

50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium

September, 19-23, 2005

Maschinenbau von Makro bis Nano / Mechanical Engineering from Macro to Nano

Proceedings

Fakultät für Maschinenbau /
Faculty of Mechanical Engineering

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Impressum

- Herausgeber: Der Rektor der Technischen Universität Ilmenau
Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Scharff
- Redaktion: Referat Marketing und Studentische Angelegenheiten
Andrea Schneider
- Fakultät für Maschinenbau
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Kurtz,
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) Hartmut Witte,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Linß,
Dr.-Ing. Beate Schlütter, Dipl.-Biol. Danja Voges,
Dipl.-Ing. Jörg Mämpel, Dipl.-Ing. Susanne Töpfer,
Dipl.-Ing. Silke Stauche
- Redaktionsschluss: 31. August 2005
(CD-Rom-Ausgabe)
- Technische Realisierung: Institut für Medientechnik an der TU Ilmenau
(CD-Rom-Ausgabe) Dipl.-Ing. Christian Weigel
Dipl.-Ing. Helge Drumm
Dipl.-Ing. Marco Albrecht
- Technische Realisierung: Universitätsbibliothek Ilmenau
(Online-Ausgabe) [ilmedia](#)
Postfach 10 05 65
98684 Ilmenau
- Verlag:  Verlag ISLE, Betriebsstätte des ISLE e.V.
Werner-von-Siemens-Str. 16
98693 Ilmenau

© Technische Universität Ilmenau (Thür.) 2005

Diese Publikationen und alle in ihr enthaltenen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt.

ISBN (Druckausgabe): 3-932633-98-9 (978-3-932633-98-0)
ISBN (CD-Rom-Ausgabe): 3-932633-99-7 (978-3-932633-99-7)

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn / Dr.-Ing. H. Pflaum /Dr.-Ing. I. Krastev

Hybrid-Antriebe – ein Mechatronik-Projekt

ABSTRACT

Im Rahmen des DFG-Sonderforschungsbereichs 365, "Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge", wurde ein Parallel-Hybrid-Antriebsstrang für einen PKW entwickelt, aufgebaut und betrieben. Das Antriebsstrangkonzzept basiert auf einem Verbrennungsmotor (Turbodiesel) und einem Elektromotor mit NiMH-Batterie für ca. 30 km elektrischen Fahrbereich. Beide Antriebsaggregate sind über ein weitgespreiztes stufenloses i^2 -Getriebe mit den Antriebsrädern verbunden. Maßgebliche Kraftstoff-Einsparpotentiale leiten sich aus Rekuperation und der Vermeidung uneffizienter Betriebspunkte des Dieselmotors bei geringer Leistungsanforderung ab. Die Ergebnisse der mechatronischen Teilprojekte aus dem SFB sowie die erreichten Kraftstoffeinsparungen werden zusammenfassend präsentiert und diskutiert.

1. EINLEITUNG

Die Entwicklung der letzten Jahre zeigt deutlich die steigende Relevanz hybrider Antriebskonzepte für Fahrzeuge, vor allem in Japan und in den USA, um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Die steigenden Verkaufszahlen von bereits am Markt erhältlichen Hybridfahrzeugen, wie z.B. dem Toyota Prius, belegen die Akzeptanz dieses alternativen Antriebs beim Kunden, sowie die Alltagstauglichkeit dieses Konzepts. Prognosen [1] gehen davon aus, dass der Weltmarktanteil von Hybridfahrzeugen bis 2025 bereits bei 50% liegen könnte.

An der TU München wird seit 1993 an Hybrid-Antriebskonzepten für PKW geforscht. Der damals ins Leben gerufene Sonderforschungsbereich 365 "Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge" hatte zum Ziel, ein Hybrid-Antriebskonzept - der Autarke Hybrid – zu untersuchen und in Form eines Prototyp-Fahrzeugs zu realisieren. Die wesentlichen Elemente dieses Antriebssystems sind ein stufenloses weitgespreiztes CVT Getriebe, Verbrennungsmotor, Elektromotor mit NiMH-Batterie sowie alle zugehörigen und notwendigen Komponenten (z.B. Regler, Hydraulik usw.). Durch eine optimale Anordnung und Auslegung der Komponenten waren signifikante Einsparpotentiale zu identifizieren

und umzusetzen [2], indem der Gesamtantriebsstrang-Wirkungsgrad maximiert wurde. Es wurden in der interdisziplinären Zusammenarbeit von 3 Maschinenbau- und 3 Elektrotechnik-Lehrstühlen der TU München die einzelnen Komponenten und das Gesamtsystem entwickelt, hinsichtlich des Energieverbrauchs optimiert [3] und letztendlich durch den Aufbau des Antriebsstrangs auf einem Systemprüfstand sowie im Fahrversuch mit dem Prototyp-Fahrzeug erprobt. Die erzielten Ergebnisse, die aus dieser Arbeit hervorgingen, sind viel versprechend. Vor allem durch den Betrieb des Verbrennungsmotors und des Elektromotors in energetisch günstigen Bereichen, durch die Rekuperation von Bremsenergie und durch eine intelligente Betriebsstrategie ergeben sich bemerkenswerte Einsparungen.

2. DER AUTARKE HYBRID

Der Autarke Hybrid (Bild 1) ist ein Parallel-Hybrid, angetrieben von einem Dieselmotor (60 kW) und einer kleinen E-Maschine (8 kW) [4]. Beide Maschinen sind an die Eingangswelle eines stufenlosen Getriebes mit weiter Spreizung ($\varphi=22,3$), dem sogenannten i^2 -Getriebe [5], gekoppelt. Die Drehmomente beider Antriebsmaschinen können auf der Getriebeeingangswelle überlagert werden. Durch die stufenlose Übersetzung können die Motoren bei jeweils optimaler Drehzahl betrieben werden. Die weite Getriebespreizung ermöglicht ein elektrisches Anfahren mit hohen Drehmomenten und bei hohen Fahrgeschwindigkeiten, einen Betrieb des Verbrennungsmotors bei niedrigen Drehzahlen und niedrigen spezifischen Verbrauchswerten. Kraftstoffeinsparungen werden zusätzlich durch die Rekuperation von kinetischer Energie im Schubbetrieb, durch elektrisches Fahren bei niedriger Leistungsanforderung und durch Betriebspunktanhebung des Verbrennungsmotors mit der E-Maschine als Generator erreicht.

Der Betrieb von V-Motor und E-Motor wird durch die folgende Betriebsstrategie [3] bestimmt (Bild 2): bei geringem Leistungsbedarf wird elektrisch gefahren. Überschreitet der Leistungsbedarf die Leistungsgrenze P_{1o} , so wird der Verbrennungsmotor gestartet, zugekuppelt und übernimmt den Vortrieb des Fahrzeugs. Gleichzeitig lädt die E-Maschine generatorisch die Batterie, und verschiebt die Betriebspunkte des V-Motors in Richtung höherer Leistungen. Sinkt der Leistungsbedarf unter die Leistungsgrenze P_{1u} , so wird der Verbrennungsmotor wieder abgeschaltet.

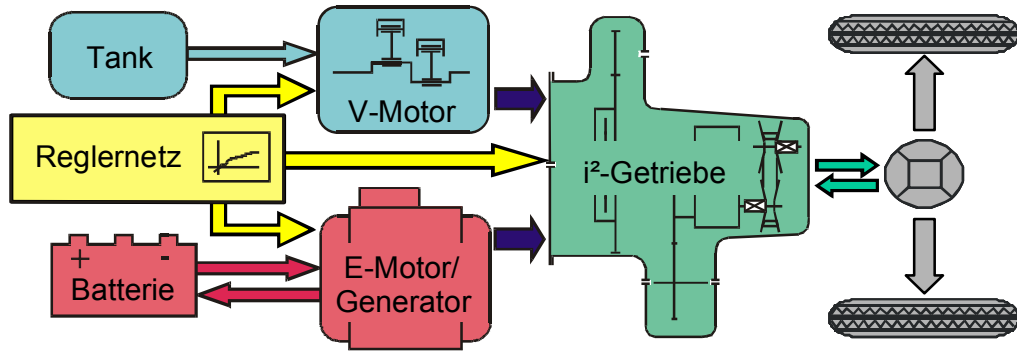


Bild 1: Antriebsstrang des Autarken Hybrid

Oberhalb der Leistung $P_2 - P_{LM}$ überwiegen die elektrischen Verluste beim Zwischenspeichern von Energie in der Batterie den Wirkungsgradgewinn. In diesem Bereich wird die E-Maschine bei der Leistung P_{LM} betrieben, die ausreicht, um die Nebenverbraucher zu versorgen und den Ladezustand der Batterie zu erhalten.

