



Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Ecole polytechnique fédérale de Zurich
Politecnico federale di Zurigo

Institut für Mess- und Regelungstechnik
Prof. Dr. L. Guzzella
Dr. Christopher Onder

Bericht Oktober 2003

Auswirkungen von Eco-Drive bei Fahrzeugen im Jahr 2010

Daniel Ambühl und Arlette Schilter

Studie im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Zusammenfassung

Im Rahmen von Energie 2000 rief der Bundesrat diverse Projekte ins Leben, welche seine Energie- und Klimapolitik umsetzen sollen. Unter anderem müssen die CO₂- und Schadstoffemissionen reduziert werden. Einen Ansatz dafür liefert das Projekt Eco-Drive, welches einen kleineren Treibstoffverbrauch bei Fahrzeugen durch angepasste Fahrweise erreichen will.

Diese Studie soll im Auftrag des Bundesamtes für Energie (BFE) die Frage, wie viel Kraftstoff bei PKWs im Jahre 2010 durch Eco-Drive eingespart werden kann, beantworten.

Der Massnahmenkatalog von Eco-Drive gliedert sich in zwei Teile, wovon einer das Fahrverhalten und ein anderer sonstige Massnahmen wie Kontrolle des Reifendrucks, Entfernung von unnötigen Lasten und aerodynamischen Widerständen betrifft.

Die Eco-Drive Fahrweise versucht den Teillastbetrieb des Motors zu vermeiden, denn heutige Verbrennungsmotoren weisen den schlechteren Wirkungsgrad im Teil- als im Volllastbereich auf. Das heisst im Anwendungsfall niedertourig fahren, zügig beschleunigen, schnell schalten und unnötige Beschleunigungen vermeiden. Der Fahrer kann demzufolge mit einem bestimmten Schaltverhalten und einer vorausschauenden Fahrweise Treibstoff einsparen.

Die beiden Schaltverhalte (eines für den Normalfahrer und eines für den Eco-Driver) wurden von EMPA Fachleuten entworfen und von dieser Studie in das analytische Modell integriert. Anfangs 2002 erarbeitete die EMPA Dübendorf eine Studie zu Eco-Drive, welche den Vorteil von Eco-Drive mit Messwerten von Ottomotorfahrzeugen quantitativ untermauerte. Laut dieser Studie sinkt der Verbrauch im Innerortsbereich durch Eco-Drive um 17.6%. Weitere Nutzen von Eco-Drive sind neben der Kraftstoffeinsparung auch der höhere Fahrkomfort, geringerer Fahrzeugverschleiss, kleinere Lärmentwicklung und erhöhte Verkehrssicherheit.

Der erste Teil dieser Studie befasst sich mit der quasistatischen Simulation eines heutigen Ottomotors und eines heutigen Dieselmotors. Das analytische Modell wird zur Bewertung einerseits der EMPA-Studie und anderseits den Herstellerdaten gegenübergestellt. Der Vergleich mit den Herstellerdaten ergibt, dass das Modell des Ottomotors um 4.4% und das Modell des Dieselmotors um 1.5% im Verbrauch abweicht. Die Messungen der EMPA erzielten ein Einsparpotential beim Ottomotor von 17.6% und das Modell berechnete 21%. Mit diesem Vergleich lässt sich erkennen, dass die Modelle recht gut stimmen. Interessant festzustellen ist, dass sich der Verbrauch beim Dieselfahrzeug durch Eco-Drive um etwa 6% vermindert, also deutlich weniger als beim Benzinfahrzeug. Dies ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass ein Dieselmotor ungedrosselt betrieben wird.

Im zweiten Teil der Studie sollen Fahrzeugtypen aus dem Jahr 2010 untersucht werden. Durch eine Literaturstudie und eine Internetrecherche wurde ein Überblick über zukunftsweisende Technologien gewonnen. Für das Jahr 2010 wurden als Antriebskonzepte ein Benzinkmotor mit vollvariablen Ventilsteuierung (VVT) (Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive von 1.4% bis 3.5%), ein aufgeladener hubraumverkleinerter Benzinkmotor mit VVT (bis 3.1%), ein milder Hybrid mit herkömmlichen Ottomotor (12.5% bis 18%) und ein Sechsganggetriebe mit herkömmlichen Ottomotor (bis 11.4%) ausgewählt. Beim Dieselmotor wird sich in punkto Teillastwirkungsgrad in Zukunft nicht viel verändern, denn die Forschung und Entwicklungen konzentrieren sich auf die Verbesserung der Emissionswerte, was zu zusätzlichem Treibstoffverbrauch führt.

Die Erhöhung des Teillastwirkungsgrad kann auch mit Abgasrezirkulation, variabler Kompression, Benzindirekteinspritzung oder variablem Hubraum erlangt werden. Es ist anzunehmen, dass diese Technologien denselben Effekt auf den Teillastwirkungsgrad haben wie VVT. Deshalb wurde nur VVT untersucht. Als zusätzliche Massnahme zur variablen Ventilsteuierung, werden die oben genannten Massnahmen jedoch eine vernachlässigbare Wirkung auf den Kraftstoffverbrauch haben.

Elektrofahrzeuge werden im Jahr 2010 unterproportional vertreten sein, und werden deshalb für diese Studie nicht betrachtet.

Der zukünftige Benzinmotor wird einen besseren Teillastwirkungsgrad aufweisen, weshalb die Eco-Drive Fahrweise einen kleineren Einfluss auf den Verbrauch haben wird. Durch die zunehmende Verbreitung von verbesserten Automatikgetrieben kann die Gangwahl nicht mehr direkt beeinflusst werden, weshalb die Eco-Drive Fahrweise einen geringeren Einfluss bewirken kann. Auch milde Hybride sind mit einem Automatikgetriebe ausgestattet. Um eine besseren Motorenwirkungsgrad zu erzielen muss die Schaltlogik der Getriebe entsprechend angepasst werden.

Die anderen Eco-Drivemassnahmen wie Kontrolle des Reifendrucks, vorausschauende Fahrweise, Aerodynamik und das Entfernen von unnötigen Lasten können immer noch ihr Potential zur Treibstoffeinsparung beisteuern.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	5
2	Das Teillastproblem und Eco-Drive	6
2.1	Das Teillastproblem.....	6
2.2	Eco-Drive.....	7
2.3	Der Schaltvorgang	7
3	Analyse der heutigen Situation	8
3.1	Simulation.....	8
3.2	Validation von Benziner und Diesel mit Herstellerdaten	10
3.3	Validation von Benziner mit EMPA-Studie.....	10
3.4	Vergleich von Diesel und Ottomotor.....	10
4	Analyse der Situation in 2010	11
4.1	Technologien	11
4.2	Ottomotor mit VVT	13
4.3	Hubraumverkleinerter aufgeladener Ottomotor.....	14
4.4	Otto mit Sechsganggetriebe.....	15
4.5	Milder Hybrid	16
4.6	Diesel, Brennstoffzellen und Erdgas-Ottomotor	19
5	Sensitivitätsanalyse	19
5.1	Willansparameter.....	19
5.2	Hubraum	21
5.3	Masse	22
5.4	Masse und Hubraum.....	23
6	Schlussfolgerungen	24
7	Danksagung	25
8	Anhang	26
8.1	Details zur Modellierung.....	26
8.2	Fahrzyklen	31
8.3	Willans Ansatz.....	33
8.4	Berechnung der Willansparametern aus Verbrauchskennfeld.....	35
	Referenzen	36

Abkürzungen

Symbol	Beschreibung	Einheit
B	Bohrung	M
C	Spezifischer Verbrauch	kg/J
e	Thermischer Wirkungsgrad	-
H _I	Brennwert Treibstoff	J/kg
\dot{m}_φ	Massenstrom Treibstoff	kg/s
P	Leistung	W
p _{me}	Mitteldruck	Pa
p _{me0}	Verlustmitteldruck	Pa
p _{mφ}	Treibstoffmitteldruck	Pa
S	Hub	M
T	Drehmoment	Nm
V _d	Hubraum	m ³
η	Wirkungsgrad	-
ω	Drehzahl	rad/s

Tabelle 1-1 Zusammenstellung der wichtigsten Größen

1 Einleitung

Im Rahmen von Energie 2000 rief der Bundesrat diverse Projekte ins Leben, welche seine Energie- und Klimapolitik umsetzen sollen. Unter anderem müssen die CO₂- und Schadstoffemissionen reduziert werden. Ein Ansatz dafür liefert das Projekt Eco-Drive, welches einen kleineren Treibstoffverbrauch bei Fahrzeugen durch angepasste Fahrweise erreichen will.

Diese Studie soll die Frage, wie viel Kraftstoff bei PKWs im Jahre 2010 durch die Eco-Drive Fahrweise eingespart werden kann, beantworten. Bei heutigen Ottofahrzeugen beträgt das Sparpotential 10% bis 15%.

Die Eco-Drive Fahrweise versucht den Teillastbetrieb des Motors zu vermeiden, denn heutige Verbrennungsmotoren weisen den schlechteren Wirkungsgrad im Teil- als im Volllastbereich auf. Das heißt im Anwendungsfällen niedertourig fahren, zügig beschleunigen, schnell schalten und unnötige Beschleunigungen vermeiden. Das Kapitel 2 beschreibt das Teillastproblem und die Idee von Eco-Drive, welche sich nicht nur auf die Fahrweise beschränkt.

Die aktuelle Motorenentwicklung beschäftigt sich vornehmlich mit der Verbesserung des Teillastproblems, um die geforderten CO₂ Emissionsgrenzen einzuhalten. Dies betrifft nicht nur die Motoren selbst, sondern den gesamten Antriebsstrang. Ob Eco-Drive auch in Zukunft hilft den Treibstoffverbrauch zu reduzieren untersucht diese Studie in folgenden Schritten:

- Definition des Eco-Drive Schaltverhaltens

- Simulation der heutigen Situation und Vergleich der Werte mit einer EMPA Studie[4] und mit Herstellerverbrauchsdaten
- Auswahl von Antriebskonzepten, die für Serienfahrzeuge im Jahre 2010 gelten
- Simulation dieser Konzepte um deren Einsparpotential durch Eco-Drive zu bestimmen
- Sensitivitätsanalyse einiger wichtiger Parameter bezüglich Verbrauch und Eco-Drive

2 Das Teillastproblem und Eco-Drive

2.1 Das Teillastproblem

Ein Ottomotor ist auf eine bestimmte Leistung ausgelegt. Läuft er unter hoher Last erzielt der Motor den besten Wirkungsgrad. In den meisten Fällen aber benötigt der Fahrer nur einen kleinen Teil der Maximalleistung, das heisst der Ottomotor braucht nicht das Maximum an Gemisch in seinem Brennraum. Die Gemischmenge wird über eine Drosselklappe gesteuert. Die Verluste durch die Drosselung, welche bei Teillast Turbulenz verursacht sind für den niedrigen Wirkungsgrad im Teillastbereich verantwortlich.

Die Motorauslastung kann auf zwei Weisen erhöht werden:

- Vermeidung vom Teillastbetrieb
- Erhöhung des Teillastwirkungsgrads

Ein stufenloses Getriebe (CVT) kann den Betrieb im Teillastbereich vermeiden. Der Nachteil eines solchen Getriebes liegt im grösseren Gewicht und dem niedrigeren Wirkungsgrad und wird deshalb heute selten eingesetzt.

Der Teillastwirkungsgrad kann mit einer Vielfalt von Ansätzen gesteigert werden. In den meisten Fällen versuchen die Hersteller die Drosselverluste zu vermindern. Im Kapitel 4.1 sind einige Möglichkeiten zur Verbesserung des Teillastwirkungsgrades beschrieben.

Das Teillastproblem betrifft vor allem den Motor, dessen Verbrauch abgeschätzt werden muss. Da für zukünftige Fahrzeugtypen keine Kennfelder existieren, hilft ein einfacher Ansatz um die benötigten Parameter für die Modelle zu erhalten. Ein solcher Ansatz ist das Willansmodell, welches den Motor betrachtet. Die Eingangsgrösse des Motors entspricht dem Treibstoffmassenstrom $p_{m\varphi}(\omega)$ und die Ausgangsgrösse dem Motordrehmoment $p_{me}(\omega)$, welche beide auf einen Druck normiert wurden. Im Motor spielen für diesen Ansatz zwei Parameter eine Rolle, der thermische Wirkungsgrad $e(\omega)$ und der Reibungsparameter $p_{me0}(\omega)$.



Abb. 2-1 Schematische Darstellung Willans-Ansatz

Mit Massnahmen zur Verbesserung des Teillastwirkungsgrads, wie Entdrosselung oder Reduktion der Motorreibung, vermindert sich $p_{me0}(\omega)$. Der thermische Wirkungsgrad $e(\omega)$ kann mit Veränderungen im thermodynamischen Bereich verbessert werden. Damit ergibt sich ein neuer Motorwirkungsgrad. Eine genauere Beschreibung vom Willans-Ansatz ist im Anhang 8.3 enthalten.

2.2 Eco-Drive

Die Eco-Drive Fahrweise versucht den Betrieb im Teillastbereich zu vermindern. Dies geschieht durch folgende Massnahmen:

- Im höchstmöglichen Gang und bei tiefer Drehzahl fahren
- Zügig beschleunigen
- Früh hochschalten und spät herunterschalten
- Vorausschauend und gleichmäßig fahren, unnötige Brems- und Schaltmanöver vermeiden

Die regelmässige Kontrolle des Reifendrucks, die Demontage von ungebrauchten Gepäckständern oder das Entfernen von unnötigen Lasten sparen auch Kraftstoff.

Eco-Drive führt neben Kraftstoffsparungen auch zu höherem Fahrkomfort, geringerem Fahrzeugverschleiss, kleinerer Lärmentwicklung und erhöhter Verkehrssicherheit.

2.3 Der Schaltvorgang¹

Der Normalfahrer unterscheidet sich vom Eco-Driver technisch gesehen im Schaltverhalten.

