
MASTERARBEIT

MATHEMATISCHE MODELLIERUNG EINES DOPPELKUPPLUNGSGETRIEBES

Aufbau einer HIL-Simulation

durchgeführt am
Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik
Technische Universität Graz, Österreich

in Zusammenarbeit mit
MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & CoKG
Graz, Österreich

von
BSc. Leopold Stefan Schiller, 0630371

Begutachter:
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. tit.Univ.-Prof. Anton Hofer

Betreuer:
Dipl.-Ing. Karl Pilz

Graz, 2. April 2012

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	6
1.1	Stand der Technik	6
1.2	Problemstellung	7
2	Mechanischer Aufbau	8
2.1	Funktionsweise eines Doppelkupplungsgetriebes	8
2.2	Hauptkomponenten des Doppelkupplungsgetriebes 6DCT250 von Getrag	9
2.2.1	Schaltkulisse	10
2.2.2	Kupplungen und Kupplungsbetätigung	11
2.3	Elektrische und elektronische Komponenten des Getriebes	12
2.3.1	Übersicht	12
2.3.2	Sensoren des Getriebes:	13
2.3.3	Aktuatoren des Getriebes:	15
3	Modellbildung mit MATLAB Simulink®	18
3.1	Anforderungen an das Getriebemodell	18
3.1.1	Funktionelle Anforderungen	18
3.1.2	Nichtfunktionelle Anforderungen	20
3.2	Modellzustände	20
3.2.1	Zustand 1 und 2	20
3.2.2	Zustand 3	21
3.2.3	Zustand 4 und 5	21
3.2.4	Zustand 6 und 7	22
3.2.5	Allgemeiner Zustand	23
3.3	Zustandsübergang	23
3.3.1	Manipulation der Integratoren	24
3.4	Modellierung der Kupplungswellen	27
3.4.1	Massenträgheitsmoment	27
3.4.2	Lagerreibung	28
3.4.3	Mathematische Beschreibung der Kupplungswellen	30
3.4.4	Implementierung der Kupplungswellen	31
3.5	Modellierung der Abtriebswellen und des Differentials	32
3.5.1	Modellierung der Synchronringe	33
3.5.2	Mathematische Beschreibung der Abtriebswellen	34
3.5.3	Implementierung der Abtriebswellen	35
3.5.4	Trägheitsmoment des Antriebstrangs	35
3.6	Modellierung einer Fahrzeug-Trockenkupplung	37
3.6.1	Mathematisches Modell einer Fahrzeug-Trockenkupplung	37
3.6.2	Mathematische Beschreibung der simulierten Doppelkupplung	39
3.6.3	Implementierung des Modells	43
3.7	Modellsteuerung	44
3.7.1	Implementierung der Modellsteuerung	45
3.8	Einlesen von physikalischen Signalen	48
3.8.1	Berechnung der Kupplungspositionen	49

3.8.2	Berechnung der Schaltwalzenwinkel	49
3.8.3	Implementierung	50
3.9	Erzeugung der physikalischen Signale	50
3.9.1	Implementierung	51
3.10	Modellierung eines einfachen Verbrennungsmotors	51
3.11	Modellierung eines einfachen Fahrzeuglängsmodells	55
3.12	Simulation in MATLAB Simulink [®]	59
3.12.1	Aufbau des Getriebemodells	59
3.12.2	Test des Getriebemodells	60
3.12.3	Kalibrierung des Modells	62
3.12.4	Code-Generierung für NI VeriStand [®]	65
3.13	Minimale Schrittweite vs. Dynamik des Simulationsmodells	66
3.14	Stabilität von Algorithmen	70
4	Hardware-Entwicklung	72
4.1	Emulation Board	72
4.1.1	Anforderungen	72
4.1.2	Architektur	73
4.1.3	Entwurfsphase	76
4.1.4	Implementierung	85
4.2	Interface Board	88
4.2.1	Anforderungen	88
4.2.2	Architektur	88
4.2.3	Entwurf	89
4.2.4	Implementierung	91
4.3	Drehwinkelmessung	93
4.3.1	Anforderungen	93
4.3.2	Architektur	95
4.3.3	Entwurf	96
4.3.4	Implementierung	97
4.4	Kupplungs-Encoder	100
4.4.1	2-Kanal Encoder	100
4.4.2	Aufbau in MATLAB Simulink [®]	103
4.4.3	Test des Encoders	104
4.4.4	Implementierung in NI FPGA	105
5	HIL - Simulation	106
5.1	Allgemeine Architektur der HIL-Simulation	106
5.2	Simulation in NI VeriStand [®]	107
5.3	Simulationsergebnisse	111
6	Zusammenfassung der Ergebnisse	113
7	Anhang	114

Kurzfassung

Inhalt dieser Masterarbeit

In dieser Arbeit wird der Aufbau einer Hardware-In-the-Loop-Simulation (HIL-Simulation) eines Doppelkupplungsgetriebes für die Verwendung in einer Gesamtfahrzeug-Simulation beschrieben. Die Hauptaufgaben gliedern sich in einen Hardware- und in einen Software-Teil.

Im Hardware-Teil werden die Entwicklung und der Aufbau der benötigten Sensoren und Aktuatoren beschrieben. Es werden dabei die Bewegungen der Stellmotoren des Doppelkupplungsgetriebes erfasst und dem Simulationsmodell zur Verfügung gestellt. Die berechneten Drehzahlen werden durch Emulationsschaltungen in elektrische Signale gewandelt und dem Getriebe-steuergerät zugeführt. Die Hardware wurde mit dem Entwicklungswerkzeug Altium Designer entworfen.

Im Software-Teil wird auf die Entwicklung eines Getriebesimulationsmodells mit dem Schwerpunkt der Echtzeitfähigkeit eingegangen. Die Implementierung des Modells beschreibt eine Gratwanderung zwischen den notwendigen Modellierungsdetails und einer vernünftigen Schrittweite des Lösungsalgorithmuses. Die verwendeten Entwicklungswerkzeuge sind MATLAB Simulink[®], NI VeriStand[®] von National Instruments, INCA von ETAS und CANoe von Vector Informatik.

Abstract

Content of this Master-Thesis

In this thesis the development of a Hardware-In-the-Loop-Simulation of a double clutch transmission is considered for the purpose of a vehicle simulation. The main parts are split into hardware and software.

In the hardware-part the development and the manufacturing of the needed sensors and actors are described. The movements of the installed servomotors of the double clutch transmission are measured and those signals are used in the simulation model. The calculated rotation speeds are transformed into electrical signals by an emulation board and the electrical signals are the inputs to the transmission control unit (TCU). The hardware was developed with the development tool Altium Designer.

In the software-part the problem how to build-up a real-time simulation model is treated. The implementation of the model is determined by the challenge between the necessary accuracy of the model details and a useful step size of the algorithm for the numerical solution of the differential equations. The used software tools are MATLAB Simulink[®], NI VeriStand[®] from National Instruments, INCA from ETAS and CANoe from Vector Informatik.

1 Einleitung

1.1 Stand der Technik

Durch die steigende Komplexität und die stetig sinkenden Entwicklungszeiten (Stichwort: *Time-to-Market*) in der Automobil Industrie müssen effizientere Wege beschritten werden, um eine Fahrzeugentwicklung ordnungsgemäß durchführen zu können.

Bei Magna Steyr Fahrzeugtechnik verwendet man sogenannte *Labcars* für die Absicherung aller elektrischen und elektronischen Komponenten. Ein Labcar ist in Abbildung 1.1 zu sehen. Es wird die gesamte Elektrik und Elektronik auf *Herz-und-Nieren* getestet, bevor die ersten Prototypen des zu entwickelnden Fahrzeugs vom Band rollen. Die wichtigsten Kriterien sind:

- Absichern des Kabelbaums (z.B.: Leitungsquerschnitte, Steckverbindungen, ...)
- Überprüfung des Stromverbrauchs des Fahrzeugs in verschiedenen Betriebszuständen (z.B.: Ruhestrommessung).
- Test der kritischen Steuergeräte (z.B.: Motorsteuergerät, Bodycontroller, Getriebesteuergerät, ...) bei Spannungseinbrüchen während des Motorstarts.
- Test von Kundenfunktionen (z.B.: Adaptierung der Radiolautstärke nach der Fahrzeuggeschwindigkeit).



Abbildung 1.1: Aufbau eines Labcars mit nebenstehender HIL-Simulation (Geräteschrank rechts)

Viele Funktionen eines Fahrzeugs verwenden Signale von Sensoren (z.B.: Temperatur, Drehzahl, Druck, ...). Diese Sensorsignale müssen oft künstlich erzeugt werden, da physikalische Vorgänge am Labcar nicht durchgeführt werden können. Deshalb werden sogenannte Hardware-in-the-Loop-Simulationen eingesetzt, um all jene Vorgänge zu simulieren. Als Beispiele seien hier

- Verbrennungsvorgänge,
- Fahr- und Rotationsbewegungen,
- Temperaturänderungen (Motortemperatur, Umgebungstemperatur, ...),
- Fühlstände (Treibstoff, Scheibenwaschwasser, Bremsflüssigkeit, ...)

genannt.

1.2 Problemstellung

Um einen realen Fahrbetrieb simulieren zu können, müssen Verbrennungsmotor, Doppelkupplungsgetriebe und Chassis des Fahrzeugs simuliert werden. Ziel dieser Simulation ist es, Fehlerinträge in den Steuergeräten des Fahrzeugs zu vermeiden, da es dadurch zu Einschränkungen von Funktionen kommt. Als Beispiel sei hier die Start-Stop-Automatik des Verbrennungsmotors genannt, die außer Funktion gesetzt wird, wenn im Motorsteuergerät oder im Getriebesteuergerät ein Fehler detektiert wurde, wodurch ein Testen dieser Funktion nicht mehr möglich ist.

In dieser Masterarbeit soll ein Simulationsmodell eines Doppelkupplungsgetriebe für eine HIL-Simulation erstellt werden, um eine fehlerfreie virtuelle Fahrt mit dem Labcar zu ermöglichen.

2 Mechanischer Aufbau

2.1 Funktionsweise eines Doppelkupplungsgetriebes

Ein Doppelkupplungsgetriebe besteht im Prinzip aus zwei oder mehreren manuellen Teilgetrieben, die auf ein gemeinsames Differential wirken und über Aktuatoren betätigt werden. Ebenso werden die Kupplungen automatisch gesteuert. Diese Aktuatoren können auf unterschiedliche Weise realisiert werden. Als Beispiel sei hier das 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen (VW) und das 6-Gang-Doppelkupplungsgetriebe von Getrag genannt. VW betätigt die Schaltkulissen und die Kupplungen durch elektrohydraulische Aktuatoren, Getrag hingegen verwendet bürstenlose Elektromotoren mit einer Getriebeuntersetzung.

Die Gänge sind auf die Teilgetriebe aufgeteilt. Bei einem Doppelkupplungsgetriebe mit 2 Teilgetrieben (Getrag, VW) sind alle ungeraden Gänge (1, 3, 5, (7 VW)) im ersten Teilgetriebe und alle geraden Gänge und der Retour-Gang (R, 2, 4, 6) im zweiten Teilgetriebe verbaut. Somit können 2 Gänge zur gleichen Zeit eingelegt (vorgewählt) sein. Die Kupplungen wirken auf jeweils ein Teilgetriebe.

In Abbildung 2.1 ist ein einfaches Doppelkupplungsgetriebe gezeigt. Es gibt zwei Kupplungswellen, wobei die Kupplungswelle 1 (ungerade Gänge) als Vollwelle und die Kupplungswelle 2 (gerade Gänge) als Hohlwelle ausgeführt ist. Die Schalträder mit den Synchronringen befinden sich auf den Abtriebswellen. In diesem Beispiel ist kein Retour-Gang eingezeichnet.

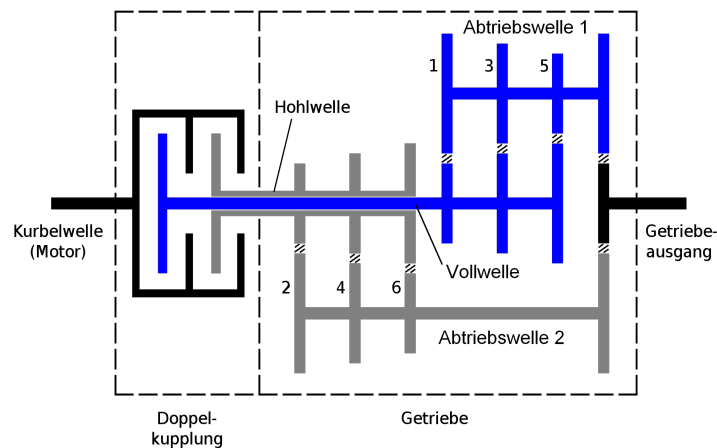


Abbildung 2.1: Grundschemata eines Doppelkupplungsgetriebes (Internetquelle [23])

Bei einem Doppelkupplungsgetriebe können 2 Gänge zugleich eingelegt sein. Ist eine Kupplung geschlossen und treibt das Fahrzeug an, kann im anderen Teilgetriebe der nächst höhere/niedrigere Gang vorbereitet werden, je nach gewünschter Fahrzeugbeschleunigung. Der eigentliche Gangwechsel erfolgt durch Kupplungswechsel, wobei versucht wird, das Antriebsmoment an den Antriebsrädern nicht sprunghaft zu ändern. Somit werden die Gänge bei einem Doppelkupplungsgetriebe für den Fahrer kaum spürbar geschaltet.

2.2 Hauptkomponenten des Doppelkupplungsgetriebes 6DCT250 von Getrag

Die Hauptkomponenten des Doppelkupplungsgetriebe sind:

- Kupplungen (CL1 und CL2) und Kupplungswellen (CLS1 und CLS2)
- Abtriebswellen (DS1 und DS2) und Differential (FDA und FDB)
- Schaltwalzen (SD1 und SD2) und Schaltgabeln
- Getriebe-Steuergerät (TCU)

In Abbildung 2.2 ist der Zahnradsatz des 6DCT250 abgebildet. Die Kupplungswellen sind zuoberst angeordnet (hier: CLS1 (Vollwelle) in schwarz, CLS2 (Hohlwelle in hellblau)). Darunter befinden sich die Abtriebswellen (DS1, DS2) mit den Schalträdern und Synchronringen, die beide das Differential (grün) antreiben.

Die Übersetzungen zwischen Abtriebswellen und Differential werden „Final Drive“ genannt und sie werden hier als FD1 und FD2 bezeichnet, da die beiden Übersetzungsverhältnisse nicht gleich sind.

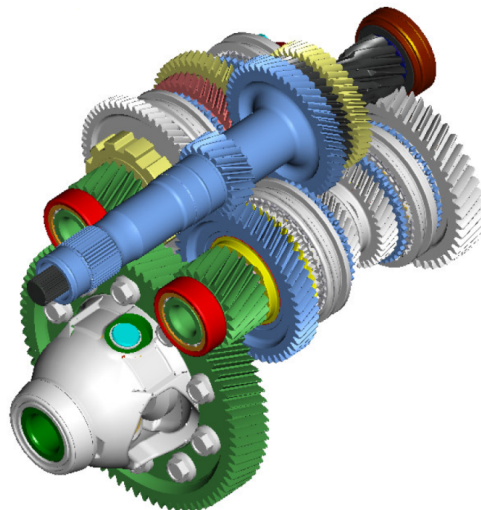


Abbildung 2.2: 3D-CAD-Bild des 6DCT250-Zahnradsatzes (ohne Kupplungen) (entnommen aus **POWER SHIFT 6DCT250** [1])

Die Abbildungen 2.2 und 2.3 vermittelt einen guten ersten Eindruck, welche Zahnräder der Kupplungswellen im stetigen Eingriff mit den Zahnrädern der Abtriebswellen sind. Durch die Schaltmuffen wird die Verbindung zwischen den Schalträdern und den Abtriebswellen hergestellt.

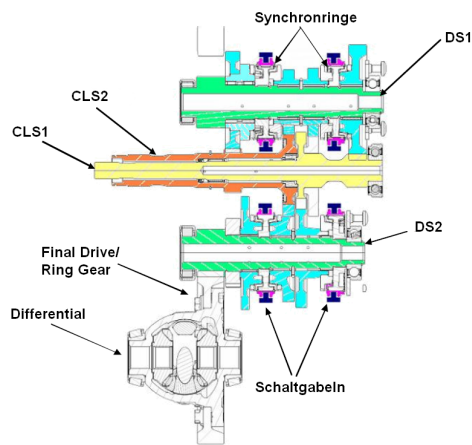


Abbildung 2.3: Schnittzeichnung des 6DCT250-Zahnradsets (ohne Kupplungen) (entnommen aus **POWER SHIFT 6DCT250** [1])

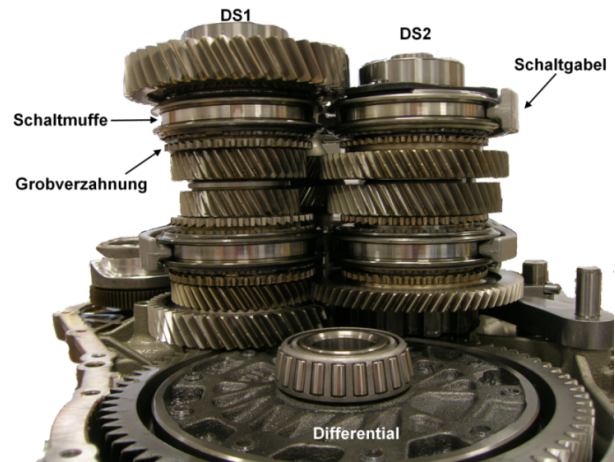


Abbildung 2.4: Abtriebswellen und Differential des 6DCT250-Getriebes

2.2.1 Schaltkulisse

In der Abbildung 2.5 ist die Schaltmechanik des 6DCT250 abgebildet.

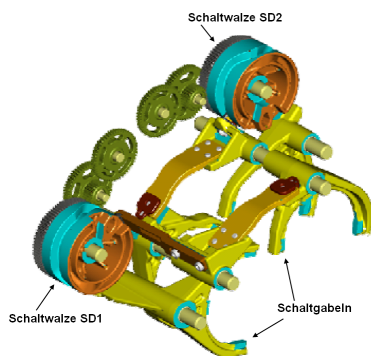


Abbildung 2.5: Schaltmechanik des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus **POWER SHIFT 6DCT250** [1])



Abbildung 2.6: Schaltwalze mit umlaufender Nut des 6DCT250-Getriebes

An der Mantelfläche der zylindrischen Schaltwalzen ist eine umlaufende Nut gefräst, in der ein Kulissenstein geführt wird. So wird die rotatorische Bewegung der Schaltwalzen in eine translatorische Bewegung der Schaltgabeln umgewandelt. Die Schaltgabeln bewegen die Schaltmuffen und damit die Synchronringe.

Aus der Dokumentation **POWER SHIFT 6DCT250** [1] von Getrag wurde die Abbildung 2.7 entnommen. Sie beschreibt sehr gut, wie das Steuergerät **MAM** (oder **TCU** genannt) die Schaltkulisse betätigt.

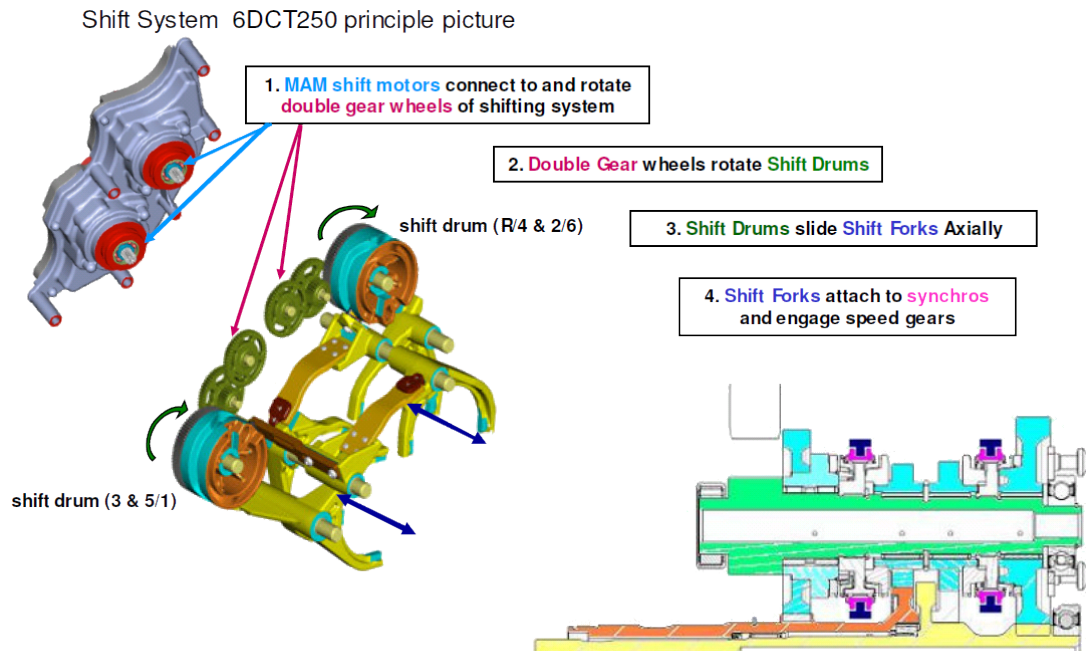


Abbildung 2.7: Funktion der Schaltmechanik des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus **POWER SHIFT 6DCT250** [1])

Für den Aufbau der HIL-Simulation muss der Drehwinkel der Schaltwalzen SD1 und SD2 erfasst werden. In Tabelle 2.1 ist ein Auszug aus dem Dokument [12] für das Einlegen des 1. Ganges angegeben. Aus der Neutralposition N13 wird der 1. Gang G1 angefahren. Die wichtigen Winkelstationen für die Simulation sind: *Beginning Sync.* und *Distance tip to tip*. Bei der Winkelposition *Beginning Sync.* beginnt eine Momentenübertragung zwischen Kuppelungswelle (CLSx) und Abtriebswelle (DSx) durch die Reibung des Synchronrings an einer Kegelfläche. Beim Erreichen der Winkelposition *Distance tip to tip* greift die Verzahnung der Schaltmuffe in die Grobverzahnung des Schaltrads und schafft so eine schlupffreie Verbindung.

Shift drum odd_01		
Engaging gears		
POS	GEAR	Rotation angle in °
End position low		0
Gear	G1	10
Beginning of plateau		16.2
Beginning of back taper		25.0
Distance tip to tip		31.5
Beginning Sync.		39.7
Ending of plateau		48.6
Neutral	N13	55

Tabelle 2.1: Einlegen des 1. Ganges (Auszug aus dem Dokument [12])

2.2.2 Kupplungen und Kupplungsbetätigung

Die Kupplungen werden ebenfalls durch bürstenlose Elektromotoren angetrieben. Über je drei Hall-Sensoren werden die Drehbewegungen der Kupplungsmotoren gemessen. Für die HIL-Simulation des Getriebes ist die Kupplungsposition eine wichtige Größe. Sie wird durch Messung

der Hall-Signale erfasst. Die Messung der Drehbewegung bzw. der Position der Kupplungen erfolgt inkrementell und daher muss bei jeder Inbetriebnahme des Getriebes eine Referenzfahrt der Kupplungen erfolgen. Diese Einlernfahrt wird hier *Self-open Test* genannt. Dabei werden die Kupplungen bei stehendem Verbrennungsmotor abwechselnd geschlossen und die Zeit für die selbständige Öffnung gemessen. Die Öffnungszeit darf eine bestimmte Schranke nicht überschreiten. Eine zu lange Öffnungszeit weist auf ein Problem in der Betätigungsmechanik hin (Verschmutzung, Beschädigung).

In Abbildung 2.8 sind die Kupplungsmotoren mit Betätigungsmechanik abgebildet.

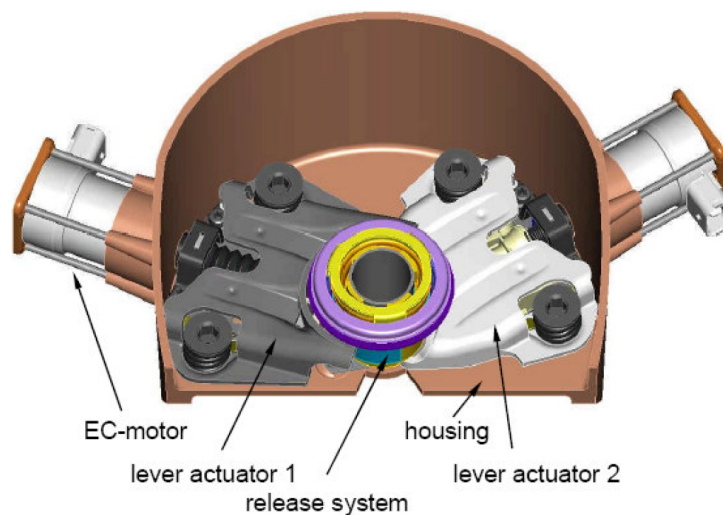


Abbildung 2.8: Kupplungsbetätigung des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus **POWER SHIFT 6DCT250** [1])

Anhand der Kupplungsposition kann über die Kupplungskennlinie das maximal übertragbare Moment bestimmt werden (siehe Abbildung 3.21). Diese Kennlinie gilt, solange die Kupplung „rutscht“, also eine Differenzdrehzahl zwischen Verbrennungsmotor und Kupplungswelle besteht. Drehen sich der Verbrennungsmotor und die Kupplungswellen gleich schnell, spricht man von einer haftenden („locked“) Kupplung. Das maximal übertragbare Drehmoment liegt dann etwa 2-4mal höher aufgrund der Haftreibung.

2.3 Elektrische und elektronische Komponenten des Getriebes

2.3.1 Übersicht

Die zentrale Steuereinheit des Getriebes ist das MAM (Mechatronic Actuator Module) mit der integrierten TCU (Transmission Control Unit). Im MAM sind zwei bürstenlose Elektromotoren integriert, die über eine Getriebeübersetzung die Schalttrommeln antreiben (siehe Abbildung 2.9).

Über den Getriebekabelbaum sind die Drehzahlsensoren, der Wahlhebelsensor und die Kupplungsmotoren angeschlossen. Die Signale der Drehzahlsensoren (ISS1 und ISS2) sollen mit der HIL-Simulation erzeugt werden.

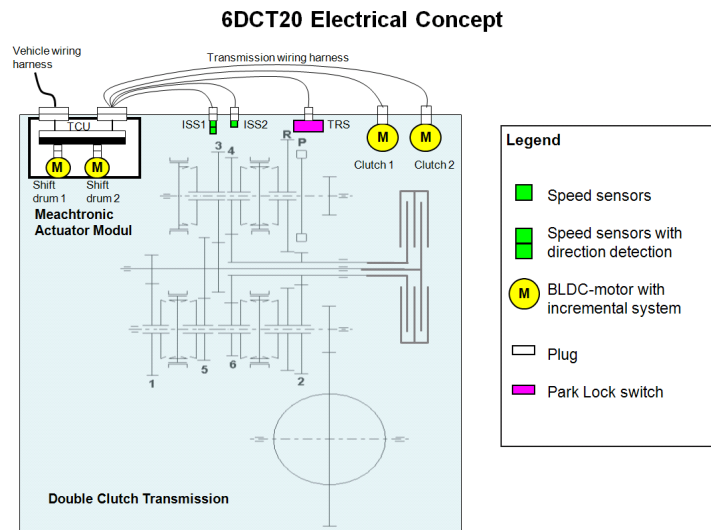


Abbildung 2.9: Elektrisches Konzept des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus *Technical Architecture* [2])

2.3.2 Sensoren des Getriebes:

Drehzahlsensoren

Das Getriebe verfügt über zwei Drehzahlsensoren mit Strompulsen als Sensorsignale. Die Drehzahlinformation entspricht dabei der Frequenz der Strompulse. Weiters ist die Drehrichtung bei dem Drehzahlsensor für die Kupplungswelle 1 (CLS1) durch die Pulsbreite codiert. Das Sensorsignal der Kupplungswelle 2 (CLS2) enthält keine Richtungsinformation und hat eine Pulsbreite von 50% der Periodendauer. Die oben beschriebenen Eigenschaften der Signale sind in dem Datenblatt [4] festgehalten.

Sensorschnittstelle:

Die Drehzahlsensoren verfügen über eine Stromschnittstelle zur Informationsübertragung. Diese Art von Schnittstellen sind robuster gegen Störungen und Spannungseinkopplungen von außen. Es können Fehler, wie Leitungsbrüche oder Kurzschlüsse, erkannt werden, da sich der Strom in der Schleife innerhalb einer definierten oberen und unteren Schranke befinden muss. Weiters benötigt man nur 2 statt 3 Leitungen zum Sensor. In Abbildung 2.10 ist das Messprinzip dargestellt. Eine sogenannte Schleifenspannung U_{loop} , sie wird als konstant angenommen, versorgt den Sensor und treibt den Strom i_{loop} . Der Sensor verhält sich wie ein gesteuerter Widerstand und bestimmt den Strom in der Schleife. Die Frequenz der Stromimpulse entspricht der Vorbewegung der Zahnflanken des Schaltrades.

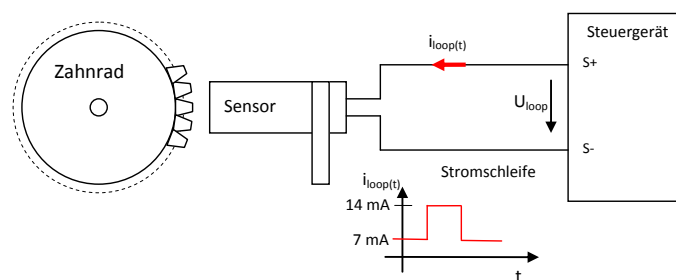


Abbildung 2.10: Prinzip der Stromschnittstelle der Drehzahlsensoren



Abbildung 2.11: Drehzahlsensoren einzeln (links: ISS2, rechts: ISS1)



Abbildung 2.12: Drehzahlsensorpositionen (links: ISS1, rechts: ISS2)



Abbildung 2.13: Drehzahlsensoren eingebaut (links: ISS1, rechts: ISS2)

In den Abbildungen 2.11 bis 2.13 sind die Drehzahlsensoren und deren Einbauort abgebildet. Die Drehzahl der Kupplungswellen wird induktiv von den Zahnradflanken der Schalträder SG3 und SG4 abgenommen (siehe 2.12). Die erfasste Frequenz muss anschließend noch durch die Anzahl der Zähne am Zahnrad und dessen Übersetzung auf die Kupplungswelle umgerechnet werden (siehe Gleichung 2.1):

$$\omega_{CLi} = \frac{f_{ISSi}}{n_{ISSi}} \cdot i_{SGj} \quad (2.1)$$

Ab einer Frequenz von $f_{ISS1} = 1100\text{Hz}$ kann der Sensor ISS1 keine Drehrichtung mehr erkennen und sendet ab dieser Frequenz Strompulse mit der Pulsbreite $t_{NDR} = 30\mu\text{s}$. Die in der Tabelle 2.2 angegebenen Daten dienen als Grundlage für den Schaltungsentwurf des Emulation Boards (siehe 4.1).

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
ISS_1 Sensor (CLS1)			
Pulsbreite DR-L	t_{DRL}	50 – 70, typ. 60	μs
Pulsbreite DR-R	t_{DRR}	102 – 138 typ. 120	μs
Pulsbreite No-DR	t_{NDR}	24 – 36 typ. 30	μs
max. zu detektierende Frequenz	$f_{max,ISS1}$	12	kHz
Zähnezahl SG3	n_{ISS1}	56	1
Übersetzungsverhältnis	i_{SG3}	1.302	1
ISS_2 Sensor (CLS2)			
Pulsbreite	duty	50	%
max. zu detektierende Frequenz	$f_{max,ISS2}$	10	kHz
Zähnezahl SG4	n_{ISS2}	48	1
Übersetzungsverhältnis	i_{SG4}	1.021	1
Signalparameter			
Signaltyp	Stromschnittstelle		
Signalform	Rechtecksignal		
Logikpegel	High	14	mA
	Low	7	mA

Tabelle 2.2: Parameter der Drehzahlsensoren

2.3.3 Aktuatoren des Getriebes:

Kupplungsmotoren:

Die Kupplungen werden von je einem bürstenlosen Gleichstrommotor, kurz BLDC, mit einer zusätzlichen Mechanik positioniert (siehe 2.8). Die verwendeten Motoren haben bereits je 3 Hallensoren (Kanäle) für die Positionserfassung integriert.



Abbildung 2.14: BLDC-Kupplungsmotor mit integrierter Hallensensorik

Die Signale der Hallensensoren werden für die Bestimmung der Kupplungsposition in der HIL-Simulation verwendet. Aus der Kupplungsposition wird das von der Position abhängige maximal übertragbare Moment der Kupplung ermittelt (siehe Abbildung 3.21). Durch die integrierte Beschaltung der Hallensensoren werden Rechteck-Spannungssignale ausgegeben. Pro Umdrehung eines Kupplungsmotors werden 7 Impulse pro Hallensensor erzeugt und pro Umdrehung legt die Kupplung einen Weg von 2.25mm zurück.

Die maximale Frequenz f_{max,ENC_CH} eines Encoder-Kanals bestimmt die nötige Bandbreite des *Interface Boards*, welches für die galvanische Trennung notwendig ist. Sie wird aus der maximalen Öffnungsgeschwindigkeit der Kupplung in Gleichung 2.2 berechnet:

$$f_{max,ENC_CH} = \frac{s}{d} \cdot \frac{i}{t_{min,CL}} \quad (2.2)$$

$$f_{max,ENC_CH} = \frac{25 \cdot 10^{-3} m \cdot U}{2.25 \cdot 10^{-3} m} \cdot \frac{7}{32 \cdot 10^{-3} s \cdot U} = \underline{\underline{2430.55 \text{ Hz} \approx 2.5 \text{ kHz}}}$$

In Tabelle 2.3 sind alle wichtigen Parameter der Kupplungssignale zusammengefasst.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Hallsensoren			
Signaltyp		Spannungssignal	
Signalform		Rechtecksignal	
Kupplungsweg	s	25	mm
Hub/Umdrehung	d	2.25	$\frac{mm}{U}$
Impulse/Umdrehung	i	7	$\frac{1}{U}$
Anzahl der Encoderkanäle	n_{CH}	3	1
min. Öffnungszeit	$t_{min,CL}$	32	ms
max. zu detektierende Frequenz	f_{max,ENC_CH}	2.5	kHz
Logikpegel	High	5	V
	Low	0	V

Tabelle 2.3: Parameter der Kupplungssignale

In Abbildung 2.15 ist eine Messung der Hallsignale eines Kupplungsmotors abgebildet. Die Daten wurden in eine *csv*-Datei gespeichert und für den Test des Kupplungsenders in die MATLAB Simulink Umgebung geladen. Die Dateiendung *csv* steht für *Comma-Separated Values*. Es werden Spalten von Messdaten in eine Text-Datei geschrieben und durch Trennzeichen getrennt. Desweiteren können Informationen der Messdaten zu Beginn der *csv*-Datei gespeichert werden.

```

1 Model,DP03034
2 Firmware Version,2.16
3
4 Point Format,Y,,
5 Horizontal Units,S,,
6 Horizontal Scale,0.02,,
7 Sample Interval,2e-07,,
8 Record Length,1e+06,,
9 Gating,0.0% to 100.0%,0.0% to 100.0%,0.0% to 100.0%
10 Probe Attenuation,10,10,10
11 Vertical Units,V,V,V
12 Vertical Offset,0,0,0
13 Vertical Scale,5,5,5
14 Label,,,
15 TIME, CH1, CH2, CH3 % Messdatenbezeichnung
16 -1.00000e-01, 4.9, 0.2, 5.1 % Messdaten ...
17 -9.99998e-02, 5.3, -0.2, 4.9
18 -9.99996e-02, 4.9, 0.2, 5.3
19 ...

```

Listing 2.1: Beispiel einer csv-Datei

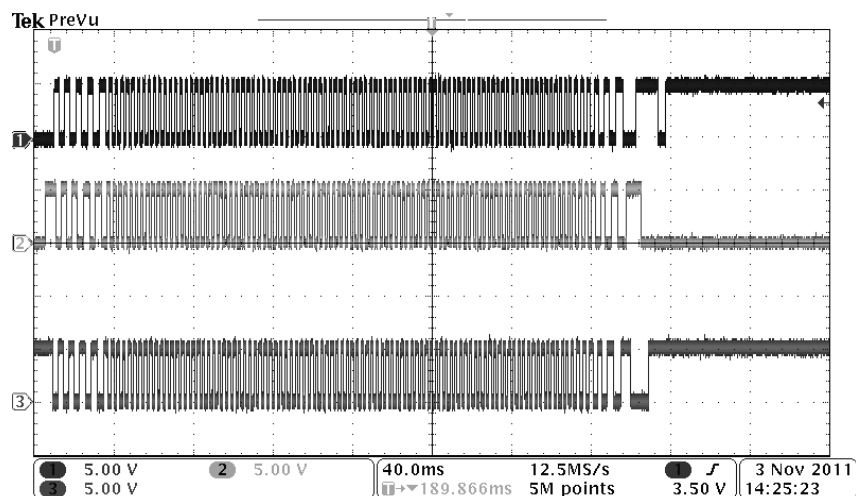


Abbildung 2.15: Oszilloskopbild der Hallsignale eines Kupplungsmotors

Schaltwalzenmotoren:

Die Schaltwalzenmotoren sind im Getriebesteuergerät MAM integriert und deshalb kann hier die vorhandene Messtechnik nicht verwendet werden (siehe Abbildung 2.16). Daher wurden zwei Drehwinkelsensoren in das Getriebe eingebaut, die den Drehwinkel der Schaltwalzen erfassen. Anhand der Tabelle 2.1 kann aus dem Winkel auf die Position der Synchronringe geschlossen werden.