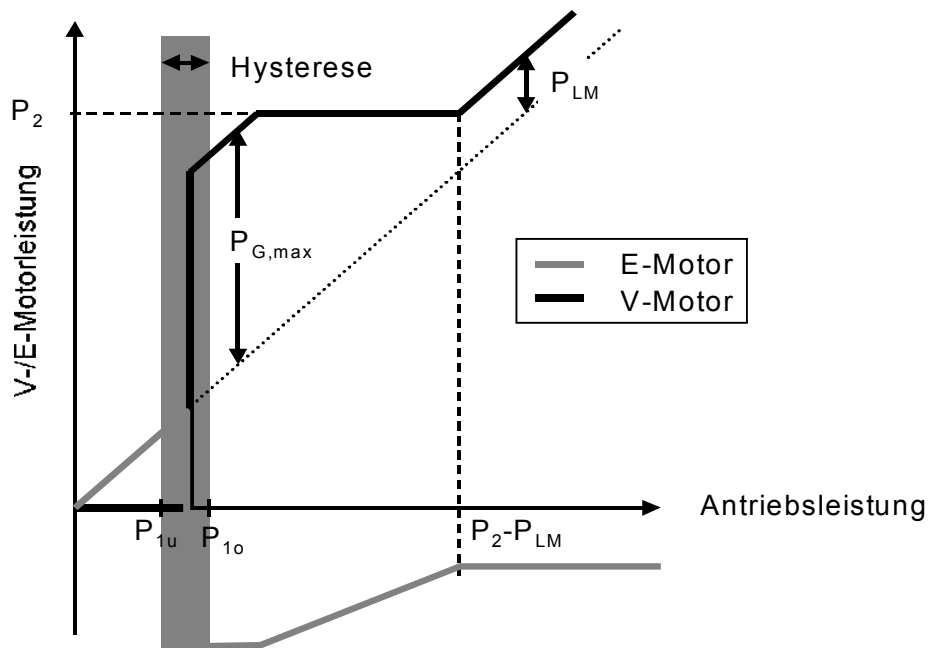


Bild 2: Betriebsstrategie

Zusätzliches Laden oberhalb von P_2 ($P_2 \approx P_{opt}$, dem Betriebspunkt mit dem niedrigsten spezifischen Verbrauch) ergibt keine Verbesserung des Motorwirkungsgrads.

Vergleicht man die auftretenden Verbrennungsmotor-Betriebspunkte des Referenzfahrzeugs und des Autarken Hybrid-Fahrzeugs aus der Simulation (beispielhaft für den FTP-72-Zyklus in Bild 3 dargestellt), so ist beim Autarken Hybrid-Fahrzeug eine

Verlagerung der Betriebspunkte mit einer damit verbundenen Anhebung des Verbrennungsmotors-Wirkungsgrads deutlich zu sehen. Dies ist auf den Einsatz des i^2 -Getriebes zurückzuführen, durch den eine Entkopplung der Motordrehzahl von der Fahrgeschwindigkeit mit gleichzeitiger Wirkungsgradoptimierung ermöglicht wird.

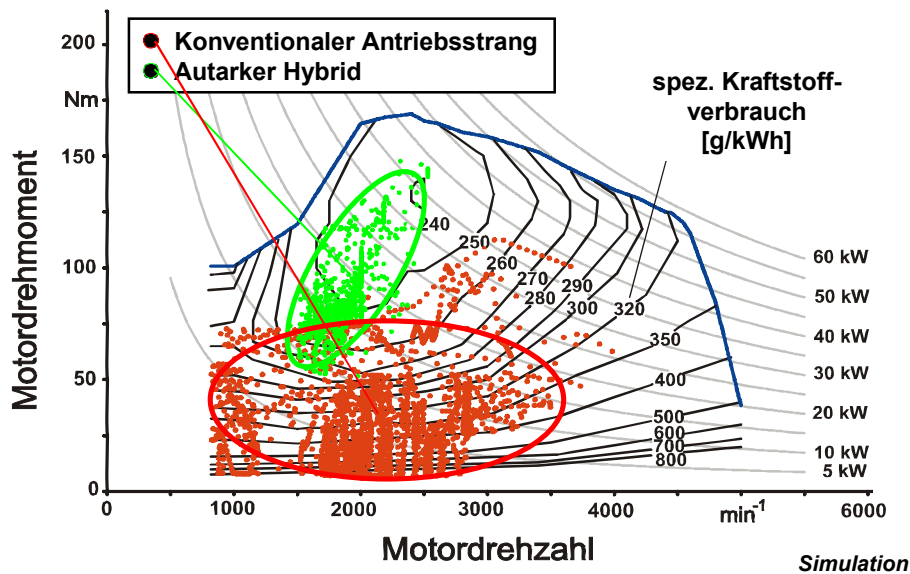


Bild 3: Motorbetriebspunkte

Bild 4 zeigt die Betriebspunkte für den NEFZ aus Fahrversuch im Kennfeld des Verbrennungsmotors, mit BOL (betrieboptimaler Linie) und Grenz-Kurven für 1% Mehrverbrauch sowie die Leistungsgrenze P2. Man erkennt, dass die Betriebspunkte größtenteils innerhalb der Grenzlinien um die BOL streuen. Zusätzlich zeigen sich jedoch Betriebspunkte, die unterhalb von P2 und weit von der BOL entfernt liegen. Diese Betriebspunkte stammen in erster Linie von Lastübernahme und CVT-Verstellung nach dem Zukuppeln des Verbrennungsmotors. Eine geringe Anzahl streuender Punkte werden durch den Umschaltvorgang und das Abkuppeln verursacht. Diese Betriebspunkt-Abweichungen im Verbrennungsmotorkennfeld stellen den größten Verlustbetrag dar. Wirkungsgradänderungen von E-Motor, Getriebe und der Energiebedarf der Hydraulik ändern sich nur untergeordnet.

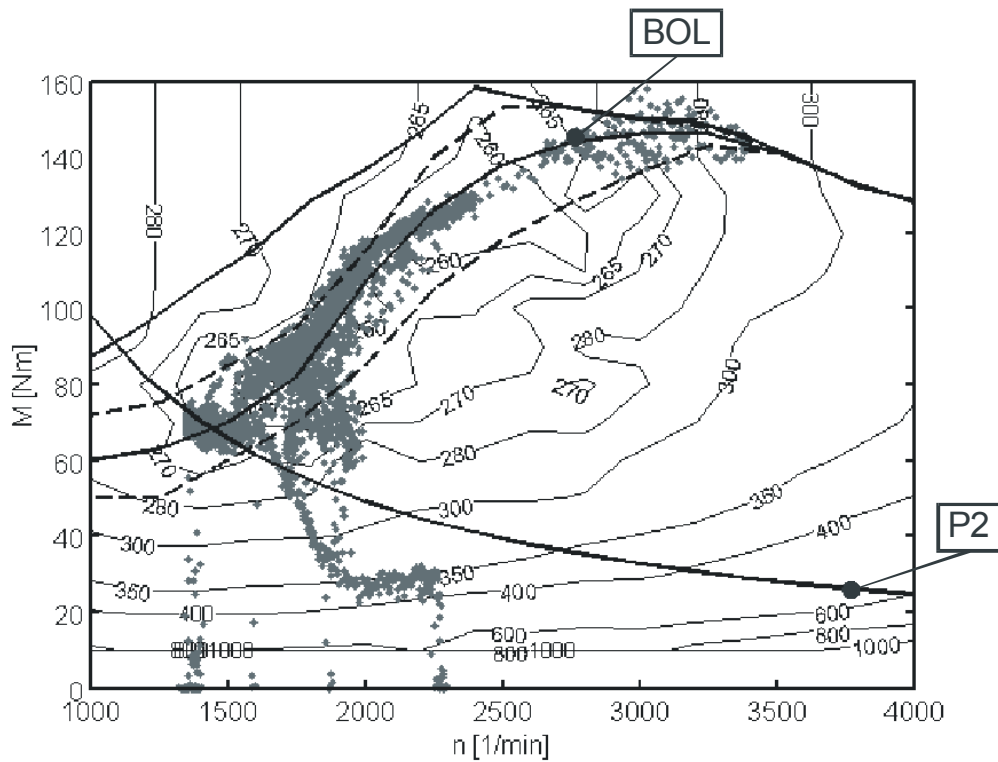


Bild 4: Betriebspunkte des Verbrennungsmotors im NEFZ

3. MECHATRONISCHE TEILPROJEKTE AUS DEM SFB

3.1 Online-Optimierung

Bild 5 zeigt die Struktur des Reglernetzes aus Bild 1.