2.3.1 Normalfahrer

- Der Normalfahrer schaltet beim Beschleunigen bei einer Motordrehzahl von 3000 U/min hoch.
- Beim Dahinrollen zwischen 50 und 60 km/h entspricht diese Motordrehzahl dem dritten Gang.
- Der Fahrer schaltet beim Verzögern bei einer Geschwindigkeit, welche 3km/h unter den Hochschaltpunkten liegt, zurück.

2.3.2 Eco-Driver

- Beim Beschleunigen schaltet der Eco-Driver bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min hoch. Bei den meisten Autos liegt die Drehzahl nach dem Schalten bei 1300-1400 U/min.
- In den Phasen des Dahinrollens wird der höchstmögliche Gang eingelegt.
- Der Fahrer schaltet beim Verzögern nicht herunter.
- Herunterschalten bei 1000 U/min.

Im Motorenkennfeld (Abb. 2-2) ist zu erkennen in welchen Bereichen der Eco-Driver und der Normalfahrer den Motor beanspruchen. Entlang der dargestellten Kurven ist der spezifische Verbrauch [g/kWh] konstant. Ein hoher spezifischer Verbrauch bedeutet tiefen Wirkungsgrad. Der Normalfahrer befindet sich tendenziell im Bereich mit höherem spezifischen Verbrauch, während der Eco-Driver vermehrt bei tieferen spezifischen Verbrauch anzutreffen ist.

¹ vgl. Empa-Studie [4]

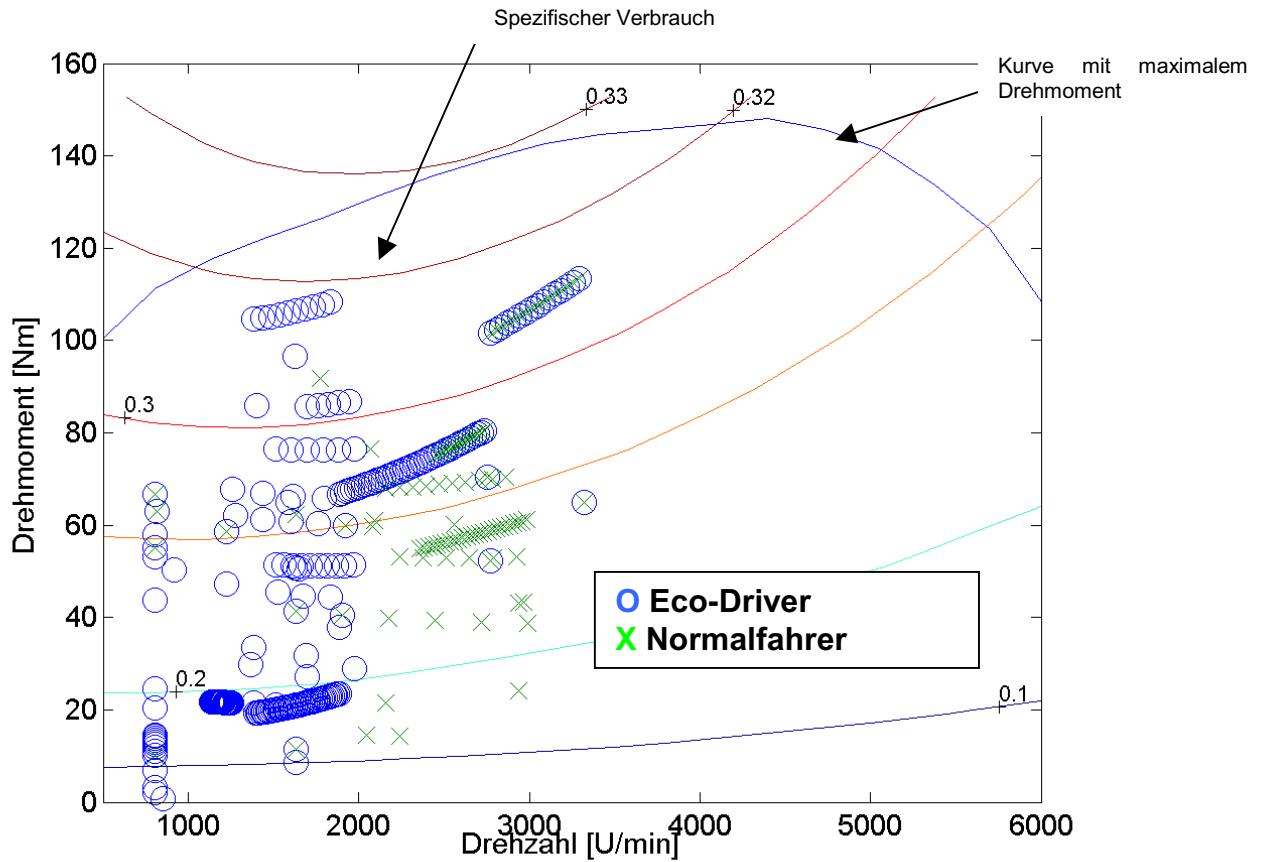


Abb. 2-2: Kennfeld Ottomotor mit Vollvariabler Ventilsteuierung

3 Analyse der heutigen Situation

Mit Hilfe von Matlab/Simulink[®] wurden auf dem Computer je ein Modell eines Dieselfahrzeugs und eines Benziners erstellt. Zur Validierung der beiden Entwürfe werden die publizierten Herstellerdaten und die Angaben aus der EMPA Studie verwendet.

3.1 Simulation

Die Simulation der Fahrzeuge wurde mit Matlab/Simulink[®] durchgeführt, unter Verwendung der Quasistatischen Simulations- (QSS) Toolbox. Die QSS Toolbox wurde an der ETH entwickelt und enthält Bausteine zur quasistatischen Modellierung eines Fahrzeugs.

3.1.1 Fahrzeugdaten

Die Auswahl der Testfahrzeuge fiel auf einen VW Bora Benziner und einen VW Bora Diesel. Die beiden Autos sind handgeschaltete Fünfgang Mittelklassewagen. Die vollständigen Spezifikationen sind im Anhang 8.1 aufgeführt.

	Ottomotor	Dieselmotor
Typ	VW Bora	VW Bora TDI
Hubraum	1.6 l (*)	1.9 l (*)
Max. Drehmoment	148 Nm bei 4500 U/min (*)	272 Nm bei 1800 U/min
Max. Leistung	77kW bei 5700 U/min (*)	90 kW bei 4000 U/min
Leergewicht	1215 kg (*)	1277 kg (*)

Tabelle 3-1: Die mit (*)bezeichneten Werte stammen von der VW-Homepage

3.1.2 Simulationsresultate Ottomotor

Zyklus	Schaltverhalten	Verbrauch	Ersparnis
NEFZ ²	Normalfahrer	8.29 l/100km	
	Eco-Driver	6.96 l/100km	16%
EMPA ³	Normalfahrer	6.40 l/100km	
	Eco-Driver	5.06 l/100km	21%

Tabelle 3-2 Verbrauch des Ottomotors mit verschiedenen Zyklen

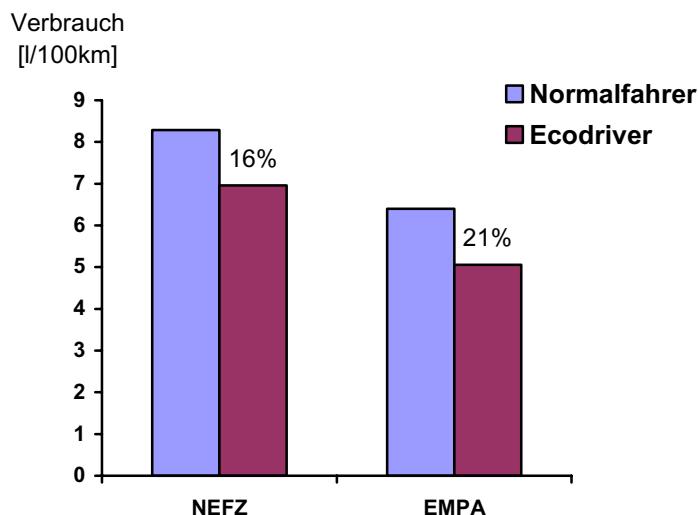


Abb. 3-1 Verbrauch und prozentuale Einsparungen beim Ottomotor

3.1.3 Simulationsresultate Diesel

Zyklus	Schaltverhalten	Verbrauch	Ersparnis
NEFZ	Normalfahrer	5.34 l/100km	
	Eco-Driver	5.07 l/100km	5 %
EMPA	Normalfahrer	4.30 l/100km	
	Eco-Driver	4.02 l/100km	6.4%

Tabelle 3-3 Verbrauch Dieselmotor

² NEFZ Zyklus vgl. 8.2.1

³ Der EMPA-Fahrzyklus (vgl. 8.2.2)

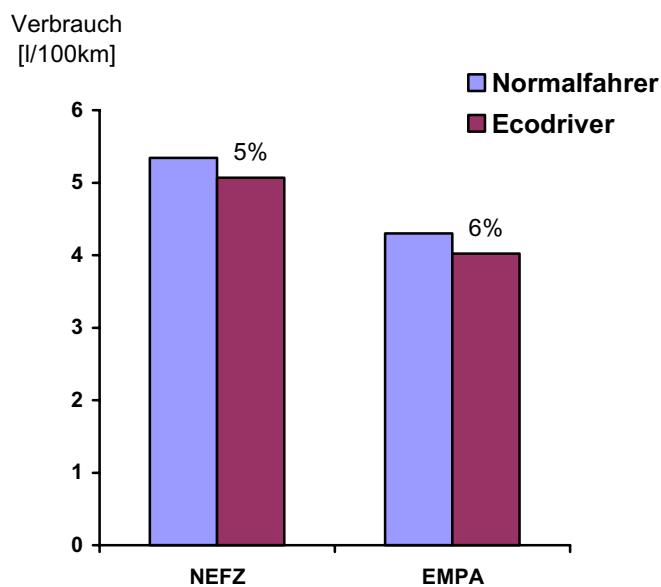


Abb. 3-2: Verbrauch und prozentuale Einsparungen beim Dieselmotor

3.2 Validation von Benziner und Diesel mit Herstellerdaten

In der EU wird der Verbrauch mit dem NEFZ Zyklus mit vorgeschriebenen Gängen ermittelt. Das Resultat zeigt, dass das Modell gut mit den Herstellerdaten überein stimmt.

	Herstellerdaten [l/100km]	Simulation [l/100km]	Differenz [%]
Otto	7.0-7.1	7.36	+4.4
Diesel	5.3-5.4	5.27	-1.5

Tabelle 3-4 Verbrauchsvergleich von Herstellerdaten und Simulation

3.3 Validation von Benziner mit EMPA-Studie

Die EMPA-Studie [4] ermittelte anfangs 2002 die Einsparungen der Emissions- und Verbrauchswerte von Ottomotoren durch Eco-Drive. Die EMPA führte auf Rollprüfständen Tests durch, in welchen die Autos den EMPA Testzyklus⁴ abfahren. Das Schaltverhalten entspricht einmal dem Normalfahrer und einmal dem Eco-Driver. Der Vergleich der beiden Fahrweisen ermöglicht eine Abschätzung des Einflusses von Eco-Drive.

In der EMPA Studie sinkt der Verbrauch durch Eco-Drive um 17.6%. Die Simulation für den EMPA Zyklus ergibt eine Einsparung von 21%, d.h. das Modell liefert gute Resultate. Die Abweichungen lassen sich darauf zurückführen, dass in der EMPA Studie aus verschiedenen Fahrzeugen ein Mittelwert berechnet wurde.

3.4 Vergleich von Diesel und Ottomotor

Die Einsparung durch Eco-Drive hängt bei beiden Motortypen stark vom gefahrenen Zyklus ab. Der NEFZ Zyklus beinhaltet im Gegensatz zum EMPA Zyklus viele Ruhephasen, was für den Verbrauch auf 100km einen schlechten Einfluss hat. Da der Eco-Driver in den Leerlaufphasen gleich viel verbraucht wie der Normalfahrer, kann der Eco-Driver im NEFZ Zyklus prozentual weniger einsparen als im EMPA Zyklus, ausser er würde den Motor abstellen (Start- Stopp- Automatik).

⁴ vgl. Anhang 8.2.2

Eco-Drive nützt beim Dieselmotor durchgehend weniger als beim Ottomotor, weil der Teillastwirkungsgrad von Dieselmotoren allgemein besser ist.

Das Schaltverhalten entspricht beim EMPA- als auch beim NEFZ Zyklus der in Kapitel 2.3 beschriebenen Logik. Das heisst, die Gangvorgabe vom NEFZ Zyklus wird nicht berücksichtigt, sie würde in etwa dem Normalfahrer entsprechen.

4 Analyse der Situation in 2010

Der Zeitraum zwischen heute und dem Jahr 2010 beinhaltet nicht mehr allzu viel Spielraum um neuartige Konzepte zu entwickeln. Deshalb werden einerseits Autos betrachtet, welche heute auf einem technisch hohen Stand sind und deren Technologien sich bis ins Jahr 2010 bei allen Fahrzeugklassen durchsetzen. Und anderseits werden Konzepte, welche heute in der Prototypphase sind berücksichtigt.

4.1 Technologien

4.1.1 Hubraumverkleinerung und Aufladung des Ottomotors

Da die Gaswechsel- und die mechanischen Verluste in erster Näherung proportional zum Hubraum sind, weist ein kleinerer Motor deutlich kleinere Reibverluste auf. Um den Reibvorteil zu nutzen und trotzdem die geforderte Leistung zu liefern, wird der hubraumverkleinerte Motor aufgeladen. Der Grund, weshalb Turbolader in dieser Form heute kaum eingesetzt werden liegt beim Turboloch. Wechselt der Fahrer von einer tiefen Last in eine hohe, benötigt der Turbolader eine gewisse Reaktionszeit, bis er seine volle Leistung entwickeln kann.