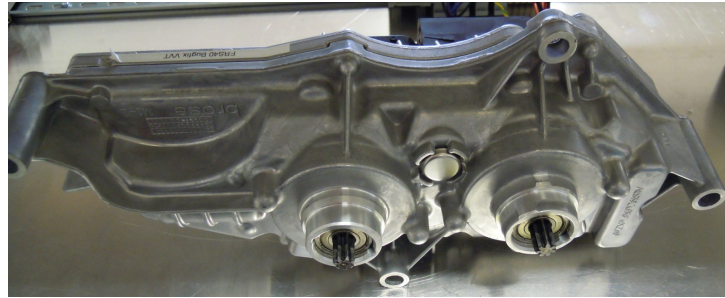


Abbildung 2.16: Getriebesteuergerät mit integrierten Schaltwalzenmotoren

Die wichtigsten Parameter für die Winkelmessung stehen in Tabelle 2.4.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Schaltwalze 1, ungerade Gänge			
Messbereich	φ_{SD1}	0-200	$^{\circ}$
max. Drehgeschwindigkeit	n_{SD1}	120	$\frac{^{\circ}}{s}$
Schaltwalze 2, gerade Gänge			
Messbereich	φ_{SD2}	0-290	$^{\circ}$
max. Drehgeschwindigkeit	n_{SD2}	120	$\frac{^{\circ}}{s}$
Winkelauflösung	$\Delta\varphi_{SDx}$	0.1	$^{\circ}$

Tabelle 2.4: Parameter der Drehwinkelmessung

Die Drehwinkelmessung erforderte einen mechanischen Umbau des Getriebegehäuses und der Schaltwalzen. Die verwendeten Sensoren werden in Abschnitt 4.3 beschrieben.

3 Modellbildung mit MATLAB Simulink®

Die Modellierung einer sich drehenden Welle wird unter dem Einsatz des Drallsatzes durchgeführt:

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = \sum T_i \quad (3.1)$$

$\frac{d\omega}{dt}$	zeitliche Ableitung der Winkelgeschwindigkeit der Welle
I	Massenträgheitsmoment der Welle
T_i	Drehmoment i an der Welle

Tabelle 3.1: Beschreibung der Größen aus der Gleichung 3.1

3.1 Anforderungen an das Getriebemodell

3.1.1 Funktionelle Anforderungen

Im mathematischen Modell sollen folgende Gegebenheiten berücksichtigt werden:

1. 6 Vorwärtsgänge und einen Retour-Gang.
2. Anpassen des Gesamtträgheitsmoments des Getriebes aufgrund des/der eingelegten Gangs/Gänge.
3. Es sollen vereinfachte Reibungen berücksichtigt werden. Diese sind:
 - Lagerreibung zwischen Gehäuse und Kupplungswellen,
 - Lagerreibung zwischen den beiden Kupplungswellen.
4. Es müssen keine Drehsteifigkeiten der einzelnen Getriebewellen berücksichtigt werden, da die zur Verfügung stehende Rechenleistung begrenzt ist.
5. Die Drehzahlsynchronisation zwischen Kupplungswelle und Abtriebswelle beim Einlegen eines Gangs oder bei einem Gangwechsel soll innerhalb der zeitlichen Vorgaben aus der Abbildung 3.1 und Abbildung 3.2 liegen.

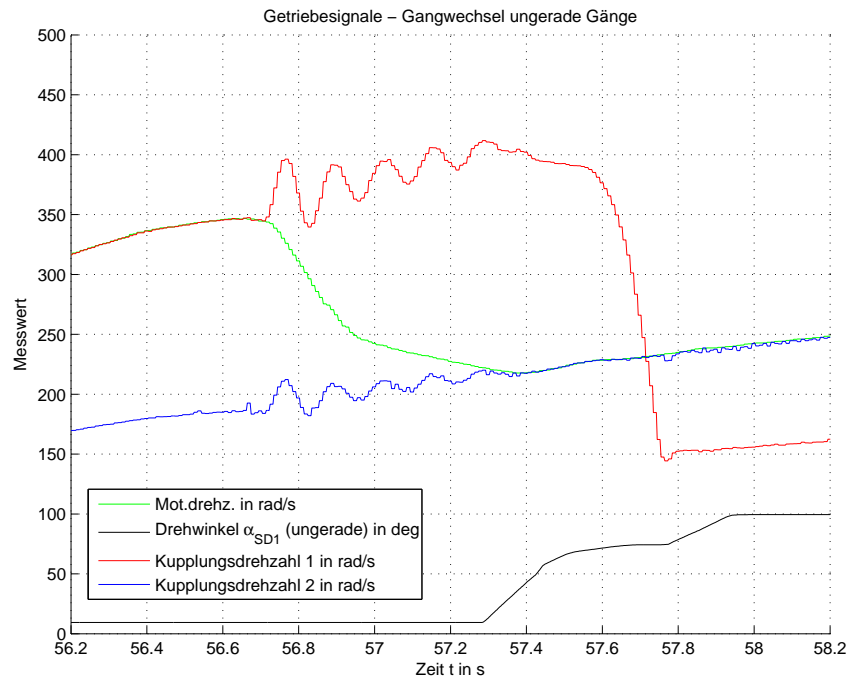


Abbildung 3.1: Gangwechsel vom 1. in den 3. Gang

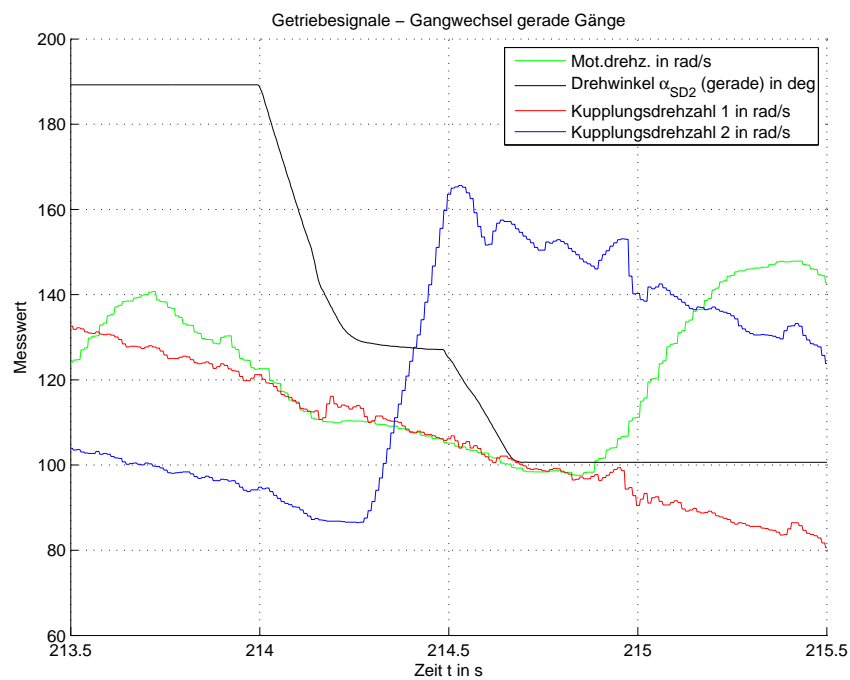


Abbildung 3.2: Gangwechsel vom 6. in den 4. Gang

6. Die Kupplungen sollen unabhängig von einander geschlossen werden können.
7. Die Kupplungsmomente sollen an Hand der Kupplungskennlinien (siehe Abbildung 3.21) bestimmt werden.
8. Die Kupplungsdrehzahlsignale ISS1 und ISS2 sollen der Spezifikation (Book of Requirements: Transmission Speed Sensor 6DCT250 [4]) entsprechen.

9. Das Kupplungsdämpfersystem muss nicht simuliert werden. Ist eine Kupplung geschlossen und haftet sie (kein Rutschen), kann sie als starre Verbindung angenommen werden.

3.1.2 Nichtfunktionelle Anforderungen

1. Alle Parameter des Simulationsmodells müssen verstellbar sein.
2. Es sollen 2 Getriebebesätze realisiert werden. Diese sind:
 - Getriebe VVT nat. asp.
 - Getriebe VVT LowBoost (für Turbo-Benzin-Motor)
3. Das Simulationsmodell soll in der Simulationsumgebung NI VeriStand lauffähig sein (kleinste Schrittweite: $T_d = 0.001sec$).

3.2 Modellzustände

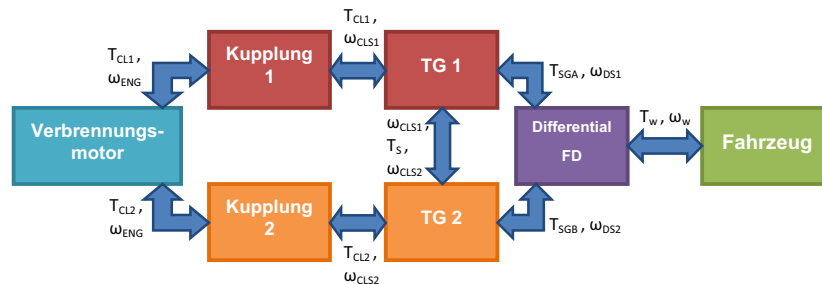


Abbildung 3.3: Übersicht über die internen Wechselwirkungen des Getriebes

In Abbildung 3.3 ist ein einfaches Blockschaltbild des Antriebsstrangs mit Fokus auf das Getriebe gezeigt. Es sind alle internen Momente eingetragen, um die Wechselwirkungen zwischen den Hauptkomponenten des Getriebes zu verdeutlichen. Die Lagerreibung (T_{BF}) zwischen dem Gehäuse und den Wellen ist nicht eingetragen.

Am Anfang stellt sich die Frage, welche Zustände das Getriebe einnehmen kann. Bezüglich der Kupplungen gibt es 2 Zustände: *rutschend* und *haftend*. Die Schalträder in den Teilgetrieben haben 3 grundsätzliche Zustände: *Leerlauf*, *Synchronisation* und *Gang eingelegt*. Mit diesen Ansätzen wurden folgende Zustände definiert:

3.2.1 Zustand 1 und 2

In Abbildung 3.4 ist der Zustand 1 bzw. Zustand 2 abgebildet. Dabei ist die Kupplung 1 (für Zustand 1) geschlossen und geht somit eine starre (angenommen) Verbindung mit dem Verbrennungsmotor ein. Im Teilgetriebe 1 (TG 1) ist ein Gang eingelegt und deshalb besteht auch eine starre Verbindung mit dem Differential bzw. den Antriebsrädern. Die Kupplung 2 (für Zustand 1) ist geöffnet und es ist **kein** Gang im Teilgetriebe 2 eingelegt. Das TG 2 wird daher nur durch Reibmomente beeinflusst.

Motor, Teilgetriebe 1 und Fahrzeug werden durch eine einzige Differentialgleichung und das Teilgetriebe 2 durch eine zweite Differentialgleichung beschrieben.

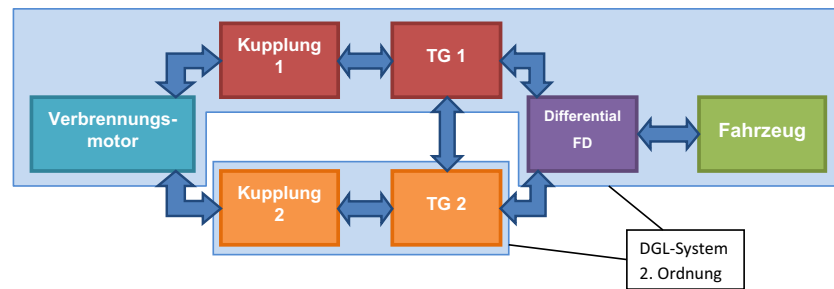


Abbildung 3.4: Zustand 1

Für Zustand 2 gelten die gleichen Annahmen wie oben, mit dem Unterschied, dass nun Kupplung 2 das Fahrzeug antreibt.

3.2.2 Zustand 3

Im Zustand 3 gibt es keine starre Verbindung zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Getriebe. In beiden Teilgetrieben sind Gänge eingelegt und deshalb sind die Kupplungsdrehzahlen von der Raddrehzahl abhängig.

In diesem Zustand wird der Motor durch eine eigene Differentialgleichung und das gesamte Getriebe mit Fahrzeug durch eine weitere Differentialgleichung beschrieben.

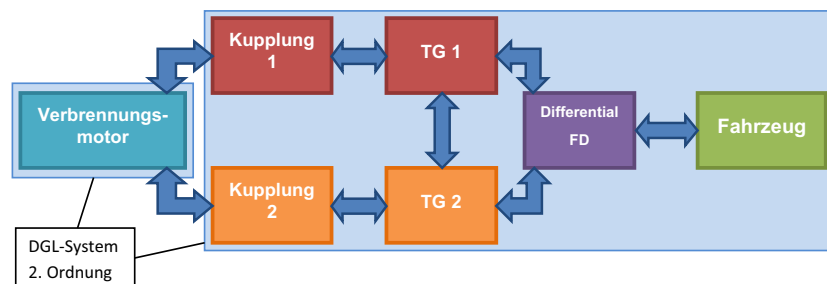


Abbildung 3.5: Zustand 3

Dieser Zustand tritt während eines Kupplungswechsels oder beim Anfahren aus dem Stillstand auf.

3.2.3 Zustand 4 und 5

Im Laufe der Analyse der Messdaten eines Fahrbetriebs wurden noch zwei weitere, sehr wichtige Zustände des Getriebes beobachtet. Bewegt sich das Fahrzeug mit einer mittleren bis höheren Geschwindigkeit, wird das unbenutzte Teilgetriebe auf *Neutral* geschaltet und die Kupplung dieses Teilgetriebes geschlossen. Es werden nun beide Teilgetriebe durch den Verbrennungsmotor angetrieben, aber nur in einem Teilgetriebe ist ein Gang eingelegt. Die Drehzahl des zweiten Teilgetriebes wird durch den Motor bestimmt.

Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass sich die Kupplungswellen mit gleicher Drehzahl bewegen und somit das Schleppmoment zwischen den Kupplungswellen durch das gemeinsame Lager gleich null ist und so das Lager geschont wird. Wahrscheinlich ist auch die Gesamtreibung dadurch etwas geringer, da das unbenutzte Teilgetriebe nicht über das Differential und dessen Übersetzung angetrieben werden muss.

Es ergibt sich ein System 1. Ordnung, da alle Massen (Trägheitsmomente) als starr verbunden angenommen werden können.

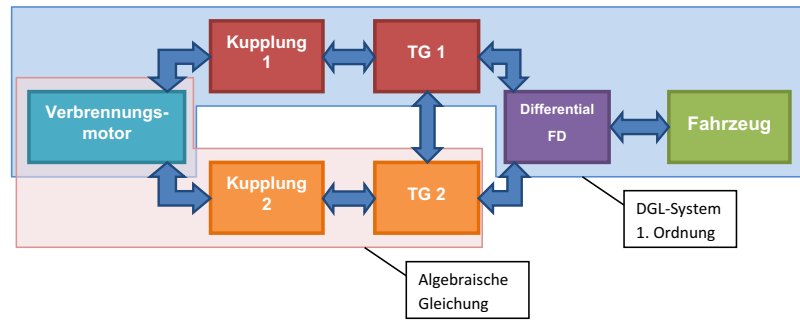


Abbildung 3.6: Spezieller Zustand 4

In Abbildung 3.6 ist der Zustand 4 abgebildet, für Zustand 5 gilt die gleiche Aussage von oben mit dem Unterschied, dass Kupplung 2 und Teilgetriebe 2 das Fahrzeug antreiben. In Abbildung 3.7 ist ein Ausschnitt aus den Fahrbetriebsdaten dargestellt. Nach dem Kupplungswechsel auf Kupplung 2 (von 79.2 sec bis 81.2 sec) wird die *ungerade* Schaltwalze von ca. 100° (3. Gang) auf ca. 145° (Neutral Position zwischen 3. und 5. Gang) weiter gedreht. Sobald das Teilgetriebe 1 im Leerlauf ist, wird die zugehörige Kupplung 1 auf eine Position von ca. 7 mm gefahren, um das Teilgetriebe 1 mit anzutreiben.

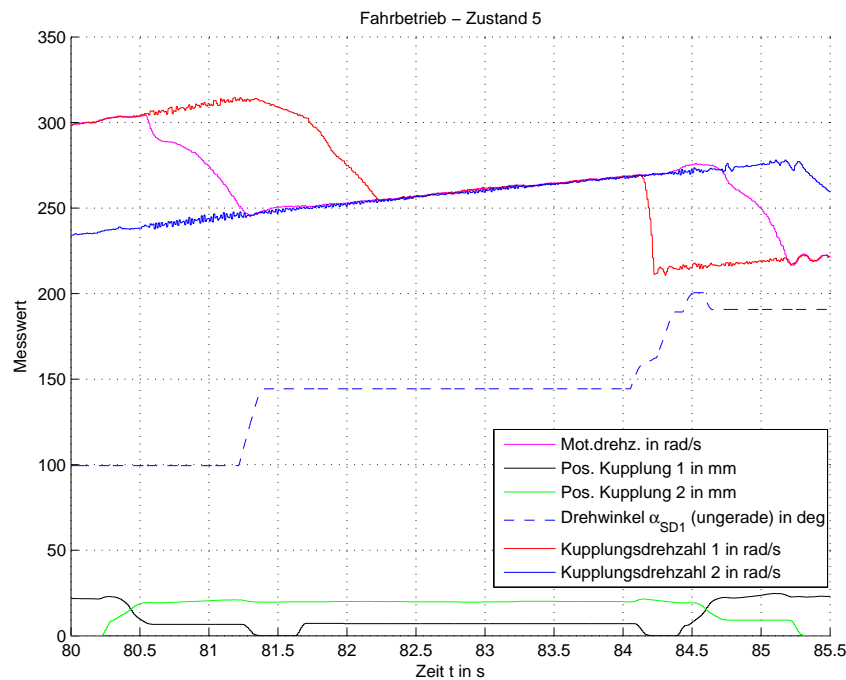


Abbildung 3.7: Zustand 5

3.2.4 Zustand 6 und 7

Diese Zustände sind ähnlich den Zuständen 4 und 5. Es gibt eine starre Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und einem Teilgetriebe, welches das Fahrzeug antreibt. Im zweiten Teilgetriebe ist ein Gang eingelegt und deshalb ist die Kupplungsdrehzahl des zweiten Teilgetriebes von der Raddrehzahl und dessen aktueller Übersetzung abhängig.

In diesem Zustand wird der gesamte Antriebstrang durch eine einzige Differentialgleichung beschrieben.

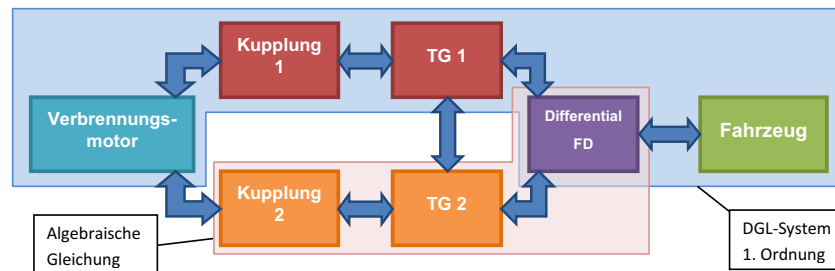


Abbildung 3.8: Zustand 6

In Abbildung 3.8 ist der Zustand 6 gezeigt. In Zustand 7 gelten die gleichen Aussagen, nur dass nun Teilgetriebe 2 das Fahrzeug antreibt. Die Zustände 6 und 7 beschreiben das Getriebe vor bzw. nach einem Kupplungswechsel und zählen somit zu den häufigsten Zuständen.

3.2.5 Allgemeiner Zustand

Aus diesem Zustand kann man die sieben oben genannten Zustände mit geeigneten Kopplungstermen herleiten. Alle vier Hauptkomponenten (siehe farbliche Zuordnung in Abbildung 3.9) werden durch eine eigene Differentialgleichung beschrieben. Es handelt sich hierbei um ein System 4. Ordnung.

Es sei bereits hier vermerkt, dass diese Kopplungsterme Schwierigkeiten bei der numerischen Lösung der Differentialgleichungen bereiten können. Die Modellierung einer starren oder drehsteifen Verbindung zwischen zwei sich bewegenden (rotierenden) Massen ergibt meist ein sogenanntes *steifes* System. Ein solches System besitzt im linearen Fall eine Dynamikmatrix mit Eigenwerten sehr unterschiedlicher Größenordnung (z.B. $s_1 = 0.8$, $s_2 = 0.7$, $s_3 = 10000$, siehe Beispiel eines *einfachen Verbrennungsmotors* 3.10).

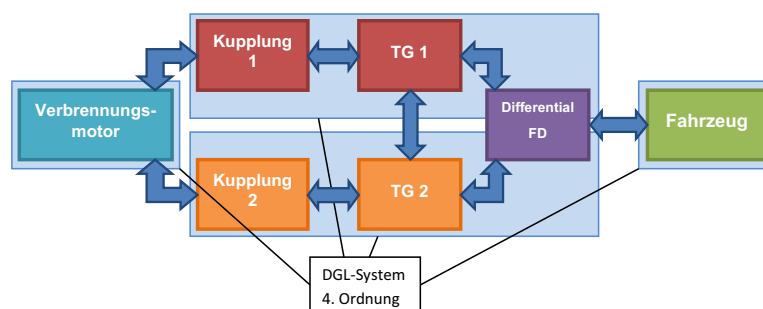


Abbildung 3.9: allgemeiner Zustand

Wenn solche Systeme mit einem Algorithmus mit konstanter Schrittweite (*Fixed-Step-Solver*) berechnet werden sollen, muss die Schrittweite sehr klein gewählt werden (siehe Abschnitt 3.13). Die sogenannten Kopplungsterme der Differentialgleichungen stellen die mechanischen Verbindungen dar. Diese müssen für die Simulation vereinfacht werden.

3.3 Zustandsübergang

Ausgehend vom allgemeinen Zustand (System 4. Ordnung) kommt es durch Bewegungen der Aktuatoren (Kupplung bzw. Schaltkulisce) zu Zustandsänderungen. Die Zustandsänderungen

bewirken eine Reduktion der Modellordnung, da es, ideal betrachtet, zu formschlüssigen Verbindungen kommt. Es gibt mehrere Möglichkeiten diese Übergänge zu simulieren, zwei davon sind:

- Parallele Simulation von allen Zuständen und Gewichtung aller Ausgangsgrößen je nach tatsächlichem Modellzustand. (Nachteil: Rechenaufwand)
- Simulation des allgemeinen Zustandes und gezielte Manipulation der Integratoren und des Differentialgleichungssystems. (Nachteil: komplexes Simulationsmodell)

Letzteres wurde für den Aufbau dieses Modells gewählt. Ein Beispiel soll die Vorgehensweise erläutern.

3.3.1 Manipulation der Integratoren

Als Beispiel wird hier das Modell zweier Wellen verwendet, die mit einer Kupplung verbunden sind. Die Wellen werden als verdrehsteif angenommen.

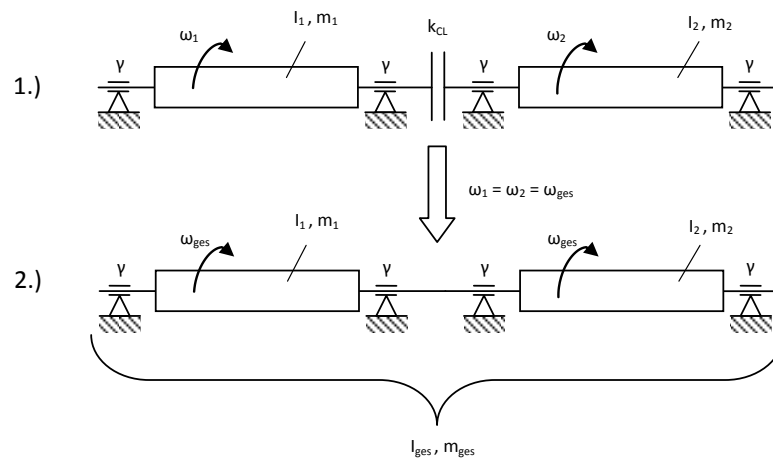


Abbildung 3.10: Umschalten der Modellordnung

Das 1. Modell in Abbildung 3.10 mit Kupplung ist ein System 2. Ordnung und zugehörige das Differentialgleichungssystem lautet:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{1}{I_1} \cdot [-2\gamma \cdot \omega_1 - T_{CL}] \quad (3.2)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{1}{I_2} \cdot [-2\gamma \cdot \omega_2 + T_{CL}] \quad (3.3)$$

Jede Welle wird in 2 Lagerstellen gelagert, was auch in den Reibungstermen in Gleichung 3.2 und 3.3 durch den Faktor 2 berücksichtigt wird. Für das Kupplungsmoment gilt die Beziehung:

$$T_{CL} = k_{CL} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \quad (3.4)$$

Ist die Kupplung geschlossen, können sich die beiden Wellen nicht mit unterschiedlichen Drehzahlen bewegen ($\omega_1 = \omega_2 = \omega_{ges}$). Es ergibt sich ein System 1. Ordnung (siehe 2. Modell in Abbildung 3.10):

$$\frac{d\omega_{ges}}{dt} = \frac{1}{I_{ges}} \cdot [-4\gamma \cdot \omega_{ges}] \quad (3.5)$$

$$I_{ges} = I_1 + I_2 \quad (3.6)$$

ω_i	Winkelgeschwindigkeit der Welle i
I_i	Massenträgheitsmoment der Welle i
T_{CL}	Kupplungsübertragungsmoment
γ	viskoser Reibwert der Lager
k_{CL}	viskoser Reibwert der Kupplung

Tabelle 3.2: Beschreibung der Größen aus den Gleichungen 3.2 bis 3.6

Für die mathematische Beschreibung des 2. Modells werden beide Rotationsmassen m_1 und m_2 zu einer Masse m_{ges} zusammengefasst. Mit den Trägheitsmomenten und der Reibung wird gleich verfahren.

Dieses Beispiel kann man auf das Einlegen eines Ganges umlegen. Zuerst müssen die beiden Getriebewellen vom Synchronring auf gleiche Drehzahl gebracht werden. Der Synchronring ist in diesem Beispiel die Kupplung. Nach der Drehzahlanpassung verbindet die Schaltmuffe die beiden Getriebewellen schlupflos miteinander. Somit kann die Kupplungswelle und die Abtriebswelle zu einer rotierenden Masse unter der Berücksichtigung der Getriebeübersetzung zusammengefasst werden.

Derselbe Vorgang kann zwischen Motor und Getriebe durchgeführt werden, um eine aufwendige Simulation der Kupplung zu vermeiden. Grundlage dieses Tricks ist ein steuerbarer Integrator, wie er in Abbildung 3.11 in grün gezeigt ist. In der Funktion `emb_fcn_CL` ist die Kupplung mit der Gleichung 3.4 implementiert. Dort wird auch überprüft, wann sich die beiden Winkelgeschwindigkeiten (ω_1 und ω_2) ausreichend nahe angeglichen haben. Das bedeutet, sobald sich die Differenz der Winkelgeschwindigkeiten unter einer definierten Schranke befindet, wird der Integrator der Welle 1 mit dem Signal `locked` zurückgesetzt (`reset`). Ab nun wird das Signal `x0` zum Ausgang des Integrators durch geschleift, was in diesem Fall bedeutet, dass die Winkelgeschwindigkeit ω_2 im Zustand „locked = 1“ am Ausgang des Integrators der Welle 1 anliegt (siehe Code-Auszug 3.1, Zeile 26)

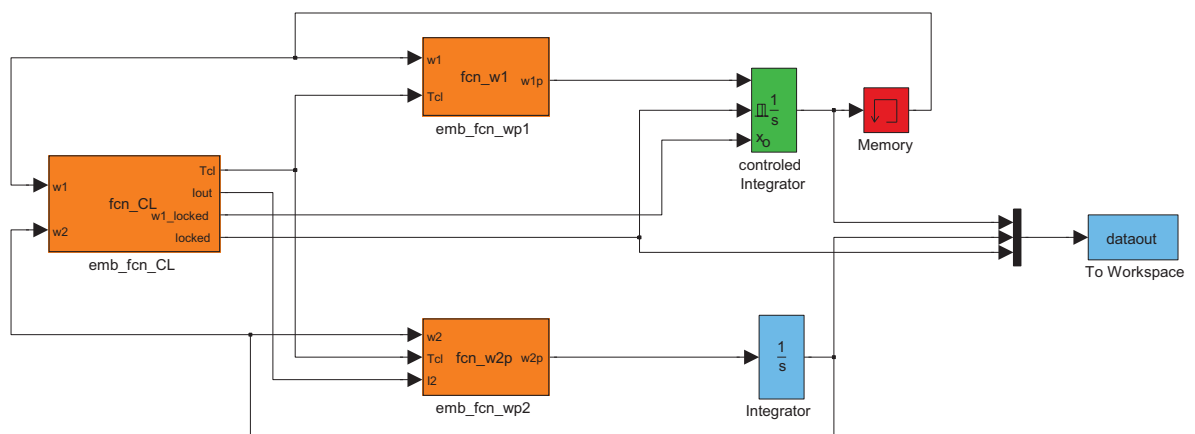


Abbildung 3.11: Simulinkmodell des Beispiels

```

1 function [Tc1, Iout, w1_locked, locked] = fcn_CL(w1, w2, kcl, Iges, I2)
2

```

```

3  %% Beispielfunktion einer einfachen Kupplung
4
5  %% Eingangsgrößen
6  %% w1 ... Winkelgeschwindigkeit Welle 1
7  %% w2 ... Winkelgeschwindigkeit Welle 2
8
9  %% Parameter
10 %% kcl ... Kupplungsparameter, viskose Reibung
11 %% Iges ... gesamt Trägheitsmoment
12 %% I2 ... Trägheitsmoment Welle 2
13
14 %% Ausgangsgrößen
15 %% Tc1 ... aktuelles Kupplungsmoment
16 %% Iout ... Trägheitsmoment
17 %% w1_locked ... Vorgabe der Winkelgeschwindigkeit für Welle 1
18 %% locked ... Resetsignal für den Integrator der Welle 1
19
20 locked = 0;
21
22 if abs(w1-w2) < 0.01
23     locked = 1;
24     Iout = Iges;
25     Tc1 = 0;
26     w1_locked = w2;
27 else
28     Tc1 = kcl * (w1 - w2);
29     Iout = I2;
30     w1_locked = w1;
31 end

```

Listing 3.1: Code-Beispiel aus der Funktion *emb_fcn_CL*

Im Zustand „locked“ ändert sich das Trägheitsmoment. Deshalb wird der Funktion **emb_fcn_wp2** das aktuelle Trägheitsmoment vorgegeben. D. h. sind die beiden Wellen durch die Kupplung starr verbunden, wird nur mehr ein Integrator (in Abbildung 3.11 hellblau dargestellt) für die Berechnung der Differentialgleichung 3.5 verwendet. In diese Differentialgleichung wird nun das Gesamtträgheitsmoment der beiden Wellen eingesetzt. Auf ähnliche Art wird auch mit der Reibung verfahren, dies ist aber in diesem Beispiel nicht enthalten.

```

1  function w2p = fcn_w2p(w2, Tc1, I2, gamma)
2
3  %% Beispielfunktion einer einfachen Kupplung
4
5  %% Eingangsgrößen
6  %% w2 ... Winkelgeschwindigkeit Welle 2
7  %% Tc1 ... Kupplungsmoment
8
9  %% Parameter
10 %% gamma ... Lagerreibungsparameter, viskose Reibung
11 %% I2 ... Trägheitsmoment Welle 2
12
13 %% Ausgangsgrößen
14 %% w2p ... Winkelbeschleunigung
15
16
17 w2p = 1/I2 * (-2*gamma* w2 * tanh(w2) + Tc1);

```

Listing 3.2: Code-Beispiel aus der Funktion *emb_fcn_wp2*

Der rot eingezeichnete *Memory*-Block dient dazu, die *algebraische Schleife*, die in Abbildung 3.12 rot markiert ist, zu unterbrechen, da es zum Zeitpunkt der Durchführung dieser Arbeit noch nicht möglich ist, Code aus einem Modell zu generieren, das eine algebraische Schleife enthält.

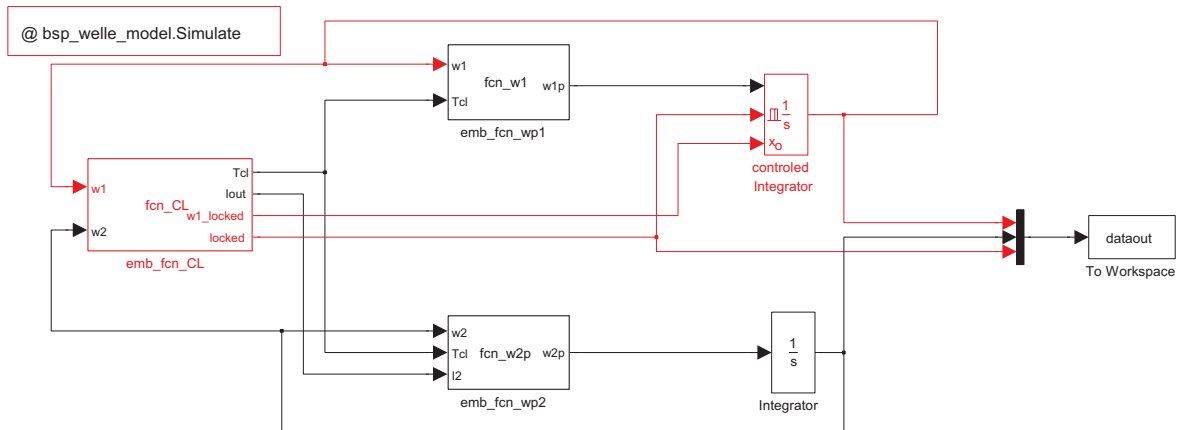


Abbildung 3.12: Simulinkmodell des Beispiels mit markierter algebraischer Schleife

3.4 Modellierung der Kupplungswellen

3.4.1 Massenträgheitsmoment

Das Trägheitsmoment einer Kupplungswelle setzt sich aus mehreren Teilen zusammen.

1. Trägheitsmoment der Antriebswelle,
2. Trägheitsmoment der Kupplung,
3. Trägheitsmomente der auf der Welle montierten Schalträder,
4. Trägheitsmomente der Rillenkugellager,
5. Trägheitsmomente der Schalträder, die nicht auf der Welle montiert sind, aber im stetigen Eingriff mit den Schalträdern auf der Welle sind.

Trägheitsmomente, die direkt mit der Welle verbunden sind, können additiv zusammengerechnet werden. Jene Trägheitsmomente aus Punkt 5 müssen durch das Quadrat des Übersetzungsverhältnisses i_{SG} der Schalträder auf die Kupplungswelle umgerechnet werden. In Tabelle 3.3 sind die Berechnungen der Massenträgheitsmomente der Kupplungswellen zusammengefasst.

Benennung	Trägheitsm.	i_{SG}	I bez. CLS1	I bez. CLS2
	$kg\ m^2$		$kg\ m^2$	$kg\ m^2$
Antriebswelle innen (Vollwelle)	0.000646	1	0.000646	
Antriebswelle aussen (Hohlwelle)	0.000981	1		0.000981
Rillenkugellager	0.000014	1	0.000014	
Rillenkugellager + Rollenkranz	0.000058	1		0.000058
Kupplung 1 (CL1)	0.006400	1	0.006400	
Kupplung 2 (CL2)	0.004600	1		0.004600
Schaltrad 1. Gang	0.003376	4.182	0.000193	
Schaltrad 3. Gang	0.001616	1.302	0.000953	
Schaltrad 5. Gang	0.000521	0.907	0.000634	
Schaltrad 2. Gang	0.002031	2.238		0.000405
Konusring	0.000035	2.238		0.000007
Schaltrad 4. Gang	0.001344	1.021		0.001289
Schaltrad 6. Gang	0.000356	0.702		0.000721
Schaltrad Rw. Gang	0.001693	3.487		0.000120
Massenträgheitsmoment Kupplungswelle 1 (I_{CLS1})			0.008849	
Massenträgheitsmoment Kupplungswelle 2 (I_{CLS2})				0.008183

Tabelle 3.3: Berechnung der Massenträgheitsmomente der Kupplungswellen CLS1 und CLS2

3.4.2 Lagerreibung

Bei diesem Getriebe treten zwei verschiedene Reibmomente durch die Lagerung auf.

1. Lagerreibung zwischen Welle und Gehäuse (T_{BF}),
2. Lagerreibung zwischen den Kupplungswellen (Schleppmoment T_S).

Letzteres wirkt nur zwischen den beiden Kupplungswellen aufgrund des Aufbaus als Voll- und Hohlwelle. Die Lagerreibungen wirken nur auf die Kupplungswellen (Vereinfachung) und werden durch eine lineare Funktion und einen Offset approximiert.

Lagerreibung: Welle-Gehäuse

Das Dokument *Verluste des 6DCT250* [13] enthält Daten über die Verluste und die Effizienz des Getriebes bei verschiedenen Drehzahlen und Eingangsmomenten. Grundsätzlich gilt, je größer die Drehzahl und das Eingangsmoment ist, desto größer werden die Verluste durch Reibung. Für dieses Simulationsmodell ist jedoch der Einfluss der Reibung beim Gangwechsel (lastfreier Lauf) wichtig. Für die Bestimmung einer Approximation wurden daher die Verluste bei einem niedrigen Eingangsmoment herangezogen. Die Gleichung 3.7 besitzt für hinreichend große Werte von ω_{CLS_i} eine konstante Steigung:

$$T_{BFi} = (k_{BF} \cdot |\omega_{CLS_i}| + d_{BF}) \cdot \tanh(\alpha_{BF} \omega_{CLS_i}) \quad (3.7)$$

Der Koeffizient d_{BF} beschreibt ein konstantes Reibmoment und der Koeffizienten k_{BF} berücksichtigt eine viskose Reibung. Damit bei Stillstand der Kupplungswelle kein Reibmoment mehr auf die Welle wirkt, wird die lineare Approximation mit einer \tanh -Funktion multipliziert. Um auch das Vorzeichen des Reibmoments T_{BF} mit der \tanh -Funktion zu steuern, wird im ersten Teil nur

der Betrag der Variablen ω_{CLSi} verwendet. Der Faktor α_{BF} bestimmt die Steigung der \tanh -Funktion im Ursprung (siehe Abbildung 3.22).

In Abbildung 3.13 sind die Verluste über der Kupplungsdrehzahl von je zwei Gängen pro Teilgetriebe bei einem Eingangsmoment von 20Nm aufgetragen.

