



**SCIENTIFIC-TECHNICAL UNION OF
MECHANICAL ENGINEERING OF BULGARIA**

* National society of internal combustion engines
specialists

* National scientific-technical club of automobile and
tractor techniques and industrial trucks building

* National section of automobile transport

TECHNICAL UNIVERSITY Branch PLOVDIV

PLOVDIV REGIONAL

SCIENTIFIC-TECHNICAL ORGANIZATION

trans & MOTAUTO'04

14-17 October 2004, Plovdiv

PROCEEDINGS

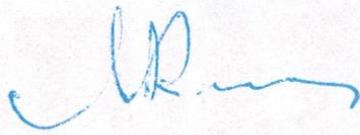
VOLUME 3

**AUTOMOBILE ENGINEERING, INDUSTRIAL TRUCKS AND
ROAD-BUILDING TECHNIQUE. AUTOMOBILE TRANSPORT**

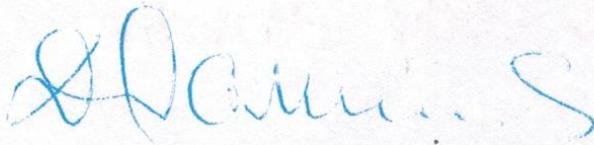
ISBN 954-9322-07-6

It is confirmed herewith that the present paper is included in the program of the International Conference "TRANS & MOTAUTO'04" and is published in the Conference Proceedings.

С настоящето се потвърждава, че този доклад е включен в програмата на международната конференция "TRANS & MOTAUTO'04" и е публикуван в томовете на сборниците с доклади.



*Assoc.Prof.Dr.Eng. Lilo Kunchev
Scientific Secretary of The International Program Committee*



*Mag. Eng. Damian Damianov
Secretary General of the
Scientific-Technical Union
of Mechanical Engineering*

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ " АВТОМОБИЛЬНАЯ, АВТОТРАКТОРНАЯ, ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНАЯ И АВТОДОРОЖНАЯ ТЕХНИКА. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ "

S - III	01	АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ПОДВЕСКИ КОММЕРЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ	Ass. Prof. Dr. Mickūnaitis V. , MSc. Orantas M. 2	Lithuania ...3
S - III	02	МОДЕЛИ РАЗВИТИЯ ГРУЗОВОГО ТРАНСПОРТА ЛИТВЫ	Prof. Habil. Dr. Baublys A., Ass. Prof. Dr. Bagdoniene D., Ass. Prof. Dr. Mindaugas Mazura	Lithuania ...5
S - III	03	ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ ГРУНТА И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	Dr. Sc.Obradović Dimitrije, Dr. Sc. Milovanović Milan, Eng. Ilić Sanja	Serbia and Montenegro ...9
S - III	04	ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕДЕНИЯ КУЗОВ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ СОГЛАСНО ПРАВИЛАМИ ЕЦЕ 94	Dr. Eng. Milovanovic M., Dr. Eng. Obradovic D., M.Sc. Bogdanovic Z.	Serbija and Montenegro ...13
S - III	05	МЕТОД АНАЛИЗА И ПОДБОРА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЕЙ	инж. Мантаров Й.	Bulgaria ...17
S - III	06	АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМО-БИЛЬ – ПРИЦЕП ПРИ ПЛОСКОМ ДВИЖЕНИИ ВПЕРЕД	д-р инж. Лалев Л., гл.ас д-р инж. Лилев И., гл.ас.д-р Христов Й.Л	Bulgaria ...19
II	07	ПРИЛОЖЕНИЕ НЕВРОННЫХ СЕТЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФИЦИЕНТОВ СЦЕПЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН С ДОРОГОЙ	доц. д-р инж. Иванов Р., д-р инж. Иванова Д., доц. д-р инж. Русев Р.	Bulgaria ...22
S - III	08	ВЕРОЯТНОСТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРА	доц. д-р инж. Русев Р., доц. д-р инж. Иванов Р.	Bulgaria ...26
S - III	09	ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТОЙ И ЕГО УСКОРЕНИЕ НА ПЕРВОЙ ПЕРЕДАЧЕ	гл.ас. д-р Петрова Р., доц. д-р Монева И.	Bulgaria ...30
S - III	10	АНАЛИЗ МОДЕЛА ТЯГЛОВОЙ СПОСОБНОСТИ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ, ИССЛЕДОВАННОЙ КАК РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА	инж. Стоянов С., доц. д-р Добрева А.	Bulgaria ...34
S - III	11	ИССЛЕДОВАНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ	Prof. Dr. Habil. Sapragnonas J., M. Sc. Darguzis A.	Lithuania ...38
S - III	12	ЭКОНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПОСТОПАТЪНОГО НЕУСТАНОВОНОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН	Гл.ас д-р инж.Лилев И.Н. , д-р инж. Лалев Л., доц.д-р Стефанов С.Е., гл.ас д-р Христов Йо.Л.	Bulgaria ...41

S - III	13	УТОЧНЁННАЯ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА БЛОКИРОВКИ НА БУКСОВАНИЕ ТРАКТОРА	доц. д-р инж. Станчев Д., инж. Асенов А., доц. д-р инж Станчева Н.	Bulgaria	...44
S - III	14	ВЛИЯНИЕ РАДИУСОВ ВЕДУЩИХ КОЛЁС НА ЗАВИСИМОСТЬ ОБЩЕГО БУКСОВАНИЯ ТРАКТОРА	доц. д-р инж. Станчев Д., доц. д-р инж Станчева Н., инж. Асенов А.	Bulgaria	...47
S - III	15	ВЛИЯНИЕ ЗАВИСИМОЙ РЫЧАЖНО-ПРУЖИННОЙ ПОДВЕСКЕ С ДВУМЕ ПРОДОЛЬНЫМИ РЫЧАГАМИ И ПОПЕРЕЧНАЯ РЕАКТИВНАЯ ЩАНГА НА ЗАДНЫМИ КОЛЕСАМИ АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО ДВИЖЕНИЯ В УСТАНОВЛЕНЕМ РАЗВОРОТЕ	ст. ас. д-р Хлебарски Д. А, доц. д-р Кацов Д.	Bulgaria	...51
S - III	16	ДИАГРАММА ДОСТУПНОСТИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ДО ПОДНИМАЮЩЕЙСЯ РАБОЧЕЙ ПЛАТФОРМЫ	д-р. инж. Петров П. И.	Bulgaria	...56
S - III	17	ОТНОСИТЕЛЬНО АКТИВНЫЙ КОНТРОЛЬ СТАБИЛИТЕТА ВИЛОЧНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ	Доц. д-р Лазаров С.	Bulgaria	...60
S - III	18	СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЭЛЕКТРОПОГРУЗЧИКА С ПОДЪЕМНОЙ РАБОЧЕЙ ПЛАТФОРМОЙ	д-р. Инж. Петров П. И., инж. Карадимитров П. И.	Bulgaria	...64
S - III	19	МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ НАКЛОНЕНИЯ МАЧТЫ АВТОПОГРУЗЧИКА С ГРУЗОМ	Николов В. Н., Илиев И. Я.	Bulgaria	...67
S - III	20	ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ОДНОРАМЕННОЙ ПОДВЕСКИ	доц. д-р инж. Кунчев Л. П., инж. Яначков Г. М.	Bulgaria	...70
S - III	21	ЭРГОНОМИЧЕСКИЙ АСПЕКТ КАЧЕСТВА СИСТЕМЫ "ЧЕЛОВЕК – ИЗДЕЛИЕ - СЕРЕДА"	д-р инж. Момов А.	Bulgaria	...74
S - III	22	СТАТИЧНЫЕ ЯКОСТНЫЕ ВЫЧИСЛЕНИЯ И ИЗПЫТАНИЯ ВАГОНА СЕРИИ FALNS - ОЦЕНКА НА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛТАТОВ	доц. д-р инж. Стоилов В., инж. Костадинов Й., инж. Диканаров Ал., ас. инж. Майстер А.	Bulgaria	...77
S - III	23	АВТОМОБИЛЬНАЯ ИНДУСТРИЯ В КОНТЕКСТЕ НОВЫХ ТРАНС-ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЙ	Assoc. Prof. Simanaviciene Z., Simanavicius, A. Dorofejeva, O.	Lithuania	...80
S - III	24	ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ АВТОМОБИЛЯ НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ	Prof. Dr. Pikūnas A., MSc. Pečeliūnas R., MSc. Kinderytė J.	Lithuania	...82
S - III	25	АНТИБЛОКИРУЮЩИЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ, УСТАНОВЛЯЕМЫЕ В СОВРЕМЕННЫХ АВТОБУСАХ	Ass.Prof. Dr. Eng. Dimitrov S., M. Eng. Stoyanov S.,	Bulgaria	...86

- III	25a	МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АНТИКРЫЛЕВ ДЛЯ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ	Ass.Prof. Dr.Eng. Kosev K., M. Eng. Stoyanov S.	Bulgaria	...87
S - III	26	АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНЫХ ГИДРОМАШИН С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПРИМЕНИМОСТИ В ИНЕРЦИОННОМ ГИДРОДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОМ ТРАНСФОРМАТОРЕ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА	Prof. Dr. Eng. Bagenov S., asp. Grebenkov D.	Russia	...88
S - III	27	ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА НА ПЕРЕХОДНЫХ КРИВЫХ	д.т.н, проф. Соколов Г. М., аспирант Стариков С. А.	Россия	...93
S - III	28	КОГЕЗИЯ МЕЖДУ МИНЕРАЛЬНЫМ МАТЕРИАЛОМ КАК ВЯЖУЩИМ ОСНОВНЫМ ФАКТОРОМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДРЕНИРУЮЩИХ И ПОГАШАЮЩИХ АВТОДОРОЖНЫЙ ШУМ СМЕСЕЙ	Dr. Eng. Mieczkowski P., M. Eng. Czarnecki J.	Poland	...97
S - III	29	ИЗУЧЕНИЯ МЕТОДОМ НЕБЕСКОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗОН КОНТАКТА ОТ СОЕДИНЕНИЯ ЧЕЛЮСТИ	Ass. Prof. Dr. Davidescu A, Dr.Eng. Sticlaru C.	Romania	...100
S - III	30	АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА	к.т.н. доц. Дангадзе И., к.т.н. доц. Герадзе П., к.т.н. доц. Кочадзе Т.,	Грузия	...104
S - III	31	ОБСЛУЖДАНИЯ КОМПЮТАЦИОНАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ОБРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ В ТРАКТОРНЫХ СИСТЕМАХ	S.L. Dr. Eng.Ungureanu C.A., Ass. Drd. Eng. Popa Gh., Eng. Boiangiu Gh.	Romania	...105
S - III	32	МОДЕЛЬНАЯ МАТЕМАТИКА ПОДВЕСНАЯ МАССА АВТОМОБИЛЬ	Conf. dr. eng. Neagoe D., Conf. dr. eng. Bolcu D., S.I. drd. Simniceanu L.	Romania	...109
S - III	33	THE DECONVOLUTION OPERATOR AND TASK OF IDENTIFYING VEHICLES ON THE HIGH WAY	Assoc. Prof. PhD Makovetskaya- Abramova. O.V Assoc.Prof.PhD MakovetskiV.A,	Russia	...112
S - III	34	МОДЕЛЬ ДЛЯ УСТАНОВКИ СТОЙНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ ПОДДЕРЖКИ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА НА ПРИМЕРЕ ФИРМЫ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА В СКОПИЕ	Assoc.Prof.Dr.Eng. Dukoski I., Ass. Sretenova-SimjanovskaV.	Macedonia	...114

PS - III 35	КОНСТРУКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ШАГАЮЩЕЙ МАШИНЫ	Assist .Prof.Dr.Eng. Adîr G., Assist .Prof. Dr. Eng. Adîr V., Student Adîr V	Romania	...118
PS - III 36	ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ И НА ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ	Assoc. Prof. Dr. Eng. Gigov B. , Eng. Georgiev P.	Bulgaria	...121
PS - III 37	ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ВОЛН МИКРОПРОФИЛЯ ДОРОГИ НА НАПРЯЖЕНИЕ В ЗОНЕ ПОВОРОТНОГО КРУГА СОЧЛЕНЕННЫХ АВТОБУСОВ	Assoc.Prof.Dr.Eng Kunchev L., Ass.Eng Nedelchev K.	Bulgaria	...127
PS - III 38	ДОРОЖНОЕ ПОКРЫТИЕ - ВАЖНЫЙ ФАКТОР ДЛЯ ДОРОЖНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ	н.с. III ст. инж. Анастасов, Т.	Bulgaria	...131
PS - III 39	АСПЕКТЫ КАСАЮЩИХ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ОБОРУДОВАННЫМ С ПОЛУПРИЦЕПОМ ПРИ ДВИЖЕНИЯ НА ПРАВОЛИНЕЙНОМ ТРАЕКТОРИИ	Prof. Dr. Eng. Macarie T., Eng. Badarau Suster H.	Romania	...134
PS - III 40	СТАБИЛЬНОСТЬ ВСЕХ ВЕДУЩИХ КОЛЕСАХ АВТОМОБИЛЯ ВО ВРЕМЯ ТОРМОЗНОЙ ОПЕРАЦИИ	Eng. Bădărău Suster H., Prof.Dr. Eng. Macarie T., Dr.Eng. Niculescu R.	Romania	...137

Untersuchung vom Einfluss der automatischen Getriebesteuerung auf Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen.