Bis 2010 sollte dieses Problem reduziert sein, weshalb diese Technologie im Modell integriert wurde.

4.1.2 Entdrosselung

Eine Möglichkeit zur Verbesserung des Teillastwirkungsgrades ist die Reduktion von $p_{me0}(\omega)$ (Reibmitteldruck). Dies kann durch die variable Ventilsteuerung erreicht werden. Mit dieser Technologie kann die Elektronik die Ventilöffnungszeiten steuern. Nicht mehr die Drosselklappe bestimmt wie viel Gemisch in den Kolben gelangen darf, sondern die Öffnungszeiten der Einlassventile. Der Teillastwirkungsgrad verbessert sich, da der drosselungsbedingte Strömungsabfall verschwindet. Es gibt bereits Hersteller, die Motoren mit vollvariabler Ventilsteuerung (VVT) bauen. In einer Fachzeitschrift publizierte BMW ein Verbrauchskennfeld (vgl. 8.1.4) für einen Motoren mit variabler Ventilsteuerung.

4.1.3 Benzin Direkteinspritzung

Das Benzin wird im Unterschied zum konventionellen Benzинmotor nicht in das Saugrohr eingespritzt, sondern über elektronisch angesteuerte Einspritzventile direkt in den Brennraum. Diese Technologie verbessert einerseits den Reibwert p_{me0} , und anderseits den thermischen Wirkungsgrad e .

Für Eco-Drive ist nur das verkleinerte p_{me0} von Bedeutung, da dies den Teillastwirkungsgrad verbessert. Der thermische Wirkungsgrad e hingegen, erhöht den Motorwirkungsgrad allgemein. Dies hat einen Einfluss auf den Gesamtverbrauch, nicht aber auf den Unterschied zwischen der Eco-Drive Fahrweise und der Normalfahrweise. Die Aussagen über den

Einfluss von p_{me0} und e auf Eco-Drive werden im Kapitel 5 mit einer Sensitivitätsanalyse untersucht.

Die Verbesserung des Teillastbereichs durch Benzin Direkteinspritzung wird im gleichen Masse von der variablen Ventilsteuerung erreicht. Deshalb genügt die Untersuchung der einen Entdrosselungsmassnahme.

4.1.4 Getriebe

Der Treibstoffverbrauch eines Fahrzeugs kann verkleinert werden indem der Teillastbetrieb vermieden wird. Dies kann mit entsprechender Fahrweise oder mit anderen Getrieben erreicht werden.

Doppelkupplungsgetriebe

Automatische Getriebe werden sich zugunsten des Komforts immer stärker verbreiten. Verbreitet sind zurzeit vorwiegend automatische Stufengetriebe mit Wandler und vereinzelt automatisierte Handschaltgetriebe.

Automatische Stufengetriebe weisen durch den Wandler bedingt Energieverluste auf. Diese Verluste werden bei moderneren Modellen jedoch durch eine Überbrückung des Wandlers im Fahrbetrieb verminderter.

Automatisierte Handschaltgetriebe erreichen etwa den gleichen Wirkungsgrad wie Handschaltgetriebe. Allerdings ergibt sich durch diese Bauweise ein störender Unterbruch der Zugkraft während des Schaltvorgangs. Bei der Handschaltung fällt der Schubunterbruch dem Fahrer nicht auf, weil er mit Schalten beschäftigt ist, beim automatischen Handschaltgetriebe jedoch wird der Unterbruch bemerkt.

Das Doppelkupplungsgetriebe bestehen aus zwei parallelen Handschaltgetrieben. Das eine enthält die geraden und das andere die ungeraden Gänge, und jeder Strang verfügt über eine eigene Kupplung. Somit erübrigst sich ein Wandler und der Schaltvorgang verläuft ohne Zugkraftunterbruch. Die Steuerung der Kupplung und des Getriebes ist automatisch. Wegen der Effizienz und des Komforts des automatischen Doppelkupplungsgetriebes hat diese Technologie ein grosses Verbreitungspotenzial.

	Zugkraftunterbruch	Wanderverluste
Mechanisches Getriebe	ja	nein
Automatisches Stufengetriebe	nein	Ja
Automatisiertes Handschaltgetriebe	ja	nein
Autom. Doppelkupplungsgetriebe	nein	nein

Tabelle 4-1: Vergleich Getriebe

Der Treibstoffverbrauch während des Schaltvorgangs ist vernachlässigbar. Deshalb entsprechen in der Simulation das Mechanische Getriebe, das automatische Handschaltgetriebe und das automatische Doppelkupplungsgetriebe einander.

Sechs- und Siebenganggetriebe

Mit zusätzlichen Gängen kann entweder eine feinere Abstufung oder ein Overdrive realisiert werden. Die meisten Autos mit Sechsganggetriebe sind feiner abgestuft.

Eine feinere Abstufung kann je nach Schaltverhalten zu weniger Verbrauch, oder zu besseren Beschleunigungswerten führen. Die Simulation im Kapitel 4.4 untersucht das unterschiedliche Verhalten des Sechsganggetriebes.

Stufenlose Getriebe

Ein stufenloses Getriebe eröffnet zusätzliche Freiheitsgrade zur Regelung. Bei gegebener Leistung kann der Motor in jedem Punkt auf einer Leistungs-Hyperbel im Kennfeld arbeiten (vgl. Abb. 4-1). Dies ermöglicht es, die Automatik so auszulegen, dass der Motor für jede geforderte Leistung stets im effizientesten Punkt arbeitet.

Folgendes Beispiel soll den Vorteil eines stufenlosen bzw. eines fein abgestuften Getriebes darstellen: Der Fahrer benötigt eine momentane Leistung von 15kW um eine bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeit beizubehalten (vgl. Abb. 4-1). Der höchste Motorwirkungsgrad wäre bei etwa 1250 U/min zu erzielen. Da ein stufenloses Getriebe die meisten Motordrehzahlen übersetzen kann, ist dieser Punkt erreichbar. Beim Stufengetriebe aber sind die Motordrehzahlen von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Gang abhängig. Das heisst, der optimale Punkt kann meist nicht erreicht werden.

Je feiner die Abstufung der Gänge desto besser muss das Schaltverhalten optimiert werden. Automatische Getriebe mit Wandler können einen solchen Schaltvorgang gut beherrschen, sind aber im Moment noch schlechter im Wirkungsgrad und schwerer als handgeschaltete Getriebe. In Zukunft sollen sich aber automatische Handschaltgetriebe durchsetzen, die einen verbesserten Wirkungsgrad aufweisen. Diese können zwar nicht stufenlos die Drehzahl anpassen, dafür aber verbrauchsoptimal schalten.

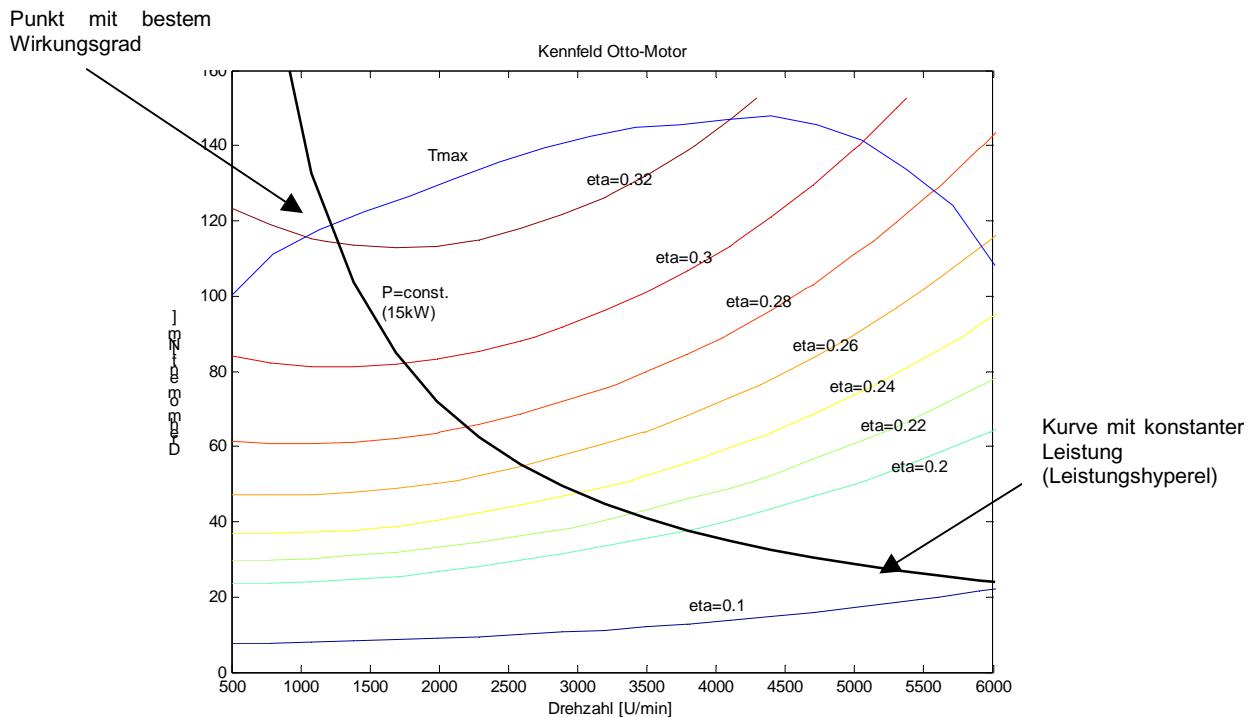


Abb. 4-1 Drehmoment-Drehzahl-Verlauf mit Wirkungsgraden

4.2 Ottomotor mit VVT

Zuerst untersuchen wir den Einfluss der variablen Ventilsteuierung (VVT) auf die Eco-Drive Fahrweise. Die Daten für einen solchen Motor stammen vom aktuellen BMW 316i (1.8 Liter). Laut Hersteller arbeitet der Motor in praktisch allen Bereichen, ausser dem Startvorgang, mit voll geöffneter Drosselklappe. Eine solche Entdrosselung vermindert die Gaswechselverluste, was zu tieferen Verbräuchen und verminderterem Teillastproblem führt (Reduktion p_{me0} , siehe Kap. 5.1.2).

Zur Überprüfung des Modells mit VVT wurde der Verbrauch des BMW 316i im NEFZ mit vorgeschriebenen Gängen berechnet und die Daten mit dem Verbrauch aus den

Herstellerangaben verglichen. Der simulierte Verbrauch ist mit 7.18 statt 7.3 l/100km um nur 1.6 % zu tief. Die Modellierung ist somit zufrieden stellend.

Der Motor wurde nun auf 1.6l Hubraum herunterskaliert und die restlichen Fahrzeugdaten vom VW Bora 1.6l Benziner übernommen. Diese Anpassungen erfolgen um die Vergleichbarkeit zu den modellierten Fahrzeugen zu gewährleisten.

Es wurde folgender Verbrauch berechnet:

Zyklus	Schaltverhalten	Verbrauch	Ersparnis
NEFZ	Normalfahrer	6.40 l/100km	
	Eco-Driver	6.31 l/100km	1.4 %
EMPA	Normalfahrer	4.31 l/100km	
	Eco-Driver	4.16 l/100km	3.5 %

Tabelle 4-2: Verbrauch Ottomotor mit variabler Ventilsteuерung

Vergleicht man die oben gewonnenen Daten mit denen aus Tabelle 4-2 vermindert sich der Einfluss von Eco-Drive ziemlich stark.

Wie in Abb. 2-2 zu erkennen weist der VVT- Motor immer noch ein Teillastproblem auf, wenn auch in deutlich verminderter Form. Der Einfluss von Eco-Drive ist hier sehr klein. Bedingt ist dies durch die Verteilung der Betriebspunkte (x Normalfahrer, o Eco-Driver), welche in ähnlichen spezifischen Verbrauchsfeldern liegen.

Der Verdacht liegt nahe, dass der Einfluss von Eco-Drive nur in diesem Drehzahlbereich, durch das Kennfeld bedingt, so klein sei.

Deshalb wurden in der Simulation die Schaltdrehzahlen (bisher: unten 1000, oben 2000 bzw. 3000) angehoben um das Drehzahlniveau zu variieren:

Drehzahlanhebung [U/min]	+0 (bisher)	+500	+1000	+1500
Potential Eco-Drive (NEFZ)	1.4 %	1.0 %	2.5 %	3.8 %
Potential Eco-Drive (EMPA)	3.5 %	5.0 %	5.9 %	3.2 %

Tabelle 4-3: Einsparung durch Eco-Drive beim VVT mit unterschiedlichem Drehzahlniveau

Es zeigt sich, dass auch bei gesamt höherem Drehzahlniveau der Einfluss von Eco-Drive eher klein bleibt.

4.3 Hubraumverkleinerter aufgeladener Ottomotor

Als Beispiel für ein Benzinfahrzeug im Jahr 2010 wurde ein hubraumverkleinerter aufgeladener Motor mit variabler Ventilsteuierung, einer Spitzenleistung von 105kW, einem maximalen Drehmoment von 160Nm und Fünfganggetriebe gewählt.

Die Aufladung mittels Turbolader bildet eine sinnvolle Möglichkeit den Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors zu erhöhen, da ein Teil der Enthalpie der Abgase verwertet wird. Zusätzlich erhöht sich bei gleich bleibendem Hubraum das Drehmoment eines aufgeladenen Motors im Vergleich zum reinen Saugmotor. Oder anders betrachtet kann ein aufgeladener Motor auch mit kleinerem Hubraum die gleiche Leistung wie ein Saugmotor liefern.

Die Verkleinerung des Hubraums wegen Aufladung wird im englischen Sprachraum mit „Downsizing“ beschrieben.

Die Herleitung für den Williamsansatz dieses Motors wird im Anhang Kapitel 8.1.5 beschrieben.