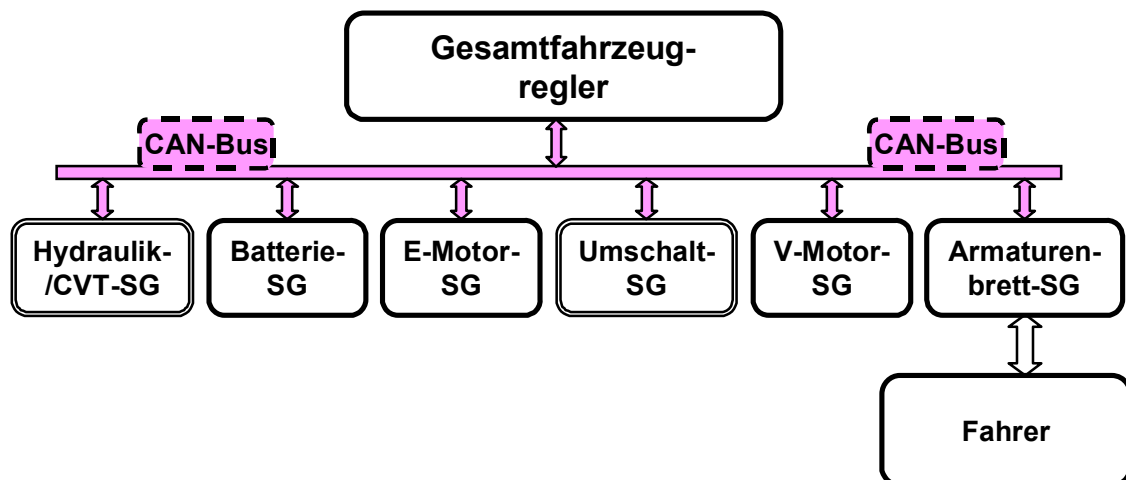


Bild 5: Reglernetz des Autarken Hybrid Antriebsstrangs

Der übergeordnete Gesamtfahrzeugregler gibt die Vorgaben für die Steuergeräte der Komponenten Verbrennungsmotor, Elektromotor, Batterie und CVT. Im Laufe der Entwicklung zeigte sich, dass man damit das ganze Potential der Kraftstoffeinsparung noch nicht ausnutzt. In der letzten Phase des SFB wurde deswegen mit der Einbindung der online-Optimierung begonnen.

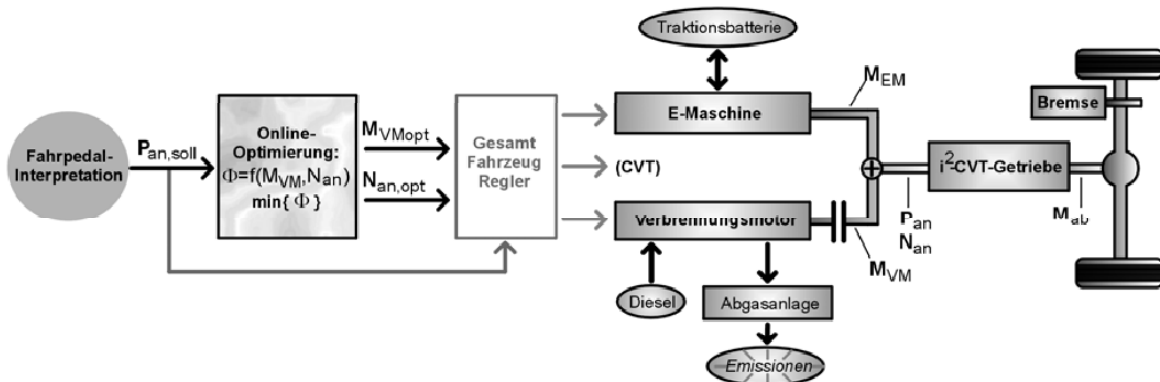


Bild 6: Einbindung der Onlineoptimierung

Bild 6 zeigt die theoretisch untersuchte Reglerstruktur. Bei der Auswahl der Betriebspunkte nach der in Bild 2 vorgestellten Strategie sind online die aktuellen Zustände der Batterie und der momentanen Getriebeübersetzungen mit zu berücksichtigen. Eine einfache Wirkungsgradoptimierung des Verbrennungsmotors reicht nicht. Die Entscheidung, ob der Verbrennungsmotor abgeschaltet werden kann, hängt auch vom Ladezustand der Batterie bzw. der momentanen Getriebeübersetzung und damit der Antriebswelle (= Drehzahl des E-Motors) ab.

3.2 Das i²-Getriebe und seine Steuergeräte

Der Autarke Hybrid – Antriebsstrang ist für den Einsatz in Kompaktklassefahrzeugen konzipiert. Als Versuchsträger stand ein Opel Astra zur Verfügung. Wie in dieser Kategorie üblich, ist die Antriebseinheit front-quer installiert. Bei der Konstruktion des i²-Getriebes wurde von Anfang an Augenmerk auf eine insbesondere in axialer Richtung kompakte Bauweise gelegt, damit das serienmäßig eingebaute Handschaltgetriebe durch das i²-Getriebe substituiert und die ursprüngliche Anordnung der restlichen Komponenten im Motorraum weitgehend beibehalten werden kann.

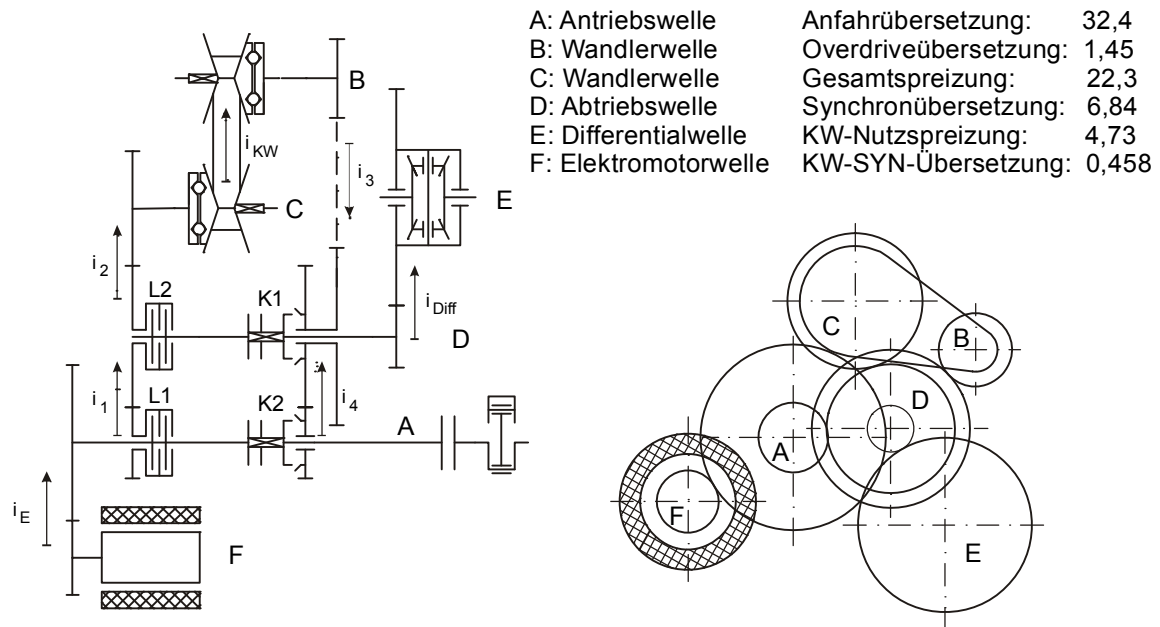


Bild 7: Schema i^2 -Getriebe mit Seitenansicht

Nach Betrachtung und Bewertung unterschiedlicher Ausführungsmöglichkeiten zeigt Bild 7 die realisierte Getriebestruktur, bei der es gelungen ist die sehr unterschiedlichen, anspruchsvollen Anforderungen an das Getriebe beim Autarken Hybrid – Konzept zu befriedigen.