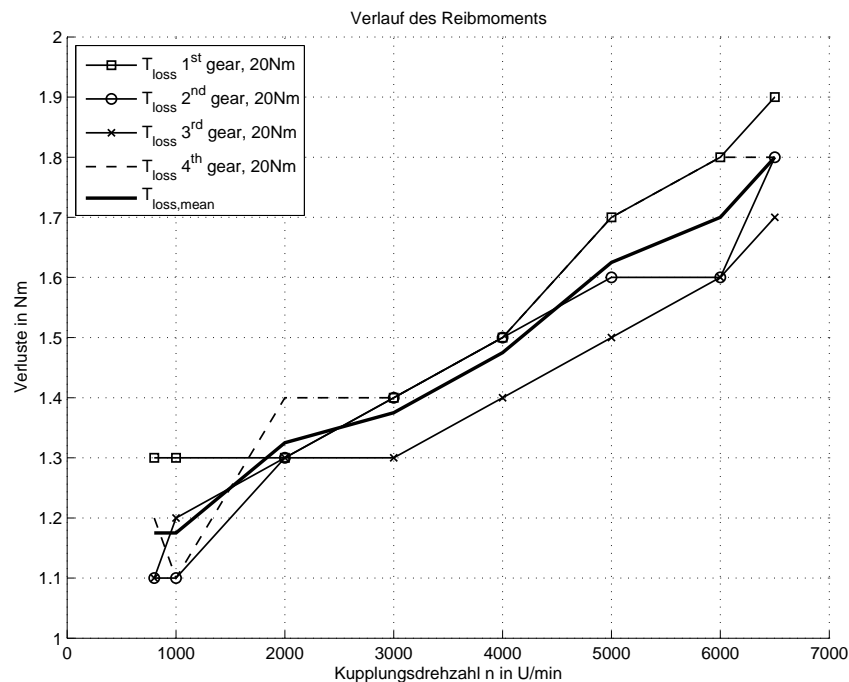


Abbildung 3.13: Verlauf der Reibmomente bei verschiedenen Gängen aus dem Dokument [13]

Aus den Verläufen der einzelnen Gänge wurde ein gemittelter Verlauf $T_{loss,mean}$ berechnet, der anschließend zur Bestimmung der Koeffizienten k_{BF} und d_{BF} der Funktion 3.7 nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet wurde.

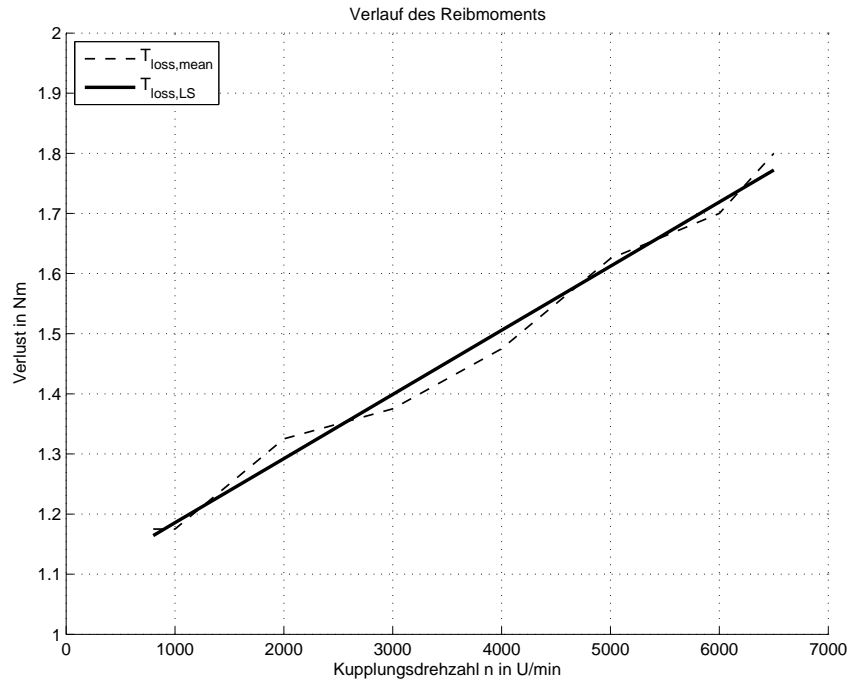
```

1 %% Bestimmung der Lagerreibung
2 %% Masterarbeit: HIL-Simulation
3
4 clear all
5 close all
6 clc
7
8 %% Init System
9
10 n = [800, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 6500];
11
12 T_BF_1 = [1.3, 1.3, 1.3, 1.4, 1.5, 1.7, 1.8, 1.9];
13 T_BF_2 = [1.1, 1.1, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.6, 1.8];
14 T_BF_3 = [1.1, 1.2, 1.3, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7];
15 T_BF_4 = [1.2, 1.1, 1.4, 1.4, 1.5, 1.7, 1.8, 1.8];
16
17 T_BF = (T_BF_1 + T_BF_2 + T_BF_3 + T_BF_4)./4; % Mittelwertbildung
18
19 A = [n', ones(length(n), 1)];
20 b = T_BF';
21
22 x = A\b; % Least-squares-fittig
23
24 T_BF_fit = A*x; % eingepasstes Reibmoment
25
26 x(1) = x(1)*60/2/pi; % Nm/(U/min) -> (Nm s)/rad

```

Listing 3.3: Berechnung der Koeffizienten nach der Least-Squares Methode

In Abbildung 3.14 ist der Vergleich zwischen dem gemittelten Verlauf und der Approximation zu sehen.

Abbildung 3.14: Gemittelter Verlauf $T_{\text{loss,mean}}$ und Approximation $T_{\text{loss,LS}}$

Benennung	Wert	Einheit
d_{BF}	1.0789	Nm
k_{BF}	0.00101	$\frac{\text{Nm} \cdot \text{s}}{\text{rad}}$

Tabelle 3.4: Koeffizienten der linearen Approximation

Schleppmoment

Das Schleppmoment entsteht durch zwei gemeinsame Lager der Kupplungswellen. Da es über dieses Reibmoment keine weiteren Informationen gibt, wird es ähnlich der Lagerreibung implementiert. Die Gleichung 3.8 beschreibt das Schleppmoment für die Kupplungswelle 1 (CLS1)

$$T_{S1} = (k_S \cdot |\omega_{CL2} - \omega_{CL1}| + d_S) \cdot \tanh(\alpha_S \cdot (\omega_{CL2} - \omega_{CL1})) \quad (3.8)$$

und Gleichung 3.9 gilt für die Kupplungswelle 2 (CLS2):

$$T_{S2} = (k_S \cdot |\omega_{CL1} - \omega_{CL2}| + d_S) \cdot \tanh(\alpha_S \cdot (\omega_{CL1} - \omega_{CL2})) \quad (3.9)$$

Das Schleppmoment und sein Vorzeichen hängen von der Differenzwinkelgeschwindigkeit ($\omega_{CL1,2} - \omega_{CL2,1}$) der beiden Kupplungswellen ab. Die \tanh -Funktion stellt sicher, dass kein Reibmoment entsteht, wenn die Differenzwinkelgeschwindigkeit gleich null ist.

3.4.3 Mathematische Beschreibung der Kupplungswellen

Mit den Differentialgleichungen 3.10 und 3.10 werden die Kupplungswellen beschrieben, wenn kein Gang im jeweiligen Teilgetriebe eingelegt ist und keine Kupplung haftend mit dem Motor verbunden ist.

Differentialgleichungen:

$$\frac{d\omega_{CL1}}{dt} = \frac{1}{I_{CLS1}} \cdot [T_{CL1} + T_{SGA.CLS} - T_{BF1} + T_{S1}] \quad (3.10)$$

$$\frac{d\omega_{CL2}}{dt} = \frac{1}{I_{CLS2}} \cdot [T_{CL2} + T_{SGB.CLS} - T_{BF2} + T_{S2}] \quad (3.11)$$

Ist in einem Teilgetriebe ein Gang eingelegt, kann sich die zugehörige Kupplungswelle nicht mehr frei drehen. Das Kupplungsmoment T_{CLi} wird unter Berücksichtigung der auftretenden Reibung, an die Abtriebswelle weitergegeben (siehe Gleichung 3.12):

Algebraische Gleichungen:

$$T_{CLi_rest} = T_{CLi} - T_{BFi} + T_{Si} \quad (3.12)$$

Für den Fall, dass eine Kupplung mit dem Motor haftend verbunden ist und kein Gang im zugehörigen Teilgetriebe eingelegt ist (vgl. Zustand 4 bzw. 5 im Abschnitt 3.2), wird die Summe der auftretenden Reibmomente T_{CLi_DC} des Teilgetriebes berechnet, an die Doppelkupplung zurückgegeben und bei der Aufteilung des Motormoments verwendet (vgl. Abschnitt 3.6.2):

$$T_{CLi_DC} = T_{SGi.CLS} - T_{BFi} + T_{Si} \quad (3.13)$$

ω_{CLi}	Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle i
I_{CLS_i}	Massenträgheitsmoment der Kupplungswelle i
T_{CLi}	Kupplungsübertragungsmoment i
T_{BFi}	Reibmoment Gehäuselager der Kupplungswelle i
α_{BF}	tanh-Faktor Gehäuselager
k_{BF}	viskoser Reibwert der Gehäuselager
d_{BF}	konstantes Reibmoment der Gehäuselager
α_S	tanh-Faktor Schleppmoment
k_S	viskoser Reibwert des Schleppmoments
d_S	konstantes Reibmoment des Schleppmoments
$T_{SGi.CLS}$	Abtriebsmoment an der Kupplungswelle i
T_{CLi_rest}	Kupplungsmoment i reduziert um die Reibung
T_{CLi_DC}	Summe aller Reibmomente der Kupplungswelle i

Tabelle 3.5: Beschreibung der Größen aus den Gleichungen 3.7 bis 3.13

3.4.4 Implementierung der Kupplungswellen

Die rechten Seiten der Differentialgleichungen wurden in den *Embedded Matlab functions* **fcn_CLS1** und **fcn_CLS2** implementiert (siehe Code-Auszug 3.4). Die Funktionen **fcn_sw1** und **fcn_sw2** dienen dazu, die beiden Integratoren zu steuern. Wird in den Teilgetrieben ein Gang eingelegt, können sich die Kupplungswellen nicht mehr frei bewegen. Die Kupplungsdrehzahlen werden dann durch den eingelegten Gang und durch die Raddrehzahl bestimmt. Die grundsätzliche Vorgehensweise ist in Abschnitt 3.3 beschrieben. Die roten Verzögerungs- und Memoryblöcke dienen dazu, algebraische Schleifen zu unterbrechen.

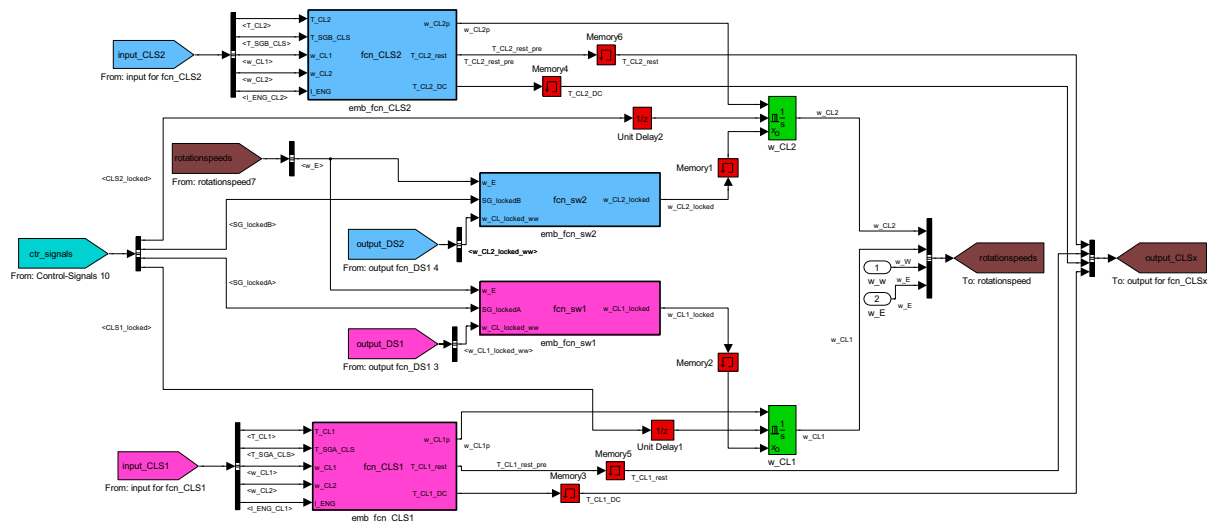


Abbildung 3.15: MATLAB Simulink® Koppelplan der Kupplungswellen

```

1  %           ... Code-Ausschnitt ...
2
3  % Laden der verwendete Getriebeparameter
4  I_CLS1_all = gearbox_parameter_inertial_all_CLS1 + I_ENG; % Trägheitsmoment
5  k_BF = gearbox_parameter_friction_bearingH_gradient; % Reibungsparameter
6  d_BF = gearbox_parameter_friction_bearingH_offset; % Reibungsparameter
7  alpha_BF = gearbox_parameter_friction_tanh_gradient_bearingH; % Reibungsparameter
8
9  k_S = gearbox_parameter_friction_bearingS_gradient; % Reibungsparameter
10 d_S = gearbox_parameter_friction_bearingS_offset; % Reibungsparameter
11 alpha_S = gearbox_parameter_friction_tanh_gradient_bearingS; % Reibungsparameter
12
13 % Interne Reibung des Getriebes (ATW1)
14 T_BF = (k_BF * abs(w_CL1) + d_BF) * tanh(alpha_BF * w_CL1);
15
16 % Lagerreibung zwischen den Kupplungswellen
17 T_S = (k_S * abs(w_CL2 - w_CL1) + d_S) * tanh(alpha_S * (w_CL2 - w_CL1));
18
19 % Berechnung der Winkelbeschleunigung
20 w_CL1p = 1/I_CLS1_all * (T_CL1 + T_SGA_CLS - T_BF + T_S);
21
22 % Restmoment der Kupplungswelle, wird an fcn_DS2 weitergegeben
23 T_CL1_rest = T_CL1 - T_BF + T_S;
24
25 % Bremsmomente der Kupplungswelle, wird an fcn_DC zurückgegeben
26 T_CL1_DC = - T_BF + T_S + T_SGA_CLS;

```

Listing 3.4: Code-Auszug aus der Funktion fcn_CLS1

Der gesamte Quellcode der Funktionen in Abbildung 3.15 befindet sich im Anhang.

3.5 Modellierung der Abtriebswellen und des Differentials

Die eigentlichen Schaltvorgänge werden auf den beiden Abtriebswellen durchgeführt. Dort befinden sich die Synchronringe und die Schalmuffen, die die Verbindung zwischen Kupplungswellen und Abtriebswellen herstellen. Die Abtriebswellen treiben das Differential an und sind damit ständig mit den Antriebsrädern verbunden. Deshalb gibt es keine eigenen Differentialgleichungen für die Abtriebswellen. Die Trägheitsmomente der Wellen werden in der Chassis-Differentialgleichung (Fahrzeugmodell) berücksichtigt.

In Abbildung 3.16 ist ein Beispiel für einen Gangwechsel gezeigt. Die Schaltwalze SD1 dreht um 90°, bewegt damit die gemeinsame Schalmuffe des 1. und 3. Ganges und drückt den Synchronring des 3. Ganges gegen den Reibkegel am Schaltrad SG3. Die Drehzahl der Kupplung 1 (rote Linie) fällt. Nachdem sich die Drehzahlen des Schaltrads und des Synchronrings angeglichen haben, wird die Schalmuffe weiterbewegt und verbindet so die Abtriebswelle mit dem Schaltrad SG3 über die Grobverzahnung (siehe Abbildung 2.4).

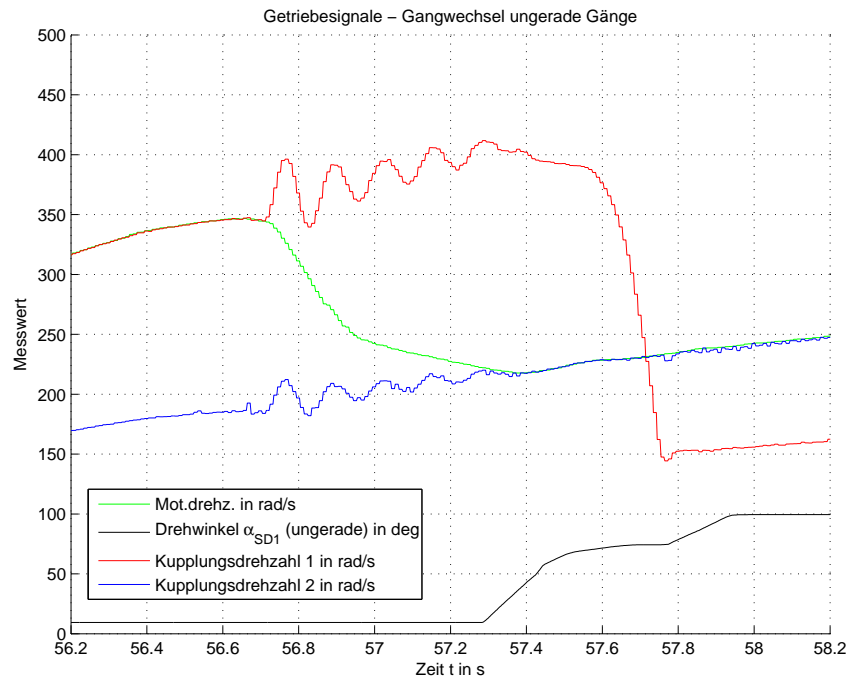


Abbildung 3.16: Gangwechsel vom 1. Gang in den 3. Gang

3.5.1 Modellierung der Synchronringe

Ein Synchronring hat drei Zustände:

1. Leerlauf
2. Synchronisation
3. starre Verbindung

Im Gegensatz zu einer Kupplung muss ein Synchronring kein Antriebsmoment des Fahrzeugs übertragen.

Synchronisationsvorgänge beim Gangwechsel

Die Drehzahlsynchronisation wird durch den Winkel der Schaltwalze gesteuert und muss innerhalb eines Zeitfensters abgeschlossen sein (siehe Abbildung 3.16). Das dabei entstehende Reibmoment muss mathematisch nachgebildet werden.

Die Funktion der Lagerreibung in Abschnitt 3.4.2 wird unter anderem mit einem konstanten Anteil beschrieben. Hier ist ein konstanter Anteil nicht sinnvoll, da kein Reibmoment im Leerlauf (Schaltwalze in einer Neutralposition) übertragen werden soll. Für dieses Reibmoment wird eine quadratische Funktion herangezogen, um eine ähnliche Kennlinie wie die Kupplungskennlinie zu erhalten. Als Eingangsgröße in die Funktion wird der Offset-befreite Drehwinkel α_{SDi} (Wertebereich: $0^\circ - 45^\circ$) verwendet. Dieser wird in der **Model Control Unit** berechnet:

$$T_{SGi} = (a_{1,i} \cdot \alpha_{SDi} + a_{2,i} \cdot \alpha_{SDi}^2) \cdot \tanh(\alpha_{SRi} \left(\frac{\omega_{CLi}}{i_{SGi}} - \omega_w \cdot i_{FDi} \right)) \quad (3.14)$$

Die Koeffizienten $a_{1,i}$ und $a_{2,i}$ für $i = 1, 2, \dots, 6, R$ der Gleichung 3.14 werden durch Versuche ermittelt (siehe Abschnitt 3.12.3). Die \tanh -Funktion bestimmt das Vorzeichen des Drehmoments T_{SGi} aus der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten $(\frac{\omega_{CLi}}{i_{SGi}} - \omega_w \cdot i_{FDi})$, die beide auf den

Bezug der Abtriebswelle über die Übersetzungsverhältnisse i_{FDi} und i_{SGi} umgerechnet werden. Desweiteren trägt die \tanh -Funktion zur numerischen Stabilität der Simulation bei, der Faktor α_{SRi} wird ebenfalls durch Versuche in Abschnitt 3.12.3 bestimmt.

In Gleichung 3.15 wird das Schaltradmoment auf die zugehörige Kupplungswelle umgerechnet. Dieses Moment wirkt auf die Kupplungswelle und synchronisiert diese gemäß der aktuellen Übersetzung und der Raddrehzahl:

$$T_{SGi_CLS} = -\frac{T_{SGi}}{i_{SGi}} \quad (3.15)$$

Simulation der starren Verbindung

Die Simulation der starren Verbindung wird, wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, realisiert. Da bei einem eingelegten Gang die Kupplungswelle über die Schaltmuffe fest mit den Rädern verbunden ist, wird die Raddrehzahl auf die Kupplungswelldrehzahl umgerechnet und dem Kupplungswellen-Integrator vorgegeben (siehe Gleichung 3.17). Das Antriebsmoment der Kupplung wird abzüglich der auftretenden Reibung an die Chassis-Differentialgleichung weitergegeben (siehe Gleichung 3.16), ebenso wird mit allen Trägheitsmomenten (Motor- und Kupplungswellentragheitsmoment) verfahren:

$$T_{SGi} = T_{CLi_rest} \cdot i_{SGi} \quad (3.16)$$

$$\omega_{CLi_locked_w_w} = \omega_w \cdot i_{FDi} \cdot i_{SGi} \quad (3.17)$$

3.5.2 Mathematische Beschreibung der Abtriebswellen

In Gleichungen 3.18 und 3.19 werden die Antriebsmomente der beiden Abtriebswellen berechnet:

$$T_A = T_{SGi} \cdot i_{FDi} \quad (3.18)$$

$$T_B = T_{SGi} \cdot i_{FDi} \quad (3.19)$$

ω_{CLi}	Winkelgeschwindigkeit der Kupplung i
ω_w	Winkelgeschwindigkeit der Räder
$\omega_{CLi_locked_w_w}$	Winkelgeschwindigkeit der Kupplung i durch die Raddrehzahl vorgegeben
T_{SGi}	Schaltradmoment bezogen auf die Abtriebswelle
T_{SGi_CLS}	Schaltradmoment bezogen auf die Kupplungswelle i
T_{CLi_rest}	Kupplungsübertragungsmoment abzüglich der Reibung
T_A	Abtriebsmoment an der Abtriebswelle 1
T_B	Abtriebsmoment an der Abtriebswelle 2
T_{SGi_CLS}	Schaltradmoment bezogen auf die Kupplungswelle i
i_{FDi}	Übersetzungsverhältnis des Differentials i
i_{SGi}	Übersetzungsverhältnis des Schaltrads SGi
$a_{1,i}$	linearer Reibkoeffizient des Synchronrings i
$a_{2,i}$	quadratischer Reibkoeffizient des Synchronrings i
α_{SRi}	tanh-Faktor des Synchronrings i

Tabelle 3.6: Beschreibung der Größen aus den Gleichungen 3.14 bis 3.15

3.5.3 Implementierung der Abtriebswellen

In Abbildung 3.17 ist der Koppelplan der Abtriebswelle DS1 gezeigt. Die Funktionen **fcn_DS1** und **fcn_DS2** besitzen je eine *error*-Ausgangsgröße zur Fehlerdiagnose. Im Code-Ausschnitt 3.5 ist diese Diagnose implementiert.

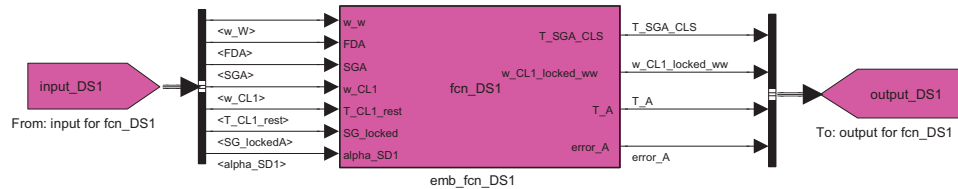


Abbildung 3.17: MATLAB Simulink® Koppelplan der Funktionen **fcn_DS1**

Im Gegensatz zur Kupplung wird der Synchronring aktiv über die Eingangsgröße *SG_locked* geschlossen. Sind die Reibungskoeffizienten schlecht gewählt, kommt es im Synchronisationsverlauf der Winkelgeschwindigkeit ω_{CLi} zu einem Sprung (Reibmoment zu gering) oder zu numerischen Schwingungen (Reibmoment zu groß) beim Umschalten von *SG_locked* = 0 auf *SG_locked* = 1. Die richtige Wahl der Parameter ist in Abschnitt 3.12.3 beschrieben.

```

1  % ... Code-Ausschnitt ...
2
3  % Überprüfe Getriebeindexte SGA, FDA
4  error_A = 0;
5
6  if ~(SGA == 1 || SGA == 3 || SGA == 5)
7      error_A = 1;
8  end
9
10 if ~(FDA == 1 || FDA == 2)
11     error_A = 1;
12 end
13
14 % Laden der verwendete Getriebeparameter
15 a_1 = gearbox_parameter_SR_linear_faktor_SGx(SGA);
16 a_2 = gearbox_parameter_SR_quadratic_faktor_SGx(SGA);
17 alpha_a = gearbox_parameter_SR_tanh_gradient_SGx(SGA);
18
19 ratio_SGA = gearbox_parameter_gear_ratio(SGA);
20 ratio_FDA = gearbox_parameter_finaldrive_ratio(FDA);
21
22 % Berechnung des Schaltradmoments A
23 T_SGA = 0; % momentanes Schaltradmoment
24
25 if SG_locked == 0
26     % Synchronring öffnen/rutscht
27     delta_wA = (w_CL1/ratio_SGA - w_w * ratio_FDA);
28     T_SGA = (a_1 * alpha_SD1 + a_2 * alpha_SD1^2)*tanh(alpha_a * delta_wA);
29 elseif SG_locked == 1
30     % Synchronring geschlossen/Gang eingelegt
31     T_SGA = T_CL1_rest * ratio_SGA;
32 end
33
34 % theoretische Kupplungsdrehzahl aufgrund der Raddrehzahl
35 w_CL1_locked_ww = w_w * ratio_FDA * ratio_SGA;
36
37 % Antriebsmoment an den Räder
38 T_A = T_SGA * ratio_FDA;
39 % Schaltradmoment bezogen auf die Kupplungswelle
40 T_SGA_CLS = -T_SGA / ratio_SGA;

```

Listing 3.5: Code-Auszug aus der Funktion **fcn_DS1**

3.5.4 Trägheitsmoment des Antriebstrangs

Das Trägheitsmoment des Antriebstrangs besteht aus folgenden Teilträgheitsmomenten:

- Verbrennungsmotor
- Getriebeeingangswelle

- Zahnradsatz
- Getriebeausgangswelle und Differential
- Antriebsachsen
- Räder

Je nach eingelegtem Gang und geschlossener oder offener Kupplung verändert sich das Massenträgheitsmoment des Antriebstrangs. Bei einem Doppelkupplungsgetriebe kommt noch der Faktor dazu, dass zwei Gänge gleichzeitig eingelegt sein können.

In der Gleichung 3.20 ist ein Beispiel für die Umrechnung des Motorträgheitsmoments in Bezug auf das Differential gezeigt. Das Trägheitsmoment wird mit dem Quadrat des Übersetzungsverhältnisses umgerechnet:

$$I_{ENG_DIFF} = I_{ENG} \cdot i_{SGi}^2 \cdot i_{FDi}^2 \quad (3.20)$$

I_{ENG}	Trägheitsmoment des Motors
I_{ENG_DIFF}	Trägheitsmoment des Motors bezogen auf das Differential
i_{FDi}	Übersetzungsverhältnis i des Differentials
i_{SGi}	Übersetzungsverhältnis des Schaltrads SGi

Tabelle 3.7: Beschreibung der Größen aus der Gleichung 3.20

Im Literaturverzeichnis befinden sich die Quellenangaben [14] bis [17] der Dokumente, in denen die Trägheitsmomente und die Übersetzungsverhältnisse angegeben sind.

Implementierung des variablen Trägheitsmoments

Die Funktion `fcn_inertials` gibt je nach Konfiguration des Getriebes ein Massenträgheitsmoment an die Chassis-Differentialgleichung weiter.

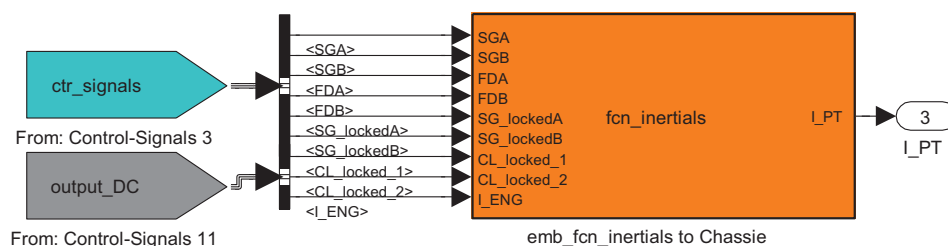


Abbildung 3.18: MATLAB Simulink® Koppelplan der Funktionen `fcn_inertials`

```

1  % ... Code-Ausschnitt ...
2  % kein Gang eingelegt
3  if SG_lockedA == 0 && SG_lockedB == 0
4      I_PT = gearbox_parameter_inertial_no_gear_to_diff;
5  end
6
7  % 1 Gang eingelegt und Kupplung 1 geschlossen
8  if SG_lockedA == 1 && SG_lockedB == 0 && CL_locked_1 == 1
9      I_PT = gearbox_parameter_inertial_gear_to_diff(SGA) + ...
10         I_ENG * ratio_SGA^2 * ratio_FDA^2;
11 end
12
13 % 1 Gang eingelegt und Kupplung 2 geschlossen
14 if SG_lockedA == 0 && SG_lockedB == 1 && CL_locked_2 == 1
15     I_PT = gearbox_parameter_inertial_gear_to_diff(SGB) + ...

```

```

16         I_ENG * ratio_SGB^2 * ratio_FDB^2;
17     end
18
19     % 1 Gang eingelegt und Kupplungen offen
20     if SG_lockedA == 1 && SG_lockedB == 0 && CL_locked_1 == 0 && CL_locked_2 == 0
21         I_PT = gearbox_parameter_inertial_gear_to_diff(SGA);
22     end

```

Listing 3.6: Code-Auszug aus der Funktion *fcn_inertials*

3.6 Modellierung einer Fahrzeug-Trockenkupplung ¹

Die Kupplung bildet das Verbindungselement zwischen Verbrennungsmotor und Getriebeeingang. Die klassische Kupplung eines manuellen Schaltgetriebes ist im unbetätigten Zustand geschlossen und realisiert eine Wellenverbindung mit Drehfederung zwischen Getriebe und Verbrennungsmotor (siehe Abbildung 3.20).

Bei diesem Getriebe sind die Kupplungen vom Typ *normally open* und müssen für eine Momentenübertragung aktiv geschlossen werden. Das übertragbare Moment einer Kupplung hängt von dem Anpressdruck ab, mit dem die Reibscheibe der Kupplung zwischen Druckplatte und Schwungscheibe geklemmt wird und ob es eine Differenzbewegung zwischen Reibscheibe und Schwungscheibe gibt (Gleitreibung oder Haftreibung).

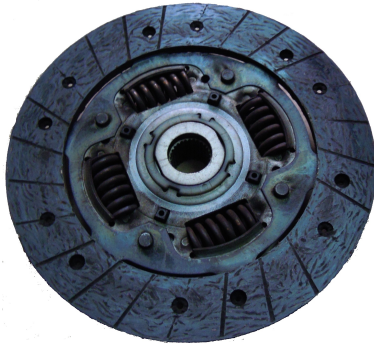


Abbildung 3.19: Reibscheibe einer manuellen Kupplung



Abbildung 3.20: Aufbau einer manuellen Kupplung (Internetquelle: [25])

3.6.1 Mathematisches Modell einer Fahrzeug-Trockenkupplung

Bei der mathematischen Beschreibung einer Kupplung muss man zwischen dem *rutschenden* bzw. *gleitenden* Zustand und dem *haftenden* Zustand unterscheiden.

Rutschende Kupplung (Gleitreibung bzw. Coulomb'sche Reibung)

Grundsätzlich gilt für ein trockenes Reibmoment T_{CL} die folgende Formel:

$$T_{CL} = \mu F_n R_a \operatorname{sign}(\omega_E - \omega_{CLS}) \quad (3.21)$$

Die Normalkraft F_n in der Gleichung 3.21 beschreibt die Kraft der Druckplatte, die die Reibscheibe zwischen Druckplatte und Schwungscheibe klemmt. Multipliziert man die Normalkraft F_n mit dem Reibkoeffizienten μ erhält man die Kraft, die parallel zur Kontaktfläche zwischen der Reibscheibe und dem Schwungrad wirkt. Um ein Moment T_{CL} zu erhalten, muss die Kraft μF_n mit dem sogenannten aktiven Radius R_a der Kupplung multipliziert werden. Der Richtungssinn des Moments ändert sich mit dem Vorzeichen der Differenzwinkelgeschwindigkeit $(\omega_E - \omega_{CLS})$.

¹ Inhalt und Gleichungen teilweise aus dem Dokument *Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch* [21].

Beispiel eines Differentialgleichungssystems des Antriebstrangs bei rutschender Kupplung:

Differentialgleichung des Motors:

$$\frac{d\omega_E}{dt} = \frac{1}{I_E} \cdot [T_{E,I} - T_{CL} - T_{EF}] \quad (3.22)$$

Differentialgleichung der Kupplungswelle:

$$\frac{d\omega_{CLS}}{dt} = \frac{1}{I_{CLS}} \cdot [T_{CL} - T_{DS} - T_{BF}] \quad (3.23)$$

Algebraische Gleichung des Kupplungsmoment:

$$T_{CL} = \mu F_n R_a \operatorname{sign}(\omega_E - \omega_{CLS}) \quad (3.24)$$

Die Gleichung 3.24 beschreibt das Moment, das die Kupplung im rutschenden Zustand in Abhängigkeit von der Normalkraft F_n übertragen kann.

Haftende Kupplung (Haftreibung)

Das Haftmoment $T_{CL,max}$ der Kupplung ist das höchste Moment, das die Kupplung übertragen kann, ohne zu rutschen. Es kann durch folgende Gleichung 3.25 berechnet werden:

$$T_{CL,max} = \mu_{stick} F_{n,max} R_a \quad (3.25)$$

Es wird angenommen: $\mu_{stick} = 2 \cdot \mu$.

Für eine reale Kupplung im geschlossenen Zustand (*sticking, haftend*) kann man folgende Differentialgleichung als Koppellement zwischen Motor- und Kupplungswelldifferentialgleichung verwenden:

$$\frac{dT_{CL}}{dt} = k_S \cdot (\omega_E - \omega_{CLS}) \quad (3.26)$$

Die Integration der Differenz $(\omega_E - \omega_{CLS})$ über der Zeit entspricht einem Drehwinkel. Der Faktor k_S entspricht dabei einer Drehfederkonstanten. Mit dieser Differentialgleichung 3.26 werden die Federelemente in der Reibscheibe (siehe Abbildung 3.19) nachgebildet. Diese Differentialgleichung gilt solange das Moment T_{CL} nicht das maximale Übertragungsmoment $T_{CL,max}$ der Kupplung übersteigt.

Beispiel eines Differentialgleichungssystems des Antriebstrangs bei haftender Kupplung:

Differentialgleichung des Motors:

$$\frac{d\omega_E}{dt} = \frac{1}{I_E} \cdot [T_{E,I} - T_{CL} - T_{EF}] \quad (3.27)$$

Differentialgleichung der Kupplungswelle:

$$\frac{d\omega_{CLS}}{dt} = \frac{1}{I_{CLS}} \cdot [T_{CL} - T_{DS} - T_{BF}] \quad (3.28)$$

Voraussetzung:

$$T_{CL} \leq T_{CL,max} \quad (3.29)$$

Differentialgleichung des Kupplungsmoments:

$$\frac{dT_{CL}}{dt} = k_S \cdot (\omega_E - \omega_{CLS}) \quad (3.30)$$

ω_E	Winkelgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors
I_E	Massenträgheitsmoment des Verbrennungsmotors
$T_{E,I}$	inneres Motormoment
T_{CL}	Kupplungsübertragungsmoment
T_{EF}	Reibmoment des Verbrennungsmotors
ω_{CLi}	Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle i
I_{CLS}	Trägheitsmoment der Kupplungswelle inkl. Kupplung
T_{DS}	Abtriebsmoment an der Kupplungswelle
T_{BF}	Lagerreibmoment des Getriebes
F_n	Normalkraft der Druckplatte auf die Reibscheibe
μ	Reibkoeffizient der Kupplung
k_S	Drehfederkoeffizient der Kupplungsfedern

Tabelle 3.8: Beschreibung der Größen aus den Gleichungen 3.22 bis 3.30

3.6.2 Mathematische Beschreibung der simulierten Doppelkupplung

In dieser Arbeit muss auf eine detaillierte Modellierung der Drehfedern verzichtet werden, da das Simulationsmodell des Getriebes echtzeitfähig auf dem Zielsystem laufen soll und die Rechenleistung begrenzt ist. Die Doppelkupplung wird im Prinzip durch zwei einzelne Kupplungen simuliert, die gemeinsam auf eine Kurbelwelle des Verbrennungsmotors arbeiten. Der *rutschende* Zustand einer Kupplung wird, wie oben beschrieben, durch Differentialgleichungen und Kennlinien beschrieben. Im *haftenden* Zustand werden die Differentialgleichungen je nach Zustand der Teilgetriebe zusammengefasst. Dabei ist die Aufteilung des Motormoments T_E , wenn beide Kupplungen im haftenden Zustand sind, nicht trivial.

Rutschender Zustand

Das Getriebemodell arbeitet im *rutschendem* Zustand nach den Differentialgleichungen 3.22 und 3.23 je Kupplung. Die Kupplungsmomente $T_{CLi,max}$ für $i = 1..2$ werden hier aber durch die Kennlinien 3.21 ermittelt, da die Kräfte $F_{n,i}$ nicht als Messgrößen zur Verfügung stehen. Die Eingangsgrößen in die Kupplungskennlinien sind die Kupplungspositionen s_{CLi} . Diese werden durch den Kupplungsencoder ermittelt (siehe Abschnitt 4.4).

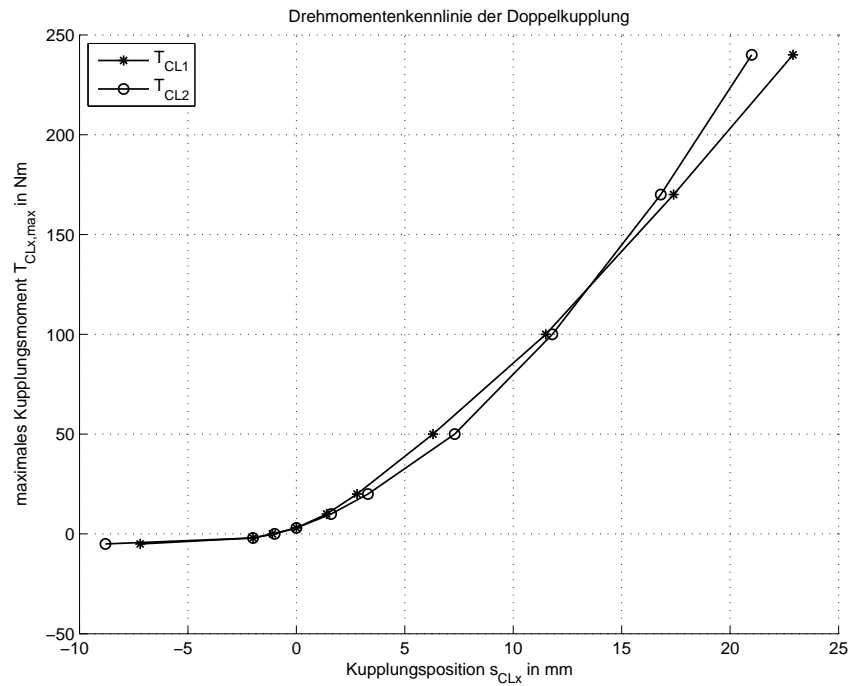


Abbildung 3.21: Kupplungskennlinie des 6DCT250-Getriebes

Das Vorzeichen des maximalen Übertragungsmoments $T_{CLi,max}$ einer Kupplung wird in der Simulation durch eine \tanh -Funktion ermittelt, da diese bei kleinen Differenzen $(\omega_E - \omega_{CLi})$ in der Simulation „gutmütiger“ ist als eine sign -Funktion.