Die Simulation führt zu folgendem Verbrauch:

Zyklus	Schaltverhalten	Verbrauch	Ersparnis
NEFZ	Normalfahrer	6.32 l/100km	

	Eco-Driver	6.13 l/100km	3.1 %
EMPA	Normalfahrer	4.10 l/100km	
	Eco-Driver	4.12 l/100km	-0.5 %

Abb. 4-2: Einsparung durch Eco-Drive beim hubraumverkleinerten aufgeladenen VVT Ottomotor

Der absolute Verbrauch konnte im Vergleich zum Ottomotor mit VVT nochmals leicht gesenkt werden.

Der Einfluss von Eco-Drive ist wiederum sehr klein.

4.4 Otto mit Sechsganggetriebe

Mit diesem Modell wird der Einfluss eines Sechsganggetriebes auf den Verbrauch simuliert. Das Modell verwendet ein VW Bora wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, jedoch mit Sechsganggetriebe anstelle des Fünfganggetriebes. Die Abstufung der Gänge wird so verfeinert, dass der kleinste und der grösste Gang der beiden Getrieben einander entsprechen (vgl. Abb. 4-3).

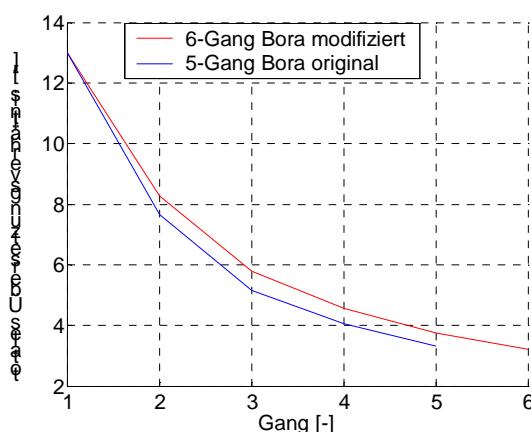


Abb. 4-3: Abstufung des Getriebes

Die Simulation mit dem NEFZ Zyklus und dem bisher verwendeten Schaltschema (Kap. 2.3) berechnet folgenden Verbrauch:

	Fünfganggetriebe	Sechsganggetriebe	Einsparung Getriebe
Verbrauch Normalfahrer	8.29 l/100km	8.39 l/100km	-1.2 %
Verbrauch Eco-Driver	6.96 l/100km	7.00 l/100km	-0.6 %
Einsparung durch Eco-Drive	16.0%	16.6%	

Tabelle 4-4 Gegenüberstellung vom Fünfgang- und Sechsganggetriebe mit herkömmlichen Schaltverhalten

Es fällt auf, dass das Sechsganggetriebe in dieser Simulation leicht mehr Treibstoff braucht als das Fünfganggetriebe. Der Grund für diesen Mehrverbrauch liegt beim verwendeten Schaltverhalten, das auf ein Fünfganggetriebe abgestimmt ist. In den folgenden Zeilen wird erklärt, weshalb dieser Mehrverbrauch auftritt.

- Beide Autos schalten bei einer Drehzahl von 3000 U/min in den höheren Gang. Die Drehzahl des Fünfganggetriebes fällt weiter herunter als die des Sechsganggetriebes. Die durchschnittliche Drehzahl des Sechsganggetriebes liegt bei diesem Schaltverhalten demzufolge höher, was zu einem schlechteren Motorwirkungsgrad führt. Dafür hat das Sechsgangauto aber eine erhöhte Drehmomentreserve.

Die zweite Simulation mit dem NEFZ- Zyklus beinhaltet ein anderes Schaltverhalten, bei welchem die Drehmomentreserven zum Schaltzeitpunkt bei beiden Fahrern dieselbe ist.

- Beide Autos schalten in den nächsten Gang, wenn dort die Drehzahl 2100 U/min (Normalfahrer) bzw. 1400 U/min (Eco-Driver) beträgt. Das Auto mit Fünfganggetriebe schaltet bei höherer Drehzahl als das andere Auto. Die durchschnittliche Drehzahl liegt demzufolge beim Sechsgänger tiefer, was sich günstig auf den Verbrauch auswirkt. Die Drehmomentreserven sind gleich gross, da es sich um denselben Motor handelt (vgl. Tabelle 4-5).

Es ist tendenziell schwierig Schaltverhalten abzuschätzen. Da aber mit geeigneter Fahrweise generell in höherem Lastbereich als beim Fünfgänger gefahren wird vermindert sich der Einfluss von Eco-Drive.

	Fünfganggetriebe	Sechsganggetriebe	Einsparung Getriebe
Verbrauch Normalfahrer	8.35 l/100km	7.81 l/100km	6.5 %
Verbrauch Eco-Driver	7.10 l/100km	6.92 l/100km	2.5 %
Einsparung durch Eco-Drive	15.0 %	11.4 %	

Tabelle 4-5 Gegenüberstellung vom Fünfgang- und Sechsganggetriebe mit angepasstem Schaltverhalten

Durch die zunehmende Automatisierung, speziell beim Sechsgang- bzw. Siebenganggetriebe, kann durch eine optimale Steuerung der Verbrauch deutlich gesenkt werden. Solche Getriebe sind bereits auf dem Markt und werden ihren Marktanteil vergrössern.

Die Auswirkungen feiner abgestufter Getriebe sind beim Dieselmotor qualitativ die gleichen. Das Einsparpotential erweist sich aber kleiner, da beim Diesel das Teillastproblem in abgeschwächter Form besteht.

4.5 Milder Hybrid

In diesem Abschnitt wird ein Hybirdfahrzeug beschrieben. Hybridantriebe enthalten mehrere verschiedene Antriebsquellen, meist eine Kombination aus Verbrennungs- und Elektromotor. Der Einsatz zweier Antriebssysteme bewirkt neben reduziertem Treibstoffverbrauch auch erhöhten Fahrkomfort und verminderte Geräusch- und Schadstoffemissionen.

Toyota und Honda produzieren Hybirdkonzepte bereits serienmäßig, wobei die Leistung der Elektromotoren stark variiert. Das Prinzip des milden Hybrids basiert auf einem kleinen Elektromotor. Der Anteil der Fahrzeuge mit mildem Hybridantrieb wird im Jahr 2010 steigen, da die Fahrzeuge einen stetig wachsenden Elektrizitätsverbrauch decken müssen.

Ein Hybridantrieb weist andere Merkmale als ein Verbrennungsantrieb auf:

- Durch die Kombination von Verbrennungsmotor und Elektromotor mit dazugehöriger Batterie werden die Schwächen des einen Energiewandlers durch die Stärken des anderen kompensiert. So wird der Verbrennungsmotor im unteren Drehzahlbereich durch das hohe Drehmoment des Elektromotors unterstützt. Das Fahrzeug kann dadurch bei gleichem Hubraum mehr leisten. Für einen verbrauchsoptimalen Antrieb wählt man demzufolge einen kleineren Motor, der dank Elektromotor immer noch den Leistungsvorgaben entspricht.
- Kurzzeitig auftretende Leistungsspitzen kann der Elektromotor decken. Dabei treten zeitlich begrenzte, aber sehr hohe Ströme auf. Hohe Ströme können entweder von grossen Batterien oder mit Supercaps abgegeben werden. Supercaps funktionieren wie Kondensatoren, die verglichen mit der Batterie wenig Energie speichern, dafür aber

sehr hohe Spitzentströme bereitstellen können. Die Supercaps eignen sich sehr gut für den Boostbetrieb, sind aber im Moment noch recht teuer.

- Benötigt der Fahrer die Leistung des Verbrennungsmotors nicht, wird dieser vom Antriebsstrang abgekuppelt und ausgeschaltet. Somit muss der Motor keine Energie zur reinen Reibungskompensation wie sonst bei Leerlauf aufbringen. Der leistungsstarke Elektromotor startet den Verbrennungsmotor automatisch und schnell bei Bedarf. Der Vorgang des Ein- und Ausschaltens des Verbrennungsmotors kontrolliert die Start-Stopp-Automatik und kommt vor allem im Stadtverkehr häufig zum Einsatz.
- Die integrierte Regelung nutzt die in der Fahrzeugmasse gespeicherte Energie einerseits mittels Energierückgewinnung beim Bremsen (Rekuperation) und anderseits durch das Abschalten des Verbrennungsmotors während dem Ausrollen. Die in der Fahrzeugmasse gespeicherte Energie wird somit nicht über Reibleistung des Motors in nutzlose Wärme umgewandelt.

Der Elektromotor übernimmt nicht nur die Stromversorgung, sondern arbeitet auch als Starter beim Einschalten, „Booster“ und Generator bei der Rekuperation oder im Fahrbetrieb.

Fahrzeug

Der milde Hybrid enthält einen 1.3l Ottomotor kombiniert mit einem 7 kW Elektromotor. Die Leistungen der beiden Antriebssysteme wurden so gewählt, dass sie mit der Leistung eines 1.6l VW Bora Benziners verglichen werden können. Im Anhang 8.1.7 werden die Wahl Konfiguration begründet und die Annahmen sowie die technischen Daten des Hybrids aufgelistet.

Folgende Betriebsarten sind vorgesehen:

- Start/Stopp-Automatik
- Anfahren rein elektrisch
- Rekuperation
- Fahren allein mit Verbrennungsmotor
- Fahren mit Verbrennungsmotor und gleichzeitigem Laden der Akkus
- Boost

Verbrauch

Vorerst wurde der Verbrauch eines Hybrids untersucht und dann mit dem eines Ottomotors mit ähnlicher Leistung verglichen. Ein Zyklus dauert rund 20min. Im ersten Zyklus gibt die Batterie Strom ab, wird aber nicht geladen. Da jedoch der Ladezyklus auch Treibstoff verbraucht ist eine Aussage nur repräsentativ, wenn der Zyklus wiederholt wird. Mit 500 Durchläufen ergibt sich folgender Verbrauch:

	Hybrid	Otto 1.6l	Prozentualer Unterschied
NEFZ	5.57 l/100km	6.96 l/100km	20%
EMPA	5.36 l/100km	5.06 l/100km	-6%

Tabelle 4-6 Verbrauch in verschiedenen Zyklen mit Schaltverhalten Eco-Drive

Die Abhängigkeit vom gefahrenen Zyklus ist klar erkennbar. Der milde Hybrid schneidet im EMPA-Zyklus schlechter ab als ein konventioneller Otto-Antrieb. Dies ist einerseits durch die grösere Masse bedingt durch die Batterie und anderseits auf den seltenen Gebrauch der Start/Stopp-Automatik zurückzuführen. Eine Möglichkeit zur Reduktion der Masse wären Supercaps.

Da der NEFZ-Zyklus viele Haltphasen enthält fällt hier der tiefe Verbrauch des Hybrids auf, denn die Rekuperation und die Start/Stopp-Automatik steuern hier ihr Potential zur Verbrauchssenkung bei.

Eco-Drive

Als nächsten Schritt untersuchen wir den Einfluss von der Eco-Drive Fahrweise beim milden Hybrid. Bei diesem Fahrzeug ist das Schalten wegen der Abstimmung zwischen den Antriebssystemen automatisiert. Um trotzdem den Einfluss von Eco-Drive darzustellen, wird die Simulation mit verschiedenen oberen Schaltdrehzahlen (2000 bzw. 3000 U/min) durchgeführt, wobei die untere Schaltgrenze bei 1000 U/min liegt.

Zyklus	Schaltverhalten	Verbrauch	Ersparnis
NEFZ	Normalfahrer	6.37 l/100km	
	Eco-Driver	5.57 l/100km	12.5 %
EMPA (ohne Gewichtungen)	Normalfahrer	6.53 l/100km	
	Eco-Driver	5.36 l/100km	18 %

Tabelle 4-7 Verbrauch vom Mild Hybrid

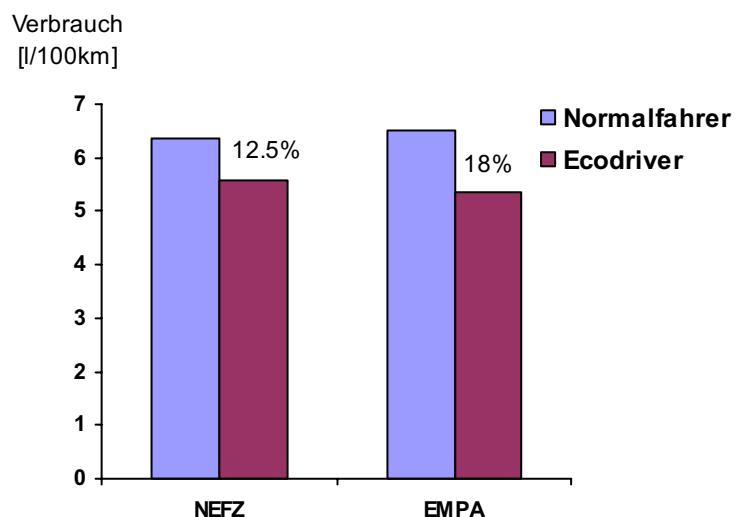


Abb. 4-4 Verbrauch vom Mild Hybrid

Führt man die analogen Simulationen beim klassischen 1.6l Otto-Motor mit der gleichen Schaltlogik wie beim Hybrid durch erhält man folgende Werte:

Zyklus	Schaltverhalten	Verbrauch	Ersparnis
NEFZ	Normalfahrer	7.97 l/100km	
	Eco-Driver	6.96 l/100km	12.7 %
EMPA	Normalfahrer	7.76 l/100km	
	Eco-Driver	6.30 l/100km	18.8 %

Tabelle 4-8 Verbrauch vom herkömmlichen 1.6l Ottomotor mit Hybrid Schaltlogik

Die prozentualen Ersparnisse durch Eco-Drive sind beim milden Hybrid nahezu dieselben wie beim herkömmlichen Ottomotor. Deshalb kann angenommen werden, dass auch beim Hybrid ein Teillastproblem vorhanden ist. Würde der Verbrennungsmotor vom Hybrid durch einen

Motor mit variablen Ventilsteuerung ersetzt, vermindert sich das Teillastproblem und somit auch der Einfluss von Eco-Drive.