Die Funktionalität des i^2 -Getriebes des Autarken Hybrid und des Umschaltvorgangs basiert auf dem präzisen Zusammenspiel zwischen den zwei Lamellenkupplungen (L1 und L2) und den zwei Zahnkupplungen (K1 und K2). In Bild 8 sind die Drehmoment- bzw. Leistungsflüsse und der Ablauf der Gangwechsel von V1- nach V2-Bereich im Zugbetrieb schematisch dargestellt. Dabei sind die Komponenten des i^2 -Getriebes, die an der Lastschaltung beteiligt sind, mittels dicker Linien hervorgehoben. Die Pfeile zeigen die Richtung des zu übertragenden Drehmoments und sind für den Zugbetrieb stets vom Antrieb zum Abtrieb gerichtet.

In dem niedrigen Geschwindigkeitsbereich V1 gemäß Bild 8A, K1 und L1 im Eingriff, fließt die Leistung von den beiden Antriebsmotoren über den CVT-Kettenwandler zum Abtrieb. Dabei kann die Übersetzung des Variators entsprechend den Anforderungen im Betrieb von der Ausgangsübersetzung $i_{CVT,Anfahr} = 32,4$ bis zu dem Endanschlag in der Nähe des Synchronpunkts ($i_{CVT, SYN} = 6,84$) stufenlos verstellt werden.

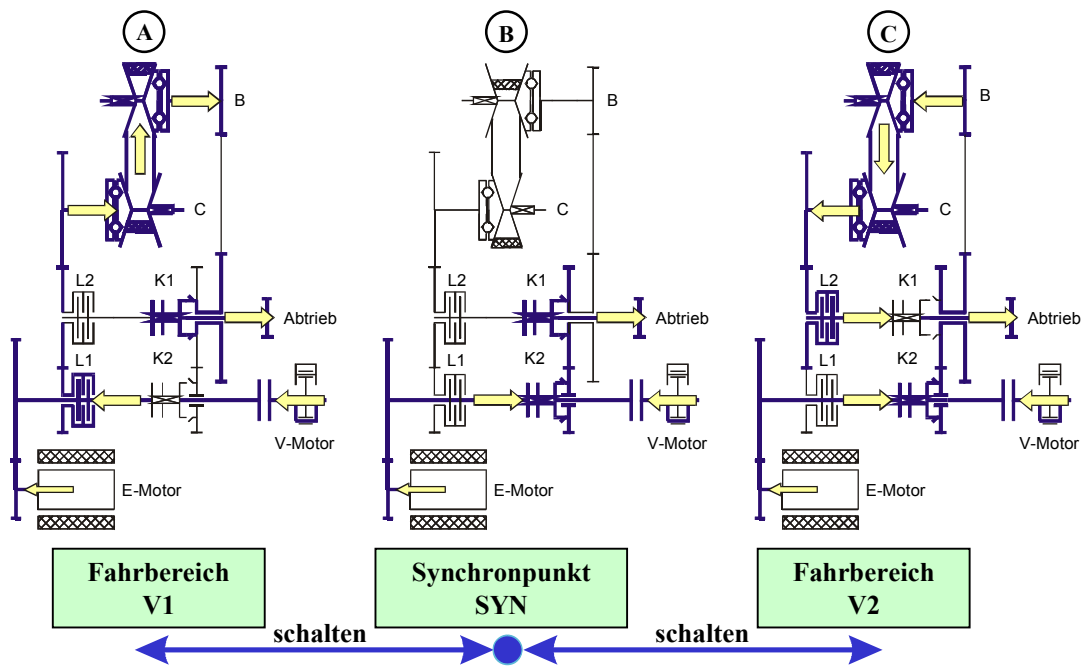


Bild 8: Lastschaltvorgang im i^2 -Getriebe nach Umschaltstrategie I im Zugbetrieb

Die Übersetzungen der Stirnradstufen sind so gewählt, dass für die Synchronpunktübersetzung keine Differenzdrehzahlen in den Kupplungen K2 und L2 vorhanden sind. Durch Einrücken der Kupplung K2 und gleichzeitiges Öffnen der Lamellenkupplung L1 kann nun die Zugkraft unterbrechungsfrei vom Kettenwandler auf den Stirnradatz übergeben werden, siehe Bild 8B. Das i^2 -Getriebe befindet sich nun im SYN-Bereich, d.h. der Leistungsfluss erfolgt von beiden Antriebsmotoren formschlüssig über die beiden Zahnkupplungen (Umschaltstrategie I) und eine Stirnradstufe mit fester Übersetzung zum Abtrieb. Der Kettenwandler befindet sich außerhalb des Leistungsflusses und wird lastfrei mitgedreht. Die hydraulische Steuereinheit des CVT-Kettenwandlers muss die Synchronpunktübersetzung auch in diesem lastlosen Zustand beibehalten um einen Wechsel in den Fahrbereich V2 oder zurück in Fahrbereich V1 ohne Differenzdrehzahlen (theoretisch!) in den offenen Kupplungen zu ermöglichen.

Wie schon Bild 5 zeigte, gibt es zwei Steuergeräte für das Getriebe, das Umschaltsteuergerät für die Betätigung der Kupplungen und das Steuergerät für den Kettenwandler zur Regelung der Übersetzung.

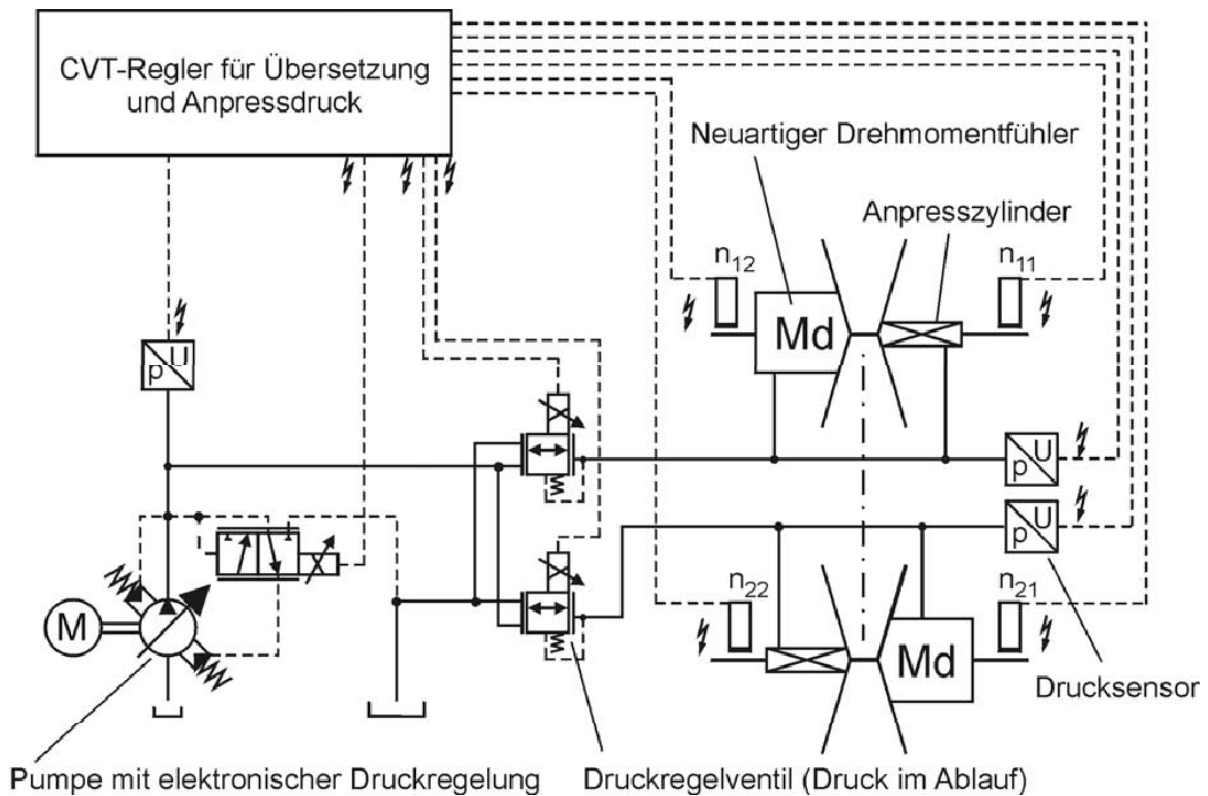


Bild 9: Neues Konzept für druckgeregeltes Anpresssystem mit modifizierten Drehmomentfühlern