Исследование влияния закономерности переключения передач автоматической коробки передач легковых автомобилей на топливную экономичность и на токсичность отработавших газов.

Investigation of Influence on the Law of Gears Shifting of Automatic Gearbox of Personal Cars on the Fuel Economy and the Toxicity of Emissions

Assoc. Prof. Dr. Eng. Gigov B. ,
 Technical University–Sofia ,
 E-mail: bgigov@tu-sofia.bg

Eng. Petar Georgiev
 Technical University–Sofia, FdIBa, Bulgaria
 E-mail: pgeorgiev@abv.bg

Abstract: Gear shift laws of a conventional automatic gear box for a personal car are determined by given criterions – minimum of the specific or road fuel consumption and minimum of the toxicity of gas emissions. The received law graphics are used in the model “Automotive Transmission Control” of the MATLAB-SIMULINK program product and a simulation in process of acceleration is made.

KEYWORDS: AUTOMATIC TRANSMISSION, AUTOMOTIVE TRANSMISSION CONTROL, FUEL ECONOMY

1. Introduction

Main element of this work is the conventional automatic transmission, which currently has a wide application in car, and its control. Normally it consists of a two-phase hydrodynamic converter with lockup clutch and subsequent planetary gearbox. The advantages and disadvantages of this automatic transmission are known. A disadvantage compared to conventional manual transmissions is the higher fuel consumption, due to the additional hydraulic losses in the converter and in the automatic control. But automatic control is more advantageous in comparison with the subjective manual control not only in terms of minimizing fuel consumption, but also of minimizing the emissions of pollutants.[1] The aim of this work is to optimize the shift characteristics, in terms of the two criteria.

1.1 Connected downstream planetary gear

The most commonly applying in automotive automatic transmissions planet sets as basic mechanisms are 3 + 1 stage Simpson set and Ravigneaux set (Figure 1.1), which allow the switching on without power interruption. A further development of automatic transmissions for passenger cars represent the 4+1, 5+1, 6+1 and even 7+1 stage planetary gearbox.[2] In this context, the number of planetary gear sets and the switching elements is growing up and the control is complicated, but also better conforming to the desired criteria.

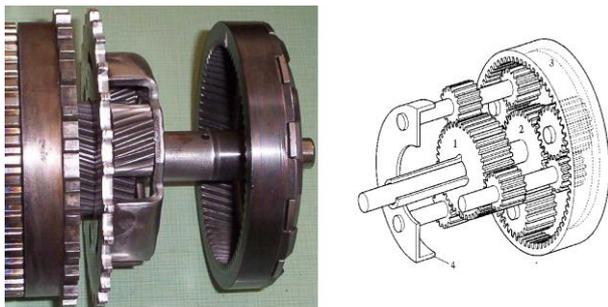


Figure 1.1. Simpson and Ravigneaux sets

1.2 Control

An important module of an automatic transmission is the control. It is responsible for the operation of the brakes and clutches in the transmission. There are in principle two variants of control:

- hydraulic control;
- electronic-hydraulic control.

The input information to be processed at hydraulic control systems are converted by purely mechanical means in control oil pressures, which actuated the switching elements via hydrostatic servos and pressurized piston.

This principle is illustrated in Figure 1.2 and Figure 1.3, where these control system works by two parameters - vehicle speed and throttle position (position of the rod of the fuel pump in diesel engines).

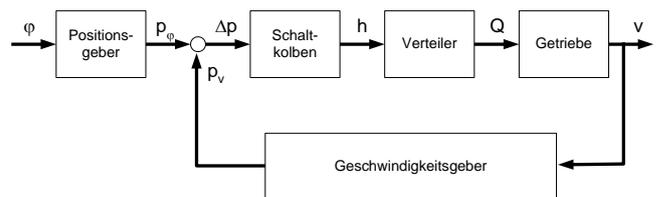


Figure 1.2. Principal illustration of the work a hydraulic control



Figure 1.3. Centrifugal governor and position transmitter

The entire control algorithm is present implicitly in the construction (piston diameter, bias of spring, etc.) of the hydraulic control unit. The biggest disadvantage of the hydraulic transmission control is the rigid inflexible control algorithm which lies in its design. Another problem is the adaptation of the controller to a possible mechanical wear. The above-mentioned disadvantages of the hydraulic controls and the development of electronically controlled engines have led to development of electronic transmission controls. They offer the advantages of ease of adaptation to different engines or different operating conditions (adaptive switching programs). In general, the electronic transmission control system offers the advantage of processing all available information tends to control the switching operation involving the vehicle as an overall system.

1.3 Shift characteristics

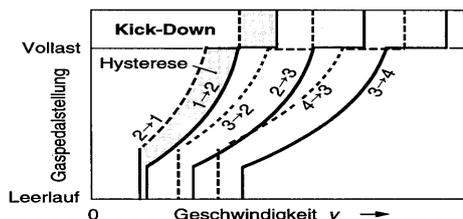


Figure 1.4. Qualitative course of the switching characteristics of an automatic transmission

The switching points are dependent on the driving-speed in the first place and on the load state of the engine. The location and the shape of the shift characteristics depended case of modern control systems and from the evaluation of other parameters such as lateral and longitudinal acceleration or the rate of change of accelerator pedal position of each driving state.

2. Determination of control law for an automatic transmission as regards minimizing fuel consumption

2.1 Initial data

For all the work the following mentioned data will be used for the example vehicle.

Vehicle data:		Internal combustion engine:	
Mass m_F , kg	1515	Type:	Otto-Motor
Air resistance c_W	0,32	Displacement, l	2,0
Transverse surface A , m^2	1,94	Nominal power, kW	111 / 5930
Dyn. Radius r_{dyn} , m	0,3	Max. Torque, Nm	179 / 4750

It is considered a constant air density of 1.199 kg / m³.

This engine is characterized with the illustrated in Figure 2.1 engine map, with the similar map for the exhaust emissions and the throttle map. Through subsequent analysis has collected the initial data.

Transmission data:

The example vehicle is equipped with a 4th speed automatic transmission and Trilok converter with lockup clutch:

Translation of the final drive (excl. Gearbox), $i_E = 3,2$; Gearbox ratios: $i_1=2,846$; $i_2=1,581$; $i_3=1,000$; $i_4=0,685$

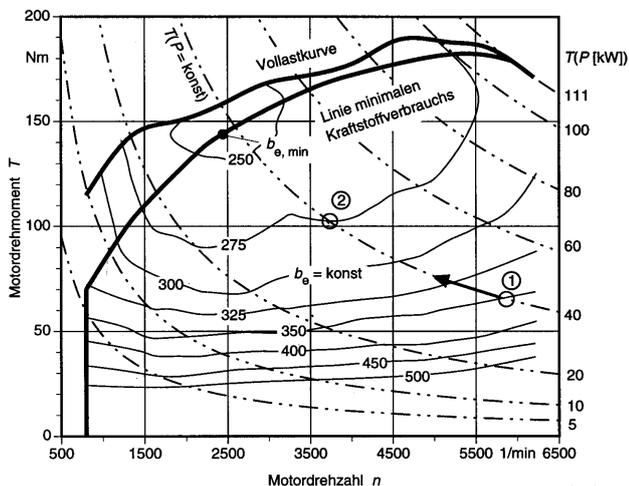


Figure 2.1. Characteristics of a 2.0-liter gasoline engine.

2.2 Determining the shift characteristics for the automatic transmission with and without a converter and with regard to minimization of the specific fuel consumption

This simplification (permanent lockup) is used later when comparing the behavior with and without torque converter and in determining the shift characteristics when torque converter is lockup.

From the initial data you get the torque and specific fuel consumption for each partial load characteristic (5%, 10%, 20%, ..., 100%) in steps of 100 min⁻¹.

The relationship between engine speed respectively turbine speed and vehicle speed for each gear is:

$$v[\text{km/h}] = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} n[\text{1/min}] r_{dyn}}{i_x i_E} \quad (2.1)$$

where i_x is the gearbox ratio for the appropriate gear. With the help of 2.1 can be calculated the vehicle speed for a certain constant throttle position and in all four gearbox ratios. The specific fuel consumption by the engine map and the throttle map can be for any constant throttle position evaluated and given in a table.

In this manner you can represent the amendment of the specific fuel consumption graphically in all four gears, depending on the vehicle speed, where each image (for example, Figure 2.2 at 50%) is constructed at a certain constant throttle position.

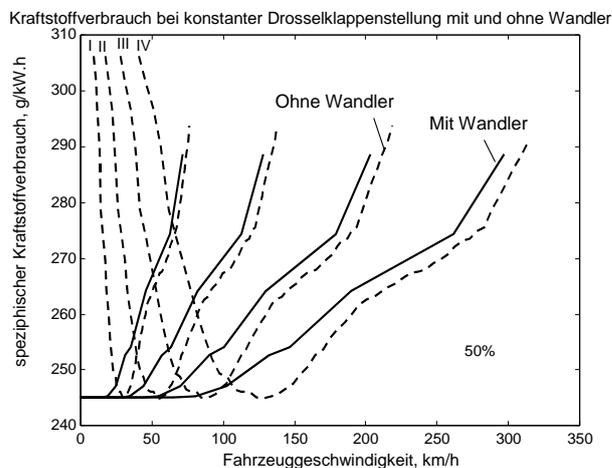


Figure 2.2. Lines of the specific fuel consumption

The goal is a minimum of the specific fuel consumption. Following an analysis of this condition, for each displayed throttle position, you can build the table on the fig 2.3. and a graphic representation of the simplified switching law for the automatic transmission. In this case, the transmission is controlled only by two parameters - the vehicle speed and throttle position. The shift characteristics are formed only by the criterion minimum specific fuel consumption.

Schaltkennlinien ohne Wandler bei Minimum des spezifischen Kraftstoffverbrauchs

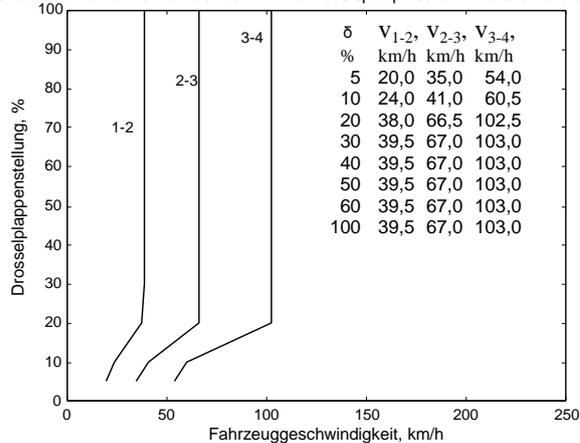


Figure 2.3. Switching characteristics without converter at $b_{e,min}$

2.3 Determining the switching characteristics of the transmission in relation to minimize road consumption

The specific fuel consumption characterizes the efficiency of the combustion engine. The road consumption in l / 100 km is a representative criterion for the consumption of the system combustion engine - vehicle. The relationship between the gear-dependent road consumption and the specific fuel consumption is introduced by the equation 2.2 :

$$b_{s,x} \left[\frac{l}{100km} \right] = \frac{b_e \left[\frac{g}{kW.h} \right] * P[kW] * 100}{755 \left[\frac{g}{l} \right] * v_x \left[\frac{km}{h} \right]} \quad (2.2)$$

In studies by the criterion minimum of road consumption without converter were built some pictures (for example, Figure 2.4). An upshift according to this criterion is favorable at minimally permissible gear-dependent vehicle speed for the next gear at all constant throttle positions. But at the same studies with converter were drawn following shift characteristics, which are compared with those, according to the criterion minimum specific fuel consumption. (Bild 2.5.)