4.6 Diesel, Brennstoffzellen und Erdgas-Ottomotor

Dieselmotor

Die Forschung im Bereich Dieselfahrzeuge konzentriert sich vor allem auf die Senkung der Emissionswerte. Die Massnahmen zur Verbesserung der Emissionswerte werden zusätzliche Systeme fordern, welche den Treibstoffverbrauch erhöhen. In Punkt Optimierung des Motorwirkungsgrades sind Verbesserungen schwierig, da beim Dieselmotor das Teillastproblem verglichen mit dem Verbrennungsmotor entschärft ist. Es ist anzunehmen, dass Eco-Drive in Zukunft dieselbe Verbrauchsverbesserung wie heute (5-6.4%) erzielt.

Brennstoffzellen

Bis im Jahr 2010 wird der Anteil der Fahrzeuge auf einem sehr kleinen Niveau bleiben und deshalb vernachlässigt.

Erdgas-Ottomotor

Verschiedene Autohersteller bieten Erdgasfahrzeuge an. Der überragende Vorteil von einem Erdgasantrieb liegt bei den stark reduzierten Emissionswerten, vor allem bezüglich CO₂. Der Vorteil von Eco-Drive ist vergleichbar mit dem beim Ottomotor, da dieser auch beim Erdgasfahrzeug verwendet wird. In der Schweiz sind diese Fahrzeuge noch wenig verbreitet.

5 Sensitivitätsanalyse

Um ein Fahrzeug zu modellieren wurden verschiedene Parameter benötigt. Zwei davon sind die oft genannten Willansparameter, ein dritter der Hubraum. Ziel der Sensitivitätsanalyse ist, den Verbrauch eines Fahrzeugs in Abhängigkeit der Parameter beim Abfahren eines bestimmten Zyklus zu bestimmen. Da der Willansansatz ein einfache parametrisierbares Modell ist, wird der Einfluss dieser Parameter auf den Verbrauch untersucht. Mit der Sensitivitätsanalyse wird versucht festzustellen, wie sich Parametergenauigkeiten auf den Verbrauch auswirken. Die Simulationen werden mit dem NEFZ Zyklus durchgeführt.

5.1 Willansparameter

Vorerst untersuchen wir die Willansparameter $e(\omega)$ und $p_{me0}(\omega)$. Die Erklärung der Parameter und des Willansansatzes befindet sich im Anhang 8.3 dieses Textes.

5.1.1 Thermischer Wirkungsgrad e

Der Wirkungsgrad $e(\omega)$ beschreibt den innermotorischen thermischen Wirkungsgrad, dessen obere Schranke der Carnot-Wirkungsgrad bildet. Dieser Parameter ist eine Funktion der Motordrehzahl. In dieser Untersuchung wird der Verlauf des thermischen Wirkungsgrads über den ganzen Drehzahlbereich um $\pm 30\%$ variiert. Ermittelt wird der zugehörige Verbrauch durch den NEFZ Zyklus.

Wie zu erwarten, nimmt der Verbrauch (vgl. Abb. 5-1) mit zunehmendem $e(\omega)$ ab. Jedoch bleibt die Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive unabhängig von $e(\omega)$ (vgl. Abb. 5-2). Das qualitative Verhalten bleibt für alle hier betrachteten Fahrzeuge gleich und entspricht den Abb. 5-1 und Abb. 5-2, die vom Ottomotor stammen.

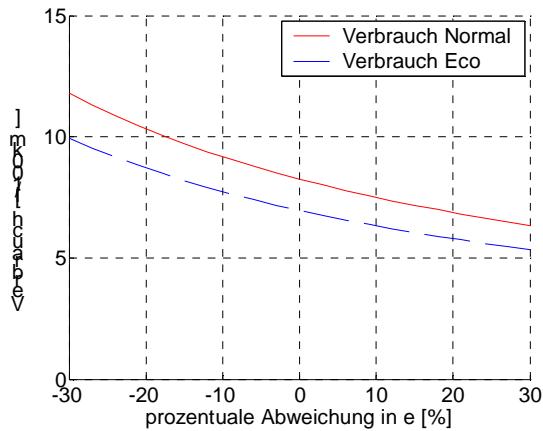


Abb. 5-1: Verbrauch in Abhängigkeit von e

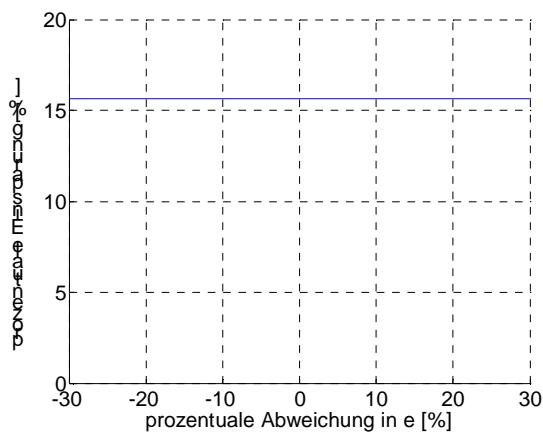


Abb. 5-2: Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive
in Abhängigkeit von e

5.1.2 Reibmitteldruck p_{me0}

Dieser Parameter beschreibt die Reibungs- und Gaswechselverluste eines Motors. Er ist ebenfalls von der Motordrehzahl abhängig. Der Reibmitteldruck wird um $\pm 30\%$ variiert und seinen Einfluss auf den Zyklusverbrauch und Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive untersucht.

Der Verbrauch nimmt mit zunehmendem p_{me0} zu, welches stark von der Drehzahl abhängt. Deshalb hat dieser Parameter einen grossen Einfluss auf Eco-Drive. Je kleiner die Reib- und Gaswechselverluste desto kleiner sind somit die Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive.

Konzepte und Technologien wie Hubraumverkleinerung mit Aufladung, Entdrosselung, Verbesserung der Lagerung u.. vermindern p_{me0} in Zukunft (siehe Kap 4.1).

In den Graphen in Abb. 5-3 und Abb. 5-4 ist dieses Verhalten ersichtlich.

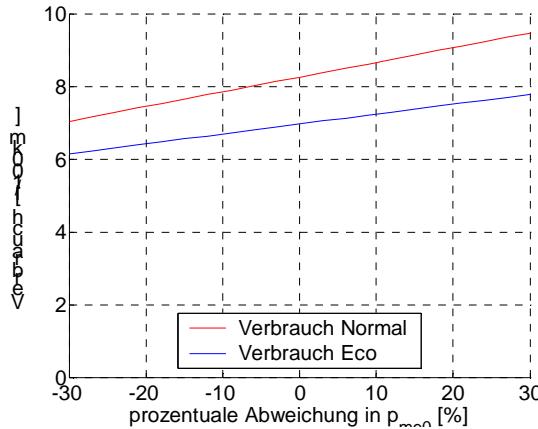


Abb. 5-3: Verbrauch in Abhängigkeit von p_{me0}

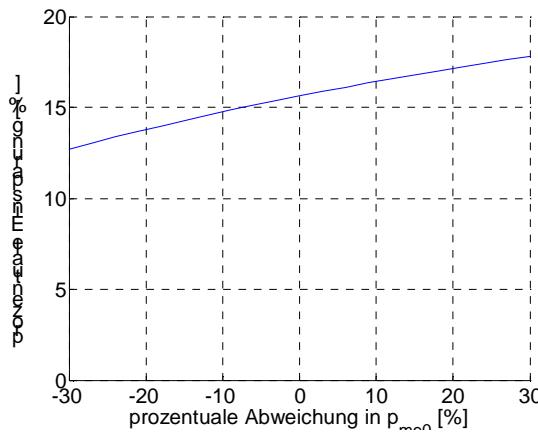


Abb. 5-4: Verbrauchsseinsparung durch Eco-Drive
in Abhängigkeit von p_{me0}

5.2 Hubraum

Bei gleicher Technologie kann das Drehmoment eines Verbrennungsmotors nur über den Hubraum gesteigert werden. Es scheint, dass viele Konsumenten immer stärkere Motoren wünschen, was zu grösseren Hubraumen führt.

Die Simulation zeigt, dass der Verbrauch mit zunehmendem Hubraum steigt, und dass bei grossen Motoren durch Eco-Drive wesentlich mehr einzusparen ist als bei kleinvolumigen. Dies ist aus Abb. 5-5 und Abb. 5-6 ersichtlich.

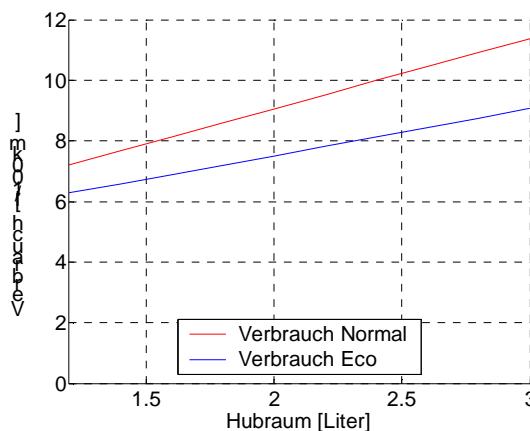
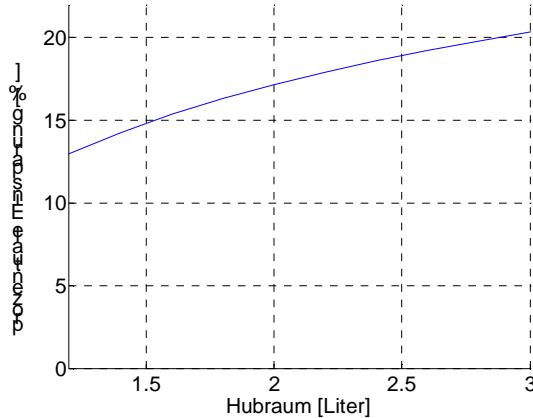


Abb. 5-5: Verbrauch in Abhängigkeit vom Hubraum



**Abb. 5-6: Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive
in Abhängigkeit vom Hubraum**

5.3 Masse

Das wachsende Komfort- und Sicherheitsbedürfnis der Automobilkäufer erhöht auch die Fahrzeugmasse. Es scheint, dass der Trend zu schwereren Fahrzeugen auch in Zukunft anhält. Deshalb wird hier die Abhängigkeit von der Masse auf den Verbrauch sowie auf das Sparpotential von Eco-Drive analysiert.

Die Untersuchung wird am Modell des schon verwendeten heutigen Ottomotor-Fahrzeuges mit dem NEFZ- Zyklus durchgeführt. Das Auto wiegt 1215 kg und die Masse wird um $\pm 20\%$ variiert.

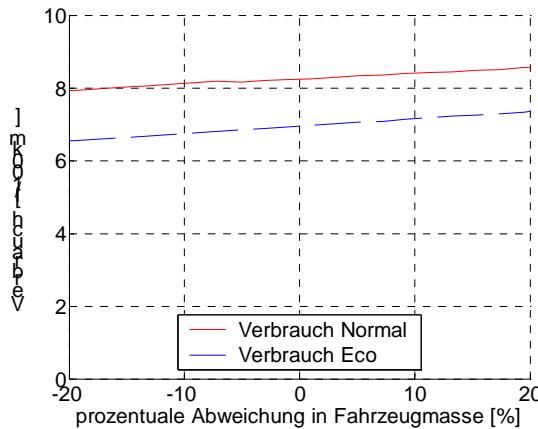


Abb. 5-7: Verbrauch in Abhängigkeit der Masse

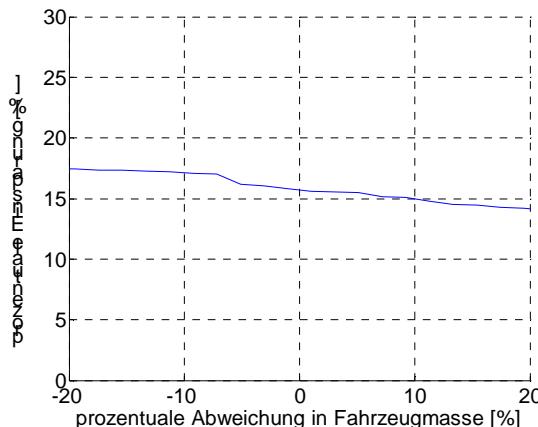


Abb. 5-8: Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive

in Abhängigkeit der Masse

Der Verbrauch nimmt offensichtlich mit der Masse zu und das Potential von Eco-Drive nimmt ganz leicht ab.

Letzteres ist dadurch zu begründen, dass der Motor, dessen Hubraum hier konstant bleibt, bei höherer Fahrzeugmasse und vorgegebenem Fahrzyklus seltener im Teillastbereich arbeitet. Dies entspricht einem untermotorisierten Fahrzeug, was eine technische Möglichkeit zur Vermeidung des Teillastbetriebs darstellt. Diese Massnahme wird den Farher allerdings nicht zufrieden stellen.

5.4 Masse und Hubraum

Der Fahrer wünscht sich bei höherer Fahrzeugmasse ein entsprechend höheres Motordrehmoment. Da das Drehmoment eines Verbrennungsmotors bei gegebener Drehzahl direkt proportional zum Hubraum ist, benötigt man für die Leistungssteigerung einen grösseren Hubraum. Deshalb wird bei dieser Untersuchung die Fahrzeugmasse (1215 kg) in gleichem Masse wie der Hubraum (1.6 Liter) um $\pm 20\%$ variiert.