Die Gleichung 3.31 beschreibt das Kupplungsmoment T_{CLi} der Kupplung i :

$$T_{CLi}(s_{CLi}) = T_{CLi,max}(s_{CLi}) \cdot \tanh(\alpha_{DC} \cdot (\omega_E - \omega_{CLi})) \quad (3.31)$$

Der Faktor α_{DC} steuert die Steilheit der \tanh -Funktion um den Ursprung. Dieser Faktor spielt eine wichtige Rolle beim Übergang zwischen rutschendem und haftendem Zustand der Kupplung. In Abschnitt 3.12.3 wird auf die Parametrierung dieses Faktors eingegangen. In Abbildung 3.22 ist der Einfluss des Faktors α abgebildet.

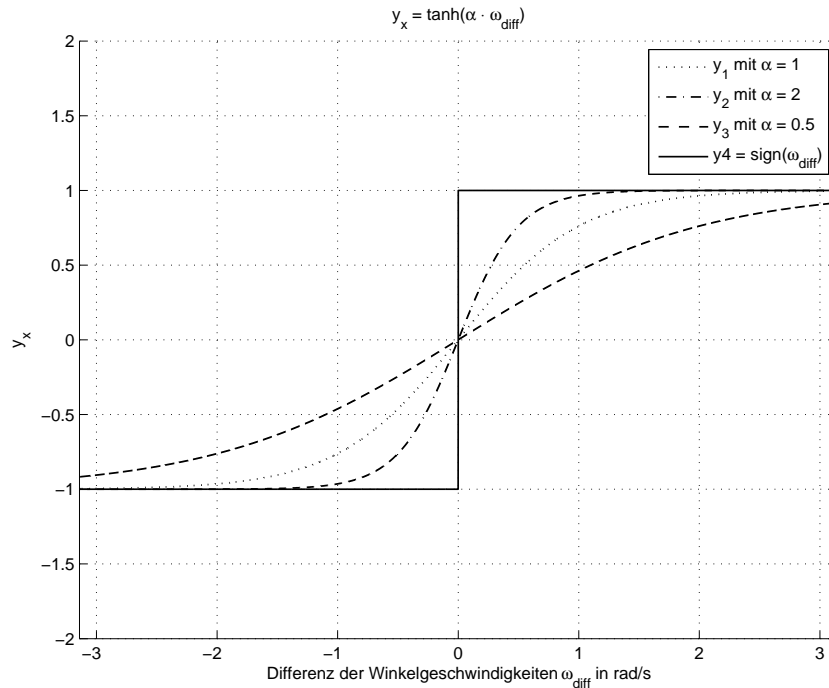


Abbildung 3.22: tanh-Funktion als Ersatz für die sign-Funktion

Haftender Zustand

Im haftenden Zustand wird das Gleichungssystem des Getriebemodells reduziert. Es muss unterschieden werden, ob eine oder beide Kupplungen mit dem Motor verbunden sind (vgl. Abschnitt 3.2, Zustände 4 bis 7 und Abschnitt 3.3).

Zustand 6 und 7

Im Zustand 6 wird das Motormoment bei einer haftenden Kupplung direkt in die Differentialgleichung der Kupplungswelle eingesetzt. Da diese aber starr mit dem Differential verbunden ist (Gang eingelegt), wird das Motormoment (verringert um die auftretende Reibung) mit dem aktuellen Übersetzungsverhältnis auf den Getriebeausgang (Radantriebsmoment) umgerechnet. Somit reduziert sich das Modell des Antriebstrangs **Motor-TG1-Differential-Chassis** auf ein Modell 1. Ordnung.

Beginnt nun die zweite Kupplung ein Drehmoment zu übertragen (Kupplung rutscht), ist der Wert dieses Moments klar durch die Kupplungsposition und der Kupplungskennlinie definiert (Gleichung 3.31). Das Moment der zweiten Kupplung reduziert das zur Verfügung stehende Motormoment für die erste Kupplungswelle, da die Summe aller an der Kurbelwelle angreifenden Momente null sein muss (Momentensatz $\sum M = 0$). Damit das Fahrzeug nicht an Geschwindigkeit verliert, muss das Motormoment durch Erhöhung der einzuspritzenden Treibstoffmenge vergrößert werden. In diesen beiden Fällen ist das Aufteilen des Motormoments durch die Kupplungskennlinie der rutschenden Kupplung definiert.

Gleichungen des Zustands 6

Gleichung der rutschenden Kupplung CL2:

$$T_{CL2}(s_{CL2}) = T_{CL2,max}(s_{CL2}) \cdot \tanh(\alpha_{DC} \cdot (\omega_E - \omega_{CL2})) \quad (3.32)$$

Gleichungen des Pfads **Motor-TG1-Differential**, Kupplung CL1 geschlossen:

$$T_A = T_{SGA} \cdot i_{FDA} = T_{CL1_{rest}} \cdot i_{SGA} \cdot i_{FDA} = \underbrace{[T_E - T_{CL2} - T_{BF} + T_{S1}]}_{T_{CL1}} \cdot i_{SGA} \cdot i_{FDA} \quad (3.33)$$

Die Motordrehzahl ω_E , die Kupplungsdrehzahlen ω_{CL1} und ω_{CL2} werden von der Raddrehzahl ω_w aus dem Fahrzeugmodell vorgegeben und die Integratoren des Motors und des Getriebes werden im Reset gehalten (vgl. Abschnitt 3.3):

$$\omega_E = \omega_{CL1} = \omega_w \cdot i_{SGA} \cdot i_{FDA} \quad (3.34)$$

$$\omega_{CL2} = \omega_w \cdot i_{SGB} \cdot i_{FDB} \quad (3.35)$$

Durch vertauschen der Indizes erhält man die Gleichungen für den Zustand 7.

Zustand 4 und 5

In Zustand 4 und 5 haften beide Kupplungen. Es gilt: $\omega_E = \omega_{CL1} = \omega_{CL2}$.

Die erste Kupplung überträgt das nötige Antriebsmoment des Fahrzeugs, die zweite überträgt das Moment, um die auftretende Reibung des zweiten Teilgetriebes zu kompensieren (Zustand 4). Die Aufteilung des Motormoments erfolgt nun wieder durch den Momentensatz ($\sum M = 0$). Die Summe der Reibmomente des zweiten Teilgetriebes wird durch die Gleichungen 3.7, 3.8 und 3.9 bestimmt.

Gleichungen des Zustands 4

Gleichung der Kupplung CL2 (Reibmomente):

$$T_{CL2} = -T_{CL2_{DC}} = -[T_{SGB_{CLS}} - T_{BF2} + T_{S2}] \quad (3.36)$$

In der Gleichung 3.36 ist auch das Drehmoment der Abtriebswelle vorhanden, da es vorkommen kann, dass ein Gang eingelegt wird, die Kupplung schon gelockert wurde, aber im Modell noch als geschlossen angenommen wird und sich synchron mit dem Motor dreht. Es kommt zu einem Anstieg des Kupplungsmoments, bis die Kupplung in den rutschenden Zustand übergeht.

Die Gleichungen des Pfads **Motor-TG1-Differential** mit der haftenden Kupplung CL1 bleibt gleich wie im Zustand 6.

Die Kupplungsdrehzahl ω_{CL1} und die Motordrehzahl ω_E werden wieder von der Raddrehzahl ω_w vorgegeben:

$$\omega_E = \omega_{CL1} = \omega_w \cdot i_{SGA} \cdot i_{FDA} \quad (3.37)$$

Die Drehzahl der Kupplung CL2 wird in diesem Fall vom Motor vorgegeben:

$$\omega_{CL2} = \omega_E \quad (3.38)$$

Auch hier kann man die Gleichungen für den Zustand 5 durch Vertauschen der Indizes erhalten.

Spätestens an dieser Stelle wird klar, dass es zu Verzögerungen von mindestens einem Zeitschritt bei der Berechnung der einzelnen Drehzahlen kommen wird.

3.6.3 Implementierung des Modells

Zur Implementierung wurde eine *Embedded Matlab function* verwendet. Die rot eingefärbten Verzögerungs- und Memoryblöcke dienen dazu, algebraische Schleifen zu unterbrechen, wobei hier *Unit Delay*-Blöcke für Steuersignale und *Memory*-Blöcke für physikalische Größen, wie Drehmomente oder Winkelgeschwindigkeiten, verwendet werden. In der Funktion `fcn_DC` sind die oben angeführten Gleichungen implementiert. Es werden die beiden Kupplungsmomente berechnet und bestimmt, ob eine Kupplung in den haftenden Zustand übergeht bzw. im haftenden Zustand bleibt.

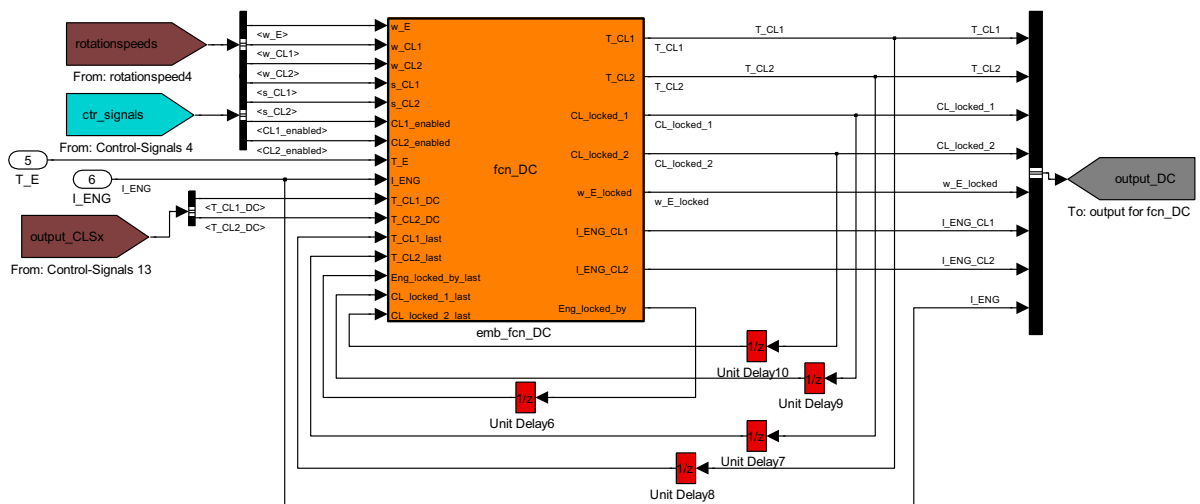


Abbildung 3.23: MATLAB Simulink® Koppelplan der Funktion `fcn_DC`

In Zeile 21 bis 24 des Code-Ausschnitts 3.7 sind die Bedingungen für einen Zustandswechsel der Kupplung 1 zwischen *rutschend* und *haftend* implementiert. Die Bedingungen für die zweite Kupplung sind in Zeile 57 bis 60 zu finden.

```

1  %           ... Code-Ausschnitt ...
2
3  delta_w1 = w_E - w_CL1;
4  delta_w2 = w_E - w_CL2;
5
6  % Bestimmung der aktuellen Kupplungsmomente aus der Kennlinie
7  T_CL1_max = interp1(p_CL1, T_CLx, s_CL1, 'linear', 'extrap'); % maximales
8  %Kupplungsmoment = f(s_CL1)
9  T_CL2_max = interp1(p_CL2, T_CLx, s_CL2, 'linear', 'extrap'); % maximales
10 %Kupplungsmoment = f(s_CL2)
11
12 Eng_locked_by = 0; % ... Motordrehzahl aus Motor-Integrator
13 w_E_locked = w_E; % ... Vorgabe der Winkelgeschwindigkeit des Motors
14 I_ENG_CL1 = 0; % ... Übergabe des Trägheitsmoments des Motors
15 I_ENG_CL2 = 0; % ... Übergabe des Trägheitsmoments des Motors
16
17
18 %% Zustand der Kupplungen:
19
20 %% Zustand der Kupplung 1
21 if abs(T_E - T_CL2_last) < T_CL1_max*2 && w_E > 50 && ...
22 (abs(delta_w1) < gearbox_clutch_w_d_stick && ...
23 CL_locked_1_last == 0 || CL_locked_1_last == 1) ...
24   && CL1_enabled == 1
25
26   % Kupplung 1 geschlossen, und Kupplung 2 offen/rutscht
27   if CL_locked_2_last == 0
28     % Kupplung 2 rutscht
29     T_CL1 = T_E - T_CL2_last;
30     I_ENG_CL1 = I_ENG;
31
32   else
33     % zusätzlich Kupplung 2 geschlossen, kein Gang im TG2 eingelegt
34     if Eng_locked_by_last == 1
35       % Kupplungsmoment 1 ist Motormoment abzüglich Reibung des TG2
36       T_CL1 = T_E + T_CL2_DC;
37     else

```

```

38     % Kupplung 2 gibt Motordrehzahl vor, Kupplung 1 überträgt
39     % Reibmomente aus TG1
40     T_CL1 = -T_CL1_DC;
41     end
42     I_ENG_CL1 = I_ENG + I_CLS2; % Motor + CLS2
43 end
44 CL_locked_1 = 1; % Kupplung 1 geschlossen/haftet
45
46 else
47     % Kupplung 1 rutscht
48     if w_E > 10 % Vermeidet Schwingungen von T_CLx wenn Motor aus.
49         T_CL1 = T_CL1_max * tanh(alpha_DC*delta_w1);
50     else
51         T_CL1 = 0;
52     end
53     CL_locked_1 = 0;
54 end
55
56 %% Zustand der Kupplung 2
57 if abs(T_E - T_CL1_last) < T_CL2_max*2 && w_E > 50 && ...
58 (abs(delta_w2) < gearbox_clutch_w_d_stick && ...
59 CL_locked_2_last == 0 || CL_locked_2_last == 1) ...
60 && CL2_enabled == 1
61
62     % Kupplung 2 geschlossen
63     if CL_locked_1_last == 0
64         % Kupplung 1 rutscht
65         T_CL2 = T_E - T_CL1_last;
66         I_ENG_CL2 = I_ENG;
67     else
68         % zusätzlich Kupplung 1 geschlossen, kein Gang im TG1 eingelegt
69         if Eng_locked_by_last == 2
70             % Kupplungsmoment 2 ist Motormoment abzüglich Reibung des TG1
71             T_CL2 = T_E + T_CL1_DC;
72         else
73             % Kupplung 1 gibt Motordrehzahl vor, Kupplung 2 überträgt
74             % Reibmomente aus TG2
75             T_CL2 = -T_CL2_DC;
76         end
77         I_ENG_CL2 = I_ENG + I_CLS1;
78     end
79     CL_locked_2 = 1; % Kupplung 2 geschlossen/haftet
80
81 else
82     % Kupplung 2 rutscht
83     if w_E > 10 % Vermeidet Schwingungen von T_CLx wenn Motor aus.
84         T_CL2 = T_CL2_max * tanh(alpha_DC*delta_w2);
85     else
86         T_CL2 = 0;
87     end
88     CL_locked_2 = 0;
89 end
90
91 % Eng_locked_by .. Angabe, welche Kupplung dem Motor die Drehzahl vorgibt.
92     % "0" ... Motordrehzahl aus Motor-Integrator
93     % "1" ... Motordrehzahl aus CLS1-Integrator
94     % "2" ... Motordrehzahl aus CLS2-Integrator
95
96 %Welche Kupplung gibt im geschlossenen Zustand dem Motor die Drehzahl vor?
97 if CL_locked_1 == 1 && ~(Eng_locked_by_last == 2)
98     w_E_locked = w_CL1;
99     Eng_locked_by = 1;
100 elseif CL_locked_2 == 1 && ~(Eng_locked_by_last == 1)
101     w_E_locked = w_CL2;
102     Eng_locked_by = 2;
103 end

```

Listing 3.7: Code-Auszug aus der Funktion *fen_DC*

Anhand der Variablen `Eng_locked_by` wird bestimmt, welche Kupplung dem Motor die Drehzahl im haftenden Zustand vorgibt. Der gesamte Quellcode der Funktion ist im Anhang zu finden.

3.7 Modellsteuerung

Die Modellsteuerung dient dazu, die Zustände (z.B. 1. Gang eingelegt) und die Zustandsübergänge (z.B. Übergang von N13 in N13_G3) des Getriebes zu modellieren. Es werden die mechanischen Eingangsgrößen (Drehwinkel der Schaltwalzen und Positionen der Kupplungen) ausgewertet und an die Funktionen des Simulationsmodells in aufbereiteter Form weitergegeben.

Die Zustände beziehen sich auf die Hauptkomponenten, wie Kupplungen und Teilgetriebe.

- Zustände des Teilgetriebes 1 (ungerade Gänge)
 - G1, G1_N13, N13, N13_G3, G3, ... , N35_G5, G5
- Zustände des Teilgetriebes 2 (gerade Gänge)

- GR, GR_NR2, NR2, NR2_G2, G2, ... , N46_G6, G6

Die Modellsteuerung überprüft die Zustände der Teilgetriebe. Wenn in beiden Teilgetrieben ein Gang eingelegt ist, darf sich nur eine Kupplung haftend mit dem Motor verbinden und diesem die Drehzahl vorgeben (vgl. Abschnitt 3.2, Zustand 3, 6 und 7).

Ist nur in einem Teilgetriebe ein Gang eingelegt, können beide Kupplungen geschlossen werden (siehe Abschnitt 3.2.3, Zustand 4 und 5). Dabei gibt jene Kupplung, die als erste geschlossen wurde, die Drehzahl für den Motor und für die zweite Kupplung vor.

3.7.1 Implementierung der Modellsteuerung

Für die Modellierung von Zustands- und Ablaufdiagrammen ist MATLAB Simulink® Stateflow bestens geeignet. In Abbildung 3.24 ist der Simulink-Block des Stateflow-Charts mit den Ein- und Ausgangsgrößen abgebildet.

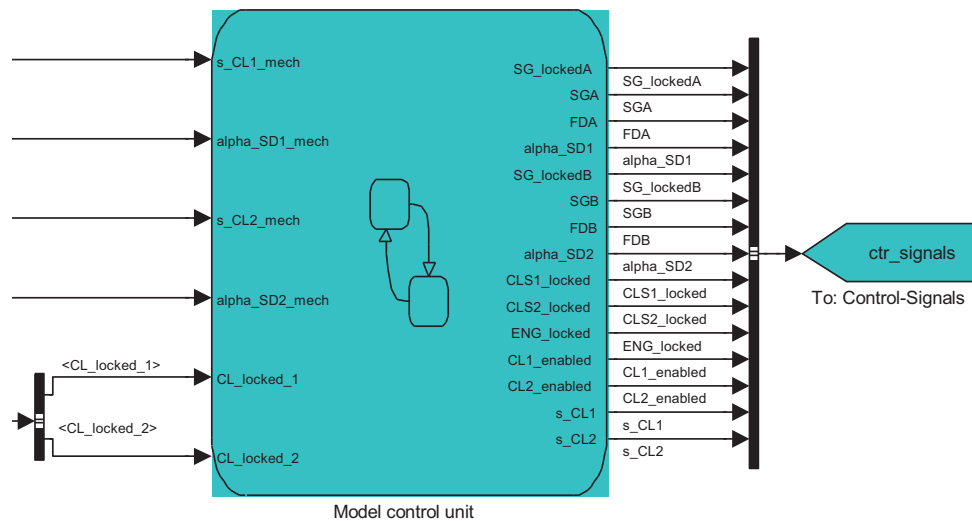


Abbildung 3.24: MATLAB Simulink® Koppelplan des Stateflow-Charts *Model control unit*

In der Abbildung 3.25 sind die Zustandsdiagramme und Stateflow-Funktionen der Teilgetriebe gezeigt. Die sogenannten *Superstates* sind dick-strichliert und werden parallel zu den dick umrandeten Funktionen ausgeführt.

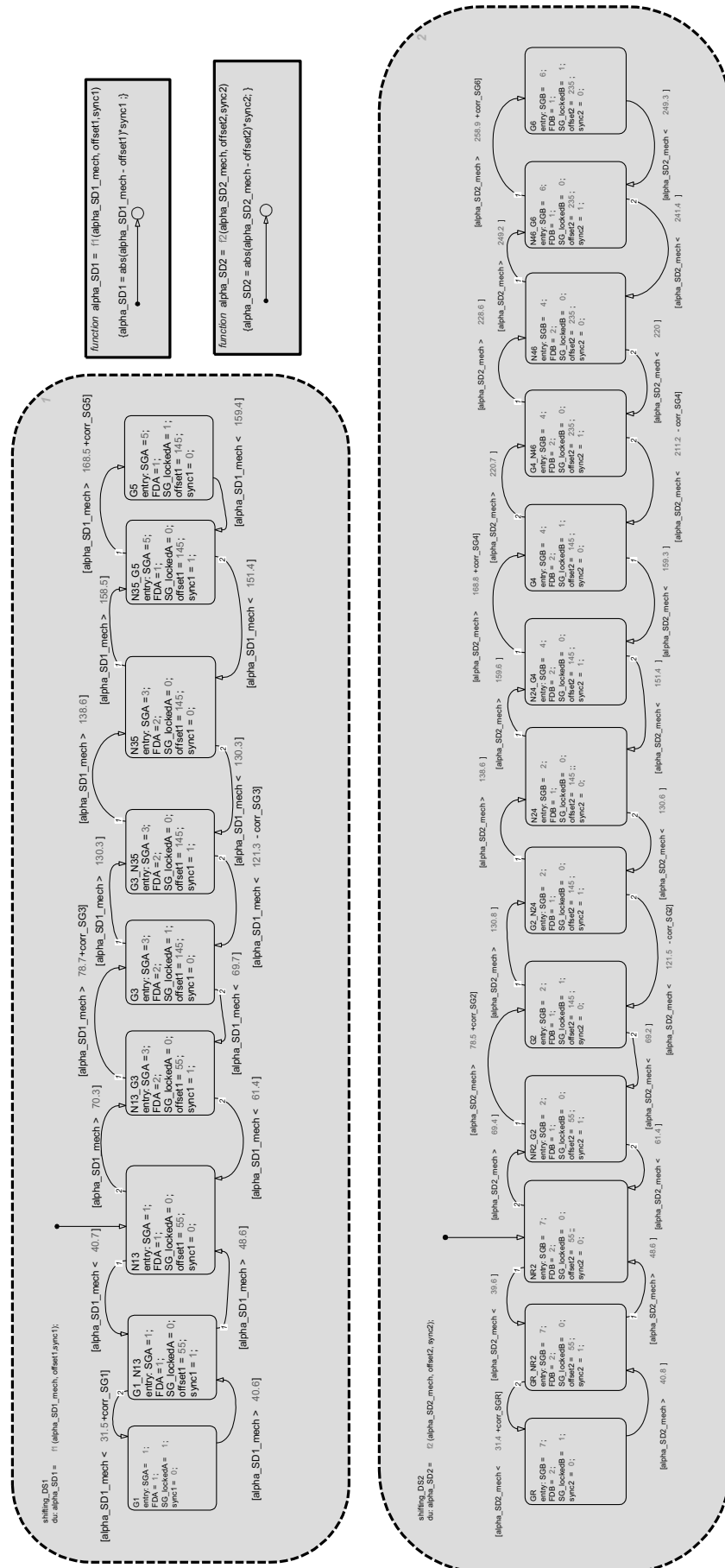


Abbildung 3.25: Zustandsdiagramm der zwei Teilgetriebe

Die Zustandsübergänge werden durch die Drehwinkel α_{SD1_mech} und α_{SD2_mech} gesteuert. In jedem Zustand werden Zustandsgrößen gesetzt. Als Beispiel sei hier der Offset-befreite Drehwinkel α_{SD1} genannt. Dieser wird laufend durch die Funktion **function alpha_SD1** berechnet. Je nach Zustand ist ein anderer Offset-Abgleich (*offset1* bzw. *offset2*) notwendig. Die Variable *sync1* bzw. *sync2* gibt an, ob es sich um einen Synchronisationszustand handelt. Die Übergänge zu den Zuständen G1, G2, ..., G6, GR können durch die Kalibrierdaten *corr_SGi* (für $i = 1, 2, \dots, 6, R$) gegenüber dem Winkel α_{SDj_mech} (für $j = 1, 2$) verschoben werden. Mit diesen Kalibrierdaten können die Abweichungen zwischen der integrierten Winkelmessung im Steuergerät und der Winkelmessung der HIL-Simulation kompensiert werden. Die Parametrierung dieser Größen wird in Abschnitt 3.12.3 beschrieben.

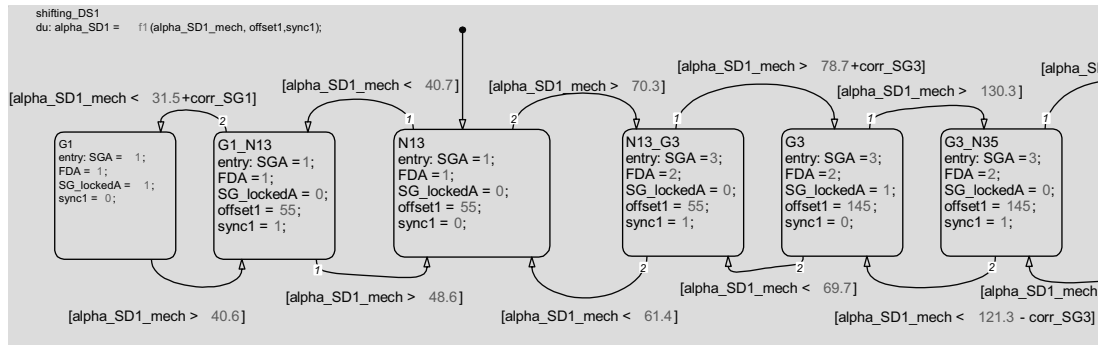


Abbildung 3.26: Ausschnitt aus dem Zustandsdiagramm des Teilgetriebes 1

In Abbildung 3.27 sind die Zustandsdiagramme und Stateflow-Funktionen der Kupplungen gezeigt. Die Funktionen **function CLSi_locked** werden bei jedem Aufruf des Stateflow-Charts ausgeführt und steuern die Integratoren der Kupplungswellen. Die Funktion **function ENG_locked** steuert den Integrator der Motor-Differentialgleichung .

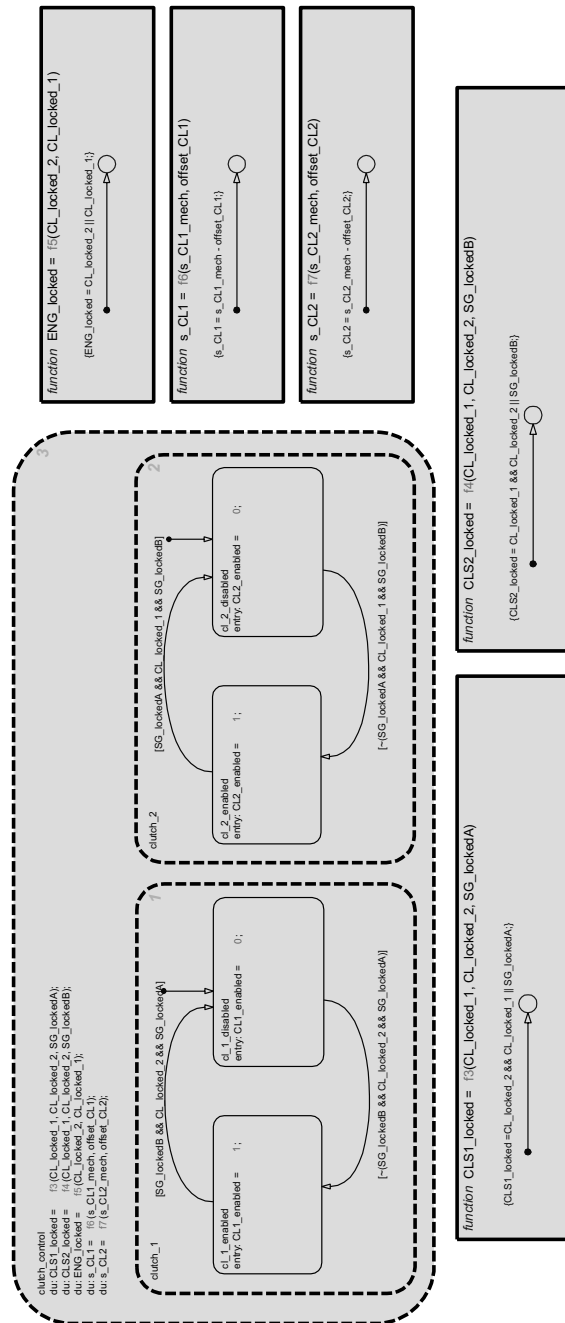


Abbildung 3.27: Zustandsdiagramm der zwei Kupplungen

Die Größen *CL1_enabled* und *CL2_enabled* geben an, ob die Kupplungen für das Schließen (haftende Verbindung) freigegeben sind.

3.8 Einlesen von physikalischen Signalen

Die programmierte FPGA-Karte erfasst die physikalischen Signale und gibt die Rohdaten an die Simulation weiter.

Die Rohdaten sind:

- PWM-Frequenzen in Hz und Pulsbreiten SD_{PWi} in % der Schaltwalzensensoren.

- Inkrementelle Positionswerte pos_{CLi} (Anzahl der Flanken) der Kupplungen

3.8.1 Berechnung der Kupplungspositionen

Der Kupplungsenncoder erfasst die Flanken der Hallsignale und summiert diese gemäß der Drehrichtung auf.

Umrechnung der Flankenanzahl pos_{CLi} in eine Wegangabe s_{CLi} in m:

- 1 Umdrehung des Kupplungsmotors $\hat{=}$ 2.25mm Kupplungsweg
- 7 Impulse (= 2 Flanken) / Umdrehung / Spur (Kanal)
- 3 Spuren (Kanäle)

$$s_{CLi} = (pos_{CLi} \cdot cl_mm_per_pulse - cl_mm_offset) / 1000 \quad (3.39)$$

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Kupplungsweg pro Flanke	cl_mm_per_pulse	0.05357	mm
Offsetverschiebung der Kupplungskennlinie	cl_mm_offset	7	mm

Tabelle 3.9: Parameter der Kupplungspositionsbestimmung

3.8.2 Berechnung der Schaltwalzenwinkel

Die Umrechnungsparameter liegen dem *Teach-In-Prozess* in Abbildung 4.50 zu Grunde. Sie wurden aus dieser Messung ermittelt und sind in der Tabelle 3.10 zu finden.

Umrechnung der Pulsbreiten SD_{PWMi} in einen Drehwinkel α_{SDi_mech} in °:

Die Umrechnung erfolgt durch eine Geradengleichung $y = kx + d$, deren Parameter k und d durch die folgenden Gleichungen 3.40 und 3.41 hergeleitet werden.

Durch den Aufbau der Drehwinkelmessung bezieht sich für beide Schaltwalzen der kleinste PWM-Wert SDi_{PWM_min} auf den größten Wert $\alpha_{SDi_ETK_max}$ des Drehwinkels. Selbiges gilt für den größten PWM-Wert und den kleinste Drehwinkel:

$$\alpha_{SDi_ETK_max} = k_i \cdot SDi_{PWM_min} + d_i \quad (3.40)$$

$$\alpha_{SDi_ETK_min} = k_i \cdot SDi_{PWM_max} + d_i \quad (3.41)$$

Aus den zwei Gleichungen 3.40 und 3.41 werden die zwei Unbekannten k_i und d_i bestimmt:

$$k_i = \frac{\alpha_{SDi_ETK_max} - \alpha_{SDi_ETK_min}}{SDi_{PWM_min} - SDi_{PWM_max}} \quad (3.42)$$

$$d_i = \frac{\alpha_{SDi_ETK_min} \cdot SDi_{PWM_min} - \alpha_{SDi_ETK_max} \cdot SDi_{PWM_max}}{SDi_{PWM_min} - SDi_{PWM_max}} \quad (3.43)$$

Die Abkürzung *ETK* (Emulationstastkopf) im Index der Winkel bedeutet, dass diese Daten während des *Teach-In-Prozesses* über die ETK-Schnittstelle aus dem Steuergerät ausgelesen wurden.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Schaltwalze 1, ungerade Gänge			
max. Pulsweite des Signals SD_{PWM1}	$SD1_{PWM_max}$	90.75	%
min. Pulsweite des Signals SD_{PWM1}	$SD1_{PWM_min}$	35.48	%
max. Schaltwalzenwinkel SD1	$\alpha_{SD1_ETK_max}$	200	°
min. Schaltwalzenwinkel SD1	$\alpha_{SD1_ETK_min}$	0	°
Schaltwalze 2, gerade Gänge			
max. Pulsweite des Signals SD_{PWM2}	$SD2_{PWM_max}$	84.09	%
min. Pulsweite des Signals SD_{PWM2}	$SD2_{PWM_min}$	3.29	%
max. Schaltwalzenwinkel SD2	$\alpha_{SD2_ETK_max}$	290	°
min. Schaltwalzenwinkel SD2	$\alpha_{SD2_ETK_min}$	0	°

Tabelle 3.10: Parameter der Drehwinkelmessung

3.8.3 Implementierung

Die Berechnung der mechanischen Bedeutung der Sensorwerte wird in der Funktion **fcn_clway** durchgeführt.

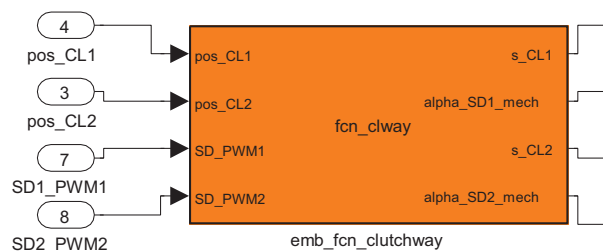


Abbildung 3.28: MATLAB Simulink® Koppelplan der Funktionen **fcn_clway**

Der Quellcode dieser Funktion befindet sich im Anhang.

3.9 Erzeugung der physikalischen Signale

Die zwei Drehzahlssignale der Kupplungswellen werden als Puls-Weiten-Modulierte-Signale (PWM-Signale) ausgegeben.

Die Aufgaben der Funktion **fcn_DRCoder** sind:

- Umrechnen der Winkelgeschwindigkeiten ω_{CL1} und ω_{CL2} auf das reale Sensorsignal nach Gleichung 3.44.
- Bestimmung der aktuellen Pulsbreite des Sensorsignals ISS1 in %.
- Implementierung einer Hysterese um 0Hz.
- Eine manuelle Vorgabe der Drehzahlen ISS1 und ISS2 in U/min soll möglich sein.

$$f_{ISSi} = \frac{\omega_{CLi}}{n_{ISSi}} \cdot i_{SGj} \quad (3.44)$$

Die Parameter n_{ISSi} und i_{SGj} sind in der Tabelle 2.2 zu finden.

3.9.1 Implementierung

In Abbildung 3.29 ist die Funktion `fcn_DRCoder` zur Erzeugung der realen Sensorsignale zu sehen.

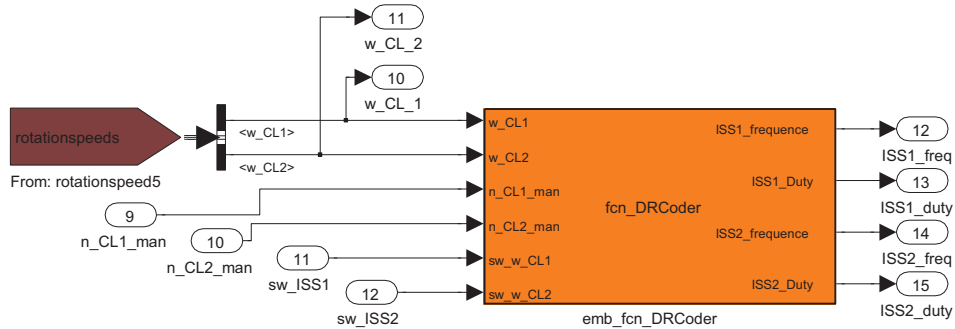


Abbildung 3.29: MATLAB Simulink® Koppelplan der Funktionen `fcn_DRCoder`

```

1  % ... Code-Ausschnitt ...
2  % Quelle: Drehzahlsignal ISS1
3  if sw_w_CL1 == 1
4      % manuelle Vorgabe
5      ISS1_w_CL1 = ...
6      num_teeth_G3/(2*pi)/gearbox_parameter_gear_ratio(3)*n_CL1_man*2*pi/60; %Hz
7  else
8      % Wert aus der Simulation
9      ISS1_w_CL1 = ...
10     num_teeth_G3/(2*pi)/gearbox_parameter_gear_ratio(3)*w_CL1; % Hz
11  end
12
13     ...
14
15 %% Rechtslauf
16 if ISS1_w_CL1 <= -0.1
17     ISS1_frequency = abs(ISS1_w_CL1); % Hz
18     if ISS1_frequency > 1100 % Hz
19         ISS1_Duty = 100*ISS1_frequency*t_NDR; % Keine Richtungserkennung
20                                     % über 1100 Hz
21     else
22         ISS1_Duty = 100*ISS1_frequency*t_DRR; % Rechtslauf
23     end
24 end
25
26 %% Linkslauf
27 if ISS1_w_CL1 > 0.1
28     ISS1_frequency = ISS1_w_CL1; % Hz
29     if ISS1_frequency > 1100 % Hz
30         ISS1_Duty = 100*ISS1_frequency*t_NDR; % Keine Richtungserkennung
31                                     % über 1100 Hz
32     else
33         ISS1_Duty = 100*ISS1_frequency*t_DRL; % Linkslauf
34     end
35 end

```

Listing 3.8: Code-Auszug aus der Funktion `fcn_DRCoder`

Im Anhang ist der vollständige Quellcode zu dieser Funktion zu finden.