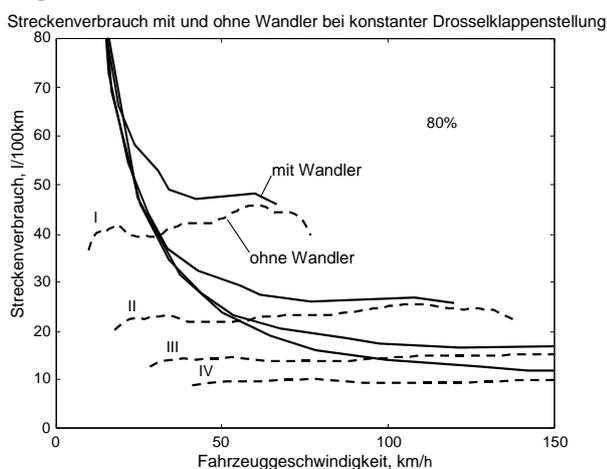


Figure 2.4. Road consumption at throttle position 80%

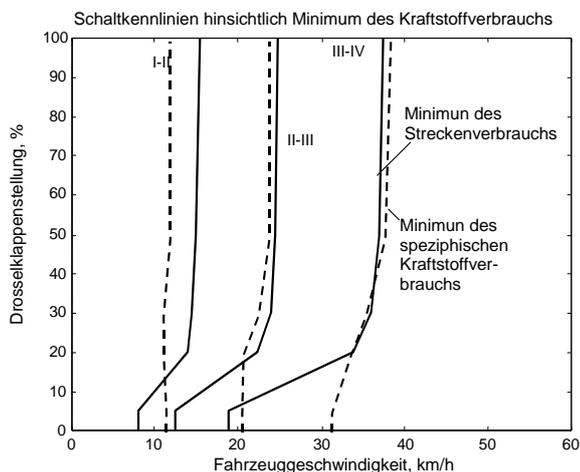


Figure 2.5. Shift characteristics with converter

2.4 Converter lock up

In the following, it will be attempted so as to generate a map for controlling the lock-up clutch, in which one seeks minimum specific fuel consumption. By combining the images for specific fuel consumption plotted against vehicle speed - with converter and without converter (for example, Figure 2.2) can build bridging characteristics. The Table 2.1 shows from which driving speed the ride without converter is favorable with regard to fuel consumption for each gear at certain constant throttle positions.

Table 2.1: Converter lock up

Load %	Gear I v, km/h	Gear II v, km/h	Gear III v, km/h	Gear IV v, km/h
5	14	25	41	59
10	14	25	40	59
20	26	47	75	110
30	27	48	76	111
50	28	48	76	111
100	28	48	76	111

Comparing these data with the shift characteristics in permanently activated converter, you can easily see that a converter lock up only in IV gear is sensible. In the lower gears, the transmission shifts up before reaching the speed values, at where begins to act the converter lock up. If one consider converter lockup, you get the following shift characteristics (Figure 2.6)

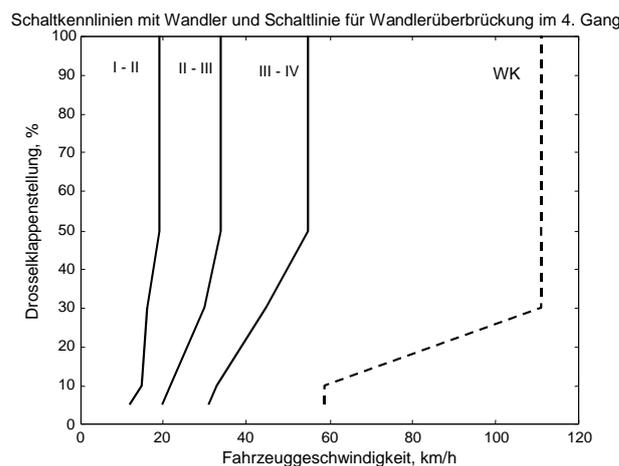


Figure 2.6. Consumption-based switching characteristics regarding bridging of the converter.

When comparing the road consumption with and without converter at one and the same throttle position, resulting a few pictures (for example, Figure 2.4). It is easy to see that the road consumption without converter is always below from the road consumption with converter. Therefore is sensible a converter lock up in IV gear because the vehicle has to drive consumption-oriented over a wide speed range in gear IV.

3. Determining of the control law for an automatic transmission terms of minimizing exhaust emissions.

The HC emissions are important for gasoline engines and for diesel engines, they play a less important role. Because the sample vehicle has a gasoline engine, it is considered hereinafter, the transmission control regarding minimization of HC emissions.

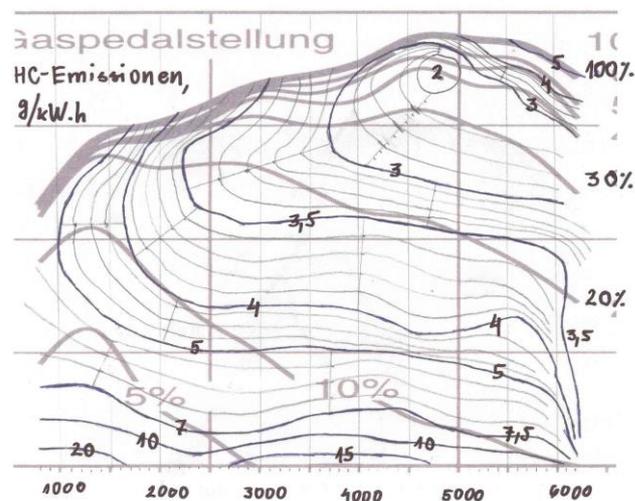


Figure 3.1. Initial data for HC emissions

In this case, represented the specific HC emissions in g / kWh or HC emissions per unit distance in g / 100km on the vehicle speed in various gears at constant throttle position (for example, Figure 3.2 and Figure 3.3).

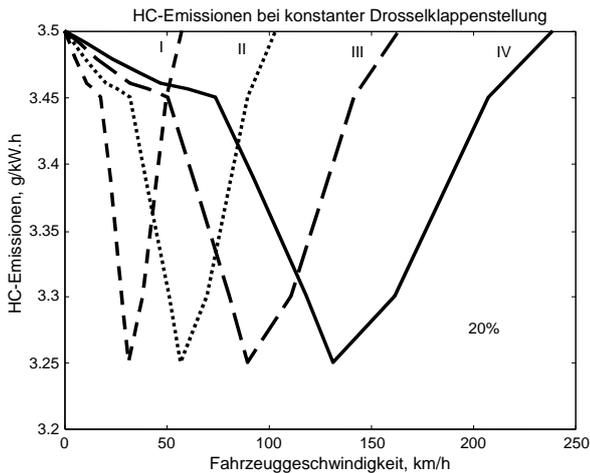


Figure 3.2. Lines for the specific HC emissions.

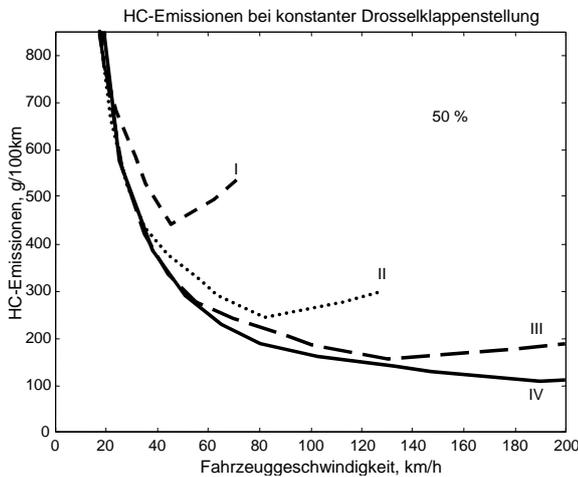


Figure 3.3. Lines of HC emissions per unit distance.

As initial data to use a so-called clam diagram of the engine with respect to specific HC emissions (like the diagram of constant specific fuel consumption) with the lines of constant throttle position (Figure 3.1). It is assumed that the transmission is operated with permanently activated converter. These lines (for example, constant throttle position 30%) go through the best areas of the engine map regarding HC emissions. It should be emphasized that the lines actually go up, but the last recorded data from the engine map are, together with the converter parabolas at speed ratio 0.96. If you look at the engine map with lines of constant HC emissions, one can see the trend to increase the emissions at a larger ratio, or a higher rotational speed and therefore at a higher vehicle speed. Of the pictures shown above you can read the switching points at respective constant throttle position and build the shift characteristics. The shift characteristics as regards minimizing the HC emissions are compared with the same characteristics as regards minimizing fuel consumption. (Figure 4.1 and 4.2)

4. Optimization of the shift characteristics in terms of minimizing the fuel consumption and HC emissions

In this case, you perform an optimization by means of weighting factors. The searched value can be calculated as follows:

$$f = \alpha * f_1 + (1 - \alpha) * f_2, \quad (4.1)$$

Where is $0 < \alpha < 1$

The choice of α must be made to fit. It used the data of shift characteristics as regards minimizing the specific fuel consumption and shift characteristics as regards minimizing the specific HC emissions. In a first approximation, is set $\alpha = 0.5$, that is, The two criteria are equally weighted and it is determined an average value. (Figure 4.1). In the same way are processed, the corresponding data for fuel consumption and HC emissions per unit of distance. (Figure 4.2)

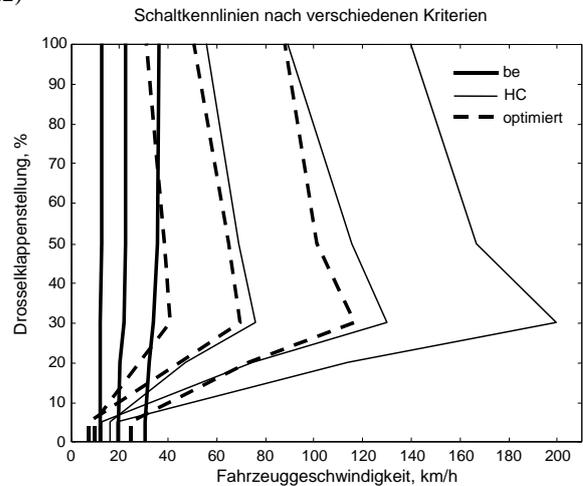


Figure 4.1 Shift characteristics at minimizing the specific fuel consumption and specific HC emissions

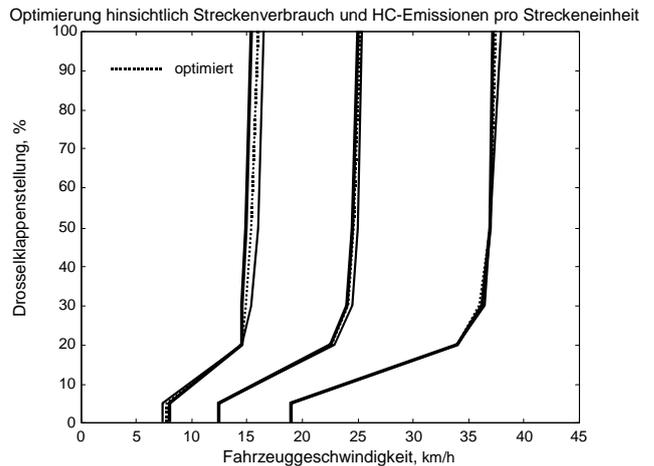


Figure 4.2. Switching characteristics at minimizing road consumption and HC emissions per unit distance

5. Simulative study with Simulink in Matlab

5.1 Starting model and description of the new models

The starting model is considered a demonstration model of Matlab, namely *Automotive Transmission Control*. Man has studied the finished model exactly and recognizes its operation and logic. Based on this pattern was elaborated the following model (Figure 5.1) In this model are adjusted all the parameters to the sample vehicle and there are synthesized also function blocks that are used to determine the fuel consumption. The block “input” is used to enter the time course of throttle position. This course is retained later in the simulation.