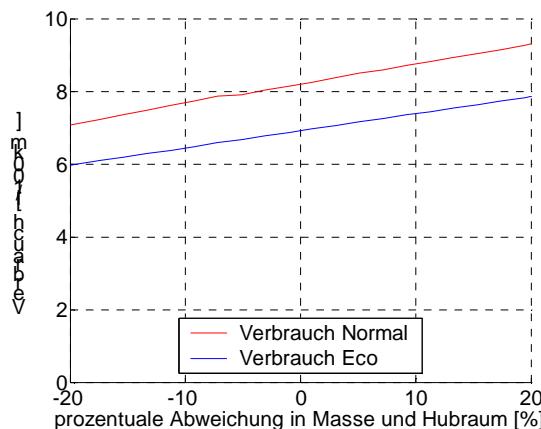
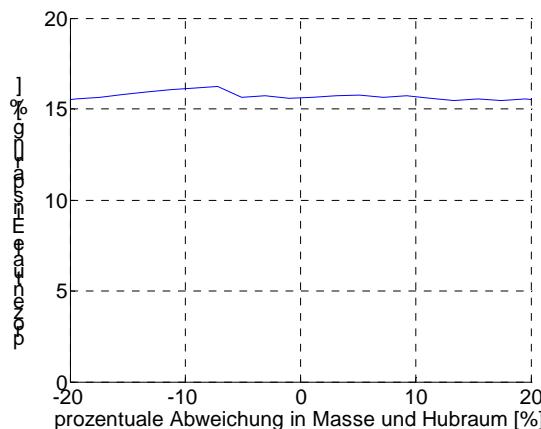


Abb. 5-9: Verbrauch in Abhängigkeit der Masse und Hubraum



**Abb. 5-10: Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive
in Abhängigkeit der Masse und Hubraum**

Der Verbrauch nimmt mit zunehmender Masse und Hubraum stark zu. Er nimmt stärker zu als wenn nur die Masse variiert wird, da das Teillastproblem durch gleiche Variation beider Parameter beibehalten bleibt. Aus diesem Grunde ändert sich auch der Einfluss von Eco-Drive praktisch nicht.

Diese Analyse wiederspiegelt den Trend zu grösseren Fahrzeugen besser als die beiden vorhergehenden Simulationen, wo entweder nur die Masse oder nur der Hubraum verändert wurden.

6 Schlussfolgerungen

Mit der Simulation eines heutigen Otto- und eines heutigen Dieselfahrzeugs und deren Vergleich mit den Herstellerdaten konnte die Richtigkeit des analytischen Modells beurteilt werden. Die Abweichung vom Ottofahrzeug zu den Herstellerdaten entspricht 4.4% vom Verbrauch und die des Dieselfahrzeugs 1.3%. Eine weitere Möglichkeit zur Bewertung des Ottomodells ist der Vergleich zur EMPA Studie, wo die Verbrauchseinsparungen durch Eco-Drive mit 17.6% und die des untersuchten Modells 21% ergaben. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Modelle in einer guten Genauigkeit liegen.

Die Untersuchungen werden mit Hilfe zweier Fahrzyklen (EMPA und NEFZ) und zweier Schaltverhalten (Normalfahrer und Eco-Driver) durchgeführt. Bei beiden, Otto und Diesel liegt der Verbrauch beim NEFZ höher als beim EMPA Zyklus, weil der NEFZ Zyklus mehr Stillstandphasen enthält. Dies wirkt sich negativ auf den Verbrauch und auch negativ auf die Einsparmöglichkeiten von Eco-Drive aus, da die Stillstandsphasen nicht durch ein geeignetes Fahrverhalten beeinflusst werden können. Heutige Dieselfahrzeuge brauchen weniger Treibstoff als Benzinfahrzeuge wegen des besseren Teillastwirkungsgrads. Deshalb kann bei einem Dieselfahrzeug auch weniger durch Eco-Drive eingespart werden als beim Benzinfahrzeug.

Die Eigenschaften des Hybrids wurden in der Gegenüberstellung mit dem Ottomotor ersichtlich. Im NEFZ Zyklus verbraucht der Hybrid rund 20% weniger Treibstoff, da wegen den häufigen Stillstandphasen die Start-Stopp-Automatik zum Zug kommt.

Bei einem Hybridfahrzeug ist durch ein optimiertes Schaltverhalten viel Einsparpotential (12.5-18%) vorhanden. Allerdings kann der Fahrer darauf wenig Einfluss nehmen, da die Steuerung vom Elektro- und Benzinmotor ein automatisches Getriebe erfordert. Das vorhandene Einsparpotential ist auf den herkömmlich enthaltenen Ottomotor zurückzuführen. Würde dieser durch einen Motor mit verbessertem Teillastwirkungsgrad ersetzt wäre das Potential von Eco-Drive vermindert.

Als Verbesserungsmassnahmen beim Ottomotor wurde ein Motor mit vollvariabler Ventilsteuerung (Verbrauchseinsparung durch Eco-Drive 1.4-3.5%), stellvertretend für andere teillastwirkungsgradverbesserten Fahrzeugen sowie ein aufgeladener hubraumverkleinerter Benzinmotor mit VVT (bis 3.1%) untersucht.

Daraus ist zu erkennen, dass als Folge der Verbesserung des Teillastwirkungsgrads sich der Einfluss von Eco-Drive vermindert.

Eine weitere Möglichkeit den Teillastwirkungsgrad zu verbessern ist eine geeignete Schaltweise, die den Motor möglichst bei Vollast betreibt. Wird die Schaltweise bei einem Sechsganggetriebe angepasst, kann damit eine Verbrauchseinsparung von bis zu 2.5% zusätzlich gegenüber einem Fünfganggetriebe erzielt werden. Bei den automatisierten Getrieben hat der Fahrer keinen direkten Einfluss auf das Schaltverhalten und kann die Eco-Drive Fahrweise deshalb schlecht umsetzen. Indirekt kann der Fahrer das Schaltverhalten eines Automatikgetriebes mit vorausschauender Fahrweise beeinflussen.

In der Sensitivitätsanalyse wurde der Einfluss wichtiger Parameter auf das Modell untersucht. Dazu gehören die beiden Willansparameter $e(\omega)$ und $p_{me0}(\omega)$ sowie der Hubraum und die Masse. Das Einsparpotential durch Eco-Drive hängt von $p_{me0}(\omega)$ ab und ist jedoch unabhängig vom thermischen Wirkungsgrad $e(\omega)$. Die gleichzeitige Variation von Hubraum und Masse hat ebenfalls keinen Einfluss bezüglich Eco-Drive. Die Kombination von der gekoppelten

Änderung von Hubraum und Masse ist gerechtfertigt, das sich mit steigender Masse auch die Motorisierung verbessert.

Neben der angepassten Fahrweise enthält Eco-Drive auch andere Massnahmen die zu Verbrauchsverminderung führen: Die regelmässige Kontrolle des Reifendrucks, die Demontage von ungebrauchten Gepäckständern oder das Entfernen von unnötigen Lasten sparen auch Kraftstoff.

Eco-Drive führt neben Kraftstoffeinsparungen auch zu höherem Fahrkomfort, geringerem Fahrzeugverschleiss, kleinerer Lärmentwicklung und erhöhter Verkehrssicherheit.

7 Danksagung

Wir möchten uns bei Herrn Pulver vom BFE für die grosszügige Unterstützung und bei Herrn Reinhardt von QAED für die interessanten Gespräche danken.

8 Anhang

8.1 Details zur Modellierung

8.1.1 Gleichbleibende Daten für alle Testfahrzeuge

Falls nicht anders vermerkt stammen die Daten aus dem Kraftfahrtechnischen Taschenbuch [3].

Getriebeuntersetzung	3.46/1.94/1.37/1.03/0.85
Fahrzeugbreite	1735mm
Fahrzeughöhe	1440mm
Bodenfreiheit	130mm
Reifen	195/65 R 15 (ergibt Radius=317 mm)
Dichte Luft	1.18 kg/m ³
Getriebeverluste	300 W (**)
Getriebewirkungsgrad	0.98 (**)
Rollreibungskoeffizient	0.013 (aus [3] S.338)
Luftwiderstandsbeiwert	0.3 (**)
Leistung Nebenverbraucher	850 W (aus [5])
Trägheitsmoment Motor	0.18 m ² kg (**)
Moment Schubabschaltung	-30Nm (**)

Tabelle 8-1: Daten für beide Auto gültig (Die mit (**) gekennzeichneten Daten sind geschätzt)

Annahmen zur Simulation:

- Die Gesamtleistung aller Nebenverbraucher (Generator, Licht, etc.) sei konstant.⁵
- Der Trägheit der rotierenden Masse (Räder, Achsen) wird mit 10% Erhöhung des Fahrzeuggewichts Rechnung getragen.
- Die Zulast durch Fahrer und Gepäck beträgt 100kg.⁶
- Bei einer Passfahrt kann es vorkommen, dass das Auto an die Leistungsgrenze gelangt und deshalb mit einer hohen Tourenzahl fährt. Das Schalten in den höheren Gang ist nicht möglich, da das maximale Drehmoment überschritten würde. In diesem Fall klärt das Modell zuerst mit Hilfe des Drehmomentverlaufs ab, ob das Schalten zulässig ist.
- Ein weiterer Sonderfall im Schaltverhalten tritt beim Erreichen der Maximallast auf ohne dass die untere Schaltdrehzahl erreicht wurde. Das Fahrzeug muss dann früher zurückschalten als im Schaltschema vorgesehen.
- Die beiden Sonderfälle werden mit einem Beobachter berücksichtigt. In der Schaltlogik befindet sich eine Kopie des gesamten Fahrzeugmodells, die das Eintreten eines Sonderfalls voraussieht. Dies kostet beim quasistatischen Modell genau einen Zeitschritt. Um diese Verspätung aufzuheben, verzögert ein Unit-Delay das Signal für das Fahrzeug. So wird der Maximalwert nicht überschritten.

⁵ aus [5]

⁶ aus [5]

- Falls schnelle Verzögerung das Herunterschalten von zwei Gängen auf einmal verlangt und zusätzlich die Maximallast überschritten wird kann die Simulation nicht reagieren.

8.1.2 Otto heute

Technische Daten:

Hubraum	1.6 l (*)
Bohrung	76.5mm (*)
Hub	86.9mm (*)
Max. Drehmoment	148 Nm bei 4500 U/min (*)
Max. Leistung	77kW bei 5700 U/min (*)
Leergewicht	1215 kg (*)
Brennwert Kraftstoff	43.5 MJ/kg
Dichte Kraftstoff	0.75 kg/l
Leerlaufdrehzahl	800 U/min (geschätzt)
Achsuntersetzung	4.25

Tabelle 8-2: Die mit (*) bezeichneten sind von der VW-Homepage entnommen.

8.1.3 Diesel

Um die Vergleichbarkeit vom Ottomotoren mit dem Dieselmotor zu gewährleisten und das fehlende Achsuntersetzungsverhältnis vom Diesel zu berechnen wurden folgende Überlegungen gemacht:

Die beiden Autos haben zwar eine gleiche maximale Leistung, aber einen vollkommen anderen Lastmomentverlauf. Der Diesel operiert mit höherem Drehmoment und tieferen Drehzahlen als der Ottomotor. Dies wird in der Getriebeauslegung berücksichtigt, indem die Achsuntersetzung mittels dem max. Drehmomenten skaliert wird.

$$\text{Achsuntersetzung}_{\text{Diesel}} = \text{Achsuntersetzung}_{\text{Otto}} * T_{\max, \text{Otto}} / T_{\max, \text{Diesel}}$$

Ein Dieselfahrzeug wird aufgrund seines hohen Drehmomentes immer tieftouriger gefahren als ein Ottomotor. Deshalb müssen auch die Schaltdrehzahlen dementsprechend definiert werden. Die maximale Leistung bei der Schaltdrehzahl soll beim Diesel gleich sein wie beim Otto:

$$\begin{aligned} P_{\max, \text{schalt}} &= \omega_{\text{schalt}, \text{Otto}} \cdot T_{\max, \text{Otto}} (\omega_{\text{schalt}, \text{Otto}}) = \omega_{\text{schalt}, \text{Diesel}} \cdot T_{\max, \text{Diesel}} (\omega_{\text{schalt}, \text{Diesel}}) \\ \Rightarrow \frac{\omega_{\text{schalt}, \text{Diesel}}}{\omega_{\text{schalt}, \text{Otto}}} &= \frac{T_{\max, \text{Otto}} (\omega_{\text{schalt}, \text{Otto}})}{T_{\max, \text{Diesel}} (\omega_{\text{schalt}, \text{Diesel}})} \end{aligned}$$

Es resultieren als Schaltdrehzahlen:

Schaltdrehzahl Normalfahrer:	1650 U/min
Schaltdrehzahl Eco-Driver:	1100 U/min
Untere Schaltdrehzahl:	550 U/min

Tabelle 8-3: Schaltdrehzahlen Diesel

Technische Daten:

Hubraum	1.9 l (*)
Max. Drehmoment	273 Nm bei 1800 U/min
Max. Leistung	90 kW bei 4200 U/min
Leergewicht	1277 kg (*)
Brennwert Kraftstoff	42.5 MJ/kg
Dichte Kraftstoff	0.85 kg/l
Leerlaufdrehzahl	500 U/min (geschätzt)
Achsuntersetzung	4.25 * 148/273 (skaliert mit $T_{max,Otto} / T_{max,Diesel}$)

Tabelle 8-4: Die mit (*) bezeichneten Werte stehen auf der VW-Homepage.