3.10 Modellierung eines einfachen Verbrennungsmotors

Für einen vorläufigen Test des Getriebemodells wird ein Modell eines Verbrennungsmotors benötigt. In Abbildung 3.30 sind die grundlegenden mechanischen Komponenten abgebildet. Der Motor besteht aus der Kurbelwelle (m_{ENG}), einem Schwungrad (m_S), 2 Hauptlagern mit dem viskosen Reibungskoeffizienten γ_E und einer Torsionsfeder (lineare Federkonstante k_E), die

die Verdrehsteifigkeit der Kurbelwelle nachgebildet.

Das Modell arbeitet mit einem gleichförmigen Antriebsmoment $T_{E,I}$ der Verbrennung und bildet keine Drehmomentrippe entlang des Kurbelwellenwinkels nach. Am Schwungrad greift das Kupplungsmoment T_{CL} an.

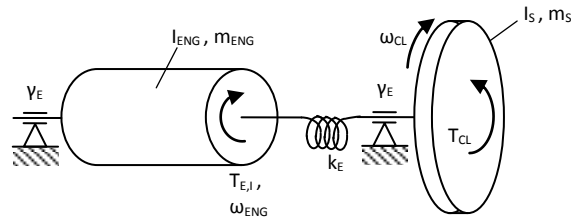


Abbildung 3.30: Rotationsmassen eines einfachen Verbrennungsmotors

Differentialgleichungen des Modells:

$$\frac{d\omega_{ENG}}{dt} = \frac{1}{I_{ENG}} \cdot [T_{E,I} - \gamma_E \cdot \omega_{ENG} - k_E \cdot \varphi_{E,CL}] \quad (3.45)$$

$$\frac{d\omega_{CL}}{dt} = \frac{1}{I_S} \cdot [-T_{CL} - \gamma_E \cdot \omega_{CL} + k_E \cdot \varphi_{E,CL}] \quad (3.46)$$

$$\frac{d\varphi_{E,CL}}{dt} = \omega_{ENG} - \omega_{CL} \quad (3.47)$$

algebraische Gleichungen:

Rückstellmoment der Drehfeder:

$$T_{E,CL} = k_E \cdot \varphi_{E,CL} \quad (3.48)$$

Reibmoment pro Lagerstelle:

$$T_{FE}(\omega_{ENG}) = \gamma_E \cdot \omega_{ENG} \quad (3.49)$$

Berechnung des inneren Antriebsmoments unter Volllast:

$$T_{E,I,max}(\omega_{ENG}) = T_{E,max} + 2 T_{FE}(\omega_{ENG}) \quad (3.50)$$

Inneres Antriebsmoment im Teillastbereich in Abhängigkeit der fiktiven Gaspedalstellung:

$$T_{E,I}(\omega_{ENG}) = \frac{acc.Ped}{100} \cdot T_{E,I,max}(\omega_{ENG}) \quad (3.51)$$

Die Gleichung 3.45 beschreibt die Rotation der Pleuellagerung. Das Antriebsmoment $T_{E,I}$ wird bei der Simulation aus der Volllast-Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie $T_{E,I,max}(\omega_{ENG})$ (siehe Abbildung 3.31) des real eingesetzten Motors mit der Berücksichtigung einer fiktiven Gaspedalstel-

lung $acc.Ped$ (siehe Gleichung 3.51) bestimmt. Da nur die Kennlinie des Drehmoments $T_{E,max}$ an der Kupplung gegeben war, musste für dieses Motormodell der Verlauf des inneren Antriebsmoments unter Volllast erst berechnet werden (siehe Gleichung 3.50). Dazu wurde das Reibmoments T_{FE} zum Motormoment $T_{E,max}$ 2-mal hinzu addiert (für 2 Lagerstellen).

ω_{ENG}	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
ω_{CL}	Winkelgeschwindigkeit der Kupplung bzw. Schwungscheibe
$T_{E,I}$	Inneres Antriebsmoment des Motors, erzeugt durch den Verbrennungsvorgang
T_E	Motormoment an der Kurbelwelle (Reibung berücksichtigt)
T_{CL}	Kupplungsmoment
$T_{E,CL}$	Rückstellmoment der Drehfeder (Verdrehsteifigkeit)
T_{FE}	viskoses Reibmoment pro Lagerstelle
$\varphi_{E,CL}$	Verdrehwinkel zwischen Kurbelwelle und Schwungscheibe (Verdrehsteifigkeit)
k_E	Drehfederkonstante (Verdrehsteifigkeit)
γ_E	linearer Reibkoeffizient, viskose Reibung
I_{ENG}	Trägheitsmoment des Motors (Kurbelwelle)
I_S	Trägheitsmoment des Schwungscheibe (Kupplung)
$acc.Ped$	fiktive Gaspedalstellung (0 - 100%)

Tabelle 3.11: Beschreibung der Größen aus den Gleichungen 3.45 bis 3.48

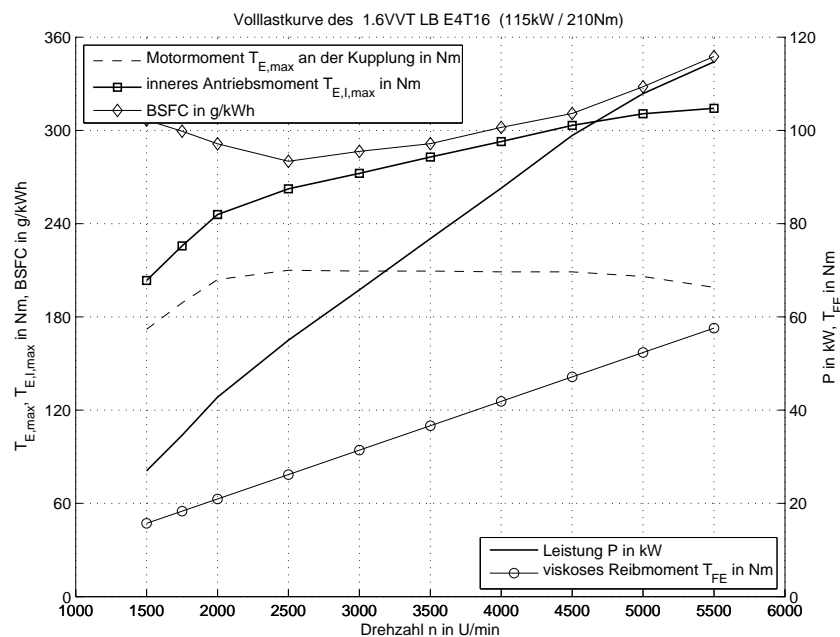


Abbildung 3.31: Volllast-Kennlinie des 1.6 VVT LB E4T16 Turbo-Benzin Motor

Die Bewegung der Schwungscheibe wird durch Gleichung 3.46 beschrieben. Die Torsionsfeder verbindet die beiden Wellenteile und so tritt der Kopplungsterm $k_E \cdot \varphi_{E,K}$ als Verbindung der ersten beiden Differentialgleichungen auf. Die Feder selbst wird durch den Drehwinkel $\varphi_{E,CL}$ in der Gleichung 3.47 bzw. Gleichung 3.48 beschrieben.

Für die nun folgende Betrachtung wird die *sign*-Funktion mit dem Faktor 1 ersetzt, unter der Voraussetzung, dass sich der Motor nur in die positive Rotationsrichtung (in Richtung ω_{ENG}) dreht. Somit kann das Motormodell in einer Zustandsraumdarstellung angeschrieben werden.

Zustandsraummodell:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{ENG} \\ \dot{\omega}_{CL} \\ \dot{\varphi}_{E,CL} \end{bmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{\gamma_E}{I_{ENG}} & 0 & -\frac{k_E}{I_{ENG}} \\ 0 & -\frac{\gamma_E}{I_S} & \frac{k_E}{I_S} \\ 1 & -1 & 0 \end{bmatrix}}_{A_E} \underbrace{\begin{bmatrix} \omega_{ENG} \\ \omega_{CL} \\ \varphi_{E,CL} \end{bmatrix}}_x + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{I_{ENG}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_S} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{B_E} \underbrace{\begin{bmatrix} T_{E,I} \\ T_{CL} \end{bmatrix}}_u \quad (3.52)$$

Für die Simulation wurden folgende Parameter verwendet:

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Trägheitsmoment der Schwungscheibe	I_S	0.09	kgm^2
Trägheitsmoment der Kurbelwelle	I_{ENG}	0.768	kgm^2
viskoser Reibungskoeffizient	γ_E	0.1	$\frac{kgm^2}{s \cdot rad}$
lineare Drehfederkonstante	k_E	230000	$\frac{Nm}{rad}$

Tabelle 3.12: Parameter des Verbrennungsmotors

Die Analyse der Systemmatrix A_E ergab, dass es sich um ein sogenanntes *steifes* System handelt (siehe Gl. 3.53). Die Beträge der Eigenwerte liegen weit auseinander (Faktor > 1000), deshalb wäre es sinnvoll, für die Simulation bei variabler Schrittweite einen Algorithmus für steife Differentialgleichungssysteme zu verwenden (z.B. *ode23s*). Da das *Real-time*-System der HIL-Simulation nur mit fester Schrittweite arbeitet, muss man sich Gedanken über eine geeignete Wahl der Schrittweite (Abtastzeit) für einen *Fixed-Step*-Solver machen (siehe Abschnitt 3.13):

$$\begin{bmatrix} -0.23 \\ -0.51 + 1689.68 i \\ -0.51 - 1689.68 i \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

Simulation:

Das Differentialgleichungssystem 3.52 wurde in MATLAB Simulink® aufgebaut und durch geeignete Eingangsgrößen getestet. Als Solver wurde der *ode3-fixed-Step* mit einer Schrittweite $T_d = 1ms$ verwendet.

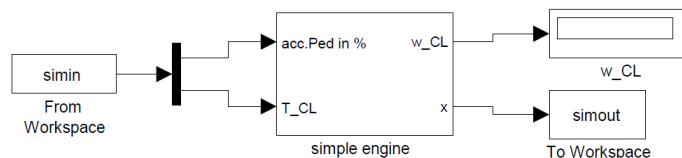


Abbildung 3.32: Simulationsumgebung

Die Eingangsgrößen, Gaspedalstellung $acc.Ped$ und Kupplungsmoment T_{CL} , wurden in einem Skript-file definiert und durch einen *source*-Block in die Simulation geladen.

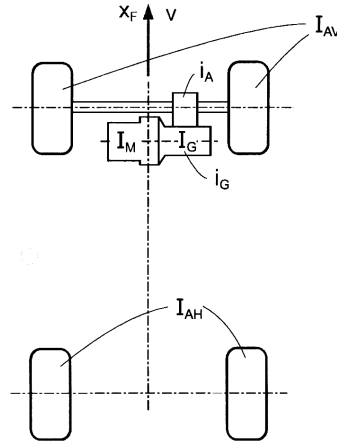


Abbildung 3.36: Antriebsstrang eines frontgetriebenen Fahrzeugs

In das Trägheitsmoment I_V sind die Trägheitsmomente der Vorderräder I_{AV} , des Getriebes I_G und des Motors I_M mit zu berücksichtigen. Die Gleichung 3.55 verdeutlicht, wie das Trägheitsmoment I_V zustande kommt. Die Größe i_A ist dabei die Übersetzung des Differentials (oben *Final Drive* genannt) und die Größe i_G berücksichtigt den aktuell eingelegten Gang und dessen Übersetzungsverhältnis. Das Trägheitsmoment I_H setzt sich aus den Trägheitsmomenten der Hinterräder zusammen. Das Trägheitsmoment des Motors darf aber nur dann in der Gleichung 3.55 mit berücksichtigt werden, wenn eine starre Verbindung zwischen Kurbelwelle und Räder existiert. Selbiges gilt für das Getriebe und dessen Trägheit, wenn es sich im Leerlauf befindet:

$$I_V = I_{AV} + i_A^2 (I_G + i_G^2 I_M) \quad (3.55)$$

$$I_H = I_{AH} \quad (3.56)$$

Zur weiteren Vereinfachung werden die Massen der Räder (m_V und m_H) und die Fahrzeugmasse m_A zu einer Gesamtmasse m .

$$m = m_A + m_V + m_H$$

Die Antriebsmomente M_{AV} und M_{AH} werden in ein Antriebs- M_A und in ein Bremsmoment M_B aufgeteilt und die Rollreibung ($M_{RV} + M_{RH}$) wird mittels eines Rollwiderstandskoeffizienten α_R ersetzt.

Fasst man die Vereinfachungen zusammen ergeben sich folgende Gleichungen:

$$m^* \dot{v} = \frac{M_A + M_B}{r} - W_R - W_L - W_S \quad (3.57)$$

$$m^* = m + \frac{1}{r^2} [I_{AV} + I_{AH} + i_A^2 (I_G + i_G^2 I_M)] \quad (3.58)$$

mit den Zusammenhängen:

Rollwiderstand:

$$W_R \approx \alpha_R m g \cos(\beta) \tanh(\alpha_v v) \quad (3.59)$$

Luftwiderstand:

$$W_L = \frac{1}{2} c_w \rho_L A_F v \cdot |v| \quad (3.60)$$

Steigungswiderstand:

$$W_S = m g \sin(\beta) \quad (3.61)$$

M_A Antriebsmoment an den Rädern
 M_B Bremsmoment an den Rädern

Die Nichtlinearitäten in den Gleichungen 3.59 und 3.60 dienen dem Zweck, dass die Widerstände immer gegen die Bewegung des Fahrzeugs wirken.

Simulation:

Die folgende Testsimulation wurde mit dem Solver *ode3-fixed-Step* und einer Schrittweite $T_d = 1ms$ durchgeführt. Für den Test des Modells wurden *Source*- und *Sink*-Blöcke verwendet, um die vordefinierte Eingangsgrößen in die Simulationsumgebung zu laden und die Simulationsergebnisse nachträglich zu bearbeiten.

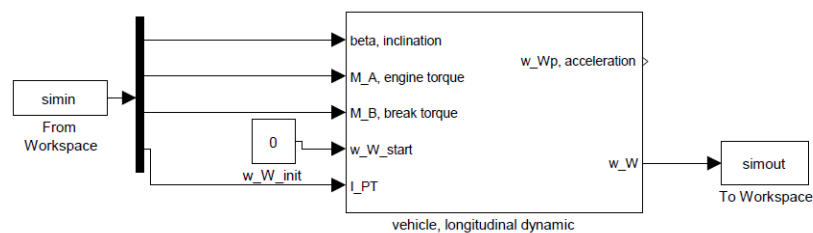


Abbildung 3.37: Simulationsumgebung des Fahrzeugmodells

Der Eingang L_{PT} dient dazu, das variable Trägheitsmoment des Antriebsstrangs in die Differentialgleichung des Fahrzeugmodells zu integrieren. Aufgrund der Nichtlinearitäten in den Gleichungen für den Rollwiderstand W_R und den Luftwiderstand W_L wurde eine *Embedded-MATLAB-Function* für die Implementierung der rechten Seite der Differentialgleichung verwendet.

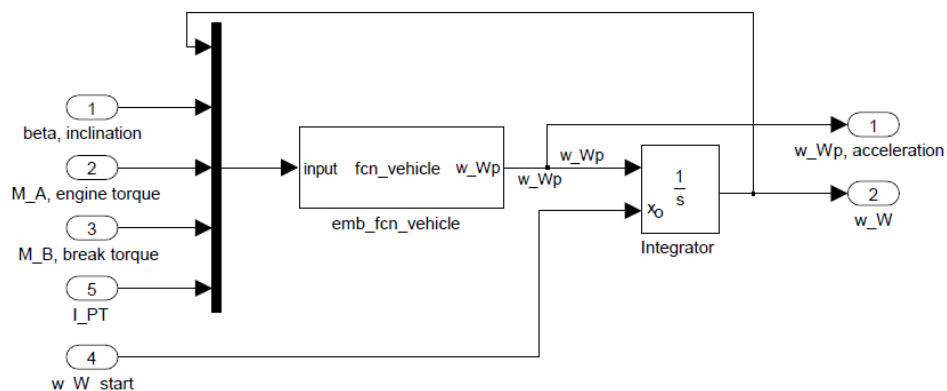


Abbildung 3.38: Blockschaltbild des Fahrzeugmodells

In Abbildung 3.39 sind die Simulationsergebnisse dargestellt. Das Fahrzeug wird beschleunigt, fährt eine Rampe von 10° hinauf und hinunter (-10°) und wird am Ende der Simulation mit einer Vollbremsung gestoppt.

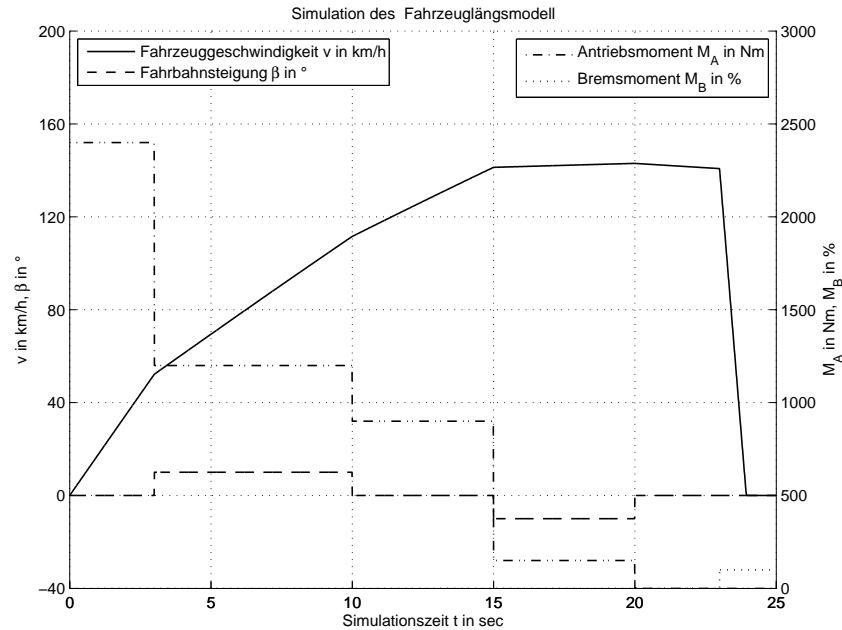


Abbildung 3.39: Simulation des Fahrzeugmodells

In Tabelle 3.14 stehen die verwendeten Parameter:

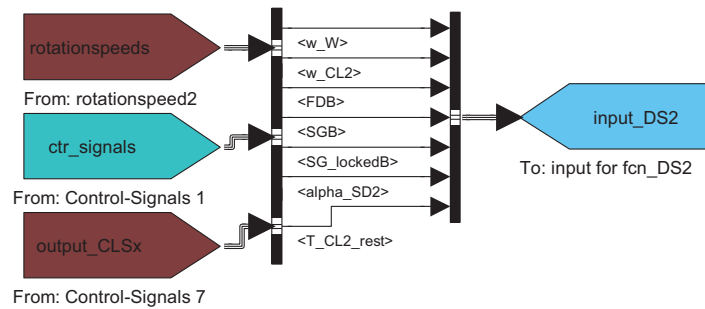
Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Fahrzeugmasse	m	1500	kg
Trägheitsmoment des Motors	I_M	0.768	$kg\ m^2$
Trägheitsmoment der Vorderachse	I_{AV}	0.6	$kg\ m^2$
Trägheitsmoment der Hinterachse	I_{AH}	0.6	$kg\ m^2$
Radius eines Reifens	r	0.3	m
Rollwiderstandsbeiwert	α_R	0.1	1
Luftwiderstandsbeiwert	c_w	0.3	1
Luftdichte	ρ_L	1.2	$\frac{kg}{m^3}$
Longitudinale Anströmfläche	A_F	1.2	m^2
Erdbeschleunigung	g	9.81	$\frac{m}{s^2}$

Tabelle 3.14: Parameter des Fahrzeugmodells

3.12 Simulation in MATLAB Simulink®

3.12.1 Aufbau des Getriebemodells

Der Aufbau des Getriebemodells ist modular gestaltet. Die einzelnen Funktionen kommunizieren durch Bussysteme, wie es in Abbildung 3.40 dargestellt sind, um die Übersichtlichkeit zu bewahren.

Abbildung 3.40: MATLAB Simulink[®] Bussystem

Es werden alle Eingangsgrößen der Funktion **fcn_DS1** von anderen Kommunikationsbussen zusammengefasst. Für den Großteil aller Funktionen wird dies so durchgeführt. Der vollständige Koppelplan ist im Anhang enthalten. Jene Komponenten, die direkt in Wechselwirkung stehen, sind in derselben Farbe markiert.

Die Simulation arbeitet mit dem Fixed-Step-Solver *ode2* und einer Schrittweite von 1ms. Die Echtzeitfähigkeit des Simulationsmodells musste realisiert werden, dazu wurde ein Rechner mit ähnlicher Leistung wie das Zielsystem für die Testsimulation verwendet. Allerdings ermöglicht dies nur eine grobe Abschätzung der Echtzeitbedingungen. Eine Überprüfung der Echtzeitbedingungen erfolgt zur Compiler-Zeit am Zielsystem.

3.12.2 Test des Getriebemodells

Für den Test des Getriebemodells wurden verschiedene Testsimulationen aufgebaut. In Abbildung 3.41 ist eine Gesamtsimulation des Antriebstrangs Verbrennungsmotor-Getriebe-Chassis zu sehen. Das oben beschriebene Verbrennungsmotormodell wurde vereinfacht (Differentialgleichung 1. Ordnung) und für die Manipulation des Motor-Integrators vorbereitet.

Es wurden folgende Ein- und Ausgänge am Motormodell hinzugefügt:

- Eingänge
 - *eng_reset*, Integrator-Reset
 - *w_E_locked*, Vorgabe der Winkelgeschwindigkeit
- Ausgänge
 - *T_E_out*, Drehmoment an der Kurbelwelle
 - *I_ENG*, Massenträgheitsmoment des Motors
 - *P_ENG* in KW, Leistungsanzeige

Die Eingänge bedienen den *Reset-Eingang* und den Eingang *Initial condition* des Motor-Integrators. Am Eingang *acceleration pedal (%)* wurde ein Leerlaufdrehzahlregler (PI-Regler) geschaltet, um das simulierte Anfahren zu erleichtern.

Das Fahrzeuglängsmodell (Chassis) wurde um den Eingang *I_{PT}* für die Übergabe des aktuellen Massenträgheitsmoments des Antriebstrangs erweitert.

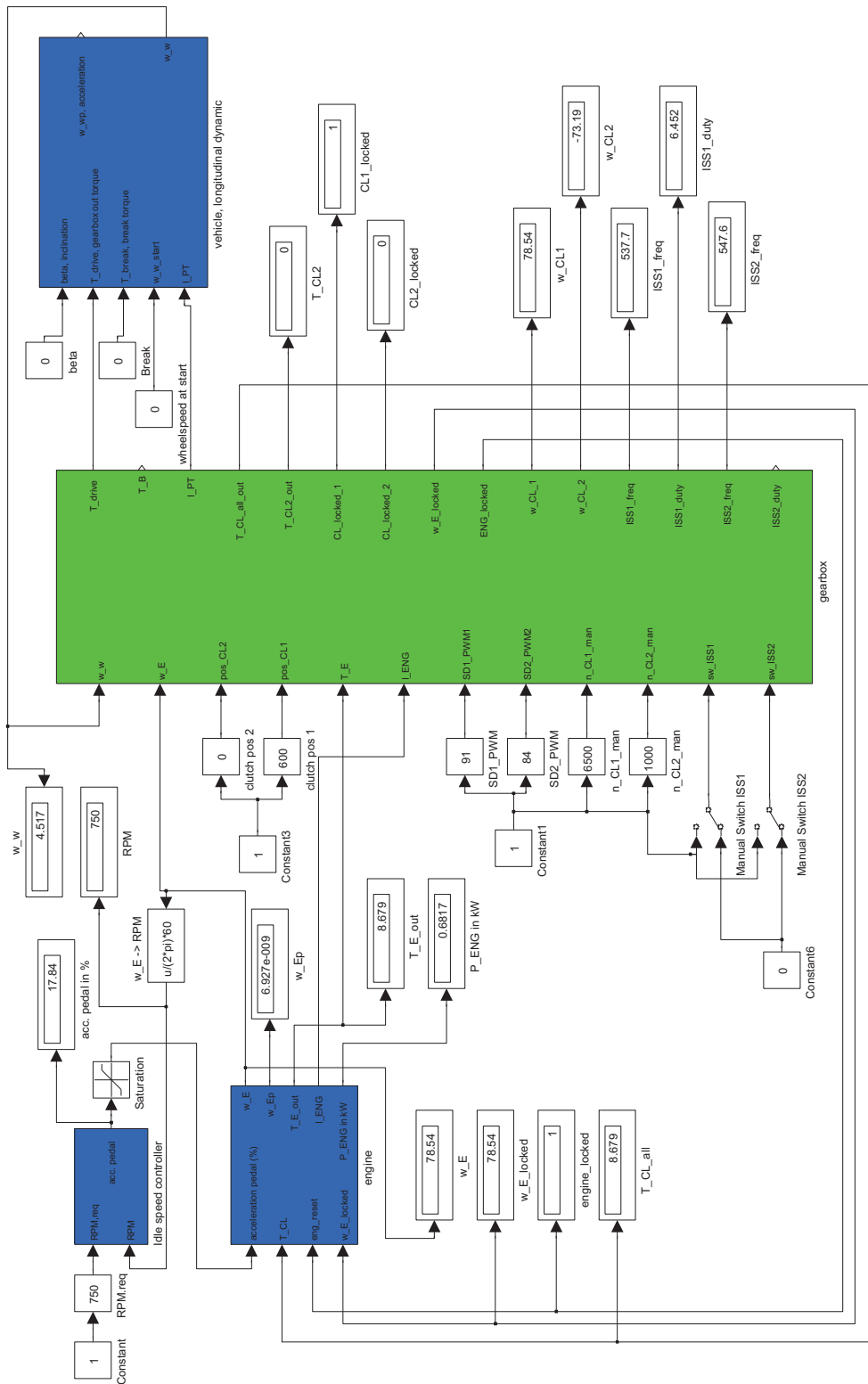


Abbildung 3.41: MATLAB Simulink® Koppelplan der Gesamtsimulation

Mit dieser Testsimulation wurden die implementierten Funktionen und die zeitliche Steuerung der Integratoren überprüft.

3.12.3 Kalibrierung des Modells

Für die Kalibrierung des Modells wurden alle Eingangs- und Ausgangssignale des Getriebemodells in der HIL-Simulation (VeriStand) aufgezeichnet, in eine mat-Datei gespeichert (M-Skript: *load_data_SimDCT_for_simulink.mdl*) und in die Kalibrierungssimulation (Simulink) importiert (M-Skript: *analyse_of_gearbox_HIL_SIMdata.m* und Modell: *gearbox_model_emb_scr_test_with_HIL-SIM_data.mdl*). Die Kalibrierung des Modells erfolgte in mehreren Iterationen, da das Steuergerät das Verhalten des Getriebes beim Gangwechsel bzw. Kupplungswechsel beobachtet und entsprechend darauf reagiert. Die Messdaten des Herstellers konnten nicht verwendet werden, da zum Einstellen der Synchronringparameter die Raddrehzahl benötigt wird und diese in den Messdaten nur implizit über die Fahrzeuggeschwindigkeit gegeben ist, aber keinerlei Informationen über den verwendeten Raddurchmesser zu bekommen waren.

Für die Kalibrierung des Modells wurde die Simulationsumgebung in Abbildung 3.42 (*gearbox_model_emb_scr_test_with_HILSIM_data.mdl*) erstellt.

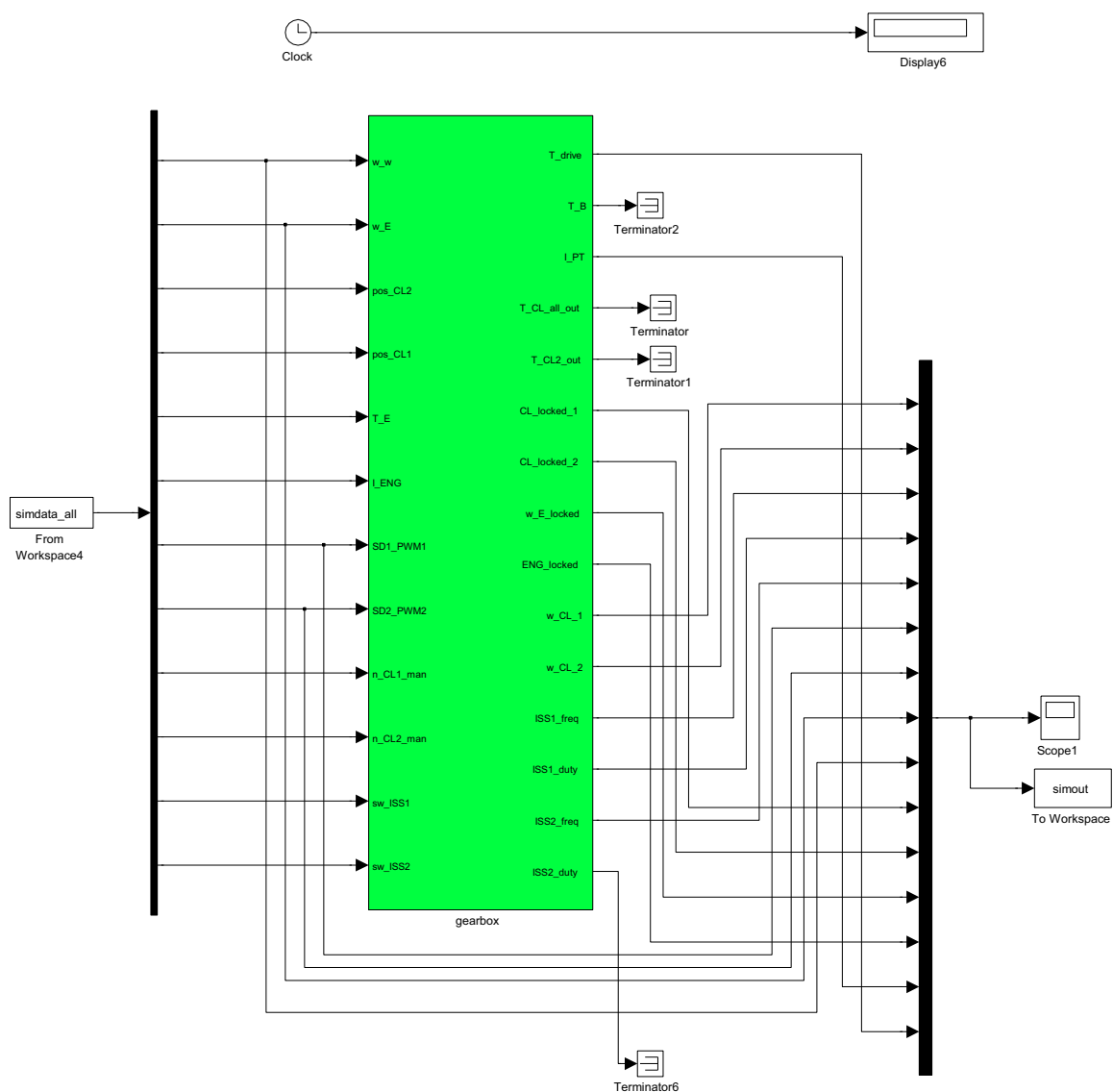


Abbildung 3.42: MATLAB Simulink® Koppelplan der Kalibrierungssimulation

Folgende Parameter müssen eingestellt werden.

- Korrekturdaten der Schaltkulisse:
 - Reibungsparameter $corr_{SGi}$ mit $i = 1, 2, \dots, 6, R$
- Synchronringparameter:
 - Reibungsparameter $a_{1,i}$ mit $i = 1, 2, \dots, 6, R$
 - Reibungsparameter $a_{2,i}$ mit $i = 1, 2, \dots, 6, R$
 - \tanh -Faktor α_{SRi} mit $i = 1, 2, \dots, 6, R$
- Kupplungsparameter:
 - Offsetverschiebung der Kupplungsposition CL_{mm_offset}
 - \tanh -Faktor α_{DC}

Einstellen der Korrekturdaten der Schaltkulisse:

Der zeitliche Verlauf der Schaltwalzenwinkel zwischen den Gangpositionen kann in 4 Abschnitte eingeteilt werden (Beispiel siehe Abbildung 3.43).

1. Gang lösen (steiler Verlauf)
2. Leerlauf
3. Synchronisation (flacher Verlauf)
4. Gang einlegen (steiler Verlauf)

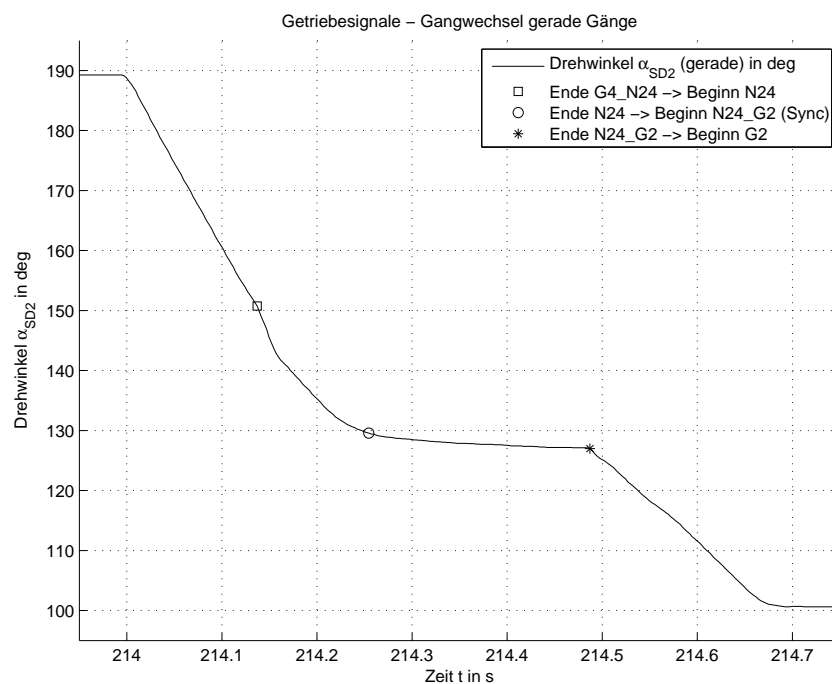


Abbildung 3.43: Beispiel: Zeitlicher Verlauf des Schaltwalzenwinkels α_{SD2} von der Gangposition G4 auf G2

Anhand des Beispiels in Abbildung 3.43 werden die Korrekturdaten $corr_{SGi}$ erklärt. Der Parameter $corr_{SG2}$ verschiebt den Zustandsübergang *Ende N24_G2 → Beginn G2* entlang des Drehwinkels $\alpha_{SD2.mech}$. Der Zustandsübergang sollte spätestens am Ende des flachen Verlaufs des Drehwinkels liegen. Nach dem flachen Verlauf beginnt das Steuergerät bereits mit der

Überprüfung, ob der Gang korrekt angefahren wurde und überprüft die Drehzahl der Kupplungswelle.

Im Gegensatz zur Kupplungsposition, kann die integrierte Messtechnik im Steuergerät zur Bestimmung der Schaltwalzenposition nicht verwendet werden. Deshalb müssen anhand der Korrekturdaten $corr_{SGi}$ die Abweichungen zwischen Drehwinkelmessung der HIL-Simulation und des Steuergeräts abgeglichen werden.

Einstellen der Synchronringparameter:

Die Winkelabschnitte, in denen die Synchronringe wirken, wurden oben eingestellt. Nun müssen die Parameter der Synchronringe selbst bestimmt werden. Durch gezieltes Probieren und unter Berücksichtigung der numerischen Stabilität der Simulation wurden die Parameter gefunden.

In Abbildung 3.44 sind die Parameter des Synchronrings G2 schlecht gewählt. Das Drehmoment T_{SGB_CLS} wird vom Synchronring erzeugt und wirkt auf die Kupplungswelle CLS2. Anhand des zeitlichen Verlaufes des Drehmoments T_{SGB_CLS} kann man die Einstellungen vornehmen. In dem Beispiel in Abbildung 3.44 ist der Synchronring zu stark eingestellt. Die Welle CLS2 wird rasch synchronisiert und anhand der Drehmomentabnahme bei $t = 377.1s$ kann man die Wirkung der \tanh -Funktion erkennen. Nach diesem Abfall beginnt das Drehmoment aufgrund des weiter ansteigenden Winkels α_{SD2} (wird in der Model Control Unit aus dem Winkel α_{SD2_mech} berechnet, 3.7) wieder zu steigen. Nun treten numerische Schwingungen in der Simulation auf, die in der Abbildung nicht direkt als solche zu erkennen sind. Trotz steigendem Drehmoment T_{SGB_CLS} sinkt die Winkelgeschwindigkeit ω_{CL2} . Das deutlichste Zeichen für ein numerisches Problem ist die Drehmomentsspitze am Ende des Synchronisationsvorgangs und der Drehzahlsprung von ω_{CL2} . Die Simulation wird an dieser Stelle instabil.

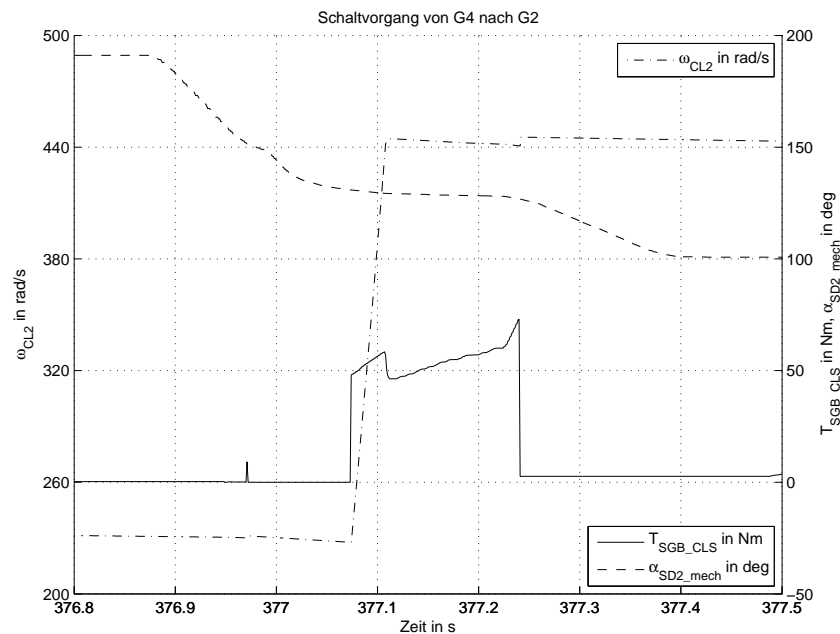


Abbildung 3.44: Beispiel: Schlechte Parameterwahl des Synchronrings G2

Durch Reduktion des quadratischen Faktors $a_{2,2}$ und des \tanh -Faktors α_{SR2} wird die Welle CLS2 ausreichend schnell synchronisiert. Gegebenenfalls kann man den Faktor $a_{1,2}$ erhöhen. Die Parameter sind dann richtig eingestellt, wenn die Synchronisation abgeschlossen ist, bevor der flache Verlauf des Schaltwalzenwinkels endet und keine Drehzahlsprünge beim Zustandsübergang

Ende $N24_G2 \rightarrow$ Beginn $G2$ auftreten.