The heart of the engine block is the block “engine map”. This block are supplied to the throttle position and engine speed and is read from a table, the engine torque. The pump torque and the engine torque are compared and the difference is multiplied by the motor and pump inertia and the equivalent conversion constant (block “motor and pump inertia”). Then follows an integration for the engine speed.

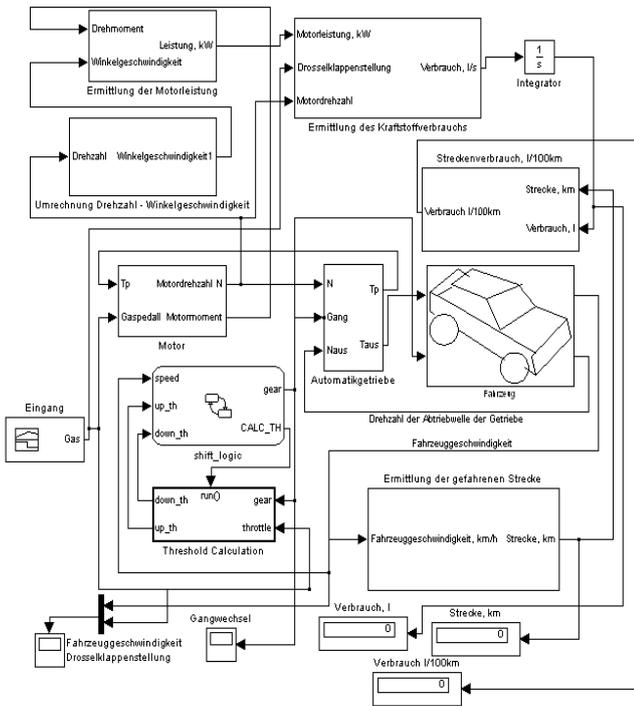


Figure 5.1 Model for controlling an automatic transmission

The block "automatic gearbox" consists of two blocks – "torque converter" and "planetary gear". In the first block is first calculated the speed ratio (ratio of turbine and pump speed) "v". With the calculated value read out the torque ratio $\mu(v)$ and the pump torque factor $k(v)$. Then calculate the pump and turbine torque. In Block "Look-Up Table" are the gear-dependent gearbox ratios for four gears. These are at the point 2.1 Transmission data. Is displayed which gear is active and from the table are read out the gear ratios. After multiplying the turbine torque with the corresponding gear ratio is obtained, the output torque from the gearbox.

On the entrance of block "vehicle" is supplied the output torque from the gearbox. It is multiplied by the final drive ratio and is compared with the torque demand. The difference of the two moments is multiplied by vehicle inertia and is integrated. After appropriate conversion you get the vehicle speed. For the simulation it is assumed that the travel distance is horizontal.

In basically the block "fuel consumption" lies the block "Consumption Map". In principle, everything is exactly as the block "engine map". From block consumption map read out the corresponding values for the specific fuel consumption. After multiplication with the engine power, a conversion of the specific fuel consumption in l/s and by determining the distance traveled gives the road fuel consumption.

The switching logic is determined by the blocks "shift logic" and "threshold calculation". This will not be changed. There are only implemented the shift characteristics as regards minimization of road consumption. It is considered an acceleration process with a period of 100 s.

5.2 Extension of the simulation model

The simulation model is extended by considering the influence of the converter in determining the rotary mass factor λ_x . The following additional sample data are used:

- $J_R = 3,2 \text{ kg.m}^2$ Sum of the wheels moments of inertia
- $J_T = 0,058 \text{ kg.m}^2$ Inertia of the turbine wheel
- $J_P = 0,078 \text{ kg.m}^2$ Inertia of the impeller
- $J_S = 1,000 \text{ kg.m}^2$ Inertia of the flywheel

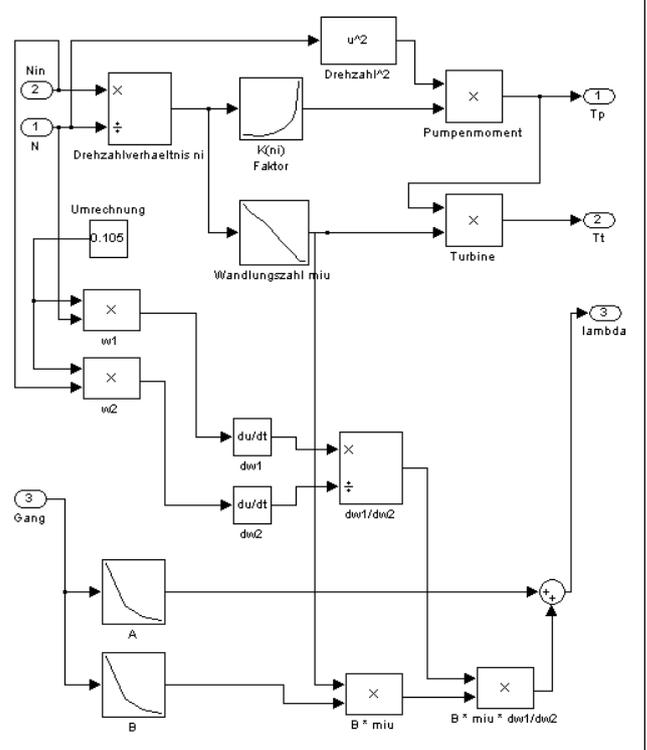


Figure 5.2. Torque converter with blocks for determining the rotary mass surcharge factor

The rotary mass surcharge factor is determined the following way:

$$\lambda_x = 1 + \frac{gJ_R}{mgr^2} + \frac{gJ_T i_A^2 \eta_M}{mgr^2} i_x^2 + \frac{g(J_S + J_P) i_A^2 \eta_M}{mgr^2} i_x^2 \mu \frac{d\omega_1}{d\omega_2}, \quad (5.1)$$

where: i_x is the gearbox ratio in gear X, η_M – mechanical efficiency and ω_1 - the angular velocity of the impeller and ω_2 - the angular velocity of the turbine. The values are used in 5.1 and results in gear-dependent rotary mass surcharge factor:

$$\lambda_I = 1,3475 + 0,5994 \mu \frac{d\omega_1}{d\omega_2}; \quad \lambda_{II} = 1,1235 + 0,185 \mu \frac{d\omega_1}{d\omega_2}$$

$$\lambda_{III} = 1,0635 + 0,074 \mu \frac{d\omega_1}{d\omega_2}; \quad \lambda_{IV} = 1,0423 + 0,0348 \mu \frac{d\omega_1}{d\omega_2}$$

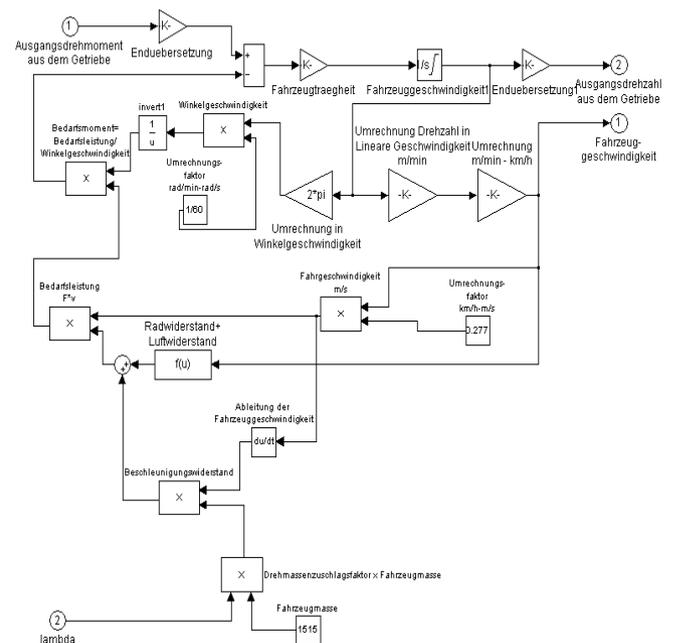


Figure 5.3. Vehicle with additional blocks for determining the gear-dependent rotary mass surcharge factor

The gear-dependent rotary mass surcharge factor is determined in block "*torque converter*" (Figure 5.2). This factor is an output result and it is supplied to the block "vehicle" (Figure 5.3).

6. Experimental investigation of a conventional automatic transmission for passenger cars with front-wheel drive

It was investigated the efficiency of the individual gears of an automatic transmission for passenger cars. The test results are used in determining the road consumption. The efficiency values were determined at different transmitted torques and speeds and were used in the simulation model. According to the test procedures are distributed the determination of the efficiency of the planetary member and the axle drive and can be evaluated in individually. An image pickup of the test bench can be seen in Figure 6.1.

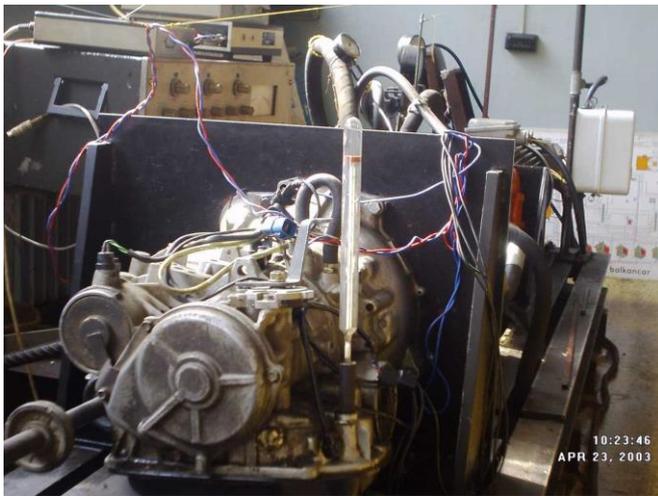


Figure 6.1. Test bench for investigation of an automatic transmission for passenger cars.

7. Summary

The problem with the selection of criteria for the determination of the shift characteristic curves for the control of the automatic transmission is very complex. In this work is carried out an investigation only on the criteria minimizing fuel consumption and only one component of the exhaust emissions. In reality, the shift characteristics determined by the interplay of several criteria.

The determined shift characteristics must be regarded as averages. The switching characteristics for upshift must be shifted parallel in the direction of higher speed in order to achieve a necessary hysteresis. A displacement of the shift characteristic curves for upshift at 10% higher speeds for the same throttle valve position is assessed as suitable. Similarly, the shift characteristics for downshifting must be shifted parallel in the direction low speed. Again, it is assumed a displacement of shift characteristics for switching back to 10% left as a suitable.

The determined switching characteristics while minimizing the specific characteristics (be and HC) differ significantly. You must switch gears at higher speeds, taking into account the minimization of specific HC emissions. (Figure 4.1). The switching characteristics while minimizing both parameters per unit distance are approximately the same. (Figure 4.2)

A logical development of the viewing of other criteria in the optimization of the controller (Further components of the exhaust emissions, dynamic behavior of the vehicle and so on).

The simulation model can be further developed and made more precise (for example more precise input of the engine and consumption characteristics map and others), which are on this basis possible many simulation studies.

As a further development must be determined, the switching characteristics of a sporty driving. Thus determined several shift

maps (for example, consumption-oriented, neutral and Power-oriented) and are implemented in a modern electronic control.

Bibliography:

- /1/ Lechner, G.; Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1994
- /2/ Technischer Lehrgang Automatische Getriebe. Vieweg Verlag Braunschweig/Wiesbaden 1993

Thema: *Untersuchung vom Einfluss der automatischen Getriebesteuerung auf Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen*

Vertrag an der Konferenz "MOTAUTO '04"

Autoren:

Doz. Dr.-Ing. B. Gigov , Ing. Petar Georgiev

Arten von zusammengesetzten Planetengetrieben

- Simpson-Satz
- Ravigneaux-Satz

Anwendung vom Simpson-Satz in einem Automatikgetriebe ZF 3 HP 22

Weiterentwicklung: ZF 4 HP 22

Schwerpunkte der Arbeit

- Übersicht von automatischen Getrieben und ihren Steuerungen
- Bestimmung der Schaltkennlinien für ein Automatikgetriebe hinsichtlich Minimierung des Kraftstoffverbrauchs
- Bestimmung der Schaltkennlinien für ein Automatikgetriebe hinsichtlich Minimierung der Abgasemissionen
- Optimierung der Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasemissionen
- Simulation mit Simulink in Matlab

Steuerung von Automatikgetrieben

- Hydraulische Steuerung
- Elektronisch-hydraulische Steuerung

Übersicht von automatischen Getrieben und ihren Steuerungen

Planetenbauweise:

Vorteile:

- Runde und kompakte Bauform;
- Hohe Übersetzungen;
- Koaxiale Lage der An- und Abtriebswelle;
- Geräuscharmer Lauf.