8.1.4 Ottomotor mit VVT

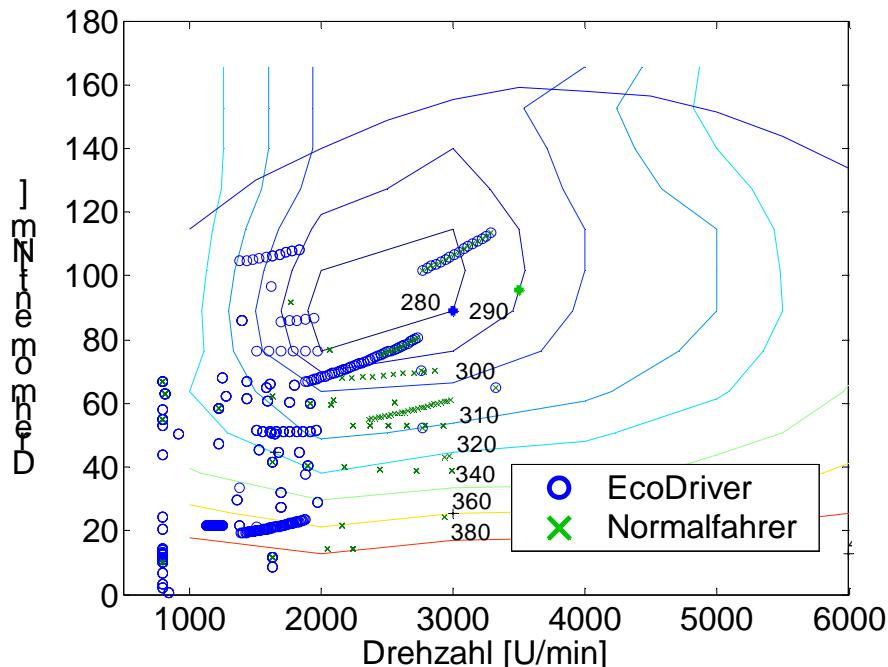


Abb. 8-1 Spezifischer Verbrauch eines Motors mit vollvariabler Ventilsteuерung

8.1.5 Hubraumverkleinerter aufgeladener Ottomotor

Das Kennfeld dieses aufgeladenen Motors setzt sich aus zwei Bereichen zusammen. Im ersten Bereich kommt die Aufladung nicht zum Tragen. Hier d.h. bis das maximale Drehmoment des Saugmotors erreicht ist, wurde das Kennfeld des BMW 316i mit 1.8l Motor auf einen 1l Motor herunterskaliert und verwendet. Im zweiten Bereich entfaltet der Turbolader seine Wirkung. Hier wird das Kennfeld eines 1l VW GOL-Motors mit Turbolader, der am Institut für Mess- und Regeltechnik an der ETHZ vermessen wurde, übernommen (vgl. Abb. 8-2).

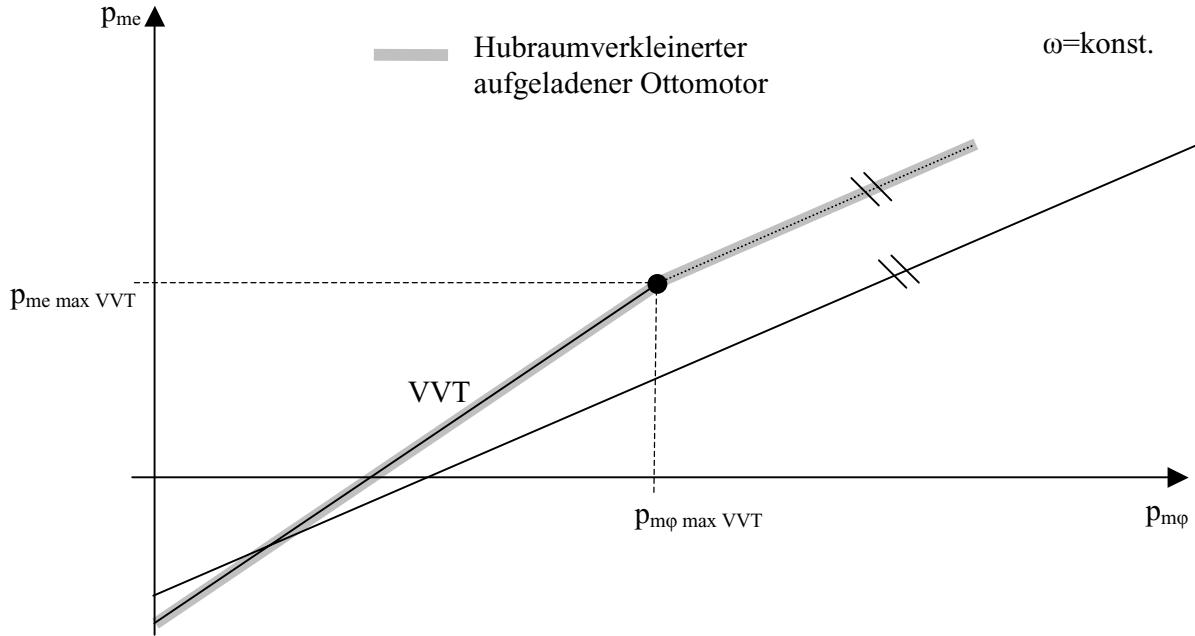


Abb. 8-2: Willansgeraden für hubraumverkleinerten aufgeladenen Ottomotor

Der spezifische Verbrauch V_r [g/kWh] vom BMW VVT-Motor ist in Funktion der Drehzahl ω [rad/s] und des Mitteldruckes p_{me} [Pa] bekannt. Daraus lässt sich die Willanskurve folgendermassen ableiten:

$$\eta = \frac{p_{me}}{p_{m\varphi}}$$

$$\eta = \frac{3.6 \cdot 10^9}{H_l \cdot V_r}$$

$$\Rightarrow p_{m\varphi} = \frac{p_{me} \cdot H_l \cdot V_r}{3.6 \cdot 10^9}$$

Beim GOL Motor ist der Verbrauch [kg/s]] in Funktion der Drehzahl ω [rad/s] und des Mitteldruckes p_{me} [Pa] bekannt. Daraus lässt sich die Willanskurve folgendermassen ableiten:

$$\dot{m}_\varphi = \frac{m_\varphi \cdot \omega}{4\pi}$$

$$p_{m\varphi} = \frac{H_l \cdot m_\varphi}{V_d}$$

$$\Rightarrow p_{m\varphi} = \frac{4\pi \cdot H_l \cdot \dot{m}_\varphi}{V_d \cdot \omega}$$

Nach dem Kombinieren der beiden Kurven berechnet sich das Verbrauchskennfeld mit $p_{me}(\omega)$ und $p_{m\varphi}(\omega)$:

$$p_{m\varphi} = \frac{H_l \cdot m_\varphi}{V_d}$$

$$\dot{m}_\varphi = \frac{m_\varphi \cdot \omega}{4\pi}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_\varphi = \frac{p_{m\varphi} \cdot V_d \cdot \omega}{4\pi \cdot H_l}$$

8.1.6 Otto mit Sechsganggetriebe

Alle Daten, ausser die Getriebeabstufungen, sind gleich wie in „Otto heute“ (vgl. Kap. 8.1.2).

8.1.7 Milder Hybrid

Die Simulation des Hybridfahrzeugs soll den Benzin- und dem Dieselfahrzeug gegenübergestellt werden. Deshalb werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Fahrzeuge haben gleiche aerodynamische Eigenschaften und Geometrien.
- Das Getriebe ist ein Fünfganghandschaltgetriebe mit derselben Übersetzung wie das Vergleichsfahrzeug. Das Schaltverhalten entspricht den EMPA Vorgaben.
- Da sich das 42 V-Bordnetz wahrscheinlich bis 2010 nicht durchsetzen kann, wird vom heutigen 12 V-System ausgegangen. Für diese Spannung erweist sich ein 7kW Elektromaschine als annehmbar.
- Um den Hybrid mit dem VW Bora vergleichen zu können, sollten die beiden Drehmomentverläufe übereinstimmen. Der Drehmomentverlauf eines Hybrids setzt sich aus der Summe der Verläufe der Antriebssysteme zusammen und unterscheidet sich stark vom Verlauf vom Ottomotor. Damit trotzdem ein Vergleich gewagt werden darf, sollen sich die Leistung unter 3500 U/min und das maximale Drehmoment der beiden Motoren ähneln. Ein 1.3 l Ottomotor mit den skalierten Parametern vom VW Bora erfüllt diese Vorgaben.

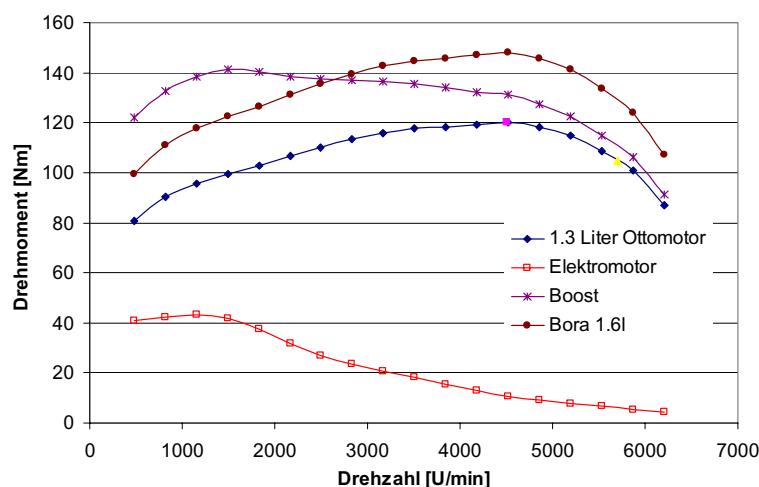


Abb. 8-3 Drehmomentverläufe

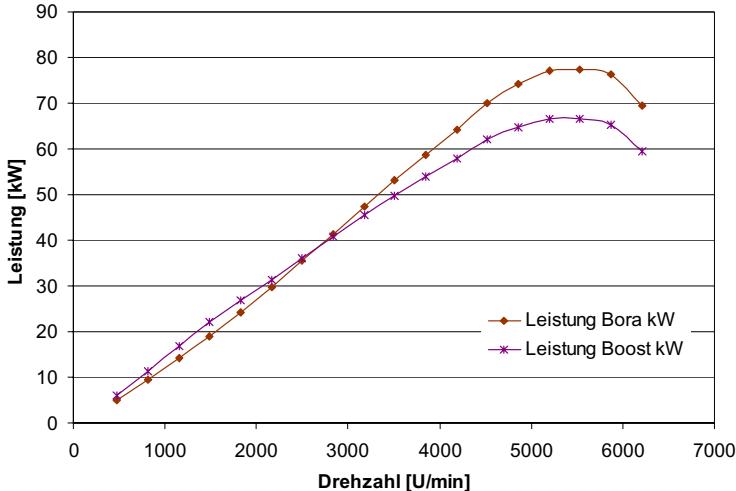


Abb. 8-4 Leistungsverläufe

- Der Starter/Generator wird ohne Supercaps betrieben, weshalb eine grosse Batteriekapazität nötig ist um die Spitzenleistung zu decken.
- Die Masse des Fahrzeuges nimmt um 100kg Batteriegewicht gegenüber dem herkömmlichen Fahrzeug zu.
- Die Nebenverbraucher entsprechen denen des Vergleichsfahrzeugs, beziehen aber ihre Leistung direkt aus der Batterie.
- Das Laden der Batterie während des Fahrens startet sobald die Batteriekapazität unter einen Schwellwert sinkt und stoppt bei maximaler Lademenge.

Achsuntersetzung	4.25
Bohrung	72.7 mm
Hub	78.3 mm
Hubraum	1.3 l
Kapazität Batterie	~300Ah
Leergewicht	1315 kg
Max Drehmoment EM	43 Nm bei 1150 U/min
Max. Drehmoment (Boost)	141 Nm bei 1500 U/min
Max. Leistung (Boost)	67kW bei 5200 U/min
Max. Leistung EM	7.2 kW bei 2150 U/min
Moment Schubabschalten	-24 Nm (skaliert nach Hubraum von Bora 1.6)

Tabelle 8-5: Daten „milder Hybrid Bora“ 1,3 l VM & 7 kW EM, 5-Gang

8.2 Fahrzyklen

Als Zyklen werden folgende Testzyklen betrachtet:

Einerseits der NEFZ andererseits, um mit der bestehenden EMPA-Studie[4] verglichen zu können, deren Zyklus.

8.2.1 NEFZ

Dieser Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) besteht aus einem Stadtverkehrsteil (ECE) welcher 4-mal durchlaufen wird mit anschliessendem Überland- und Autobahnteil. Er enthält

mehrere, längere Standzeiten und die positiven und negativen Beschleunigungen sind nicht sehr stark.

Um eine Vorausschauende Fahrweise, die ein wesentlicher Bestandteil von Eco-Drive ist, berücksichtigen zu können, wird der NEFZ so modifiziert, dass zwar die zurückgelegte Strecke und die dabei verstrichene Zeit erhalten bleibt, jedoch der Geschwindigkeitsverlauf einer vorausschauenden Fahrweise entspricht. Allerdings ist es sehr schwierig ohne Messungen auf einem Testfahrzeug abzuschätzen was „vorausschauend“ entspricht.

8.2.2 EMPA

Die einzelnen Abschnitte des Zyklus sind nach ihrem Vorkommen im Straßenverkehr gewichtet.⁷

Dieser Zyklus beschreibt eine typisch städtische Fahrweise, enthält jedoch praktisch keine Standzeiten. Die positiven und negativen Beschleunigungen sind stärker als beim NEFZ.