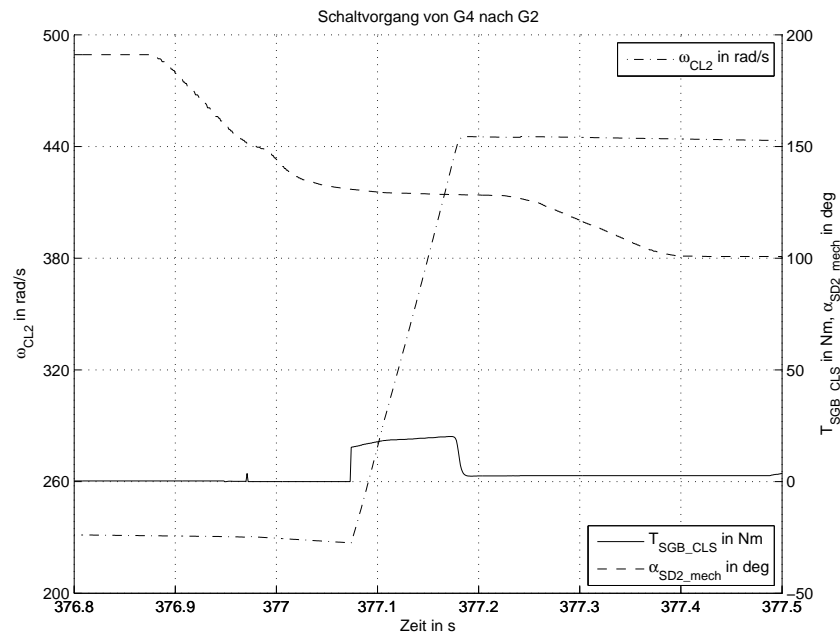


Abbildung 3.45: Beispiel: Gute Parameterwahl des Synchronrings $G2$

Einstellen der Kupplungsparameter:

Der Parameter CL_{mm_offset} dient zum Nachjustieren der Kupplungskennlinie. Grundsätzlich kann man $CL_{mm_offset} = 0mm$ einstellen, da beim Start der HIL-Simulation die Kupplungspositionen auf 0 gesetzt werden müssen (**Reset Clutch**, vgl. Abschnitt 5.2). Falls es vorkommt, dass die Kupplung beim Anfahren des Fahrzeugs ständig rutscht und nicht in den haftenden Zustand kommt, kann dieser Parameter verkleinert werden (Sinnvoll: min. -3mm). Wird der Motor hingegen beim Anfahren „abgewürgt“, sollte die Position zurück verschoben werden, dazu wird der Parameter vergrößert (max. 7mm). Der Parameter α_{DC} beeinflusst das Verhalten Kupplung beim Übergang zwischen rutschendem und haftendem Zustand. Kommt es in der Simulation zu numerischen Schwingungen der Kupplungs- und/oder Motordrehzahl beim Schließen oder Öffnen einer Kupplung, muss dieser Parameter verkleinert werden (sinnvoller Bereich: 0.3 bis 0.8).

3.12.4 Code-Generierung für NI VeriStand®

Aus dem MATLAB Simulink® Modell des Getriebes wurde mit dem Real-Time Workshop der Code für die Zielsimulationsumgebung NI VeriStand® erzeugt. In Abbildung 3.46 ist das *Configuration Parameters*-Fenster, das im Pull-Down-Menü *Simulation* in der Simulink-Umgebung zu finden ist, gezeigt. Unter dem Register *Real-Time Workshop* muss das *System target file* für das Zielsystem NI VeriStand® ausgewählt werden.

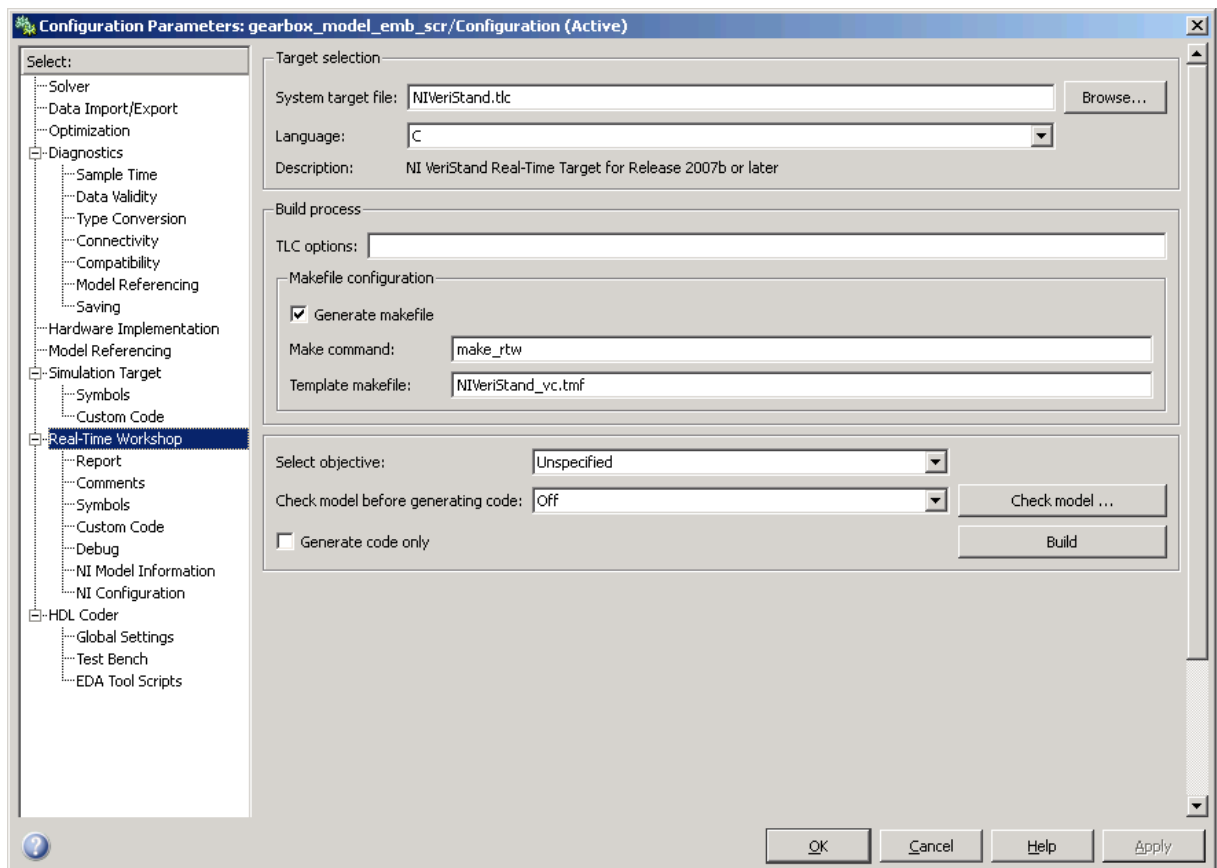


Abbildung 3.46: MATLAB Simulink®: Einstellungen für die Code-Generierung

Mit dem Betätigen des *Build*-Buttons wird der Code-Generierungsprozess gestartet. Im aktuellen Arbeitsverzeichnis von MATLAB wird der Ordner **gearbox_niVeriStand_rtw** angelegt, in dem die Datei **gearbox.dll** zu finden ist. Diese Datei wird in das NI VeriStand® Projekt importiert (siehe Abschnitt 5.2).

3.13 Minimale Schrittweite vs. Dynamik des Simulationsmodells ³

Allgemein beschreiben Eigenwerte die Eigenbewegungen eines Systems. Es werden nun 3 Fälle von Eigenbewegungen behandelt, um eine Vorschrift zur günstigen Wahl der Abtastzeit T_d zu bekommen. Für die Praxis ist jedoch meist der umgekehrte Fall wichtiger, in dem die Frage gestellt wird, wie viel Dynamik das Modell bei einer gegebenen kleinsten Abtastrate (Schrittweite) haben darf. In Abbildung 3.47 sind 4 Eigenwerte in der s-Ebene eingetragen, die weiter untersucht werden.

³ Beispiele und Rechengang aus der eigenhändigen Mitschrift der Vorlesung Prozessautomatisierung, Prof. Robert Bauer SS2009

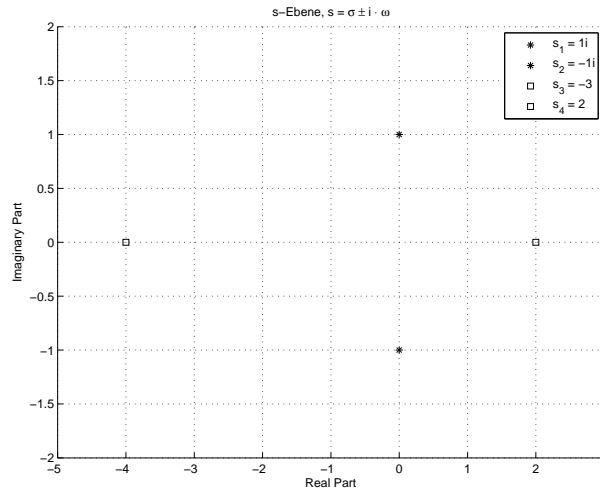
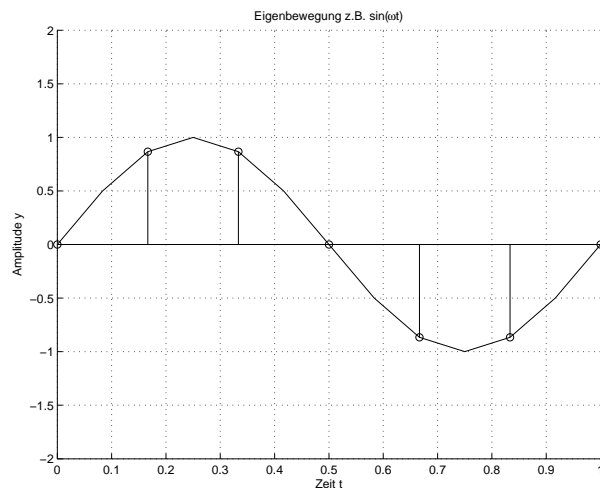


Abbildung 3.47: s-Ebene

Der erste Fall (Abbildung 3.48) betrachtet ein rein imaginäres (konjugiert komplexes) Eigenwertpaar $s_{1,2} = \pm j\omega$, das zu einer ungedämpften Schwingung als Eigenbewegung gehört (z.B. $\sin(\omega t)$).

Abbildung 3.48: Eigenbewegung, rein imaginäre Eigenwerte $s_{1,2} = \pm j\omega$

Nach dem Abtasttheorem nach *Nyquist und Shannon* soll ein Signal, dessen maximale Frequenz f_{max} ist, mit folgender Frequenz f_d erfasst werden:

$$f_d > 2 \cdot f_{max} \quad (3.62)$$

Daraus folgend gilt für die Abtastzeit T_d

$$T_d < \frac{1}{2 \underbrace{f_{max}}_{T_{p,min}}}, \quad (3.63)$$

wobei mit $T_{p,min}$ die minimale Periodendauer bezeichnet wird. Für die Praxis haben sich Abtastzeiten $T_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6} \cdot T_{p,min}$ bewährt. Für das nun folgende Beispiel wird $T_d \leq \frac{T_p}{6}$ mit

$$T_p = \frac{2\pi}{\omega}$$

gewählt.

$$T_d \leq \frac{T_p}{6} = \frac{2\pi}{6\omega} = \frac{\pi}{3\omega} \approx \frac{1}{\omega}$$

Somit ergibt sich:

$$T_d \leq \frac{1}{\omega} \quad (3.64)$$

Der zweite Fall in Abbildung 3.49 behandelt einen reellen Eigenwert $s_3 = \sigma_1 < 0$.

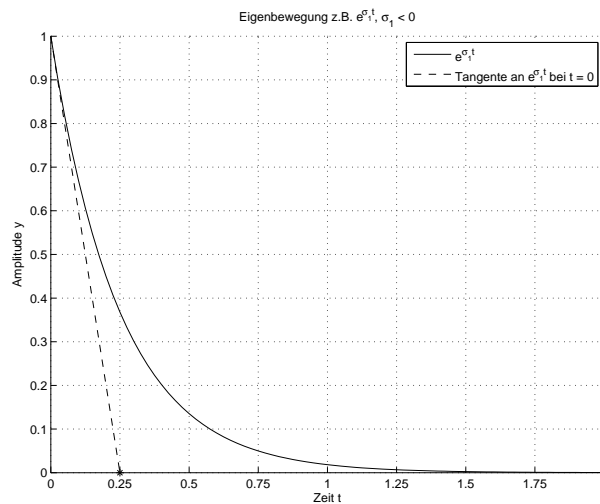


Abbildung 3.49: Eigenbewegung, rein reeller Eigenwert $\sigma_1 < 0$

Hier wird eine Tangente an den Schnittpunkt der Exponentialfunktion mit der y-Achse gelegt und beim Schnittpunkt der Tangente mit der Zeitachse t wird die Abtastzeit T_d bestimmt. Aus der Steigung der Tangente folgt:

$$\frac{d}{dt} e^{\sigma_1 t} = \sigma_1 e^{\sigma_1 t}$$

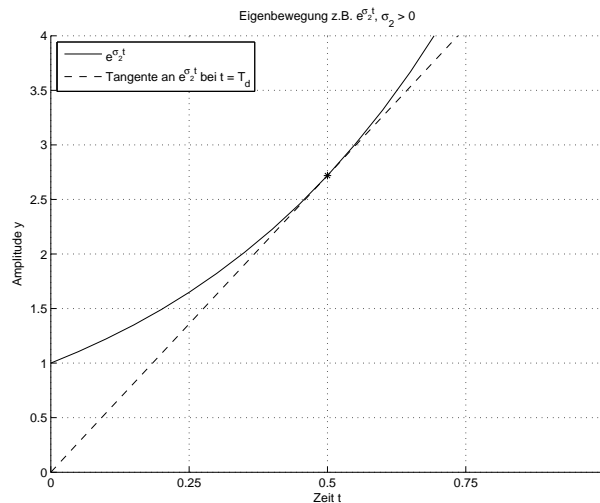
für $t = 0$:

$$\sigma_1 = \frac{\Delta y}{\Delta t} = \frac{-1}{T_d}$$

Somit ergibt sich:

$$T_d \leq \frac{-1}{\sigma_1} \quad (3.65)$$

Beim dritten und letzten Fall (Abbildung 3.50) mit einem reellen Eigenwert $s_4 > 0$ wird die Tangente aus dem Ursprung an die Exponentialfunktion angelegt. An dem Berührungspunkt (Zeitpunkt $t = T_d$) müssen die Steigung der Tangente und der e-Funktion gleich sein.

Abbildung 3.50: Eigenbewegung, rein reeller Eigenwert $\sigma_2 > 0$

$$\frac{d}{dt} e^{\sigma_2 t} = \sigma_2 e^{\sigma_2 t}$$

Steigung bei $t = T_d$:

$$\left. \frac{d}{dt} e^{\sigma_2 t} \right|_{t=T_d} = \sigma_2 e^{\sigma_2 T_d}$$

Die Geradengleichung der Tangente lautet somit:

$$y = \sigma_2 e^{\sigma_2 T_d} \cdot t$$

An der Schnittstelle gilt:

$$\underbrace{\sigma_2 e^{\sigma_2 T_d} \cdot T_d}_{\text{Gerade}} \stackrel{!}{=} \underbrace{e^{\sigma_2 T_d}}_{e\text{-Funktion}}$$

Nach Kürzung und Umformung folgt:

$$T_d \leq \frac{1}{\sigma_2} \quad (3.66)$$

Zusammengefasst ergibt sich folgende Regel:

$$T_d \leq \frac{1}{\max_i |s_i|} \quad (3.67)$$

Gleichung 3.67 gilt für den betragsmäßig größten Eigenwert s_i .

Leider gibt es in der Praxis nach unten beschränkte Abtastzeiten, die vor allem bei *Real-time*-Systemen eine Gradwanderung zwischen einer stabilen Lösung der Differentialgleichungen und der geforderter Dynamik darstellt.

Für das hier beschriebene Simulationsmodell des Verbrennungsmotors ist laut Gleichung 3.67 folgende Abtastzeit/Schrittweite nötig:

$$T_{d,maxcalc} \leq \frac{1}{|-0.51 + 1689.68i| \frac{1}{sec}} = 0.0005918sec$$

In Abbildung 3.51 sind die empirisch ermittelten maximalen Schrittweiten T_d der in MAT-

LAB Simulink® implementierten Solver gegenübergestellt. Die oben berechnete obere Schranke funktioniert für alle Solver ab *ode3*. Berücksichtigt man noch die minimale Schrittweite $T_{d,minsys} \geq 1ms$ die durch das RT-System vorgegeben ist, kommen nur mehr drei Solver für dieses Modell in Frage. Weiters stellt sich die Frage, ab wann die Komplexität von Solvern höherer Ordnungen die Echtzeitbedingungen gefährden und das RT-System einen Berechnungsschritt nicht mehr in der festgelegten Zeit fertigstellen kann.

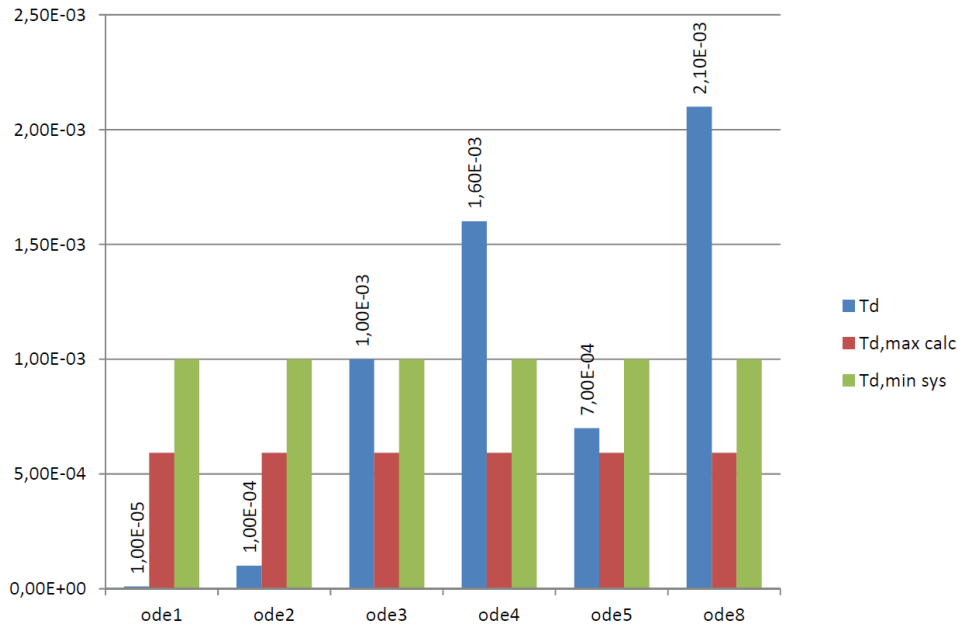


Abbildung 3.51: Empirisch ermittelte maximale Schrittweite T_d bei verschiedenen Solvern

Die Schrittweiten T_d in der Abbildung 3.51 stehen für die maximalen Schrittweiten der Solver, bei der die Simulation des Motormodells noch stabil läuft. Wie bereits oben erwähnt kann man auch die Dynamik des Modells verringern, um den gegebenen Einschränkungen gerecht zu werden. Die Dynamik des Motormodells wird für den Test des Getriebemodells in Kapitel 3.12.2 auf ein System 1. Ordnung reduziert.

3.14 Stabilität von Algorithmen ⁴

Im linearen Fall kann die Stabilität eines *Runge-Kutta*-Verfahrens bis zur Ordnung $k = 4$ durch folgende Beziehung bestimmt werden:

$$\left| \sum_{\mu=0}^k \frac{(h\lambda)^\mu}{\mu!} \right| < 1 \quad (3.68)$$

Auch hier tritt der Zusammenhang zwischen Schrittweite h und Eigenwert λ auf. Als Beispiel sein hier das Euler-Verfahren ($k = 1$) gezeigt:

$$|1 + h\lambda| < 1 \quad (3.69)$$

Durch diese Bedingung wird ein Kreis in der komplexen $h\lambda$ -Ebene definiert, in der das Euler-Verfahren absolut stabil ist.

Mit der Beziehung 3.68 können die empirisch ermittelten Schrittweiten T_d für die Solver *ode1*

⁴ entnommen aus [22]

bis *ode4* auf ihre Stabilität überprüft werden. Es wird wieder der betragsmäßig größte Eigenwert $\lambda = -0.51 + 1689.68i$ für die Berechnung herangezogen:

$$S_\mu = \left| \sum_{\mu=0}^k \frac{(h\lambda)^\mu}{\mu!} \right| \quad (3.70)$$

ode1:

Schrittweite $h = 10\mu s$

$$S_1 = 1.000138 \quad (3.71)$$

ode2:

Schrittweite $h = 100\mu s$

$$S_2 = 1.0000512 \quad (3.72)$$

Aus mathematischer Sicht sind die Lösungsverfahren *ode1* und *ode2* bei diesem Modell und der eingestellten Schrittweite nicht absolut stabil. In der Simulation wird das Modell zwar noch berechnet, jedoch reicht eine geringe Vergrößerung der Schrittweiten aus, um die Simulation mit den Lösungsverfahren *ode1* und *ode2* instabil werden zu lassen.

ode3:

Schrittweite $h = 1ms$

$$S_3 = 0.983 \quad (3.73)$$

Der Algorithmus 3. Ordnung (*ode3*) ist bei der eingestellten Schrittweite absolut stabil.

ode4:

Schrittweite $h = 1.6ms$

$$S_4 = 0.727 \quad (3.74)$$

Die empirisch ermittelte maximale Schrittweite des Lösungsverfahrens *ode4* für das Modell ist laut Beziehung 3.68 absolut stabil. Die Abweichung des Wertes von S_4 von 1 suggeriert, dass die Schrittweite noch weiter erhöht werden kann. Die Simulation wird aber bei größeren Schrittweiten als $1.6ms$ instabil.

4 Hardware-Entwicklung

Das Getriebe verfügt über eine Reihe von Sensoren und Aktuatoren. Die Aufgabe der HIL-Simulation ist es, die Signale der Aktuatoren zu erfassen und mittels des Simulationsmodells die Signale der Sensoren zu erzeugen, um diese dann dem Getriebesteuergerät zur Verfügung zu stellen. In der Mess- und Steuerungstechnik muss man auf die Vermeidung von Störquellen und deren Auswirkungen achten. Sogenannte *Masse-Schleifen* sind sehr häufig ein Problem und müssen vermieden werden. Weiter möchte man die Mess- und Steuerungstechnik vor Beschädigungen schützen. Beide Anforderungen können durch galvanische Trennung realisiert werden.

4.1 Emulation Board

Es werden bei diesem Getriebe hauptsächlich digitale Signale verwendet. Dieser Umstand macht die galvanische Trennung sehr einfach, da es geeignete elektronische Bauelemente gibt. Schwieriger gestaltet sich hingegen die Erzeugung der Strompulse der Drehzahlsignale. Es muss hier die Bandbreite beim Entwurf der Elektronik beachtet werden, um die Flankensteilheit und Form der Rechtecksignale nicht zu verzerren.

4.1.1 Anforderungen

- Versorgungsspannungsbereich: 9 - 35VDC
- Signaleingangsspannungspegel: logisch „0“ ... 0V; logisch „1“ ... 3.3V
- Isolierspannung $\geq 1\text{kV}$
- Alle Ein- und Ausgänge kurzschlussfest
- Alle Signalein- und Signalausgänge überspannungssicher ($U_{Schutz} \leq 60\text{V}$)
- Verpolungsschutz der Signalein- und Signalausgänge
- Bandbreite eines Übertragungskanal $\geq 10\text{-}20$ fache der maximalen Signalfrequenz $f_{Signal,max}$
- Signalausgangsspannungspegel: logisch „0“ ... 7mA; logisch „1“ ... 14mA
- Sensorversorgungsspannung des Getriebesteuergeräts: 5 - 20VDC
- max. Ein- bzw. Ausgangstrom der NI FPGA-Karte pro PIN: 4mA

Parallel zur Entwicklung der Getriebesimulation wurde im Rahmen einer weiteren Diplomarbeit eine Verbrennungsmotorsimulation aufgebaut. Da bei dieser Simulation ähnliche Anforderungen an die Sensoremulation gestellt sind, wurde die Erzeugung aller digitalen Sensor- und Aktuatorsignale des Verbrennungsmotors in das Emulation Board integriert. Die wichtigsten Parameter für die erweiterten Anforderungen stehen in Tabelle 4.1.

Sensor/Aktuator (Anzahl)	Signalform	Signaltyp,Bereich	max. Frequenz
Sensoren			
Nockenwellengeber (2)	Rechtecksignal	Spannungssignal, 0 - 5 V	3.5 kHz
Kurbelwellengeber (1)	Rechtecksignal	Spannungssignal, 0 - 5 V	7 kHz
Aktuatoren			
Einspritzdüse (4)	PWM-Signal	Spannungssignal, 0 - 12 V	60 Hz

Tabelle 4.1: Parameter der digitalen Sensor- und Aktuator signale des Verbrennungsmotors

Für den Nockenwellengeber ist die Flankensteilheit von großer Bedeutung, um die Steuerzeiten des Verbrennungsmotors genau genug erfassen zu können. Das NWG-Signal darf laut Datenblatt ([3]) eine Flankenfallzeit $t_f = 1.5\mu s$ nicht übersteigen.

4.1.2 Architektur

Aus den oben beschriebenen Anforderungen wurde ein Blockschaltbild des Emulation Boards entworfen. Darin sind die wichtigsten Komponenten eingezeichnet. Das zentrale Element eines Kanals ist der Isolationsbaustein, der für die galvanische Trennung zwischen der HIL-Simulation und dem Steuergerät verantwortlich ist (siehe Abbildung 4.1).

Die Isolierung kann auf verschiedene Arten passieren:

- optisch (Optokoppler),
- induktiv (Übertrager),
- kapazitiv.

Am Kanaleingang und Kanalausgang befinden sich, falls notwendig, die Pegel- oder Signalwandlung und der Überspannungsschutz.

- ESD ... Schützt vor elektrostatischer Entladung
- PW ... Pegelwandlung

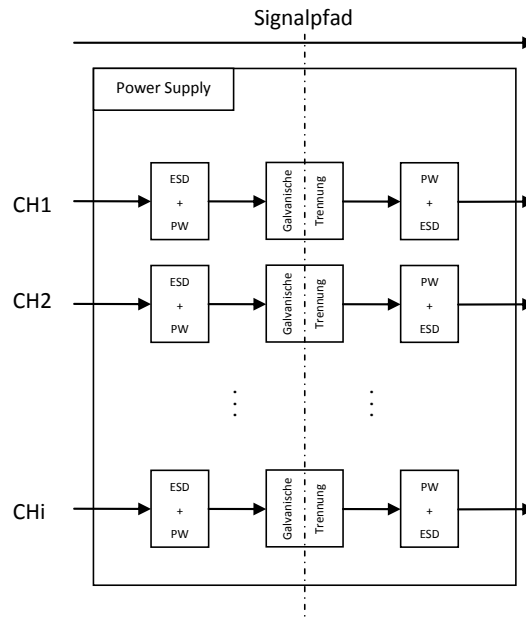


Abbildung 4.1: Blockschaltbild der Sensoremulation (nur Ausgangskanäle gezeigt)

Für die Drehzahlsignale des Getriebes wird ein Spannungssignal durch einen U/I-Wandler in ein Stromsignal umgeformt (siehe Abbildung 4.2).

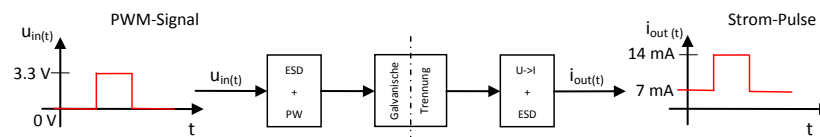


Abbildung 4.2: Kanal zur Ausgabe von Stromsignalen

Abbildung 4.3 zeigt einen Kanal zum Übertragen galvanisch getrennter Spannungssignale, wie sie bei Nocken- und Kurbelwellengeber vorkommen.

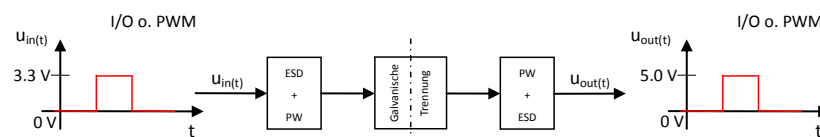


Abbildung 4.3: Kanal zur Ausgabe von Spannungssignalen

Mit dem Reverse-Kanal in Abbildung 4.4 werden die Spannungssignale der Einspritzdüsen (Piezo-Injektoren) erfasst. Hier ist auf einen ausreichenden Überspannungsschutz zu achten, da beim Abschalten der Injektoren Spannungsspitzen am Kanaleingang von bis zu -100 V entstehen können.

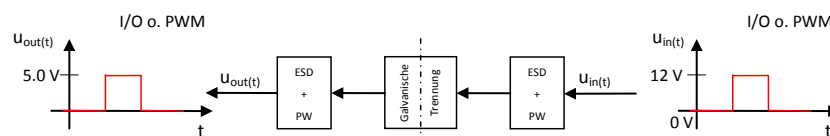


Abbildung 4.4: Kanal zum Erfassen von Spannungssignalen

Zunächst muss unterschieden werden, welche der oben genannten Sensoren vom Steuergerät mit Spannung versorgt werden und welche Sensoren selbst eine Signalspannung erzeugen. Bis auf den Kurbelwellengeber (induktiver Sensor, Signal: Induktionsspannung) werden alle Sensoren vom Steuergerät versorgt. Für diesen Sensor muss auf dem Emulation Board eine Spannungsquelle vorgesehen werden.

Es hat sich als sinnvoll erwiesen, Kategorien der einzelnen Übertragungskanäle einzuführen.

Kategorie 1

In Kategorie 1 (**KAT 1**) wird die galvanische Trennung des Sensorsignals realisiert. Diese Schaltung benötigt zwei Spannungsversorgungen und eignet sich daher für die Nachbildung von Sensoren, die vom Steuergerät versorgt werden. Dieser Kanal dient z.B. den Nockenwellengeber nach zu bilden.



Abbildung 4.5: Kategorie 1, galvanische Trennung

Kategorie 2

In Kategorie 2 (**KAT 2**) wird die **KAT 1** um eine isolierte Spannungsversorgung erweitert. Mit dieser Konfiguration können Sensoren emuliert werden, die keine Spannungsversorgung vom Steuergerät beziehen bzw. jene, die ihr Sensorsignal durch das physikalische Messprinzip selbst erzeugen und die Signalinformation anhand von Signalfanken übertragen (z.B. induktiver Kurbelwellengeber, steigende Spannungsflanke).

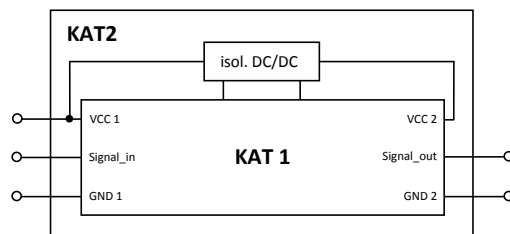


Abbildung 4.6: Kategorie 2, galvanische Trennung mit zusätzlicher Versorgung

Kategorie 3

In Kategorie 3 (**KAT 3**) wird anschließend an die **KAT 2** ein Spannungs/Strom-Wandler geschaltet, der die Spannungsimpulse in Strompulse umwandelt und so einen Stromsensor in einer Stromschleife nachbildet (siehe Abbildung 2.10).

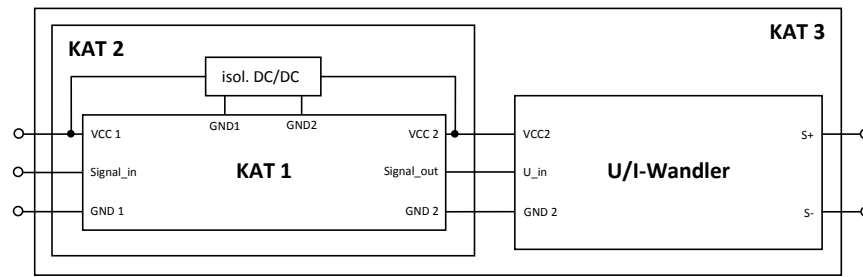


Abbildung 4.7: Kategorie 3, KAT 2 mit anschließendem U/I-Wandler

Der U/I-Wandler muss den Strom in der Schleife regeln, um unabhängig von Schwankungen der Spannung U_{loop} zu sein. Deshalb reicht ein einfaches Umschalten zwischen zwei definierten Widerständen in der Schleife nicht aus.

In jeder Kategorie sind die geforderten Überspannungsschutzmaßnahmen integriert. Die folgende Abbildung 4.8 bildet die Grundlage für die weitere Entwicklung in der Entwurfsphase.

Architektur des Emulation Board

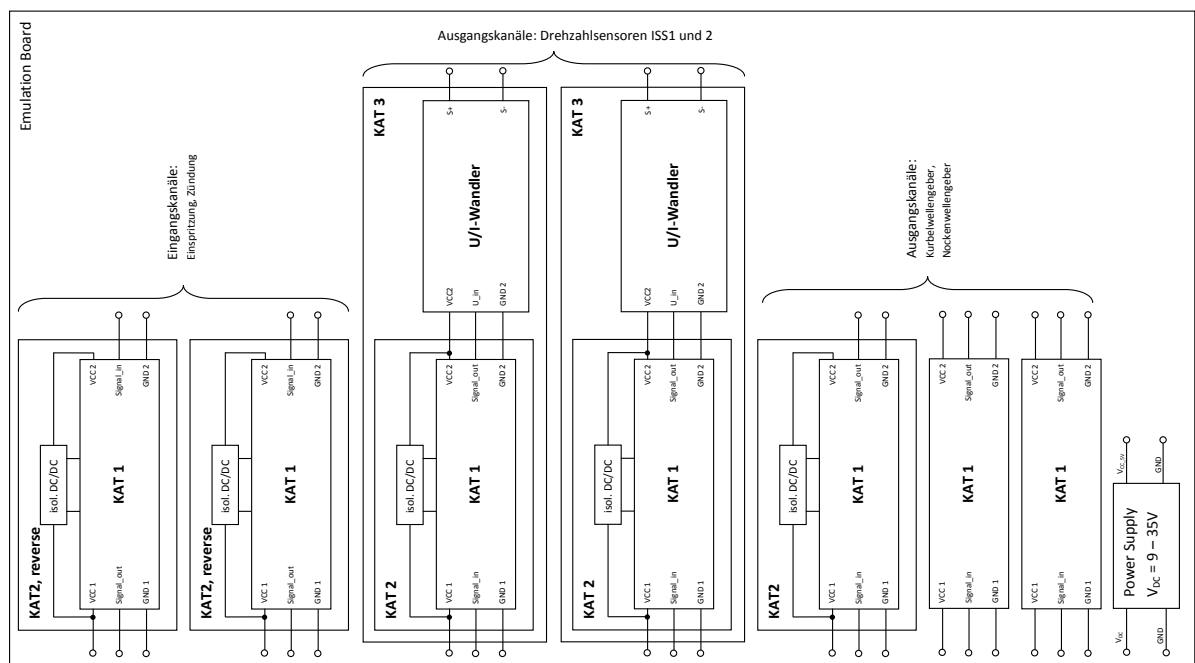


Abbildung 4.8: Blockschaltbildarstellung des E-Board

4.1.3 Entwurfsphase

In diesem Abschnitt wird der Entwurf in Form von Schaltplänen erstellt. Zunächst müssen anhand der Anforderungen geeignete elektronische Bauteile ausgewählt werden. Es wurde das Softwarepaket **Altium Designer** für die Erstellung der Schaltpläne verwendet.

Elektronische Komponenten

Energieversorgung

Das Emulation Board soll mit einem Spannungsbereich von 9 - 35 VDC funktionieren. In diesem Fall ist der Gebrauch eines DC/DC-Wandlers sinnvoll, da dieser im Gegensatz zu einem Linearspannungsregler eine geringere Verlustleistung aufweist.

Es wurde ein DC/DC-Konverter der Firma *Traco Power* verwendet, um alle Anforderungen zu erfüllen. Dieser Baustein hat den Vorteil, dass alle nötigen Komponenten eines DC/DC-Konverters (Leistungs transistor, Spule, Stützkapazitäten) in einem Gehäuse integriert sind und dieses Bauteil ohne zusätzliche Peripheriebauelemente verwendet werden kann.

Wichtige Daten:

- Eingangsspannungsbereich: 6.5 - 36 VDC
- max. Ausgangsstrom: 1A
- Ausgangsspannung: 5 VDC

In Abbildung 4.9 ist der Schaltplan der Spannungsversorgung des Emulation Boards gezeigt. Die zusätzlichen Stützkondensatoren dienen zur besseren Stabilisierung der Ein- und Ausgangsspannung. Sie werden ab einer Eingangsspannung von 32 VDC laut Datenblatt [5] empfohlen.

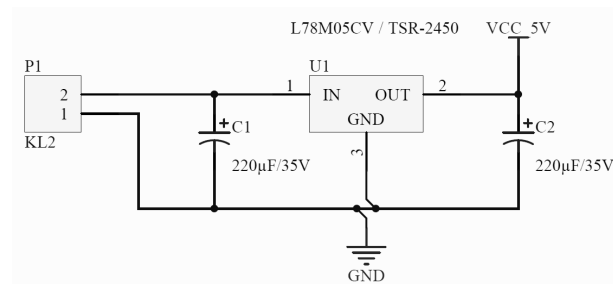


Abbildung 4.9: Schaltung der Spannungsversorgung

Für die Schaltungen **KAT 2** und **KAT 3** sind isolierende DC/DC-Wandler nötig. Diese Bauteile erzeugen aus einer Gleichspannungsquelle eine galvanisch getrennte Gleichspannungsquelle. Das Funktionsprinzip ist folgendes, die Eingangsspannung wird über einen Leistungs transistor pulsierend auf den integrierten Transformator geschaltet. Der Wechselanteil der pulsierenden Eingangsspannung wird mit dem Übertragungsverhältnis des Transformators auf die Sekundärseite übertragen und dort mittels eines Gleichrichters und Glättungskondensatoren zu einer Gleichspannung umgeformt.