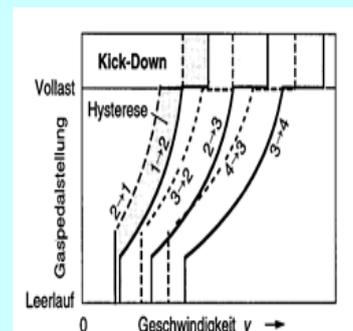
Nachteile:

- Kompliziertere Konstruktion im Vergleich zu den üblichen Schaltgetrieben

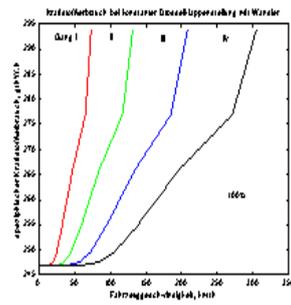
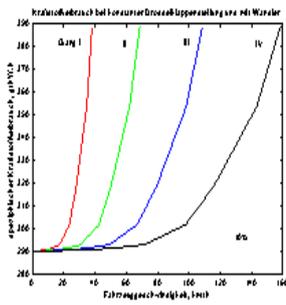
Ziel:

Ermittlung der Schaltkennlinien in Abhängigkeit von 2 Parametern:

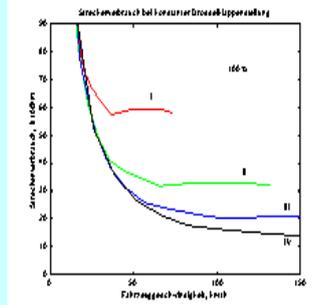
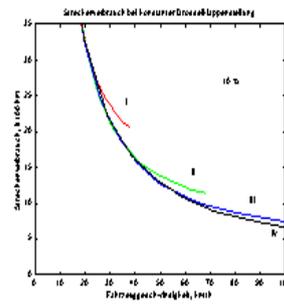
- Gaspedalstellung (Drosselklappenstellung)
- Fahrzeuggeschwindigkeit



Spezifischer Kraftstoffverbrauch in jedem Gang bei konstanter Drosselklappenstellung

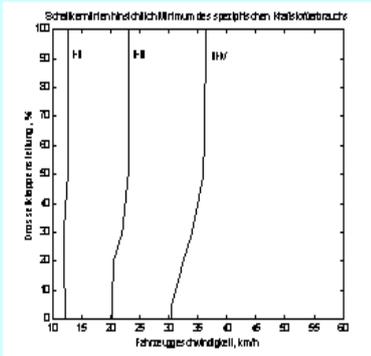


Streckenverbrauch in jedem Gang bei konstanter Drosselklappenstellung



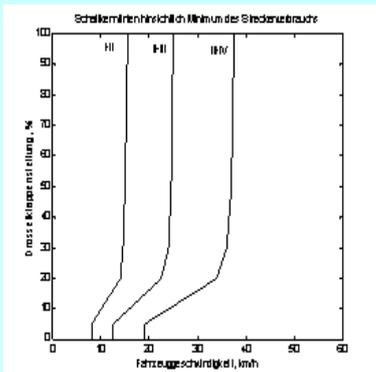
Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs

Drosselklappenstellung	v ₁₂	v ₂₃	v ₃₄
%	km/h	km/h	km/h
5	12	20	30,5
20	12	20,5	32,5
30	12	22	34
50	12,5	23	36
100	12,5	23	36,5



Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des Streckenverbrauchs

Drosselklappenstellung	v ₁₂	v ₂₃	v ₃₄
%	km/h	km/h	km/h
5	8	12,5	19
20	14,5	22,5	34
30	14,5	24	36
50	15	24,5	37
100	15,5	25	37,5

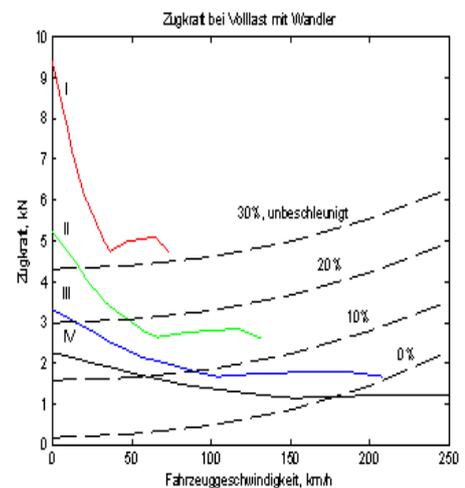


Streckenverbrauch

- Umrechnung: spezifischer Verbrauch – Streckenverbrauch $\delta_s = \frac{\delta \left[\frac{g}{kWh} \right] \cdot v \left[\frac{km}{h} \right]}{100 \cdot km} = \frac{\delta \left[\frac{g}{kWh} \right] \cdot v \left[\frac{km}{h} \right]}{100 \cdot km}$

10%					v1	v2	v3	v4
be	bs1	bs2	bs3	bs4	km/h	km/h	km/h	km/h
g/kWh	l/100km	l/100km	l/100km	l/100km	km/h	km/h	km/h	km/h
100%					v1	v2	v3	v4
be	bs1	bs2	bs3	bs4	km/h	km/h	km/h	km/h
g/kWh	l/100km	l/100km	l/100km	l/100km	km/h	km/h	km/h	km/h

Zugkraftdiagramm mit Wandler

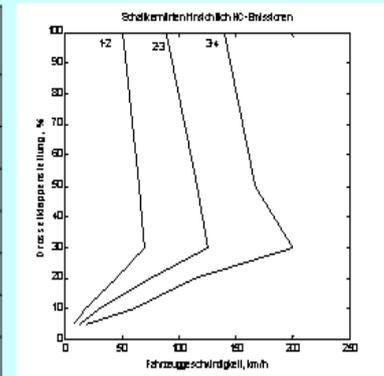


Bestimmung der Schaltkennlinien für ein Automatikgetriebe hinsichtlich Minimierung der Abgasemissionen

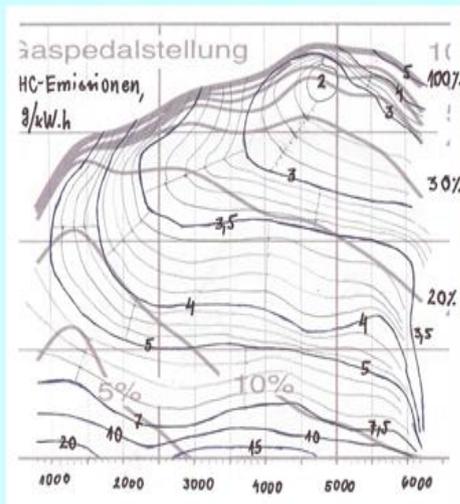
- Begrenzung auf HC-Emissionen (charakteristisch für Otto-Motoren)
- Ähnliche Überlegungen wie bei der Ermittlung der Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des Kraftstoffverbrauchs

Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung der spezifischen HC-Emissionen

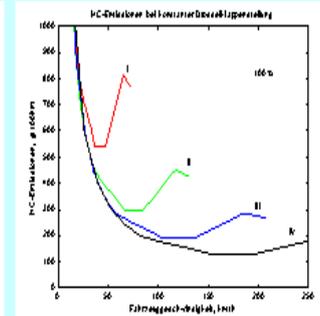
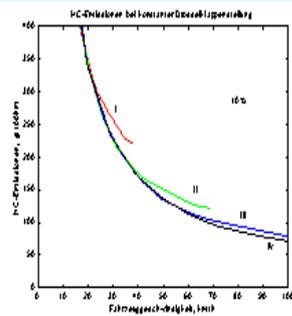
Drosselklappenstellung	V ₁₂	V ₂₃	V ₃₄
%	km/h	km/h	km/h
5	8	13	19
10	18	30	60
20	46	75	114
30	70	130	200
50	85	116	167
100	51	89	140



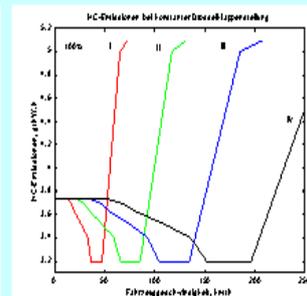
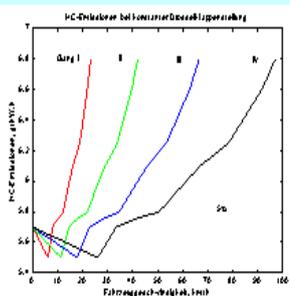
Motor- und Drosselklappenkennfeld



HC-Emissionen pro gefahrene Strecke in jedem Gang bei konstanter Drosselklappenstellung

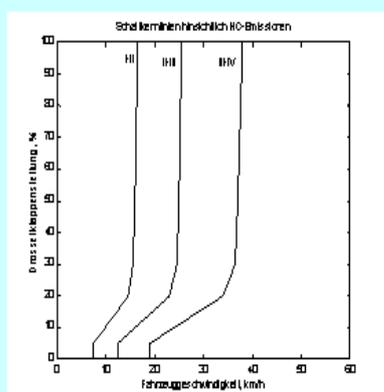


HC-Emissionen in spezifischen Einheiten in jedem Gang bei konstanter Drosselklappenstellung



Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung der HC-Emissionen pro gefahrene Strecke

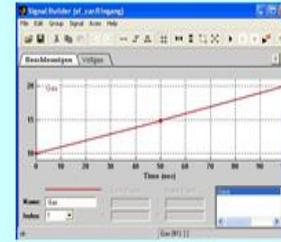
Drosselklappenstellung	V ₁₂	V ₂₃	V ₃₄
%	km/h	km/h	km/h
5	7,5	12,5	19
20	14,5	23	34
30	15,5	24,5	36,5
60	16	25	37
100	16,5	25,5	38



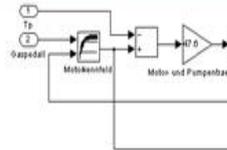
Simulation mit Simulink in Matlab

- Grundlage:
Automotive Transmission Control – Matlab demo
- Anpassung des fertigen Modells an das Beispielfahrzeug, Beispielsgetriebe und an den Beispielmotor
- Konstruieren von zusätzlichen Funktionsblöcken für Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs

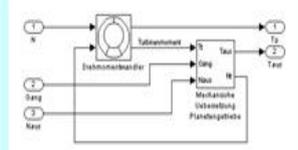
Elemente des Modells



Eingang

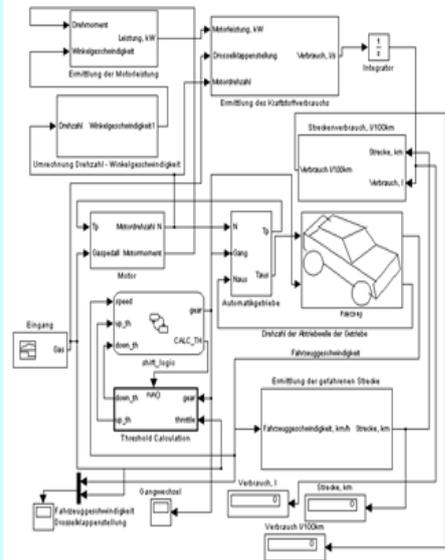


Verbrennungsmotor

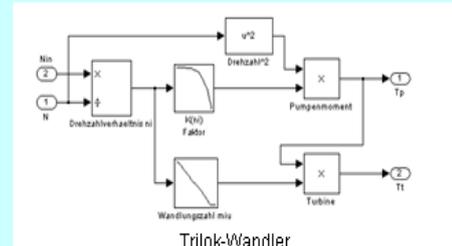


Automatikgetriebe

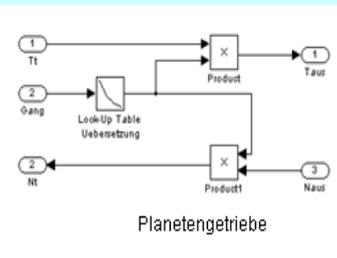
Modell - allgemein



Elemente des Automatikgetriebes

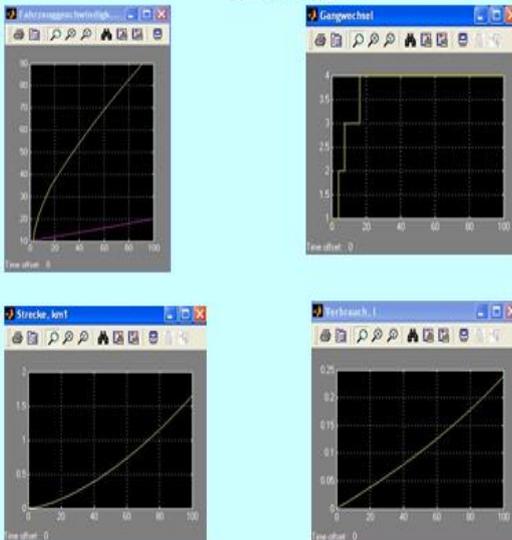


Trilok-Wandler

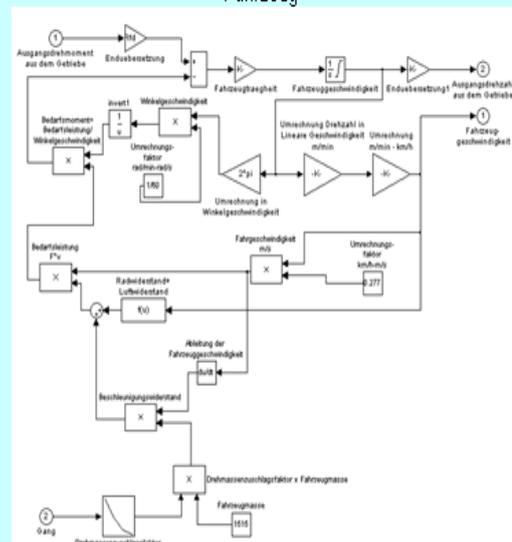


Planetengetriebe

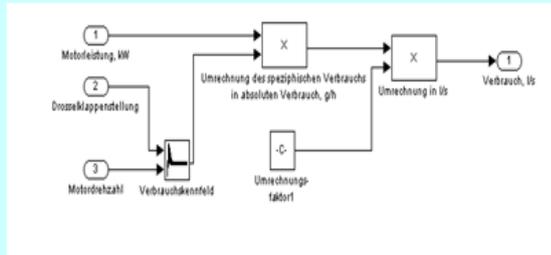
Simulation



Fahrzeug



Kraftstoffverbrauch



Vielen Dank!

UNTERSUCHUNG VOM EINFLUSS DER AUTOMATISCHEN GETRIEBESTEUERUNG AUF KRAFTSTOFFVERBRAUCH UND ABGASEMISSIONEN.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТИ
ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ
ПЕРЕДАЧ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ТОПЛИВНУЮ
ЭКОНОМИЧНОСТЬ И НА ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ
ГАЗОВ.

INVESTIGATION OF INFLUENCE ON THE LAW OF GEARS SHIFTING OF
AUTOMATIC GEARBOX OF PERSONAL CARS ON THE FUEL ECONOMY
AND THE TOXICITY OF EMISSIONS

Assoc. Prof. Dr. Eng. Gigov B. ,
Technical University–Sofia ,
E-mail: bgigov@tu-sofia.bg

Eng. Petar Georgiev
Technical University–Sofia, FdIBa, Bulgaria
E-mail: pgeorgiev@abv.bg

Abstract: Gear shift laws of a conventional automatic gear box for a personal car are determined by given criterions – minimum of the specific or road fuel consumption and minimum of the toxicity of gas emissions. The received law graphics are used in the model "Automotive Transmission Control" of the MATLAB-SIMULINK program product and a simulation in process of acceleration is made.

KEYWORDS: AUTOMATIC TRANSMISSION, AUTOMOTIVE TRANSMISSION CONTROL, FUEL ECONOMY

1. Einleitung

Hauptelement dieser Arbeit ist das konventionelle automatische Getriebe, das zur Zeit eine breite Anwendung bei PKW hat, und seine Steuerung. Normalerweise besteht es aus einem zweiphasigen hydrodynamischen Wandler mit Überbrückungskupplung und nachgeschalteten Getriebe in Planetenbauart. Die Vorteile und die Nachteile dieses automatische Getriebes sind bekannt. Ein Nachteil gegenüber den üblichen manuellen Schaltgetrieben ist der höhere Kraftstoffverbrauch, infolge der zusätzlichen hydraulischen Verluste im Wandler und in der automatischen Steuerung. Aber automatische Steuerung ist günstiger in Vergleich mit der subjektiven manuellen Steuerung hinsichtlich nicht nur der Minimierung des Kraftstoffverbrauchs, sondern auch der Minimierung der Schadstoffemissionen.[1] Das Ziel dieser Arbeit ist die Optimierung der Schaltkennlinien, hinsichtlich der beiden Kriterien.

1.1 Nachgeschaltete planeten Getriebe

Die am häufigsten bei PKW-Automatikgetrieben anwendenden planeten Sätze als Grundmechanismen sind 3+1 stufigen Simpson-Satz und Ravigneaux-Satz (Bild 1.1), die ein Schalten ohne Kraftunterbrechung ermöglichen. Eine Weiterentwicklung der Automatikgetrieben für PKW stellt die 4+1, 5+1, 6+1 und sogar 7+1 stufigen Planetenteil dar.[2] In dieser Zusammenhang wird auch die Zahl der Planetenzätze und der Schaltelemente erwachsen und die Steuerung wird kompliziert, aber auch besser anpassende an den gewünschten Kriterien.

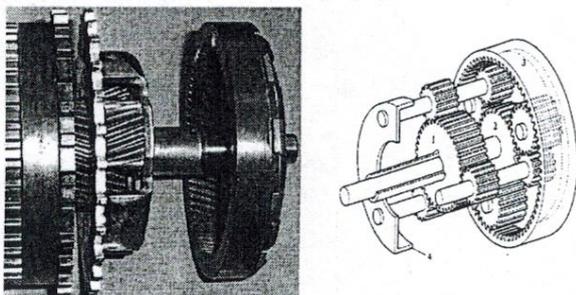


Bild 1.1. Simpson-Satz und Ravigneaux-Satz

1.2 Steuerung

Eine wichtige Baugruppe eines automatische Getriebes ist die Steuerung. Sie ist zuständig für die Betätigung der Bremsen und Kupplungen im Getriebe. Man kann prinzipiell zwischen zwei Varianten der Steuerung unterscheiden:

- hydraulische Steuerung;
- elektronisch-hydraulische Steuerung.

Bei den hydraulischen Steuerungen werden die zu bearbeitenden Eingangsinformationen auf rein mechanischem Weg in proportionale Öldrücke umgewandelt, welche über die hydrostatischen Servos (im Prinzip stets druckbeaufschlagte Kolben) die Schaltelemente betätigen.

Dieses Prinzip ist im Bild 1.2 und im Bild 1.3 dargestellt, wobei diese Beispielssteuerung nach zwei Parametern – Fahrzeuggeschwindigkeit und Drosselklappenstellung (Stellung der Stange der Kraftstoffpumpe bei Dieselmotoren), arbeitet.

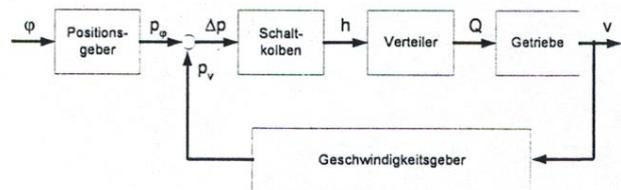


Bild 1.2. Prinzipielle Darstellung der Arbeitsweise einer Hydrauliksteuerung

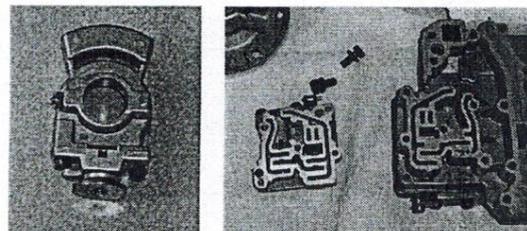


Bild 1.3. Fliehkraftregler und Positionsgeber

Der gesamte Steuerungsalgorithmus liegt implizit in der Konstruktion (Kolbendurchmesser, Vorspannkraft der Feder usw.) der hydraulischen Steuerungseinheit vor. Der größte Nachteil der hydraulischen Getriebesteuerung ist der starre unflexible Steuerungsalgorithmus, der in der Konstruktion liegt. Ein weiteres Problem ist die Anpassung der Steuerung an einen eventuellen mechanischen Verschleiß. Die oben erwähnten Nachteile der hydraulischen Steuerungen und die Entwicklung elektronisch geregelter Motoren hat zur Entwicklung der elektronischen Getriebesteuerungen geführt. Sie bieten die Vorteile einer leichteren Anpassung an verschiedene Motoren oder unterschiedliche Betriebszustände (adaptive Schaltprogramme). Generell bietet die elektronische Getriebesteuerung den Vorteil einer Verarbeitung aller verfügbaren Informationen hin zu einer Regelung des Schaltvorgangs unter Einbeziehung des Fahrzeugs als Gesamtsystem.

1.3 Schaltkennlinien

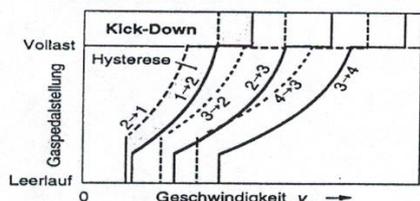


Bild 1.4. Qualitativer Verlauf der Schaltkennlinien eines Automatikgetriebes

Die Schaltpunkte sind in erster Linie abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lastzustand des Motors. Die Lage und Form der Schaltkennlinien wird bei modernen Steuerungen noch durch die Auswertung anderer Parameter wie Quer- und Längsbeschleunigung oder die Änderungsgeschwindigkeit der Gaspedalstellung dem jeweiligen Fahrzustand.

2. Bestimmung vom Steuerungsgesetz für ein Automatikgetriebe hinsichtlich Minimierung des Kraftstoffverbrauchs

2.1 Ausgangsdaten

Für die ganze Arbeit werden für das Beispielfahrzeug die folgende erwähnten Daten benutzt.

Fahrzeugdaten:		Verbrennungsmotor:	
Masse m_F , kg	1515	Typ:	Otto-Motor
Luftwiderstand c_W	0,32	Hubvolumen, l	2,0
Quersfläche A , m^2	1,94	Nennleistung, kW	111 / 5930
Dyn.Radius r_{dyn} , m	0,3	Max. Moment, Nm	179 / 4750

Es wird eine konstante Luftdichte von $1,199 \text{ kg/m}^3$ angenommen.

Dieser Motor kennzeichnet sich mit dem im Bild 2.1 dargestellten Motorkennfeld, mit dem ähnlichen Kennfeld für die Abgasemissionen und mit dem Drosselklappenkennfeld. Durch nachträgliche Auswertung hat man die Ausgangsdaten gesammelt.

Getriebedaten:

Das Beispielfahrzeug ist mit einem 4.Gang Automatikgetriebe mit Trilok-Wandler und Wandlerüberbrückungskupplung ausgestattet: Antriebsstrangübersetzung (excl. Getriebe), $i_E = 3,2$; Übersetzungen im einzelnen Gänge: $i_1=2,846$; $i_2=1,581$; $i_3=1,000$; $i_4=0,685$

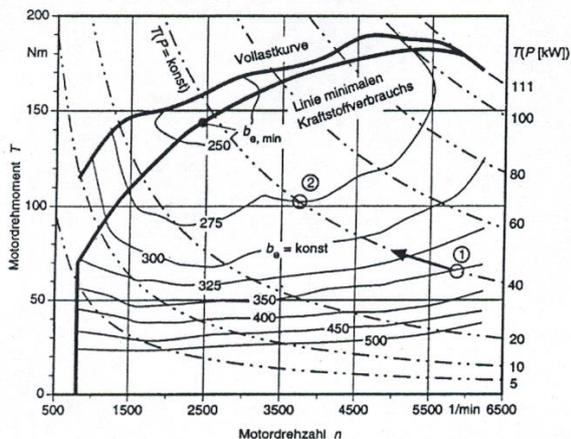


Bild 2.1. Motorkennfeld eines 2,0-Liter-Otto-Motors.