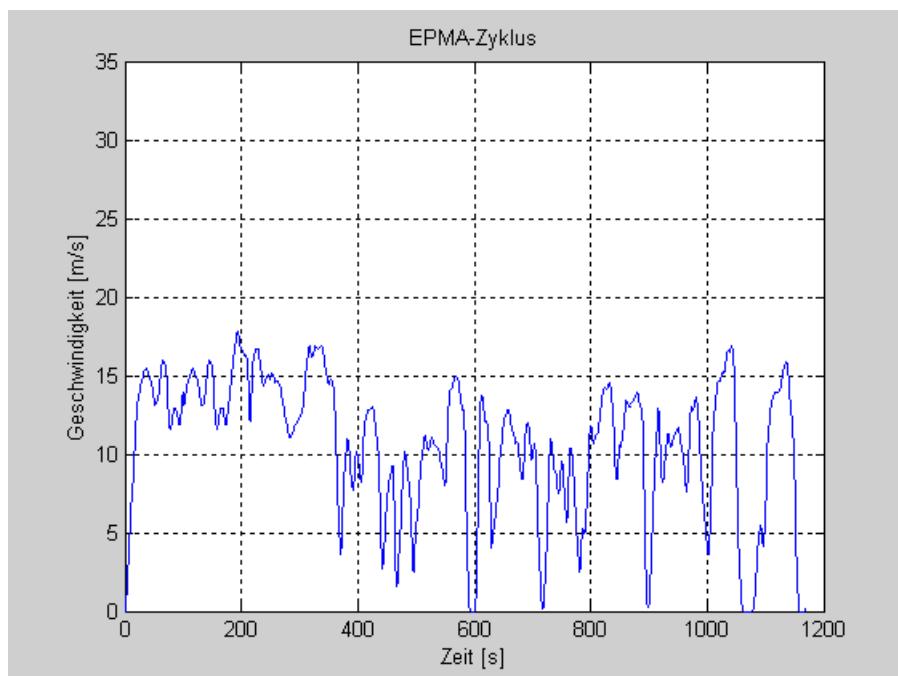


Abb. 8-5 EMPA Zyklus

⁷ vgl. [4]

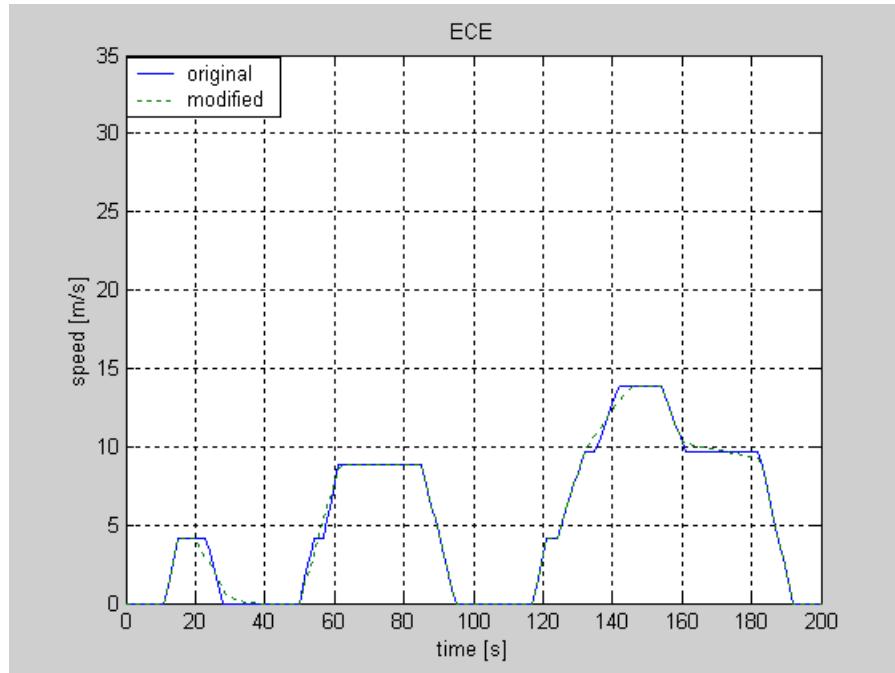


Abb. 8-6 Stadtteil des NEFZ Zyklus mit Gewichtung 4

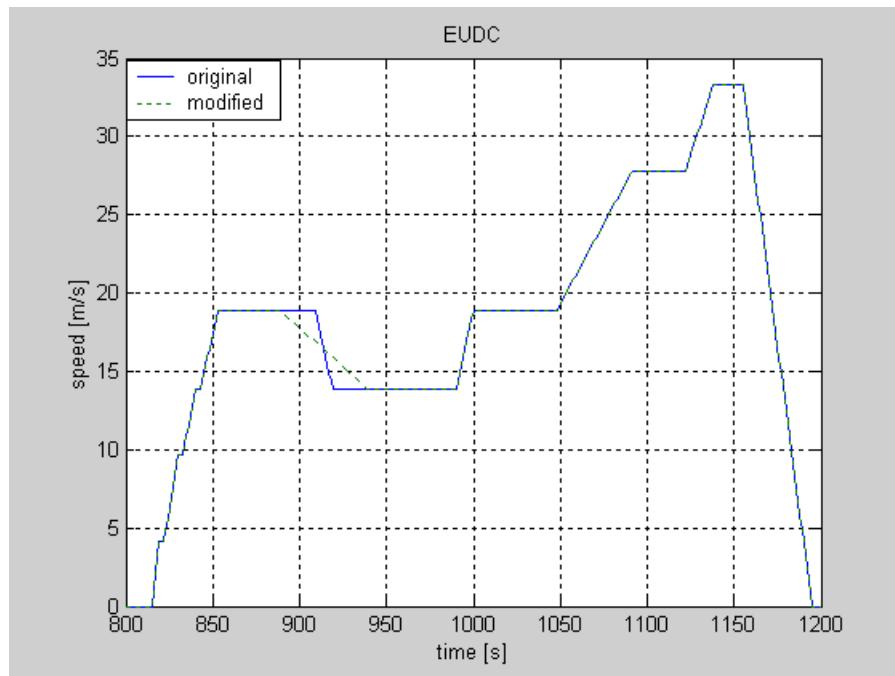


Abb. 8-7 Überlandteil des NEFZ Zyklus mit Gewichtung 1

8.3 Willans Ansatz

Zur Berechnung des Motorwirkungsgrades wird ein Willans-Ansatz verwendet:

$$p_{me} = e \cdot p_{m\varphi} - p_{me0}$$

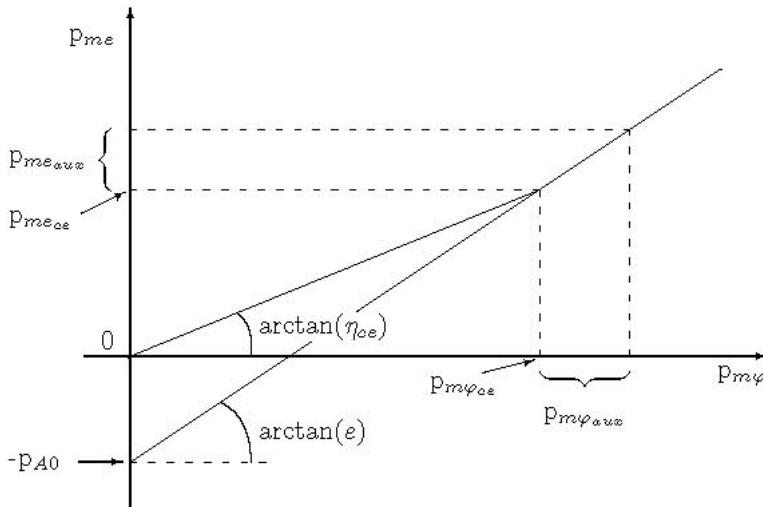


Abb. 8-8 Willans-Ansatz

Wobei p_{me} für effektiver Mitteldruck (break mean effective pressure) und $p_{m\varphi}$ für effektiver Teibstoffmitteldruck (fuel mean effective pressure) steht. In Abb. 8-8 ist dieser affine Zusammenhang graphisch dargestellt. Die Willans-Parameter sind mit e beziehungsweise p_{me0} bezeichnet. Der Parameter p_{me0} beschreibt die Verluste (hauptsächlich bedingt durch Reibung und Gaswechsel) und e repräsentiert die thermodynamischen Eigenschaften des Motors.

Der Wirkungsgrad ist dann wie folgt definiert:

$$\eta = \frac{P_{me}}{P_{m\varphi}} = \frac{P_{me} \cdot e}{P_{me} + p_{me0}}$$

$$P_{me} = \frac{4\pi \cdot T}{V_h}$$

$$P_{m\varphi} = \frac{H \cdot m_\varphi}{V_h}$$

wobei η für den Motorwirkungsgrad, T für das Lastmoment, V_h für den Hubraum, H für den Heizwert des Treibstoffs und m_φ für die Kraftstoffmasse steht.⁸

Um das Verbrauchs- bzw. Wirkungsgradkennfeld eines Verbrennungsmotor zu erhalten, benötigt man den Mitteldruck der Verluste p_{me0} und den thermischen Wirkungsgrad e jeweils in Funktion der Drehzahl ω .

Für p_{me0} wurde das ETH-Modell [1] verwendet:

$$p_{me0} = p_{me0g} + p_{me0f}$$

$$p_{me0f} = k_1 \cdot (k_2 + k_3 \cdot S^2 \cdot \omega_e^2) \cdot \Pi_{e,\max} \cdot \sqrt{\frac{k_4}{B}}$$

$$p_{me0g} = 0.9 \text{ bar (Otto)}; p_{me0g} = 0.15 \text{ bar (Diesel)}$$

⁸ aus [5]

Für den thermischen Wirkungsgrad habe wurde kein adäquates Modell gefunden, weshalb der vorhandene Wert aus der QSS-Toolbox vom Beispiel ICE-Vehicle für den Otto-Motor übernommen wird. Für den Diesel wurde der höchste thermische Wirkungsgrad 0.45 angenommen.

Berechnung des Wirkungsgrades und Verbrauchs [2], Kap. 2.6:

$$\eta = \frac{p_{me}}{p_{me} + p_{me0}}$$

$$e$$

$$\dot{m}_\varphi = \frac{V_d \cdot p_{me}}{4\pi \cdot H_l \cdot \eta} \cdot \omega_e = \frac{V_d \cdot (p_{me} + p_{me0})}{4\pi \cdot H_l \cdot e} \cdot \omega_e$$

Für den Leerlaufverbrauch wird im letzten Ausdruck $p_{me0} = 0$ und $\omega_e = \omega_{idle}$ gesetzt.

8.4 Berechnung der Willansparametern aus Verbrauchskennfeld

Die Theorie zu dem Willansansatz ist in [2] erklärt. Dieser Ansatz setzt nur zwei Parameter, den thermischen Wirkungsgrad e und dem Reibmitteldruck p_{me0} , voraus. Das Least Square Verfahren ermöglicht die Bestimmung der beiden Werte aus dem vorhandenen Verbrauchskennfeld. Der Verbrauch ändert mit dem Lastmoment und der Drehzahl. Der nächste Schritt erläutert den Zusammenhang zwischen den Willansparametern und dem Verbrauchskennfeld.

Der spezifische Verbrauch C ist im Kennfeld in [g/kWh] aufgeführt.

$$C = \frac{\dot{m}_\varphi}{W} = \frac{\dot{m}_\varphi}{\int P_e \cdot dt} = \frac{\dot{m}_\varphi}{P_e} = \frac{\dot{m}_\varphi}{T_e \cdot \omega}$$

Ein paar mathematischen Umformungen führen zu einer Form in welche die Gleichungen aus [2] Kapitel 2.6 eingesetzt werden können.

$$C = \frac{\dot{m}_\varphi}{T_e \cdot \omega} = \frac{\dot{m}_\varphi \cdot \omega}{4\pi \cdot T_e \cdot \omega} = \frac{p_{m\varphi} \cdot V_d \cdot 4\pi}{4\pi \cdot H_l \cdot p_{me} \cdot V_d} = \frac{p_{m\varphi}}{H_l \cdot p_{me}}$$

Das Kennfeld enthält die Daten vom Verbrauch C und den Mitteldruck p_{me} . Gesucht sind die beiden Willansparameter $e(\omega)$ und $p_{me0}(\omega)$. Die Definition des Willansansatzes ermöglicht die beiden Parameter einzusetzen und den Mitteldruck $p_{m\varphi}$ zu eliminieren.

$$C = \frac{p_{m\varphi}}{H_l \cdot p_{me}} = \frac{p_{me} + p_{me0}(\omega)}{H_l \cdot p_{me} \cdot e(\omega)}$$

$$C(p_{me}, \omega) = \frac{p_{me} + p_{me0}(\omega)}{H_l \cdot p_{me} \cdot e(\omega)} = \frac{1}{H_l \cdot e(\omega)} + \frac{p_{me0}(\omega)}{H_l \cdot p_{me} \cdot e(\omega)}$$

Bei konstantem ω sind e , p_{me0} Konstanten und C nur noch von p_{me} abhängig. Die Gleichung ähnelt dem Typ $y = ax + b$, wobei $x = \frac{1}{p_{me}}$. Im Kennfeld können die y -Werte (Verbrauch)

mit den zugehörigen x-Werten abgelesen und in zwei Vektoren geschrieben werden. Die Least Square Methode liefert die Werte für die Variablen a und b.

Die Umrechnungen $e = \frac{H_l}{b}$ und $p_{me0} = a \cdot H_l \cdot e$ ergeben die gesuchten Willansparameter für ein konstantes ω . Wiederholt man den Vorgang für verschiedene ω erhält man den Verlauf von e und p_{me0} über ω . p_{me0} steht für die Reibungs- und Gasaustauschverluste und sollte mit grössenwerdendem ω zunehmen.

Referenzen

- [1] Guzzella, L., 2002, Fahrzeugantriebssysteme, Institut für Mess- und Regeltechnik, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich
- [2] Guzzella, L., Onder, Chr., 2002, Modeling and Control of IC Engine Systems, Institut für Mess- und Regeltechnik, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich
- [3] Bosch, 1999, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 23. Auflage, Robert Bosch GmbH, Stuttgart
- [4] Weilenmann, M., 2002, Emissionen und Verbrauch bei Eco Drive, Abteilung Verbrennungsmotoren/Feuerungen, EMPA, Dübendorf
- [5] Müller, E., 2001, Kraftstoffmehrverbrauch durch Fahren mit eingeschaltetem Abblendlicht, Institut für Mess- und Regeltechnik, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich
- [6] Soltic, M., 2000, Part-Load Optimized SI Engine Systems, Eidgenössisch Technische Hochschule Zürich, Zürich
- [7] Probst, G., Skotzek, P., Dieter, B. (2002). Architektur des Integrierten Antriebsstrang-Managements. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 104, 592-597.