Es wurden auch hier Bauteile der Firma *Traco Power* verwendet, da bis auf zwei externe Kondensatoren alle oben beschriebenen Bauteile (Leistungs transistor, Transformator, Gleichrichter und Glättungskondensatoren) in einem Gehäuse untergebracht sind (Datenblatt [6]).

Wichtige Daten:

- Eingangsspannungsbereich: 4.5 - 5.5 VDC
- max. Ausgangsstrom: 200 mA
- Ausgangsspannung: 5 VDC
- Isolationsspannung Eingang/Ausgang: 1000 VDC

Digitaler Isolator

Um die Sensorsignale galvanisch zu entkoppeln, wurden sogenannte *digitale Isolatoren* verwendet. In Abbildung 4.10⁵ ist das Prinzipbild dieses Bausteins zu sehen.

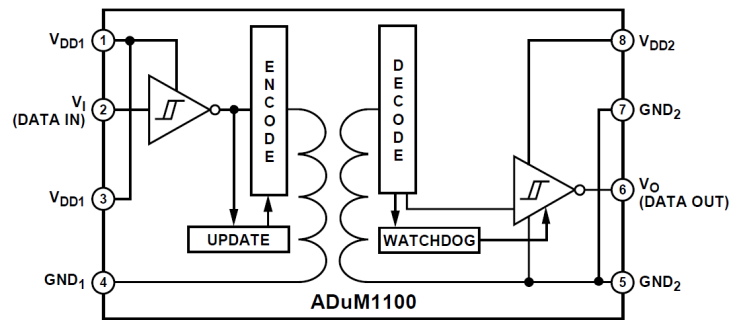


Abbildung 4.10: Prinzipbild des digitalen Isolators ADUM1100

Es handelt sich hier um einen magnetischen Überträger mit einer hohen Störsicherheit gegenüber Störfeldern (magnetisch, elektrisch) von außen.

Wichtige Daten:

- Eingangsspannungsbereich: 4.5 - 5.5 VDC
- Eingangsstrom (Kanal): $10\mu A$
- Isolationsspannung Eingang/Ausgang: 1000 VDC
- Datenübertragungsrate: 25 Mbps (vgl. mit Bandbreite)
- Übertragungsverzögerung: 8 ns
- Ausgangsfall- und Anstiegszeiten: 3 ns

Dieses Bauteil verfügt über eine ausreichende Übertragungsbandbreite in Bezug auf die nötige Flankensteilheit der Nockenwellensignale. In jedem Sensorboard und des Interface Boards wird so ein Bauteil verwendet (siehe Abbildung 4.10).

Überspannungs- und Verpolungsschutz

Die nötige Schutzfunktion gegen Überspannung oder Verpolung für jeden Sensorboard wird durch Schottky-Dioden und Zener-Dioden realisiert. Die verwendeten digitalen Isolatoren verfügen bereits über ESD⁶-Schutzstrukturen. Für den erweiterten Schutz wurden an den Ein- und Ausgängen zusätzliche Schutzschaltungen angebracht (siehe Abschnitt 4.1.3).

Strom-Spannungswandler

Für diese Schaltung wurden folgende Bauteile verwendet:

- Operationsverstärker OPA 140 von Texas Instruments, Datenblatt [9]
- Referenzspannungsquelle LM4040 von Texas Instruments, Datenblatt [10]

⁵ Quelle: Datenblatt ADUM1100 [7], Seite 1

⁶ Electrostatic discharge

- Bipolar NPN-Transistor 2N4401 von Philips Semoconductors, Datenblatt [11]
- div. Widerstände und Kondensatoren

Der U-I-Wandler wurde in dem Simulationswerkzeug *Tina-TI* von Texas Instruments aufgebaut und simuliert. In Abbildung 4.11 ist der Schaltplan gezeigt. Die Wahl fiel auf dieses Werkzeug, da hier bereits die benötigten Bauteile (Operationsverstärker OPA 140, Bipolar-Transistor 2N4401) modelliert sind.

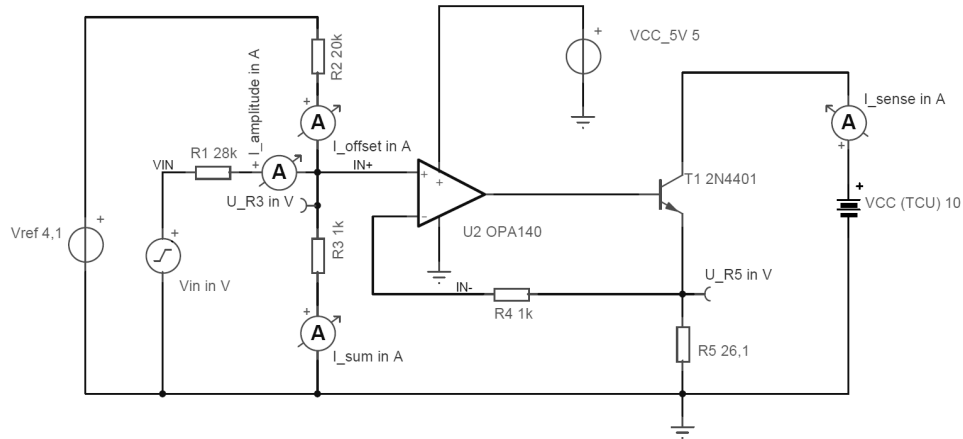


Abbildung 4.11: Simulation des U-I-Wandlers mit *Tina-TI*

Diese Schaltung realisiert eine Regelschleife. Der Operationsverstärker U2 (OPV) versucht die Differenzspannung zwischen seinen beiden Eingängen IN+ und IN- zu null zu machen. In diesem Fall vergleicht der OPV den Spannungsabfall U_{R3} am Widerstand R3 mit dem Spannungsabfall U_{R5} am Widerstand R5. Der Strom I_{sum} durch R3 wird, idealisiert gedacht, durch zwei Komponenten zusammengesetzt. Es wird angenommen, dass sich die beiden Teilströme nicht gegenseitig beeinflussen. Der Offset-Strom I_{offset} wird durch eine konstante Referenzspannungsquelle V_{ref} und den Widerständen R2 und R3 bestimmt. Die zweite Komponente ist der Amplituden-Strom $I_{amplitude}$, dieser wird durch das Eingangssignal V_{in} (logisch „0“ = 0 V, „1“ = 5 V) und den Widerständen R1 und R3 bestimmt. Der OPV steuert den Bipolar-Transistor T1 so an, dass der Spannungsabfall am Widerstand R5 gleich dem Spannungsabfall am Widerstand R3 ist. Die Beziehung zwischen Summenstrom I_{sum} und dem Sensorsignal I_{sens} ist in Gleichung 4.1 beschrieben.

$$U_{R3} = U_{R5}$$

$$I_{sum}R3 = I_{sens}R5$$

$$I_{sens} = I_{sum} \frac{R3}{R5} \quad (4.1)$$

In Abbildung 4.12 sind die zeitlichen Verläufe des Ein- und Ausgangssignals, sowie von internen Größen gezeigt.

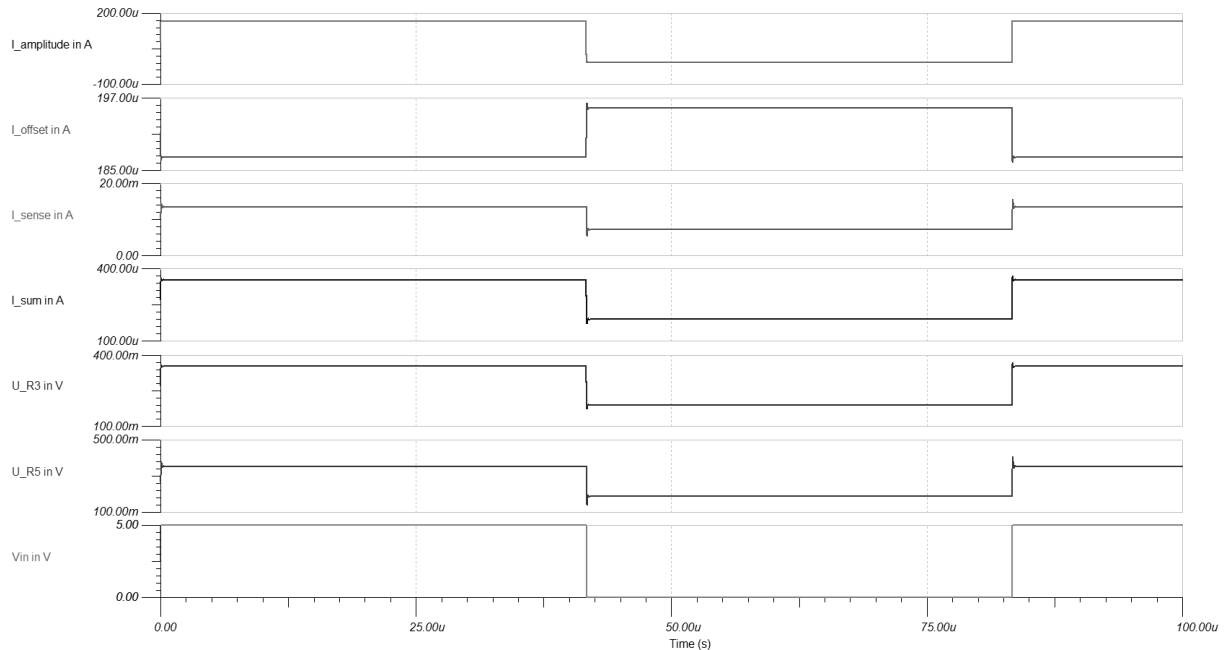


Abbildung 4.12: Transienten-Simulation des U-I-Wandlers mit Tina-TI

Idealisiert gedacht, kann man die gegenseitige Beeinflussung der Ströme für den Entwurf der Schaltung vernachlässigen. Bei der Simulation der Schaltung erkennt man, dass der Offsetstrom nicht konstant ist, sondern sich mit dem Eingangssignal V_{in} verändert. Das liegt daran, dass bei einem Eingangssignal $V_{in} = 0V$ die Widerstände R1 und R3 einen Stromteiler bilden und so der Offsetstrom zu einem geringen Teil über R1 abfließt. Ebenfalls fließt ein geringer Teil des Amplitudenstroms über den Widerstand R2 ab, da die Spannungsquelle V_{ref} eine geringere Spannung ($U_{ref} = 4.096V$) aufweist. Die Spannungsquelle V_{in} wird bei dieser Überlegung als ideal angesehen (Innenwiderstand $R_{V_{in}} = 0\Omega$). In der Praxis werden die Widerstände R1 und R2 als Potentiometer ausgeführt und der U-I-Wandler bei der erstmaligen Inbetriebnahme kalibriert. Um eine zu große Temperaturdrift des U-I-Wandlers zu vermeiden, muss der Widerstand R5 eine höhere Genauigkeitsklasse mit geringerer Temperaturabhängigkeit aufweisen.

- z. B. Toleranz: 0.1%, Temperaturkoeffizient: $\pm 10\text{ppm}/^\circ\text{C}$

Schaltplan des Emulation Boards

Das Emulation Board besteht aus drei Hauptschaltungen (**KAT 1 - 3**), die mehrmals vorkommen. Diese Schaltungen wurden einmal entworfen und mehrere Instanzen davon wurden in den Hauptschaltplan eingefügt. In Abbildung 4.13 ist als Beispiel das *sheet symbol* der Schaltung **KAT 1** abgebildet.



Abbildung 4.13: Instanz (sheet symbol) der Schaltung Kategorie 1

In Abbildung 4.15 wird der Hauptschaltplan des Emulation Boards gezeigt. Die einzelnen

Kanäle sind farblich gekennzeichnet. Hier kann man sehr gut den modularen Aufbau der Gesamtschaltung erkennen.

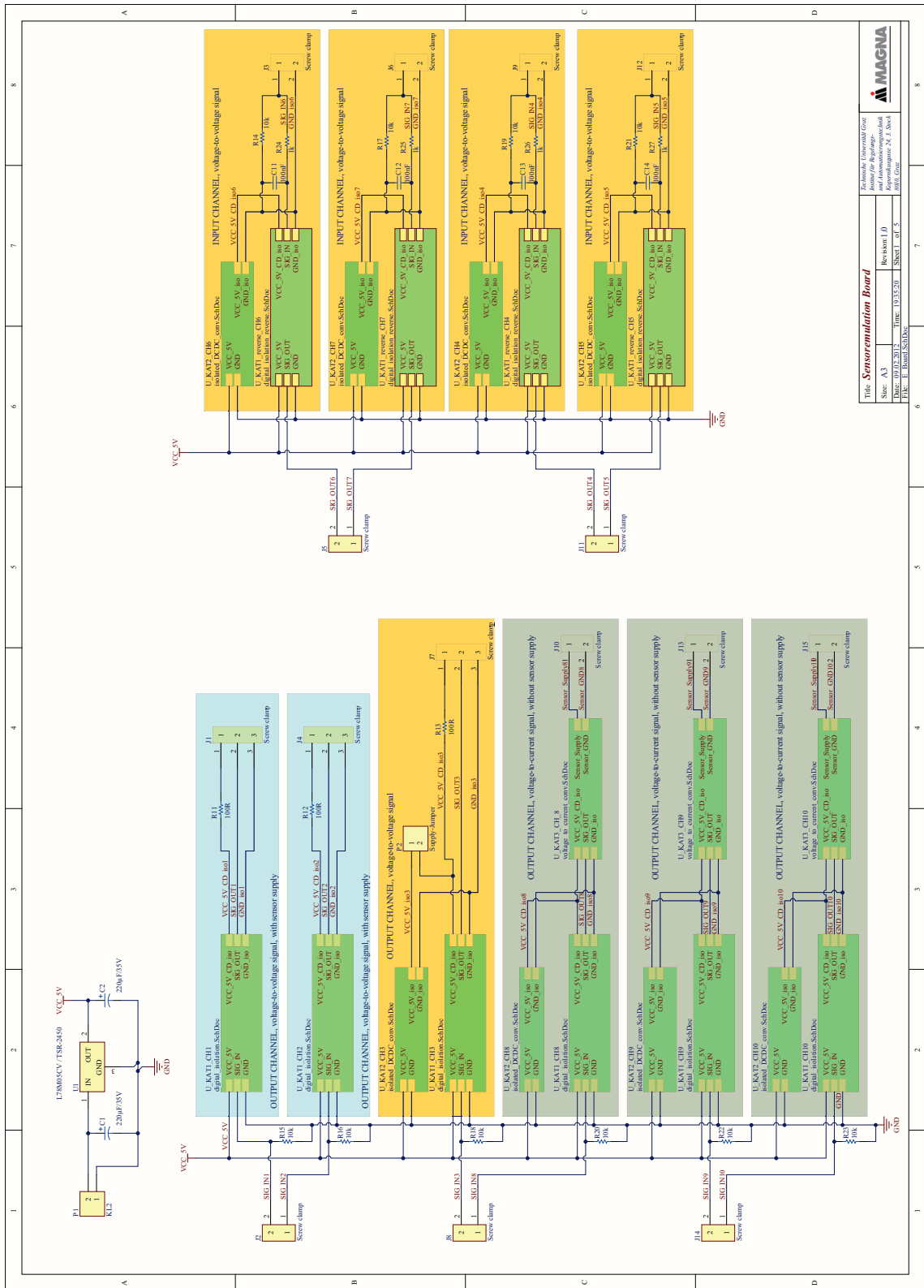


Abbildung 4.14: Hauptschaltplan des Emulation Board

Die Kanäle der Kategorie 1 sind hell blau hinterlegt (siehe Abbildung 4.15). Der Echtzeitrechner wird an den Anschlussblöcken J2, J5, J8, J11 und J14 angeschlossen. Die Widerstände R15 bis R23 dienen als sogenannte Pull-Up-Widerstände. Diese sind nötig, damit ein definiertes Signal an den Kanaleingängen anliegt, wenn der Echtzeitrechner nicht angeschlossen oder nicht in Betrieb ist. Sie sind meist hochohmig ($10k\Omega$), um den Normalbetrieb nicht zu stören.

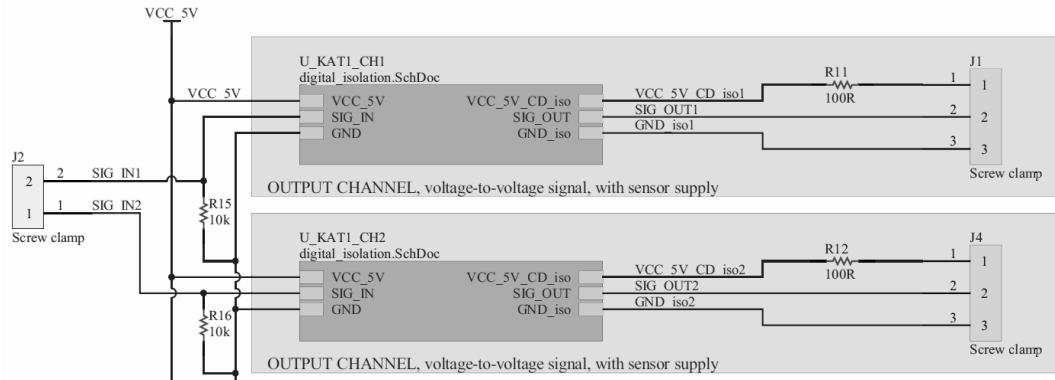


Abbildung 4.15: Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 1

Der geforderte Überspannungsschutz wird durch die Dioden D1, D4 und D5 bzw. durch D2, D3 und D6 in Abbildung 4.16 realisiert. Kommt es z.B. am Anschluss J2 Pin 2 zu einer Überspannung, leitet die Diode D1 einen durch Überspannungen verursachten Strom auf die Versorgung des digitalen Isolators U2 ab. Dieser Strom wird durch den Eingangswiderstand R1 begrenzt und lädt den Kondensator C4 auf. Erreicht die Kondensatorspannung die Zener-Spannung der Diode D4, wird diese leitfähig und der Strom wird gegen Masse abgeleitet. Auf ähnliche Weise wird der Isolator vor negativen Überspannungen geschützt. Diese Schutzschaltung wird sowohl am Eingang, als auch am Ausgang (SIG_OUT) realisiert.

Da die Kanäle der Kategorie 1 auch vom Steuergerät versorgt werden (Anschluss J1 und J2), wurde ein Widerstand (R11 bzw. R12) in die Versorgungsleitung gesetzt, um im Fehlerfall (Überspannung oder Verpolung) den Strom zu begrenzen. Dieser ist in der oben beschriebenen Schutzschaltung bereits zum Teil integriert. Die Zener-Diode D2 und der Widerstand R11 bzw. R12 (in Abbildung 4.15 ersichtlich) bilden den geforderten Verpolungsschutz. Der Widerstand dient wieder als Strombegrenzer.

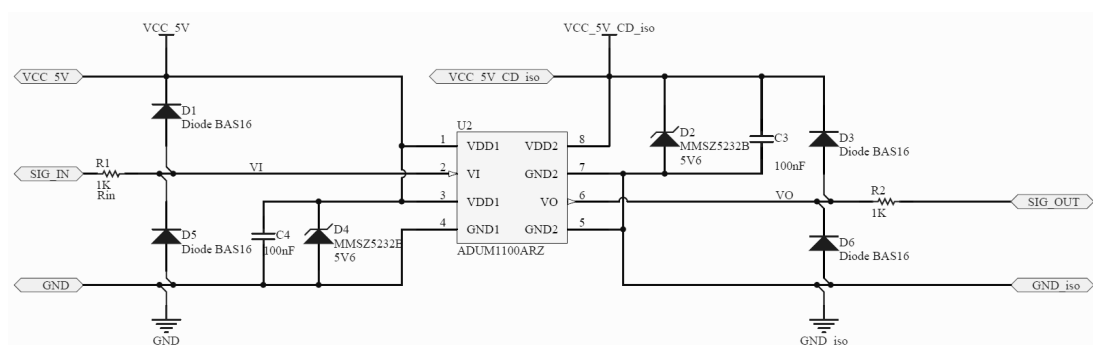


Abbildung 4.16: Schaltplan des digitalen Isolators mit Schutzbeschaltung

Der Kanal in Abbildung 4.17 kann durch Setzen einer Kurzschlussbrücke (Jumper) zwischen **KAT 1** und **KAT 2** um konfiguriert werden. Als **KAT 2** dient dieser Kanal für die Nachbildung eines Sensors, der nicht von einem Steuergerät versorgt wird und die Energie für den Betrieb und das Sensorsignal aus dem Messprinzip selbst bezieht (z.B. induktiver Drehzahlgeber).

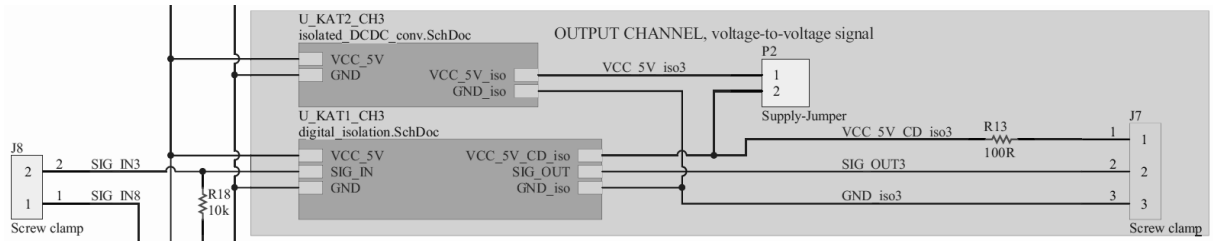


Abbildung 4.17: Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 1

Für die Kategorie 2, 3 und 2 reverse ist ein isolierender DC/DC-Wandler nötig. In Abbildung 4.18 ist die Beschaltung des isolierenden DC/DC-Wandlers gezeigt. Um eine saubere Versorgungsspannung zu garantieren wurden noch zwei zusätzliche Stützkondensatoren am Eingang und Ausgang hinzugefügt.

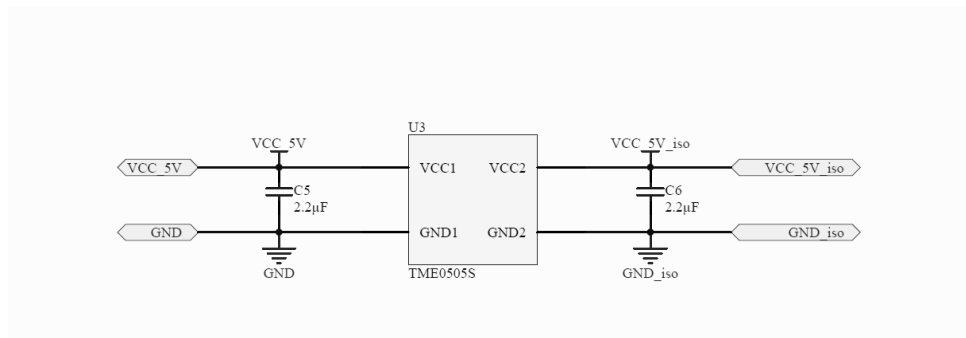


Abbildung 4.18: Schaltplan des DC/DC-Wandlers

Die Kanäle der Kategorie 3 simulieren Sensoren mit Stromschnittstellen. Die Spannungssignale die am Anschluss J8-Pin 1, J12-Pin 1 oder 2 anliegen, werden zuerst durch den digitalen Isolator potentialgetrennt übertragen und dann dem U-I-Wandler zugeführt. Dieser wandelt die Spannungssignale in Stromsignale um.

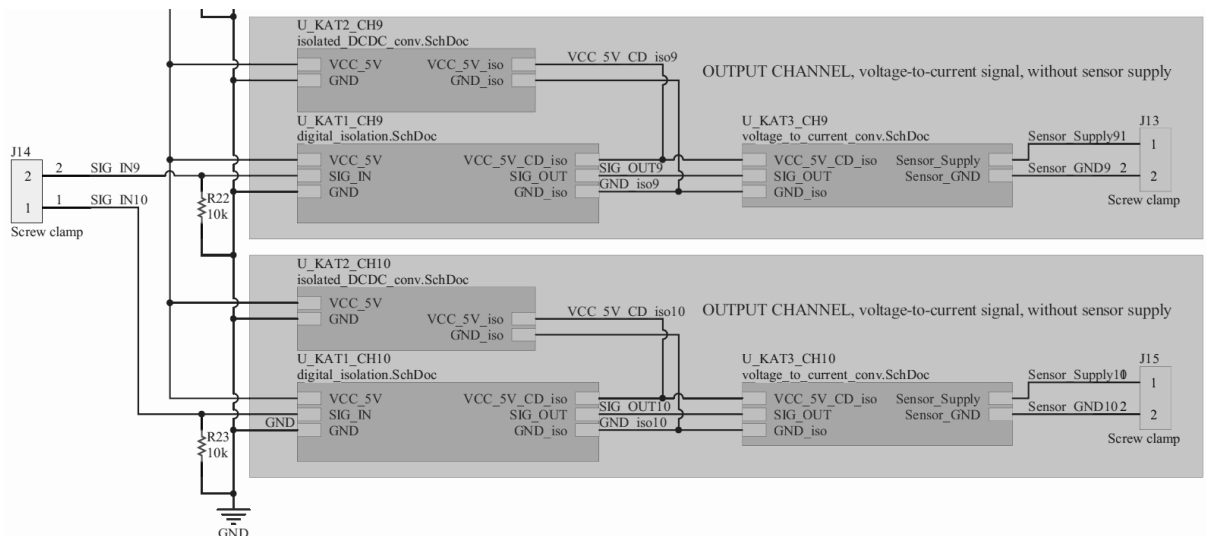


Abbildung 4.19: Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 3

Die Schaltung des U-I-Wandlers wurde oben in Abschnitt 4.1.3 bereits beschrieben. In die-

sem Schaltplan (Abbildung 4.20) ist noch zusätzlich die Referenzspannungsquelle U5 und die Stützkondensatoren C7 und C8 eingezeichnet. Die Referenzspannungsquelle *LM4040* ist von Typ *Shunt*. Das bedeutet, sie wird, ähnlich wie eine Zener-Diode, in Serie mit einem Widerstand (hier R4) geschaltet. Der Hauptstrom durch den Widerstand R4 und der Referenz soll ca. 5-mal größer sein, als der Zweigstrom, der durch das Potentiometer R5 (ca. $20k\Omega$) und den Widerstand R7 fließt.

$$U_{Ref} = 4.096V$$

$$I_{R5} = \frac{U_{Ref}}{R5 + R7} = \frac{4.096V}{21k\Omega} = 195.05\mu A \approx 200\mu A$$

Der Spannungsabfall über dem Widerstand R4 beträgt:

$$U_{R4} = U_{VCC_5V_CD_iso} - U_{Ref} = 5V - 4.096V = 0.904V \approx 1V$$

Der Hauptstrom I_{R4} soll ca. $5 \cdot I_{R5} = 1mA$ betragen. Daraus folgt ein Widerstandswert für R4.

$$R4 = \frac{U_{R4}}{I_{R4}} = \frac{1V}{1mA} = \underline{1k\Omega}$$

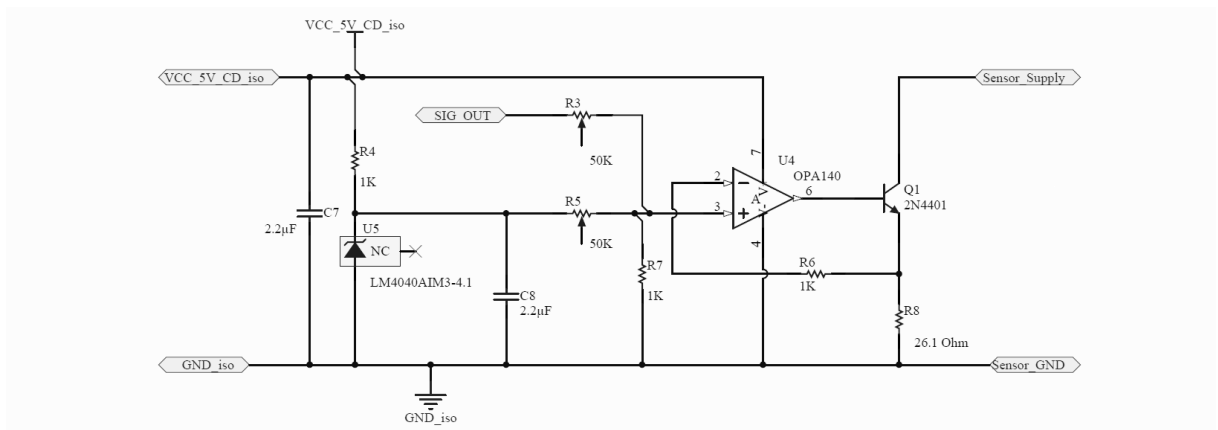


Abbildung 4.20: Schaltplan des U-I-Wandlers

Die Eingangskanäle **KAT 2 reverse** wurden zum Erfassen von Motorsignalen, wie Zündsignal, Einspritzdauer etc., aufgebaut. An den Eingängen wurden Tiefpassfilter (z.B. R24 und C11) geschaltet, um Störungen durch Zündfunken zu vermeiden.

$$f_{TP} = \frac{1}{2\pi RC} = \frac{1}{2\pi \cdot 1k\Omega \cdot 100nF} = 1591.5Hz \approx 1.6kHz$$

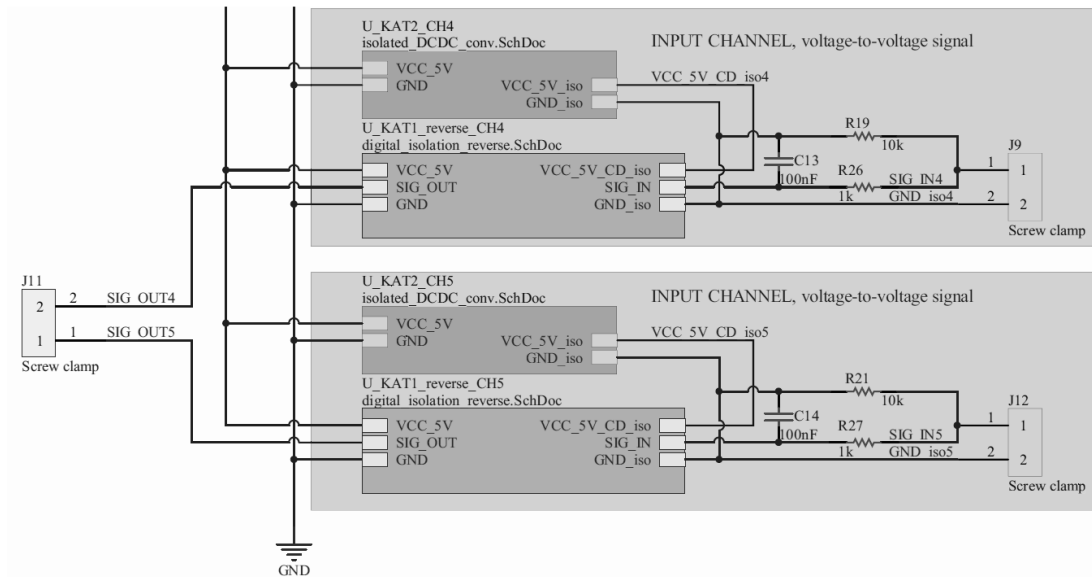


Abbildung 4.21: Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 2 reverse

Die Schaltungen der digitalen Isolatoren bei den Eingangskanälen ist identisch mit den Schaltungen der Ausgangskanäle. Sie wurden einfach um 180° gedreht auf der Platine aufgebaut.

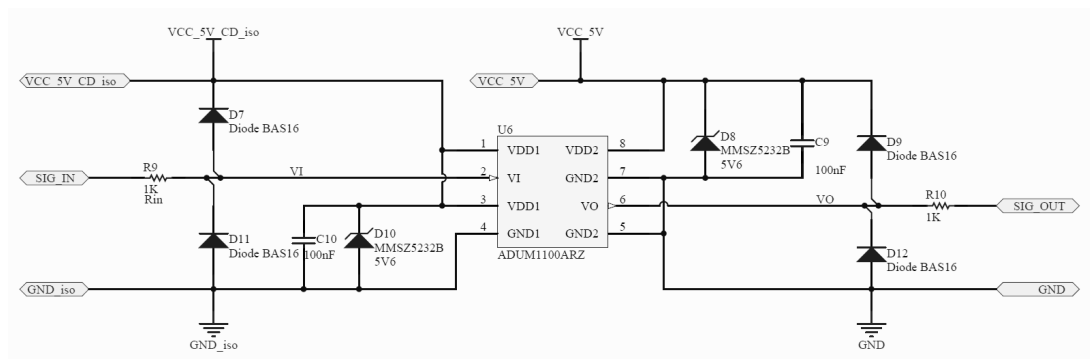


Abbildung 4.22: Schaltplan des digitalen Isolators für den Rückkanal

4.1.4 Implementierung

In diesem Abschnitt wird auf das Layout, den Aufbau eines Prototypen und der Leiterplatten eingegangen.

Layout

Der modulare Aufbau spiegelt sich im Layout des PCB wieder. Zum besseren Verständnis wurden die vier Hauptkomponenten in Abbildung 4.23 farblich eingerahmt. Die Spannungsversorgung wurde weiß markiert und man erkennt sie an den zwei großen Elektrolytkondensatoren und dem Schaltregler dazwischen.

Die Schaltung des digitalen Isolators wurde hell blau markiert. Sie kommt auf der Leiterplatte 10-mal vor. Das Layout der Schaltung wurde einmal erstellt und dann 10-mal kopiert.

Im gelben Rahmen ist die Schaltung des isolierenden DC/DC-Wandlers gezeigt. In diesem Fall ist das *footprint* der Kurzschlussbrücke (Jumper) zu sehen. Es handelt sich dabei um die Versorgung des Kanals **KAT 2** (siehe oben), den man wahlweise auch als **KAT 1** betreiben kann.

Im roten Rahmen befindet sich das Layout des U-I-Wandlers. Die Hauptbauelemente sind die

beiden Potentiometer (oben), der Operationsverstärker und die Referenzspannungsquelle (Mitte) und der Bipolar-Tansistor (unten).

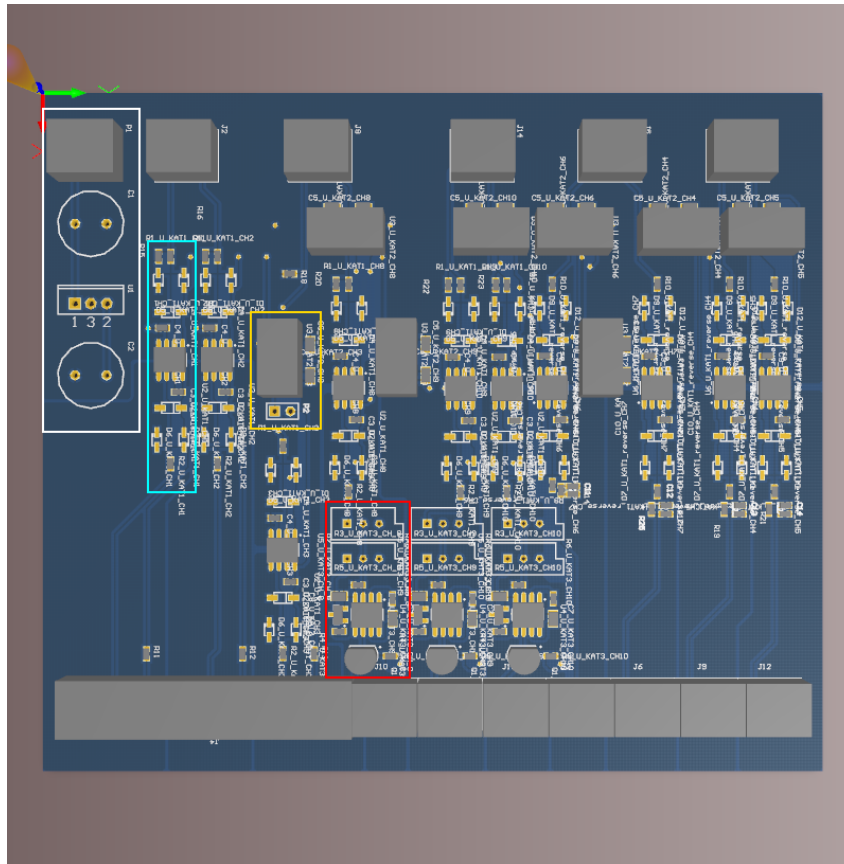


Abbildung 4.23: 3D-Modell des PCB Emulation Board

Auf die Oberseite der Leiterplatte wurde ein Beschriftungslayer gelegt, der die wichtigsten Informationen der Anschlüsse und den Betrieb des Emulation Boards beinhaltet. Dazu zählen der zulässige Versorgungsspannungsbereich, die Signalfussrichtung und die Art der Übertragungskanäle, sowie die Einstellmöglichkeiten der **Amplitude** und des **Offsets** bei den U-I-Wandlern (siehe Abbildung 4.24).

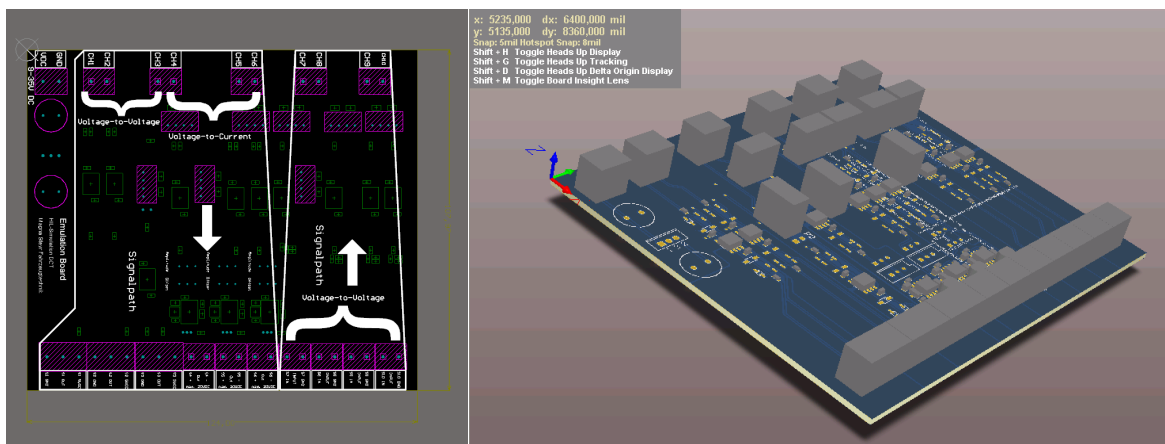


Abbildung 4.24: Beschriftung der Leiterplatte

Abbildung 4.25: 3D-Ansicht des Emulation Boards

Prototyp

Bevor die Leiterplatten professionell gefertigt wurden, wurde ein Prototyp eines Kanals der Kategorie **KAT 3** und der Spannungsversorgung aufgebaut. Diese Kategorie beinhaltet alle Schaltungen der anderen Kategorien (modularer Aufbau). In Abbildung 4.26 ist der Prototyp gezeigt. Auf der linken Seite befindet sich die Spannungsversorgung und die Schaltung des isolierenden DC/DC-Wandlers. Der U-I-Wandler ist leicht an den blauen Potentiometern zu erkennen und dahinter befindet sich die Schaltung des digitalen Isolators.