2.2 Ermittlung der Schaltkennlinien für das Automatikgetriebe mit und ohne Wandler und hinsichtlich Minimierung des speziphischen Kraftstoffverbrauchs

Diese Vereinfachung (ständige Wandlerüberbrückung) dient später beim Vergleich des Verhaltens mit und ohne Wandler und bei der Ermittlung der Schaltkennlinien für die Wandlerüberbrückung.

Von den Ausgangsdaten bekommt man das Drehmoment und den speziphischen Kraftstoffverbrauch für jede Teillastkennlinie (5%, 10%, 20%, ..., 100%) in Schritten von 100 min^{-1} .

Der Zusammenhang zwischen Motordrehzahl bzw. Turbinendrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit für jeden Gang ist:

$$v[\text{km/h}] = \frac{3,6 \pi n [1/\text{min}] r_{dyn}}{i_x i_E} \quad (2.1)$$

wobei i_x die Getriebeübersetzung für den entsprechenden Gang ist. Mit Hilfe von 2.1 kann man die Fahrzeuggeschwindigkeit für eine bestimmte konstante Drosselklappenstellung und in allen vier Gängen berechnen. Vom Motorkennfeld und vom Drosselklappenkennfeld hat man aber für jede konstante Drosselklappenstellung auch den speziphischen Kraftstoffverbrauch ausgewertet und in eine Tabelle aufgeführt.

Auf diese Weise kann man den Verlauf des speziphischen Kraftstoffverbrauchs in allen vier Gängen in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit graphisch darstellen, wobei jedes Bild (z.B. Bild 2.2 bei 50%) bei einer bestimmten konstanten Drosselklappenstellung konstruiert ist.

Kraftstoffverbrauch bei konstanter Drosselklappenstellung mit und ohne Wandler

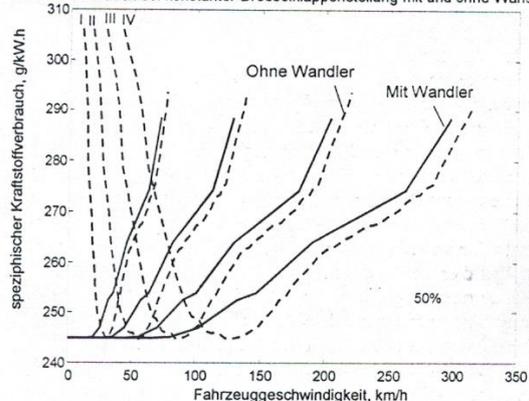


Bild 2.2. Linien des speziphischen Kraftstoffverbrauchs

Man strebt nach einem Minimum des speziphischen Kraftstoffverbrauchs. Nach einer Analyse dieser Bedingung, für jede dargestellte Drosselklappenstellung, kann man die Tabelle auf dem Bild 2.3. und eine graphische Darstellung das vereinfachte Steuerungsgesetz für das Automatikgetriebe bilden. In diesem Fall wird das Getriebe nur nach 2 Parametern - Fahrzeuggeschwindigkeit und Drosselklappenstellung, gesteuert. Die Schaltkennlinien sind nur nach dem Kriterium - Minimum des speziphischen Kraftstoffverbrauch, gebildet.

Schaltkennlinien ohne Wandler bei Minimum des speziphischen Kraftstoffverbrauchs

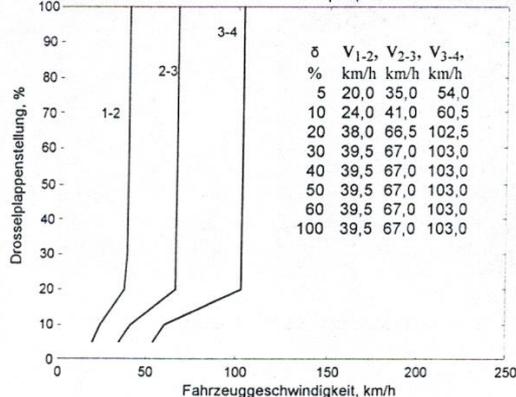


Bild 2.3. Schaltkennlinien ohne Wandler bei Minimum b_e

2.3 Ermittlung der Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des Streckenverbrauchs

Der spezifische Kraftstoffverbrauch charakterisiert die Wirtschaftlichkeit des Verbrennungsmotors. Ein für den Verbrauch des Systems *Verbrennungsmotor-Fahrzeug* repräsentativeres Kriterium ist der Streckenverbrauch in l/100 km. Der Zusammenhang zwischen dem gangabhängigen Streckenverbrauch und dem spezifischen Kraftstoffverbrauch ist durch die Gleichung 2.2 eingeführt

$$b_{s,v} \left[\frac{l}{100km} \right] = b_v \left[\frac{g}{kWh} \right] * P[kW] * 100 \quad (2.2)$$

$$b_{s,v} \left[\frac{l}{100km} \right] = \frac{b_v \left[\frac{g}{kWh} \right] * v_{s,v} \left[\frac{km}{h} \right]}{755 \left[\frac{g}{l} \right]}$$

Bei Untersuchungen nach dem Kriterium Minimum des Streckenverbrauchs ohne Wandler wurden ein paar Bilder (z.B. Bild 2.4) aufgebaut. Von diesen ist ersichtlich, dass bei allen konstanten Drosselklappenstellungen ein Hochschalten nach diesem Kriterium, beim Erreichen der minimal-zulässigen gangabhängigen Fahrzeuggeschwindigkeit für den nächsten Gang, günstig ist. Aber bei den selben Untersuchungen mit Wandler wurden folgende Schaltkennlinien gezeichnet, die mit diesen nach dem Kriterium Minimum des spezifischen Kraftstoffverbrauchs verglichen sind. (Bild 2.5.)

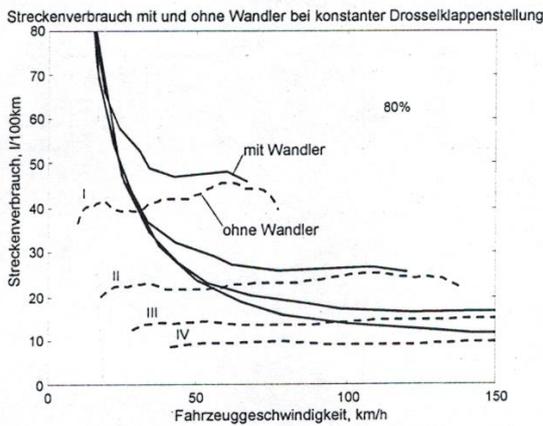


Bild 2.4. Streckenverbrauch bei Drosselklappenstellung 80%

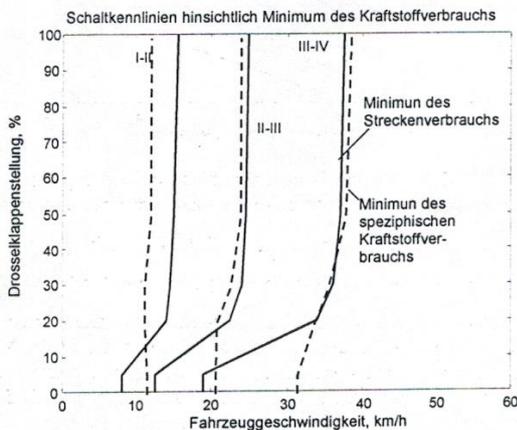


Bild 2.5. Schaltkennlinien mit Wandler

2.4 Wandlerüberbrückung

Im folgenden wird man versuchen, so ein Kennfeld für Steuerung der Wandlerüberbrückungskupplung zu generieren, in dem man nach einem Minimum des spezifischen Kraftstoffverbrauchs strebt. Durch die Vereinigung der Bilder für spezifischen Kraftstoffverbrauch, aufgetragen über Fahrzeuggeschwindigkeit – mit Wandler und ohne Wandler (z.B. Bild 2.2) kann man Überbrückungskennlinien aufbauen. Die Tabelle 2.1 zeigt ab welcher Fahrzeuggeschwindigkeit die Fahrt ohne Wandler günstiger hinsichtlich Kraftstoffverbrauch für jeden Gang bei bestimmten konstanten Drosselklappenstellungen ist.

Tabelle 2.1: Wandlerüberbrückung

Last %	Gang I	Gang II	Gang III	Gang IV
	v, km/h	v, km/h	v, km/h	v, km/h
5	14	25	41	59
10	14	25	40	59
20	26	47	75	110
30	27	48	76	111
50	28	48	76	111
100	28	48	76	111

Wenn man diese Daten mit den Schaltkennlinien bei ständig eingeschaltetem Wandler vergleicht, kann man leicht erkennen, dass eine Wandlerüberbrückung nur im IV Gang sinnvoll ist. In den unteren Gängen schaltet das Getriebe hoch vor dem Erreichen der Geschwindigkeitswerte, bei denen die Wandlerüberbrückung zu wirken beginnt. Wenn man die Wandlerüberbrückung berücksichtigt, bekommt man die folgenden Schaltkennlinien (Bild 2.6)

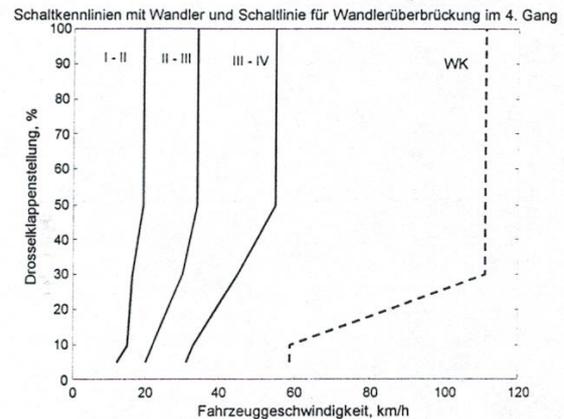


Bild 2.6. Verbrauchsorientierende Schaltkennlinien hinsichtlich Überbrückung des Wandlers.

Wenn man den Streckenverbrauch mit und ohne Wandler bei einer und derselben Drosselklappenstellung vergleicht ergeben sich noch ein paar Bilder (z.B. Bild 2.4). Es ist leicht zu erkennen, dass der Streckenverbrauch ohne Wandler immer unter dem Streckenverbrauch mit Wandler liegt. Deshalb ist eine Wandlerüberbrückung im IV Gang sinnvoll, da das Fahrzeug über einem weiten Geschwindigkeitsbereich in IV Gang verbrauchsorientiert fahren muss.

3. Bestimmung vom Steuerungsgesetz für ein Automatikgetriebe hinsichtlich der Minimierung der Abgasemissionen.

Die HC-Emissionen sind für die Otto-Motoren wichtig und bei den Dieselmotoren spielen sie eine nicht so bedeutende Rolle. Da das Beispielfahrzeug über einen Otto-Motor verfügt, wird man im folgenden die Getriebesteuerung hinsichtlich Minimierung der HC-Emissionen betrachten.

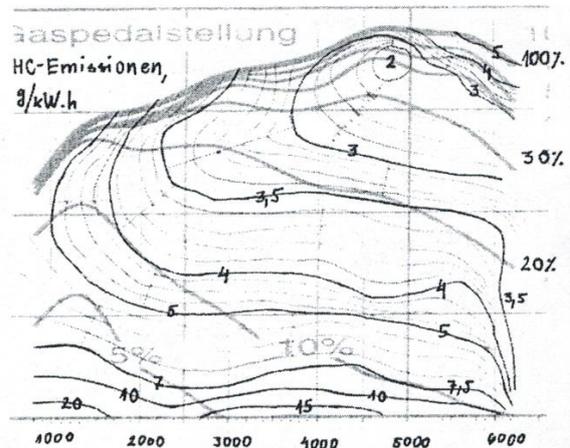


Bild 3.1. Ausgangsdaten für HC-Emissionen

In diesem Fall werden die spezifischen HC-Emissionen in g/kWh oder HC-Emissionen pro Streckeneinheit in g/100km über Fahrzeuggeschwindigkeit in verschiedenen Gängen bei konstanter Drosselklappenstellung aufgeführt (z.B. Bild 3.2 und Bild 3.3).