Bild 9 zeigt das neue Steuergerät des Kettenwandlers und die Druckölversorgung. Für das neue Anpresssystem wurde ein neuer Drehmomentfühler entwickelt, der sowohl am Antriebs- als auch Abtriebsscheibensatz im Kraftfluss sitzt. Im Gegensatz zu den bekannten Anpresssystem für Kettenwandler der Fa. PIV findet die Anpressdruckversorgung nicht mehr durch Drosselung eines konstanten Ölstroms im Drehmomentfühler statt, sondern durch eine bedarfsgeregelte Erzeugung des Volumenstroms und Drucks bei einer benötigten Druckerhöhung. Dieser Druckanstieg wird durch eine Verstellpumpe und elektronische Druckregelventile erzielt.

Die Höhe des benötigten Drucks ergibt sich aus zwei Einflussgrößen: Da ist zum einen das am Scheibensatz anliegende Drehmoment, das für einen zerstörungsfreien Betrieb ohne ein Durchrutschen der Kette einen drehmomentproportionalen Anpressdruck zwischen den Kegelscheiben und der Kette erfordert. Zum zweiten muss bei einer gewünschten Übersetzungsänderung der Druck in demjenigen Zylinder angehoben werden, bei dem die Kette auf einen größeren Radius laufen soll. Für einen energetisch sinnvollen Betrieb muss eine Überanpressung vermieden werden, da dann neben der Erhöhung der mechanischen Verluste auch die Leckagen in der Hydraulik zunehmen. Da aber eine Überanpressung eine Sicherheit gegen das Durchrutschen der Kette darstellt, muss gerade bei hochdynamischen Betriebszuständen ein Kompromiss zwischen diesen beiden Faktoren gefunden werden.

mischen Zuständen wie z.B. Drehmomentstößen beim Überfahren einer Bordsteinkante für eine sichere Bereitstellung des drehmomentproportionalen Anpressdrucks gesorgt werden. Hierzu wird die in dem bereits erwähnten PIV-Anpresssystem angewendete sogenannte Pumpwirkung übernommen. Während dieser Pumpwirkung wird durch die bewegliche Platte im neuen Drehmomentfühler (Bild 10) Öl aus der Fühlerkammer gedrückt und somit der Druck am Anpresszylinder rein mechanisch und hochdynamisch erhöht. Grund für die Pumpwirkung ist das kurzzeitig gestörte Kräftegleichgewicht zwischen der Druckkraft aus der Fühlerkammer und einer entgegengesetzt wirkenden Axialkraft, die an der Kugelrampe aus dem Drehmoment resultiert. Die Kugelrampe besteht aus zwei Kurvenmuffen, zwischen denen über Kugeln, die auf schrägen Bahnen laufen, eine Kraftübertragung erfolgt. Durch den steigenden Öldruck wird das Kräftegleichgewicht wieder hergestellt und damit die Pumpwirkung beendet. Somit wird in jedem Fall ein Unterschreiten des drehmomentproportionalen Anpressdrucks verhindert.

Ein in den Drehmomentfühler eingeleitetes Drehmoment erzeugt an den Kugelrampen eine Tangentiale und axiale Komponente. Solange die Axialkraft größer ist als die entgegengesetzt wirkende Federkraft der Tellerfedern, verdrehen sich beide Kugelrampenhälften zueinander und werden durch das Abrollen der Kugeln auf den schrägen Kugelbahnen in axialer Richtung auseinandergedrückt. Der Verdrehwinkel ist ein Maß für das anliegende Drehmoment und wird durch zwei integrierte Drehzahlmesser (Bild 10) erfasst.

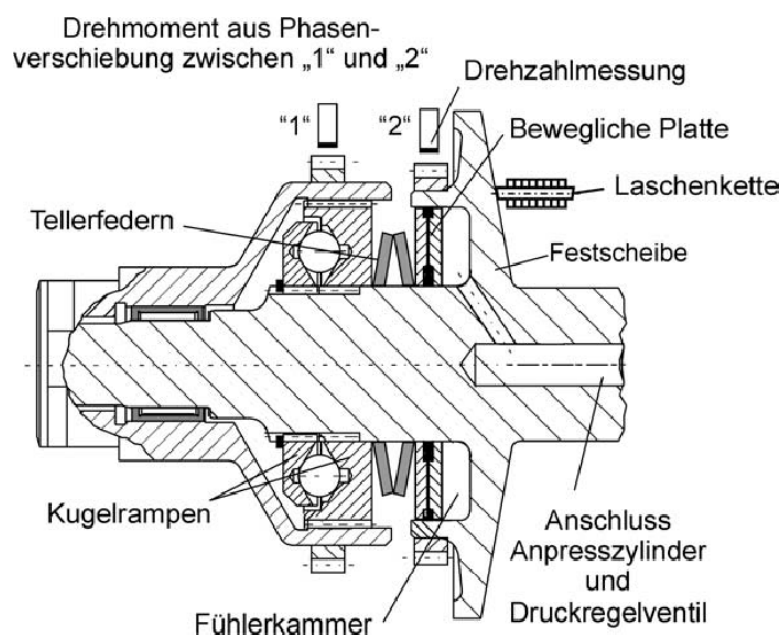


Bild 10: Neue Drehmomentfühler mit Tellerfedern für Drehmomentmessung

Bild 11 zeigt die Verknüpfung der beiden Steuergeräte: CVT-Steuergerät und Umschaltsteuergerät. Die Erfassung der Übersetzung erfolgt durch die in Bild 9 gezeigten Drehzahlsensoren. Der Gesamtfahrzeugregler entscheidet, ob auf Grund der gewünschten Leistungsanforderung und des augenblicklichen Betriebszustands der Umschaltvorgang eingeleitet wird.

