament (Hrsg.): Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen. Amtsblatt der Europäischen Union. 23.04.2009*

[20] *Mayer, W.; Wiedemann, J.; Neubeck, J.: Fahrwiderstandsbestimmung im realen Fahrbetrieb. ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 104 (5), 2002, S. 484-491*

Danke

Für die Ermöglichung zur Durchführung und Veröffentlichung der beschriebenen Umfänge ist an erster Stelle ein herzlicher Dank an Hrn. R. Schünemann, Fr. B. Meier und Hrn. W.-A. Müller von der Fa. AUDI, Abt. I/EG 21 zu richten. Hoch zu schätzen sind hierbei vor allem die wertvollen Hinweise und gewährten Freiheitsgrade zur Erarbeitung der Projektziele.

Der besondere Dank der Autoren gilt Herrn Prof. J. Pforr für die Unterstützung bei der Auswahl der Leistungsmesstechnik, die er uns im Rahmen dieses Projekts auch zur Verfügung stellte. Ebenfalls zu danken ist seinen Mitarbeitern Hrn. S. Edler und Hrn. R. Cziezior, die uns bei der Applikation und Inbetriebnahme der Sensoren und Leistungsanalytoren tatkräftig unterstützten.

Außerdem ist ganz besonders Hrn. H. Maurer von der Fa. AVL Deutschland zu danken, der für das Projekt kurzfristig und unkompliziert ein mobiles Kraftstoffverbrauchsmessgerät organisieren konnte, was wesentlich zum Erfolg beigetragen hat.

Ein herzlicher Dank ist auch an das gesamte Team des Rollenprüfstands der Fa. Schäffler in Herzogenaurach zu richten. In Ermangelung eines lauffähigen Prüfstands an der THI fanden wir dort eine verständnisvolle und besonders hilfsbereite Mannschaft.

Für die gewährte kollegiale Amtshilfe durch das Landratsamt Neuburg-Schrobenhausen zur freigegebenen Nutzung eines geraden Staatsstraßenabschnitts im Donaumoos für die Durchführung der Fahrversuche sind wir aufrichtig dankbar.

Nicht zuletzt möchten sich die Autoren bei den Kollegen des Labors für Motoren- und Fahrzeugtechnik, Hrn. B. Schneidt, Hrn. A. Frey, Hrn. M. Hueber und Hrn. A. Sturm bedanken, ohne deren tatkräftige und besonders engagierte Unterstützung ein Vorhaben wie das beschriebene nicht hätte durchgeführt werden können.



*Dipl.-Ing. (FH) Johann Hauber und
Prof. Dr.-Ing. Karl Huber*

***Einsatz mobiler Messtechnik
zur Bestimmung der Effizienz des
Antriebsstrangs von Hybrid-
fahrzeugen im Fahrversuch und
am Rollenprüfstand***

Impressum

Herausgeber

Der Präsident der Technischen Hochschule Ingolstadt
Esplanade 10, 85049 Ingolstadt
Telefon: +49 841 9348-0
Fax: +49 841 9348-2000
E-Mail: info@thi.de

Druck

Hausdruck

Die Beiträge aus der Reihe „Arbeitsberichte – Working Papers“
erscheinen in unregelmäßigen Abständen. Alle Rechte,
insbesondere das Recht der Vervielfältigung und Verbreitung
sowie der Übersetzung vorbehalten. Nachdruck, auch
auszugsweise, ist gegen Quellenangabe gestattet,
Belegexemplar erbeten.

Internet

Alle Themen aus der Reihe „Arbeitsberichte – Working Papers“,
können Sie unter der Adresse www.thi.de nachlesen.