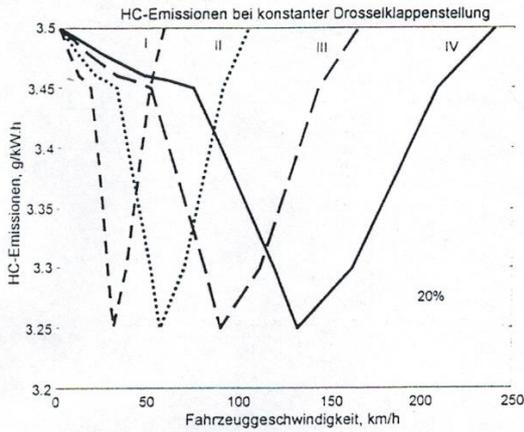


Bild 3.2. Linien der spezifischen HC-Emissionen.

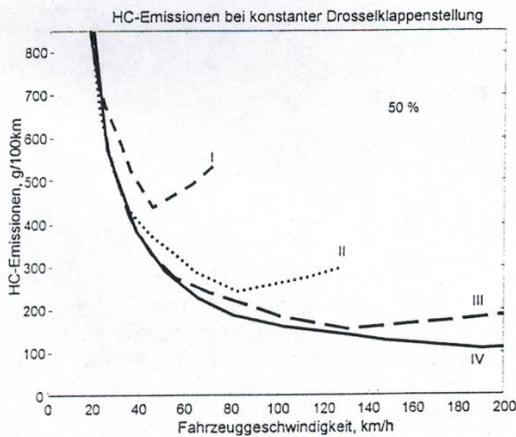


Bild 3.3. Linien der HC-Emissionen pro Streckeneinheit.

Als Ausgangsdaten benutzt man ein sogenanntes Muscheldiagramm des Verbrennungsmotors bezüglich spezifischen HC-Emissionen (ähnliches dem Diagramm des konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs) mit den Linien konstanter Drosselklappenstellung (Bild 3.1). Angenommen wird, daß das Getriebe mit ständig eingeschaltetem Wandler betrieben wird. Diese Linien (z.B. konstante Drosselklappenstellung 30%) gehen durch die günstigsten Bereiche des Motorkennfelds hinsichtlich HC-Emissionen. Man muss darauf betonen, daß die Linien in Wirklichkeit auch nach oben gehen, aber die letzten aufgenommenen Daten vom Motorkennfeld, zusammen mit den Wandlerparabeln sind bei Drehzahlverhältnis 0,96. Wenn man den Motorkennfeld mit Linien konstanter HC-Emissionen betrachtet kann man den Trend nach Erhöhung der Emissionen bei größerem Übersetzungsverhältnis, bzw. höherer Drehzahl und folglich bei höherer Fahrzeuggeschwindigkeit. Von den oben dargestellten Bilder kann man die Schaltpunkte bei jeweiliger konstanter Drosselklappenstellung auslesen und Schaltkennlinien aufbauen. Die Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung der HC-Emissionen sind mit den selben hinsichtlich Minimierung des Kraftstoffverbrauchs verglichen. (Bild 4.1 und 4.2)

4. Optimierung der Schaltkennlinien hinsichtlich der Minimierung des Kraftstoffverbrauchs und der HC-Emissionen

In diesen Fall wird man eine Optimierung mit Hilfe von Gewichtsfaktoren durchführen. Den gesuchten Wert läßt sich wie folgt berechnen werden:

$$f = \alpha * f_1 + (1 - \alpha) * f_2, \quad (4.1)$$

wobei $0 < \alpha < 1$ ist.

Die Wahl von α muss passend getroffen werden. Es werden die Daten von Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und von Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung der spezifischen HC-Emissionen benutzt. In erster Näherung wird $\alpha = 0,5$ gesetzt, d.b. die beiden Kriterien werden gleich gewichtet und es wird einen Mittelwert bestimmt. (Bild 4.1) Auf die selbe Weise sind auch die entsprechende Daten für Kraftstoffverbrauch und HC-Emissionen pro Streckeneinheit bearbeitet. (Bild 4.2)

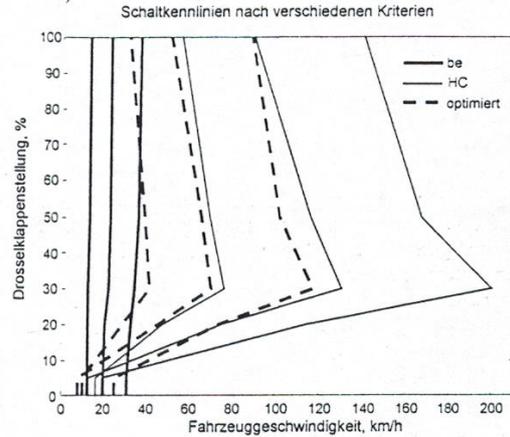


Bild 4.1 Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und der spezifischen HC-Emissionen

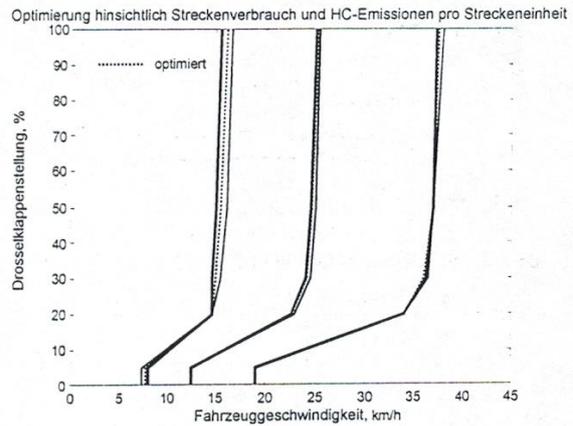


Bild 4.2. Schaltkennlinien hinsichtlich Minimierung des Streckenverbrauchs und der HC-Emissionen pro Streckeneinheit

5. Simulationsuntersuchung mit Simulink in Matlab

5.1 Ausgangsmodell und Beschreibung des neuen Modells

Als Ausgangsmodell wird ein Demomodell von Matlab betrachtet, nämlich *Automotive Transmission Control*. Man hat das fertige Modell genau studiert und seine Arbeitsweise und Logik erkannt. Anhand dieses Musters wurde das folgende Modell erarbeitet (Bild 5.1) In diesem Modell sind alle Parameter an das Beispielfahrzeug eingepasst und es werden auch Funktionsblöcke synthetisiert, die zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs dienen. Der Block Eingang dient zur Eingabe des Zeitverlaufs der Drosselklappenstellung. Dieser Verlauf bleibt später bei der Simulation erhalten.

Das Herz des Motorblockes ist der Block Motorkennfeld. Es werden die Drosselklappenstellung und die Motordrehzahl diesem Block zugeführt und aus einer Tabelle wird das Motormoment ausgelesen. Danach erfolgt ein Vergleich des Pumpenmoments mit dem Motormoment und der Unterschied wird mit Motor- und Pumpenträgheit und mit entsprechender Umrechnungskonstante (Block Motor- und Pumpenträgheit) multipliziert. Danach erfolgt eine Integration und man erhält die Motordrehzahl.

Der gangspezifische Drehmassenzuschlagsfaktor wird wie folgt im *Block Drehmomentandler* bestimmt (Bild 5.2). Als Ausgang bekommt man den gangspezifischen Drehmassenzuschlagsfaktors und er wird dem *Block Fahrzeug*(Bild 5.3) zugeführt.

6. Experimentelle Untersuchung von einem konventionellen Automatikgetriebe für Pkw mit Frontantrieb

Es wurde den Wirkungsgrad in einzelnen Gänge eines automatischen Wandler-Getriebes für Pkw untersucht. Die Versuchsergebnisse werden bei der Ermittlung der Streckenverbrauch benutzt. Die Wirkungsgradswerte wurden bei verschiedenen übertragenen Drehmomente und Drehzahlen ermitteln und im Simulationsmodell eingesetzt. Nach dem Versuchsverfahren wird die Ermittlung des Wirkungsgrades des Planetenteils und der Achsenüberetzung verteilt und in einzeln eingeschätzt. Eine Bildaufnahme des Prüfstands kann man in Bild 6.1 sehen.

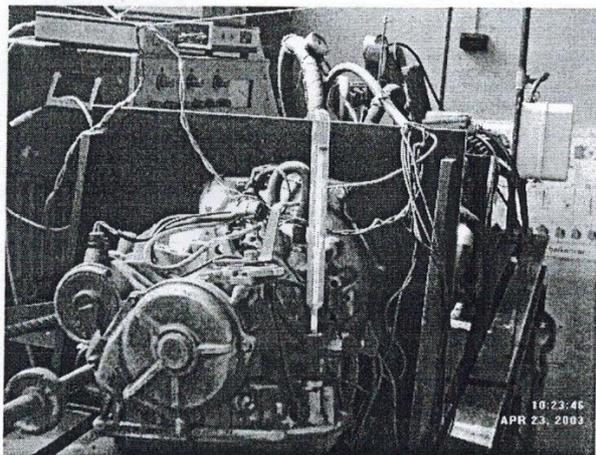


Bild 6.1. Prüfstand für Untersuchung eines Automatikgetriebes für Pkw.

7. Zusammenfassung

Das Problem bei der Auswahl von Kriterien für die Ermittlung der Schaltkennlinien für die Steuerung des Automatikgetriebes ist sehr komplex. In dieser Arbeit hat man eine Untersuchung nur nach den Kriterien Minimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasemissionen durchgeführt, wobei man nur eine Komponente der Abgasemissionen betrachtet hat. In Wirklichkeit werden die Schaltkennlinien unter Zusammenspiel mehrerer Kriterien ermittelt.

Die ermittelten Schaltkennlinien müssen als Mittelwerte betrachtet werden. Die Schaltkennlinien für Hochschalten müssen parallel, in Richtung höherer Geschwindigkeit, verschoben werden, um man eine notwendige Hysterese zu erreichen. Eine Verschiebung der Schaltkennlinien für Hochschalten bei um 10 % höheren Geschwindigkeiten bei gleicher Drosselklappenstellung wird als passend eingeschätzt. Genau so müssen die Schaltkennlinien für Rückschalten parallel, in Richtung niedriger Geschwindigkeit, verschoben werden. Wiederum wird eine Verschiebung der Schaltkennlinien für Rückschalten um 10 % nach links als passend angenommen.

Die ermittelten Schaltkennlinien bei Minimierung der spezifischen Kenngrößen (b_e und HC) unterscheiden sich wesentlich. Man muß die Gänge bei höhere Geschwindigkeiten umschalten, wenn man die Minimierung der spezifischen HC-Emissionen berücksichtigt. (Bild 4.1). Die Schaltkennlinien bei Minimierung der beiden Kenngrößen pro Streckeneinheit sind näherungsweise gleich. (Bild 4.2)

Eine logische Weiterentwicklung ist das Betrachten von weiteren Kriterien bei der Optimierung der Steuerung (Weitere Komponenten der Abgasemissionen, dynamisches Verhalten des Fahrzeugs u.s.w.).

Das Simulationsmodell läßt sich weiterentwickelt und präzisiert (z.B. genauere Eingabe des Motor- und Verbrauchskennfeldes u.s.w.) werden, wobei auf diesem Basis viele Simulationsuntersuchungen möglich sind.

Als Weiterentwicklung müssen die Schaltkennlinien für ein sportliches Fahren ermittelt werden. So können mehrere Schaltkennfelder (z.B. Verbrauchsorientiert, Neutral und Leistungsorientiert) bestimmt und in eine moderne elektronische Steuerung implementiert werden.

Literaturverzeichnis:

- /1/ Lechner, G.; Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1994
- /2/ Technischer Lehrgang Automatische Getriebe. Vieweg Verlag Braunschweig/Wiesbaden 1993