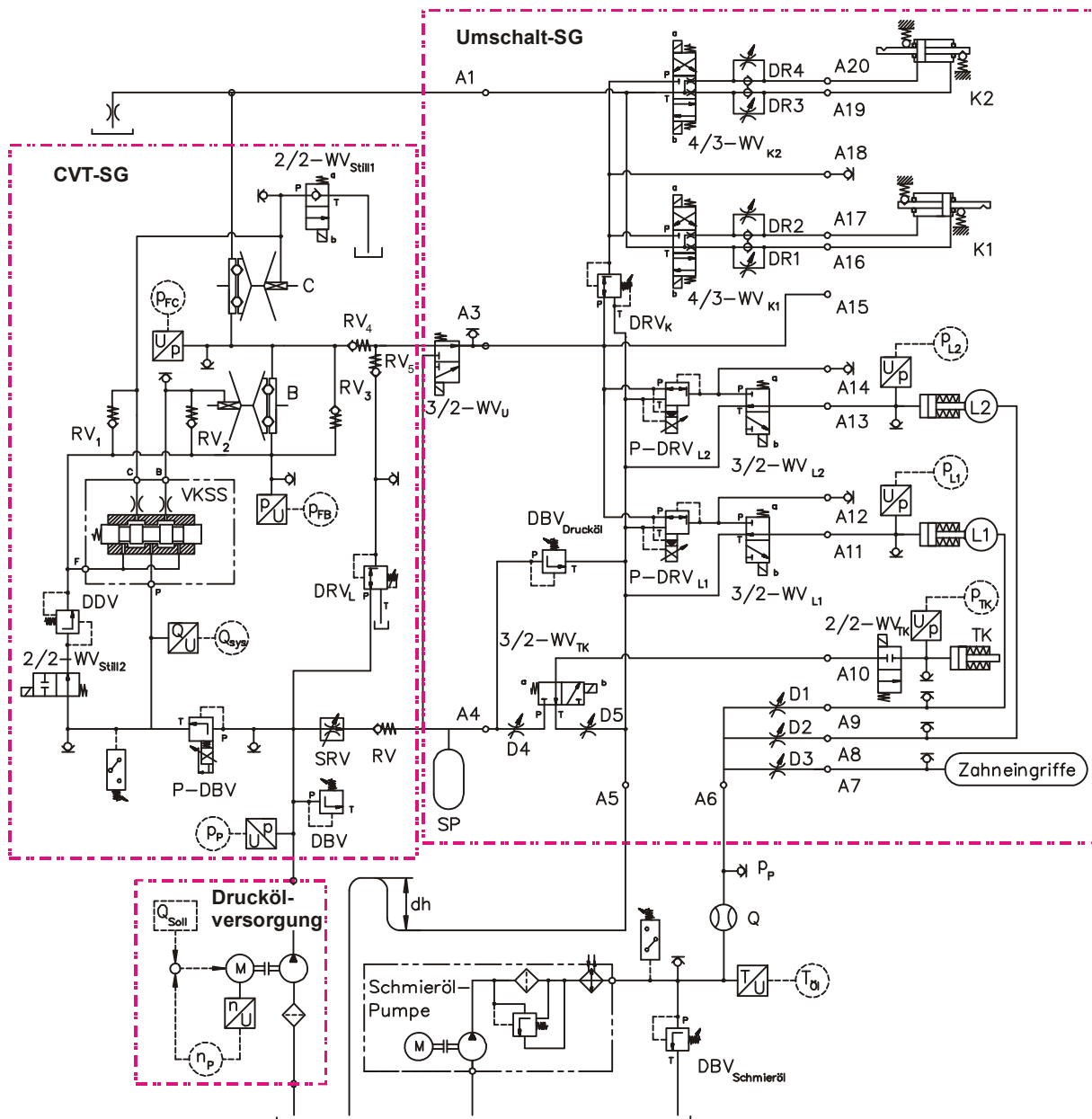


Bild 11: Hydrauliksystem des i²-Getriebes

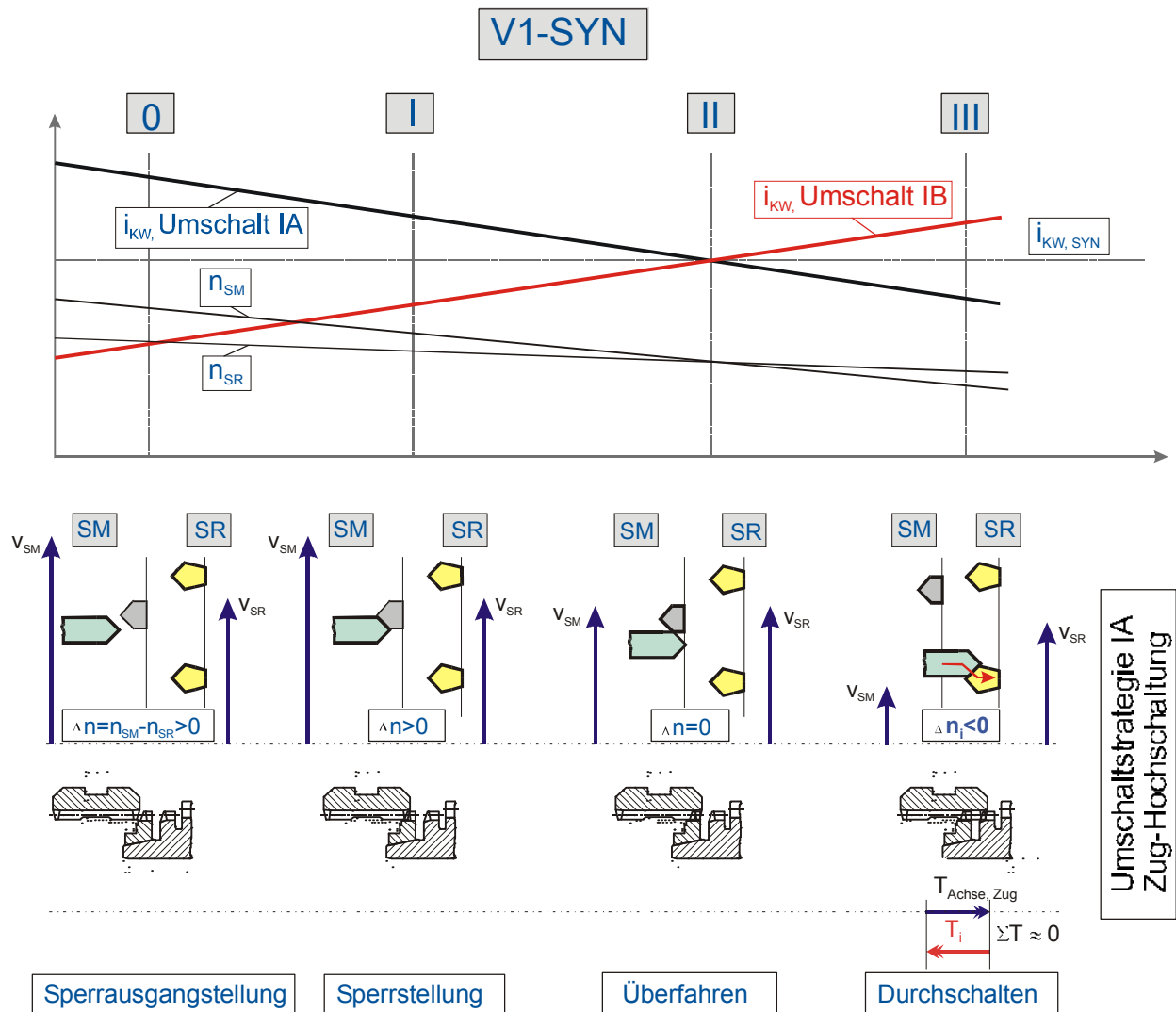


Bild 12: Prinzipskizze des Schaltvorgangs an Kupplung K2 (V1-SYN)

Bild 12 zeigt die Position von Schiebemuffe und Schaltrad zueinander in den charakteristischen Zeitpunkten „0“, „I“, „II“ und „III“ für den Schaltvorgang von Fahrbereich V1 in den SYN-Bereich am Beispiel der Kupplung K2. Bevor der Kettenwandler die Synchronübersetzung erreicht, wird die noch offene Kupplung K2 (I) angelegt. Die Sperrsynchonisierung verhindert ein Einschalten und die eigentliche Hauptsynchronisation (Drehzahngleich zwischen Schiebemuffe und Schaltrad) wird durch das Verstellen des Kettenwandlers in Richtung Synchronübersetzung durchgeführt. Wenn der Kettenwandler die Synchronübersetzung erreicht (II), kann wegen Drehzahlgleichheit ($\Delta n=0$) K2 eingelegt werden. Hier waren umfangreiche Untersuchungen erforderlich [6], um die Übersetzungsverstellung bzw. -stellgeschwindigkeit auf die Einschaltdauer der jeweiligen Synchronkupplung abzustimmen. Wird der Synchronpunkt von der „falschen“ Richtung angefahren oder „zu schnell“ überfahren, kann es bei starken

Stößen zwischen Schiebemuffe und Schaltrad vorkommen, wie aus Bild 12 ersichtlich ist, dass das Drehmoment am Abtrieb ($T_{Achse, Zug}$) kurzfristig gleich Null wird. Dies verursacht Einbrüche in An- und Abtriebsdrehmoment direkt nach dem Einrücken der Zahnkupplung. Das erreichte Ergebnis sieht man in Bild 13. Die hier auftretenden Amplituden am Abtriebsdrehmoment betragen 11% des mittleren Drehmoments. Je geringer die Amplituden, umso komfortabler (unmerkbarer) ist der Umschaltvorgang. Die Erfahrungen im Auto zeigten, dass Amplitudenschwankungen $< 15\%$ auf Grund der Gesamtelastizitäten aus Getriebe, Gelenkwellen und Räder vom Fahrer mit der Komfortnote 9-10 beurteilt wurden.

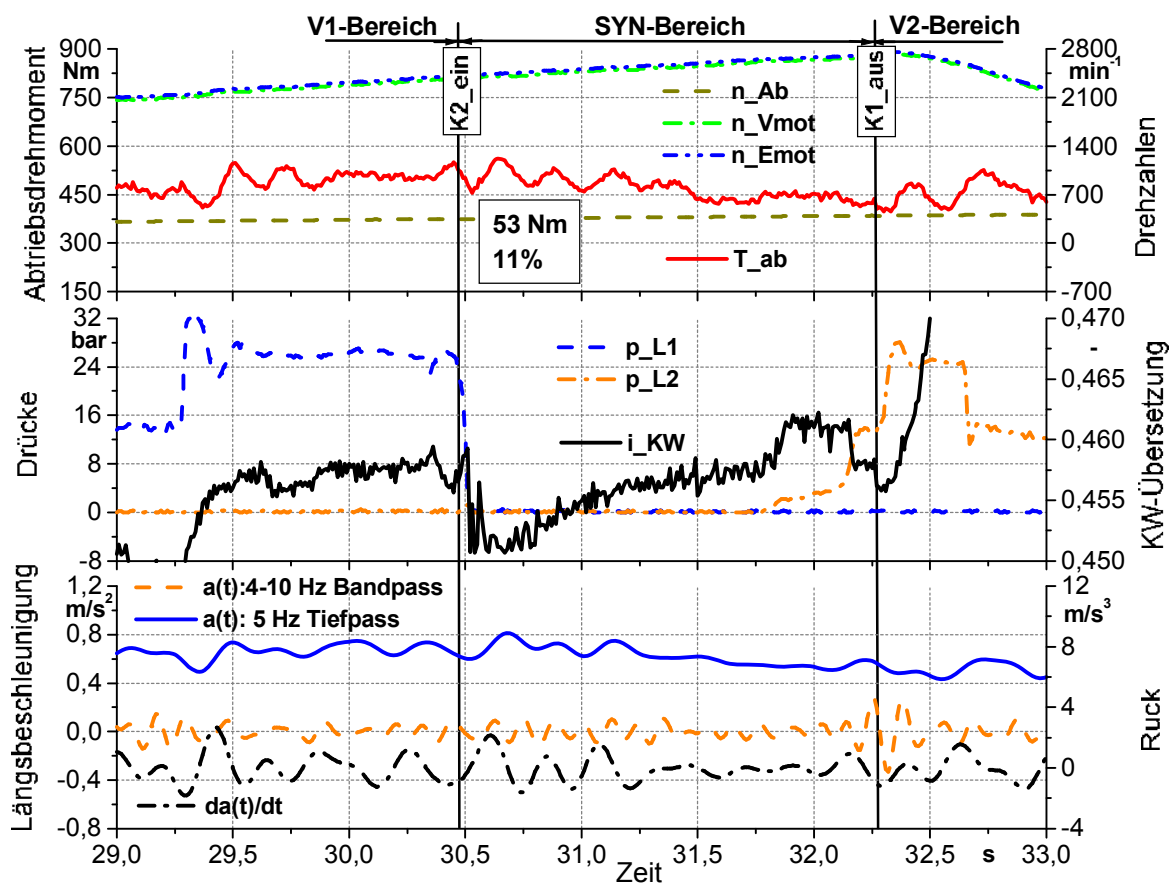


Bild 13: Zug-Hochschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Denkbar wäre es, dass im SYN-Bereich auch über die zwei Lamellenkupplungen gefahren wird (Umschaltstrategie II). Aufgrund des besseren Wirkungsgrades und kürzerer Schaltzeiten wird aber die Umschaltstrategie I favorisiert und untersucht [6].

Der weitere Schaltverlauf zu höheren Fahrgeschwindigkeiten im V2-Bereich erfolgt durch Schließen der Lamellenkupplung L2 und gleichzeitiges Ausrücken der Zahnkupplung K1.

Der Drehmoment- und Leistungsfluss geht damit wieder über den Wandler aber in entgegengesetzter Richtung. An- und Abtriebswelle des Wandlers sind vertauscht und der Verstellbereich des Wandlers kann erneut durchfahren werden. Das i²-Getriebe kann jetzt im V2-Bereich eine Overdrive-Übersetzung von $i_{\text{Overdrive}} = 1,45$ erreichen (Bild 8C).

4. KRAFTSTOFFVERBRAUCH

Auf dem Rollenprüfstand wurde der Kraftstoffverbrauch des Autarken Hybrid-Prototypfahrzeugs [7] im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) bei betriebswarmem Antriebsstrang gemessen. Bei dieser Messung ergab sich ein Kraftstoffverbrauch für den Autarken Hybrid – Prototypfahrzeug von 6,2 l/100 km.

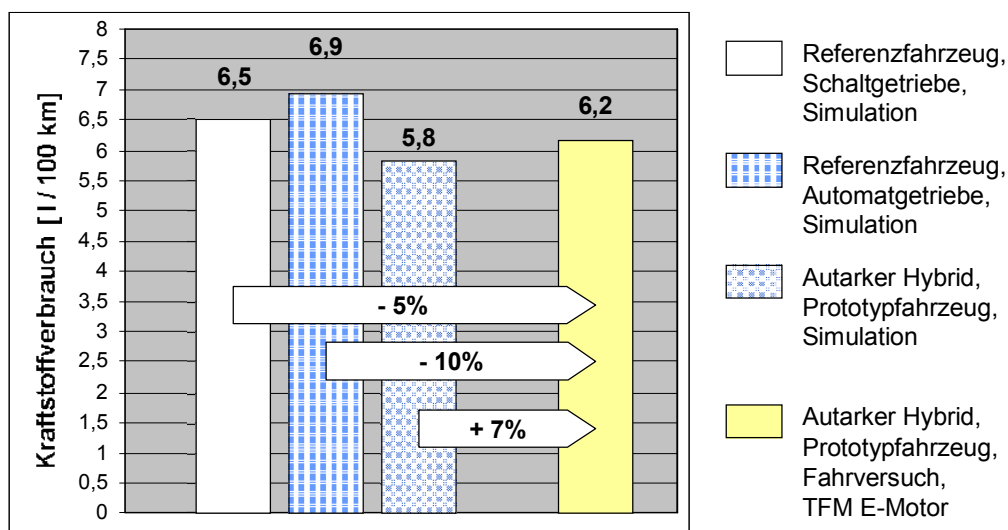


Bild 14: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs in NEFZ

Gegenüber des Referenzfahrzeugs mit Handschaltgetriebe zeigt der Autarke Hybrid in Bild 14 eine Kraftstoffeinsparung von 5%. Im direkten Vergleich mit einem Referenzfahrzeug mit Automatgetriebe bietet das Autarke Hybrid – Prototypfahrzeug, das selbst voll automatisiert ist, eine Kraftstoffreduzierung von 10%.

In der Grafik ist allerdings auch erkennbar, dass die theoretischen Einsparpotentiale aus der Simulation nicht vollständig umgesetzt werden konnten (+ 7%). Die Defizite in der Kraftstoffeinsparung resultieren aus erhöhtem Fahrzeuggewicht, den hinsichtlich der Fahrbarkeit erforderlichen Kompromissen beim V-Motorbetrieb, längeren Startzeiten des

V-Motors und nicht vollständiger Rekuperation der Bremsenergie. Insgesamt führten jeweils kleine parasitäre Effekte an vielen Einzelementen des Antriebsstrangsystems zu einem nicht-optimalen Gesamt-Kraftstoffverbrauch.

Bild 15 stellt die Energiebilanz über den durchgefahrenen NEFZ-Fahrzyklus dar. Während des kompletten Fahrzyklus werden 1,7 kWh an den Reifen benötigt, um das Fahrzeug fortzubewegen. Dagegen kann durch Rekuperation ein Energieanteil von 0,34 kWh von den Reifen in den Antriebsstrang eingefügt werden. Der V-Motor liefert 2,4 kWh mechanische Energie am Antrieb. Der E-Motor stellt 0,076 kWh mechanische Energie zum Antrieben des Fahrzeugs zur Verfügung und konsumiert selbst 0,85 kWh, die sich wie folgt aufteilen lassen:

- 0,55 kWh durch die Lastanhebung am V-Motor und Laden der Batterie bzw. für die Hydraulik und Zusatzverbrauch
- 0,30 kWh durch Rekuperation

Von der elektrischen Seite her steht der E-Motor im Kontakt mit der Traktionsbatterie. Dazwischen müssen die elektrischen Energieverbräuche der Nebenaggregate beachtet werden, die einen „sensiblen“ Faktor bei dem gesamten Kraftstoffverbrauch darstellen.

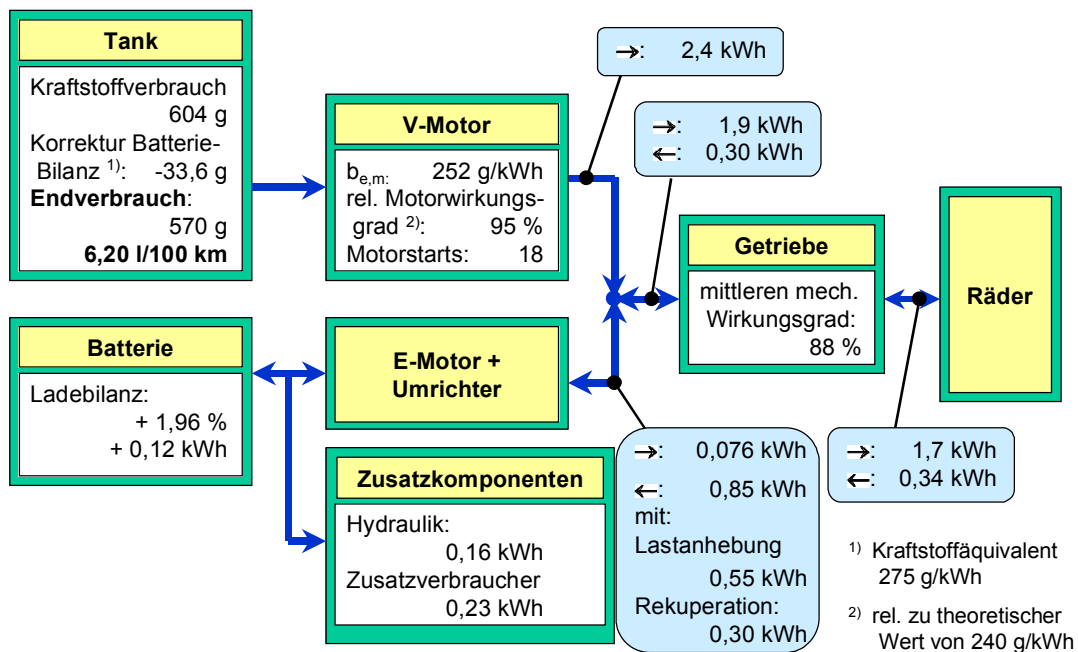


Bild 15: Energiebilanz, NEFZ

Am Ende des Fahrzyklus weist die Batterie eine positive Ladebilanz mit 1,96 % oder

0,12 kWh auf. Für die Ermittlung des tatsächlichen Kraftstoffverbrauchs ist das entsprechend zu berücksichtigen.

Vom Fahrzeugtank wurden am Zyklusende 604 g Referenz-Diesel-Kraftstoff verbraucht. Die verbleibende Restabweichung in der Ladebilanz der Batterie wird rechnerisch anhand des in [8] ermittelten Kraftstoffäquivalents in einem entsprechenden Minderverbrauch an Kraftstoff umgerechnet.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Der Autarke Hybrid, ein sehr komplexes Mechatronikprojekt, wurde in der interdisziplinären Zusammenarbeit von 3 Maschinenbau- und 3 Elektrotechnik-Lehrstühlen der TU München im Rahmen des SFB-365 am Prüfstand und im Prototypfahrzeug aufgebaut und systematisch untersucht. Mit dem Prototypfahrzeug konnte im NEFZ bis zu 10% Kraftstoffeinsparung gegenüber dem Automatik-Fahrzeug erzielt werden. Die Einsparungen fallen jedoch geringer aus, als von der Simulation vorhergesagt. Die Gründe hierfür sind vielfältig. Neben erhöhtem Fahrzeuggewicht und erhöhtem Startverbrauch des Motors resultieren Mehrverbräuche in Abweichungen des realen Betriebs von der idealen Betriebsführung, wobei bei höherer Fahrdynamik höhere Verluste auftreten. Insgesamt führten jeweils kleine parasitäre Effekte an vielen Einzelementen des Antriebsstrangsystems zu einem nicht-optimalen Gesamt-Kraftstoffverbrauch. Bild 16 zeigt die in einem Folgeprojekt angestrebten Verbesserungen gegenüber dem Autarken Hybrid.

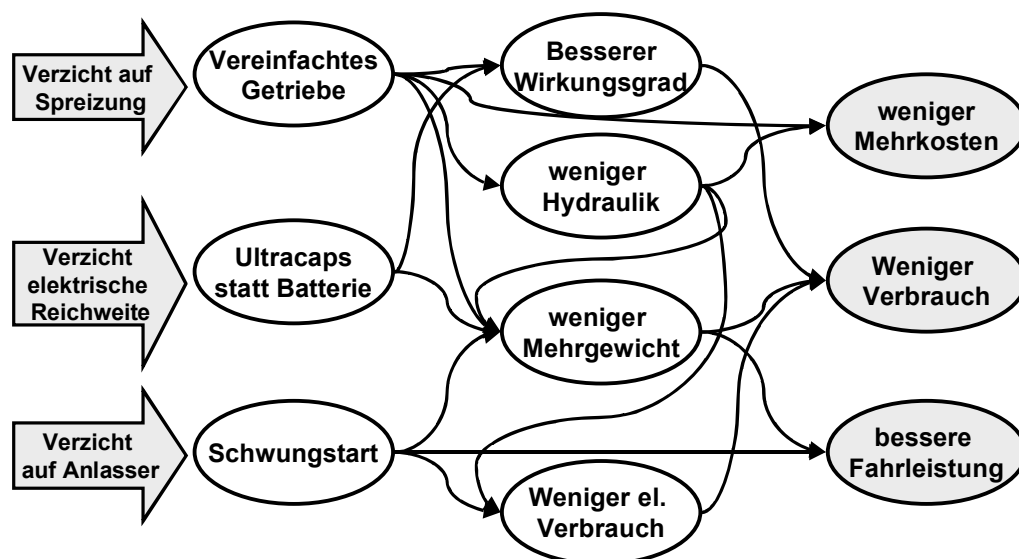


Bild 16: Die neuen Ansätze für den optimierten Antriebsstrang

Literatur- bzw. Quellenhinweise:

- [1] Schröder, D.: Hybrid und Diesel favorisiert. Automobilwoche 7, 2004, S.15
- [2] Höhn, B.-R.; Vollmer, T.; Kersch, S.; Pinnekamp, B.: Der Autarke Hybrid: Auslegung des Gesamtsystems. VDI Verlag Jahrbuch 96, S. 379 – 395
- [3] Kersch, S.: Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials. TU München Diss. 1998
- [4] Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.: The Autark Hybrid: A Universal Power Train Concept for Passenger Cars. 1994 International Gearing Conference, 7.-9.9.1994, Newcastle Upon Tyne, England, p. 253 – 258.
- [5] Heitmann, A.: „Entwicklung des i^2 -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 1998.
- [6] Krastev, I.: „Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe“. Dissertation, TU München, 2005.
- [7] Schmidbauer, Th.: „Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug“. Dissertation, TU München, 2004.
- [8] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Kersch, S.: Operating Strategy of the Electric Drive Unit in the Autark Hybrid Transmission. 27th FISITA World Automotive Congress, Paris 1998.

Autorenangabe(n):

Prof. B.-R. Höhn
Dr.-Ing. H. Pflaum
Dr.-Ing. I. Krastev
TU München, Lehrstuhl für Maschinenelemente
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
Boltzmannstr. 15
85748 Garching
Tel.: +498928915807
Fax: +498928915808
E-mail: fzg@fzg.mw.tum.de