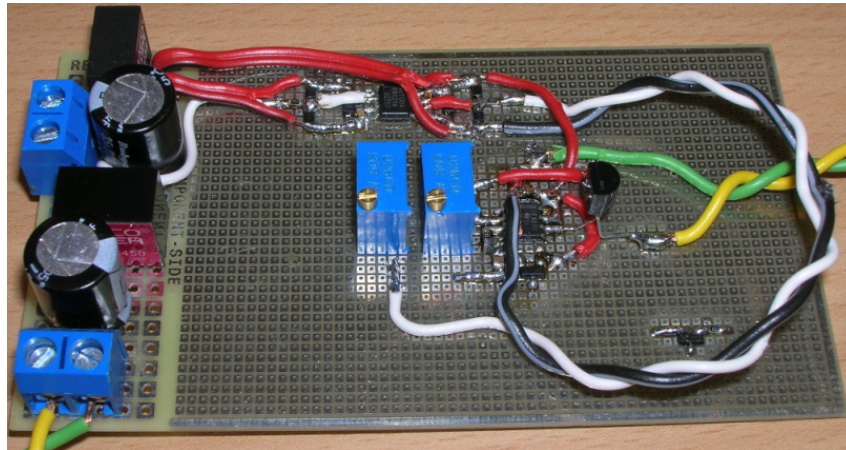


Abbildung 4.26: Prototyp der Schaltung **KAT 3** und der Spannungsversorgung

Mit diesen Tests wurde nachgewiesen, dass der Prototyp des Emulation Boards die Anforderungen erfüllt.

Fertigung

Mit dem Softwarepaket *Altium Designer* wurden die sogenannten *Gerber-files* der einzelnen Layer des PCB erstellt und an die Firma **PIU-Printex** zur Fertigung gesendet.

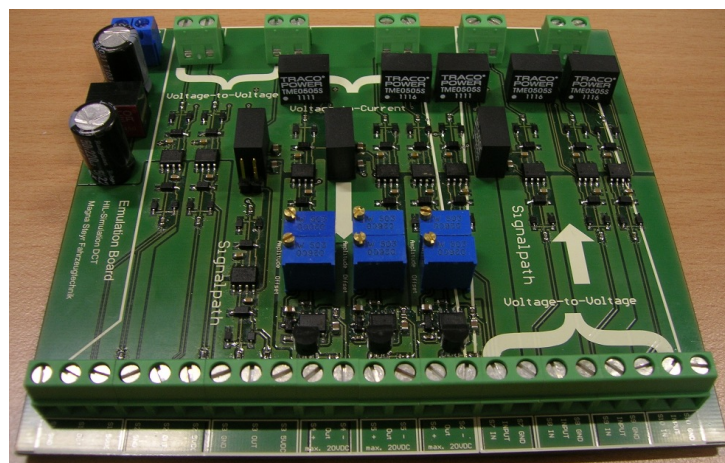


Abbildung 4.27: Professionell gefertigte Leiterplatte

Die Leiterplatten wurden anschließend händisch bestückt, aufgelötet und getestet.

4.2 Interface Board

Das Interface Board dient dazu, die Hallsignale der beiden Kupplungsmotoren zu erfassen und eine galvanische Trennung zwischen der Hallsensorik und dem Echtzeitrechner herzustellen.

4.2.1 Anforderungen

Die Anforderungen sind ähnlich wie beim Emulation Board. Deshalb wird ein Großteil des Emulation Boards für das Interface Board wieder verwendet.

- Versorgungsspannungsbereich: 9 - 35VDC
- Signaleingangsspannungspegel: logisch „0“ ... 0V; logisch „1“ ... 5V
- Isolierspannung $\geq 1\text{kV}$
- Alle Ein- und Ausgänge kurzschlussfest
- Alle Signalein- und Signalausgänge überspannungssicher ($U_{Schutz} \leq 60\text{V}$)
- Verpolungsschutz der Signalein- und Signalausgänge
- Bandbreite eines Übertragungskanals $\geq 10\text{-}20$ fache der maximalen Signalfrequenz $f_{Signal,max}$
- max. Ein- bzw. Ausgangstrom der NI FPGA-Karte pro PIN: 4mA

Die maximale Signalfrequenz wurde im Abschnitt 2.3.3 berechnet und beträgt

$$f_{Signal,max} = 2.5\text{kHz}.$$

Sie liegt unter den max. Frequenzen der Drehzahlsensoren, deshalb reicht die Übertragungsbandbreite der vorhandenen Kanäle **KAT 2 reverse** sicher aus.

4.2.2 Architektur

Architektur des Interface Boards

Die Entwicklung des Interface Boards beginnt ebenfalls mit einer Architektur. Da alle benötigten Kanäle Eingangskanäle sind, werden die Kanäle der Kategorie **KAT 2 reverse** des Emulation Boards in abgewandelter Form verwendet.

Pro Kupplung werden 3 Kanäle verwendet, die von einem isolierenden DC/DC-Wandler (in rot eingezeichnet, Abbildung 4.28) versorgt werden. Das ist dadurch möglich, weil die drei Hallsignale pro Kupplung das gleiche Bezugspotential haben.

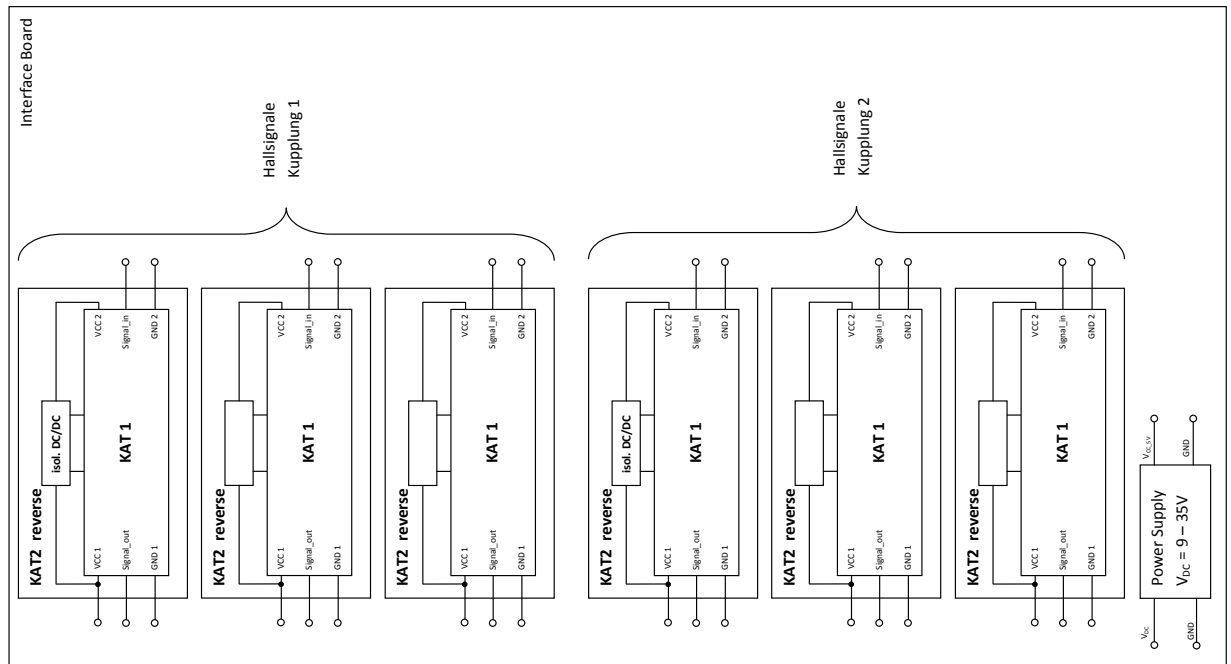


Abbildung 4.28: Blockschaltbildarstellung des Interface Board

4.2.3 Entwurf

Elektronische Komponenten

Da die Anforderung des Interface Boards die des Emulation Boards nicht übersteigen, werden die gleichen Bauteile verwendet. Deshalb wird hier nicht mehr weiter darauf eingegangen.

Schaltplan des Interface Boards

In Abbildung 4.29 ist der Hauptschaltplan gezeigt. Auch hier wurde ein modularer Aufbau der Gesamtschaltung gewählt.

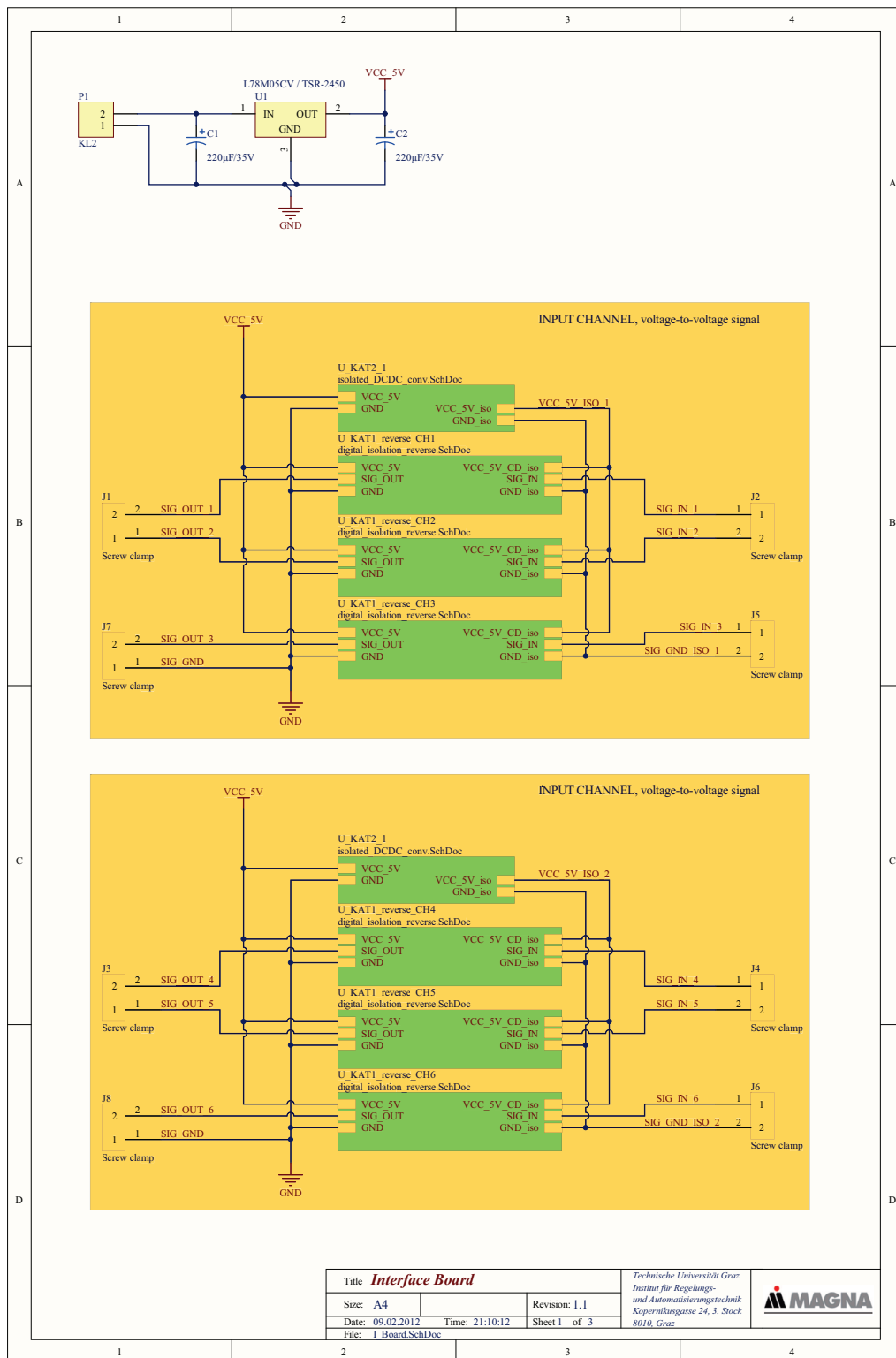


Abbildung 4.29: Hauptschaltplan des Interface Board

Die Kanalgruppe für je eine Kupplung sind gelb hinterlegt (siehe Abbildung 4.30).

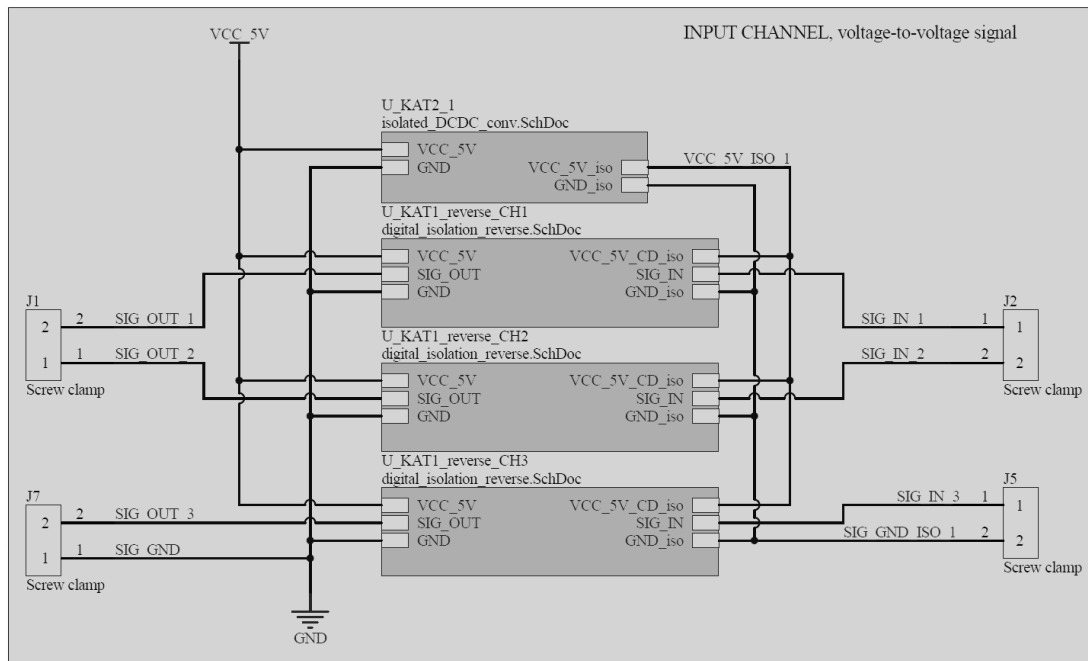


Abbildung 4.30: Kanalgruppe für eine Kupplung

Jede Gruppe wird von einem isolierenden DC/DC-Wandler versorgt.

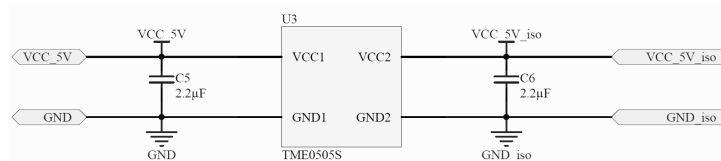


Abbildung 4.31: Schaltung des isolierenden DC/DC-Wandlers

Im Gegensatz zu den Eingangskanälen beim Emulation Board sind hier keine Eingangsfilter notwendig, da die Hallsignale unmittelbar bei den Kupplungsmotoren abgenommen werden und daher keine langen Leitungen zwischen Signalquelle und Interface Board liegen.

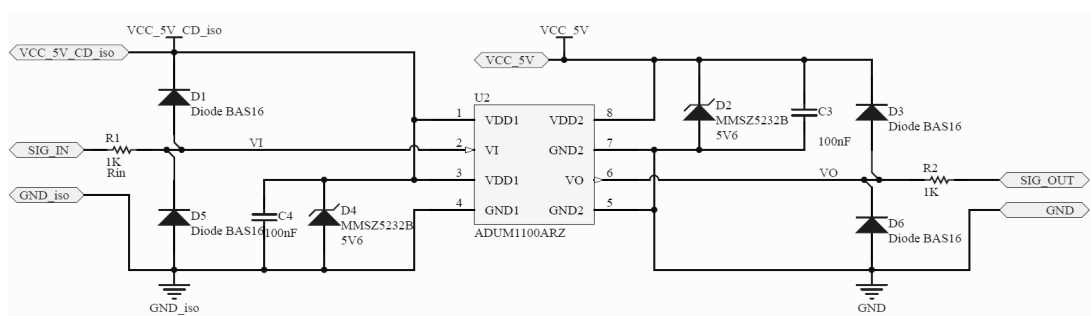


Abbildung 4.32: Schaltung des digitalen Isolators

4.2.4 Implementierung

Auf dem Interface Board wurden die gleichen Layout-Strukturen wie am Emulation Board verwendet.

Layout

Bei diesem Layout kann man gut die senkrechte Trennlinie zwischen den Potentialen unter den digitalen Isolatoren erkennen.

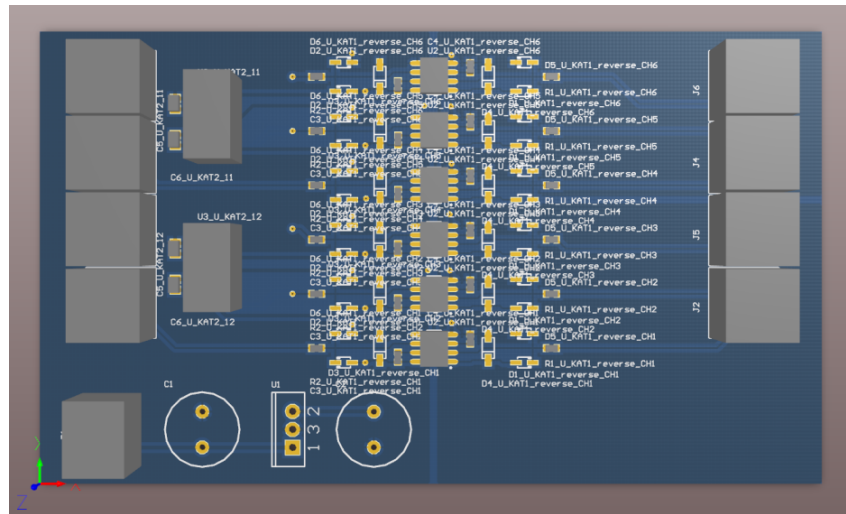


Abbildung 4.33: 3D-Modell des PCB Interface Board

Das Interface Board wurde auch mit einem Beschriftungslayer ausgestattet, der die wichtigsten Informationen beinhaltet.

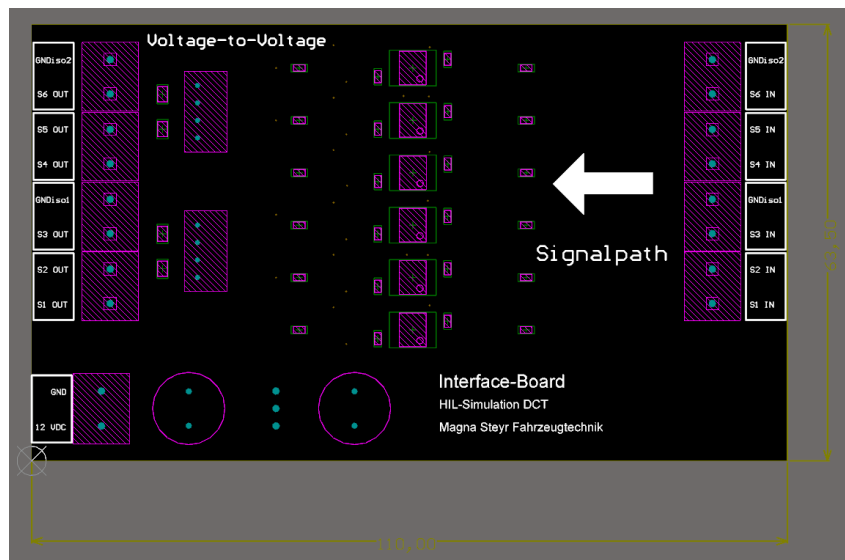


Abbildung 4.34: Beschriftung der Leiterplatte

Fertigung

Mit dem Softwarepaket *Altium Designer* wurden die *Gerber-files* der einzelnen Layer des PCB erstellt und an die Firma **PIU-Printex** zur Fertigung gesendet.

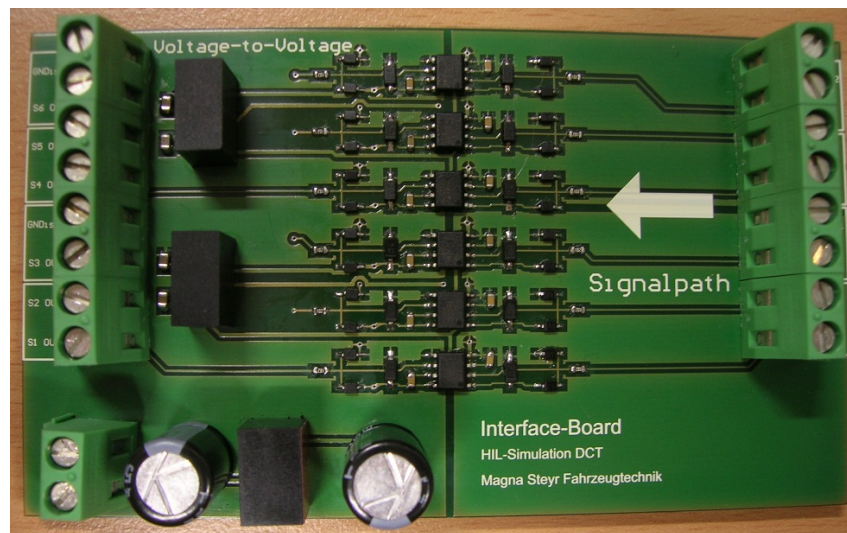


Abbildung 4.35: Professionell gefertigte Leiterplatte

Die Leiterplatten wurden anschließend händisch bestückt und aufgelötet. Der Test des Interface Boards bestand darin, die Signale der Kupplungen beim Drehen des Zündschlüssels zu übertragen. Mit dem Oszilloskop wurden die Ausgangssignale des Interface Boards aufgezeichnet und in Abbildung 4.36 geplottet.

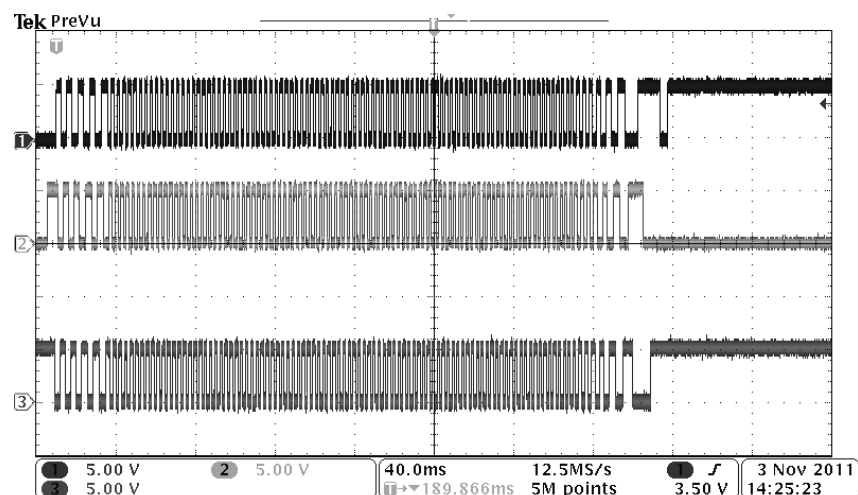


Abbildung 4.36: Funktionstest des Interface Boards

4.3 Drehwinkelmessung

Der Drehwinkel der Schaltwalzen muss für die HIL-Simulation erfasst werden. Daraus wird in der Simulation abgeleitet, in welchem Zustand sich die Schaltkulisser befindet.

4.3.1 Anforderungen

Die Erfassung des Drehwinkels richtet sich nach drei Kriterien.

1. Messbereich
2. Winkelauflösung

3. Drehgeschwindigkeit bzw. Messgeschwindigkeit

Zu 1.) Der Messbereich der benötigten Messtechnik soll minimal 300° aufweisen, da die Schaltwalze SD2 einen Arbeitsbereich von 0° bis 290° hat.

Zu 2.) Aus der Tabelle 2.1 ist ersichtlich, dass eine Auflösung des Drehwinkels von 0.1° sinnvoll ist.

Zu 3.) Die Drehgeschwindigkeit kann aus den Messdaten des Herstellers ermittelt werden. In Abbildung 4.37 ist ein Schaltvorgang abgebildet. Ein Gangwechsel bedeutet eine Drehung von 90° .

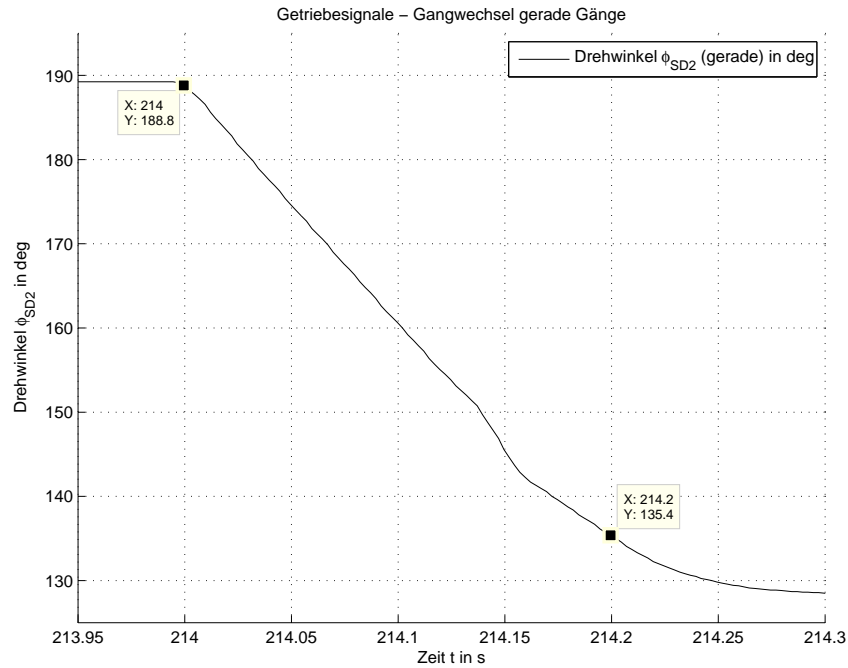


Abbildung 4.37: Schaltvorgang aus dem 6. in den 4. Gang

Für die Bestimmung der Drehgeschwindigkeit werden folgende Datenpunkte verwendet:

- $t_1 = 214.0s, \varphi_1 = 188.8^\circ$
- $t_2 = 214.2s, \varphi_2 = 135.4^\circ$

$$\dot{\varphi}_{SDx} = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{t_2 - t_1} = \frac{53.4}{0.2} = 267 \frac{^\circ}{s} \quad (4.2)$$

Umgerechnet auf eine volle Umdrehung:

$$n_{SDx,max} = \frac{267 \frac{^\circ}{s}}{360^\circ} = 0.74167 \frac{1}{s} = 44.5 \frac{U}{min} \quad (4.3)$$

Der Drehwinkelsensor muss eine Drehrate (Winkelgeschwindigkeit) von $44.5 \frac{U}{min}$ ($267 \frac{^\circ}{s}$) mit einer Auflösung von 0.1° erfassen können.

In Tabelle 4.2 sind die Anforderungen an den Drehwinkelsensor zusammengefasst.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Messbereich	φ_{SDx}	0 - 300	°
Auflösung	RES	0.1	°
max. Drehzahl	$n_{SDx,max}$	44.5	$\frac{U}{min}$

Tabelle 4.2: Anforderungen an den Drehwinkelsensor

4.3.2 Architektur⁷

Es gibt viele Möglichkeiten, einen Winkel zu messen. Man kann die Messverfahren in *berührende* und *berührungslose* Verfahren einteilen. Der Vorteil der kontaktlosen Verfahren ist, dass sie verschleißärmer sind.

Für diese Aufgabe wurde ein *magnetic rotary encoder* (AS5045 von *austriamicrosystems*) mit einem diametral magnetisiertem Magneten verwendet.

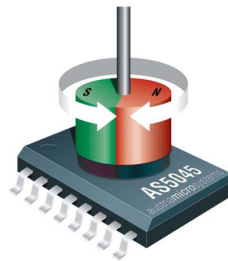


Abbildung 4.38: Magnetic rotary encoder

Der Sensor besteht aus einem digitalen Signalprozessor (DSP), einem analogen Front-End und einem Array von Hallelementen in der Mitte des ICs. Die Hallelemente geben eine Spannungsrepräsentation des magnetischen Felds an der Oberfläche des IC wieder.

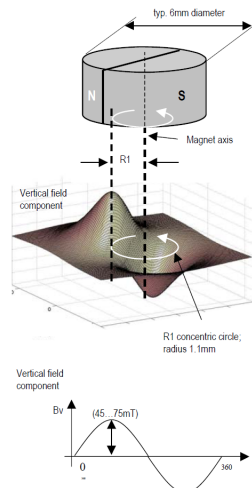


Abbildung 4.39: Feldverteilung eines diametral magnetisierten Magnets

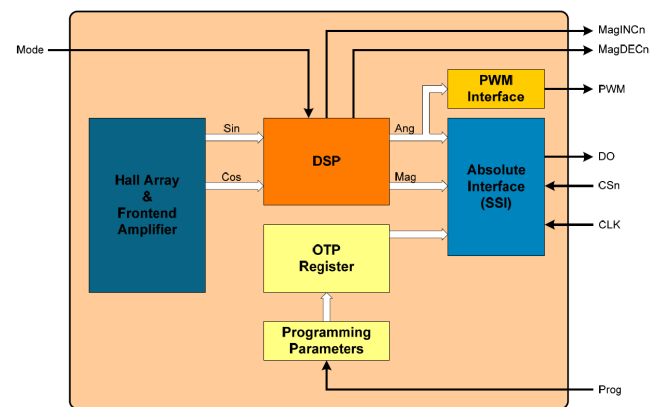


Abbildung 4.40: Blockschaltbild des AS5045

Die Signale werden digitalisiert und in dem DSP weiter verarbeitet. Das Sensorsignal kann entweder über ein PWM-Interface oder über ein digitales serielles Interface erfasst werden.

⁷ Quelle dieses Abschnitts: Datenblatt [8]

Wichtige Daten des AS5045:

- Messbereich: 360°
- Auflösung: 12bit bzw. 0.08°
- max. Eingangsfrequenz (Drehzahl des Magneten): $f_{mag} = 2.44\text{Hz}$ (146 U/min bei 4096 Positionen/Umdrehung), Fast Mode
- Spannungsversorgung: 5 VDC
- PWM-Frequenz: 244Hz (Fast Mode)
- kleinste Pulsbreite: $1\mu\text{s} = 0^\circ$
- größte Pulsbreite: $4096\mu\text{s} = 359.91^\circ$

Daten des Neodym-Magnets⁸:

- Material: NdFeB N35H
- Oberfläche: Ni-Cu-Ni (Nickel-Kupfer-Nickel)
- max. magn. Energiedichte (BH): max: $263\text{-}279\text{ kJ/m}^3$
- Remanenzflussdichte (Br): $1170\text{-}1210\text{ mT}$
- Einsatztemperatur (T_{max}): 120 Grad Celcius
- Koerzitivfeldstärke (H_{cb}): $\geq 868\text{ kA/m}$

4.3.3 Entwurf

Es wurde die empfohlene Schaltung für einen 5V-Betrieb aus dem Datenblatt [8] verwendet.

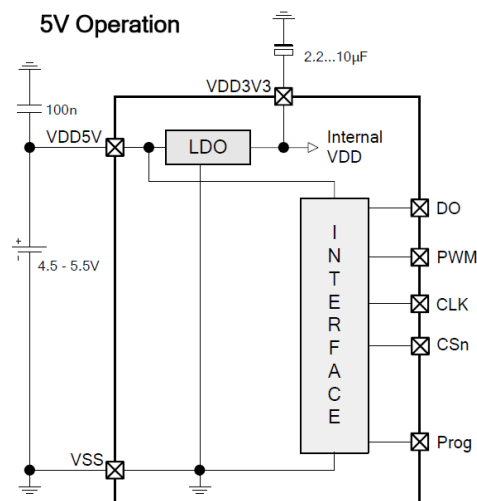


Abbildung 4.41: Schaltplan aus dem Datenblatt [8] des AS5045

⁸ Quelle: [24]

4.3.4 Implementierung

Die Positionierung des Magneten über dem IC ist mit einer engen Toleranz angegeben. Der Radius R_d für eine falsche Positionierung ist mit 0.25mm um das definierte Zentrum des IC angegeben.

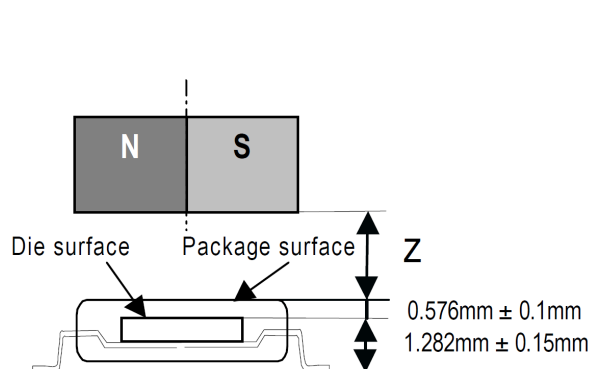


Abbildung 4.42: Abstand des Magnets zur IC-Oberfläche

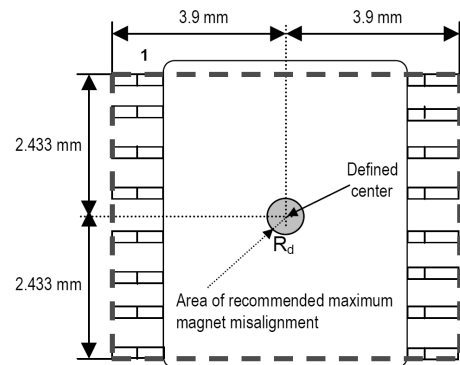


Abbildung 4.43: Positionierung des Magnets über dem IC

Für eine exakte Positionierung wurden Magnethalter aus Aluminium gedreht. In die Wellen der Schaltwalzen wurde je ein 4mm Loch gebohrt und anschließend wurden die Magnethalter mit dem dünnen Ende voran in diese Bohrung gepresst (Presspassung). Zuvor wurden die Magnete in die Magnethalter eingeklebt und durch gezieltes Hämmern wurde Aluminium entlang des Umfangs über den Rand des Magnets getrieben (Vernietung).



Abbildung 4.44: Magnethalter aus Aluminium



Abbildung 4.45: Magnethalter bei der Montage in die Schaltwalzenwellen

Die Schaltung der Sensoren wurde auf Prototypleiterplatten aufgebaut und diese zur Montage auf Aluminiumträger aufgeklebt.

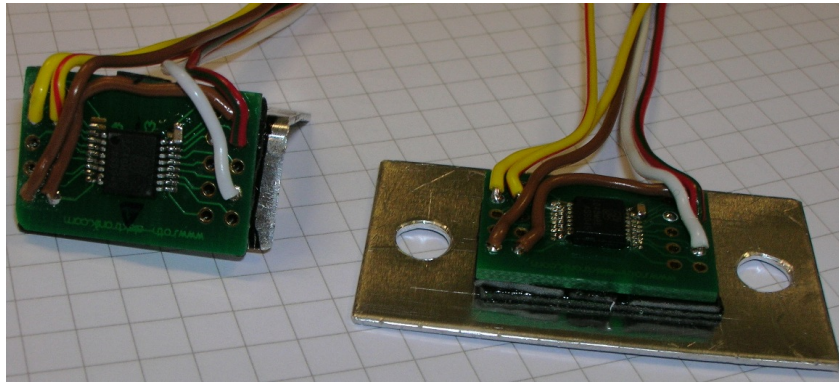


Abbildung 4.46: Winkelsensoren fertig für die Montage am Gehäuse

Das Gehäuse des Getriebes wurde für die Montage der Sensoren bearbeitet. Durch die Lagerstellen der Schaltwalzen wurden Bohrungen durch die Gehäusewand gearbeitet. Durch diese Bohrungen gelangen die Magnethalter zu den Winkelsensoren (siehe Abbildung 4.47).

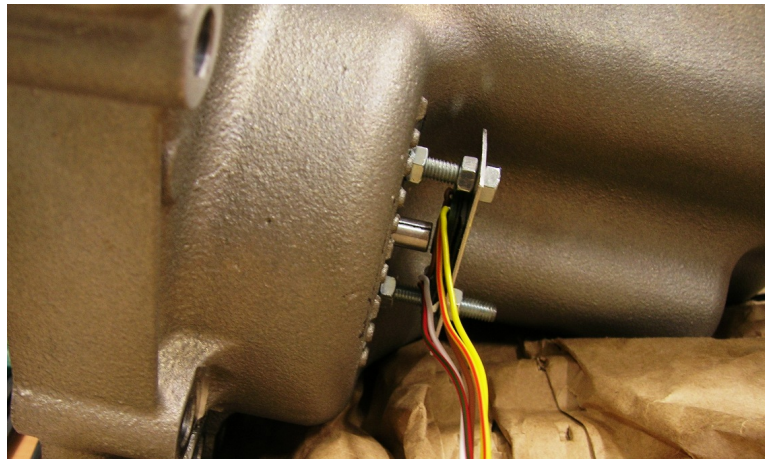


Abbildung 4.47: Magnethalter und Winkelsensor

In Abbildung 4.48(a) ist die Fräsung für die Sensorleiterplatte gezeigt. Anstelle des schwarzen Bolzens kommt später der Magnethalter zum Einsatz. In Abbildung 4.48(b) wird die Sensorleiterplatte für Probezwecke positioniert. Da die Sensoren sehr genau positioniert werden müssen, wurden sie bei der Montage mit einer digitalen Schiebelehre vermessen und ausgerichtet. In Abbildung 4.49 sind beide Winkelsensoren am Gehäuse montiert.

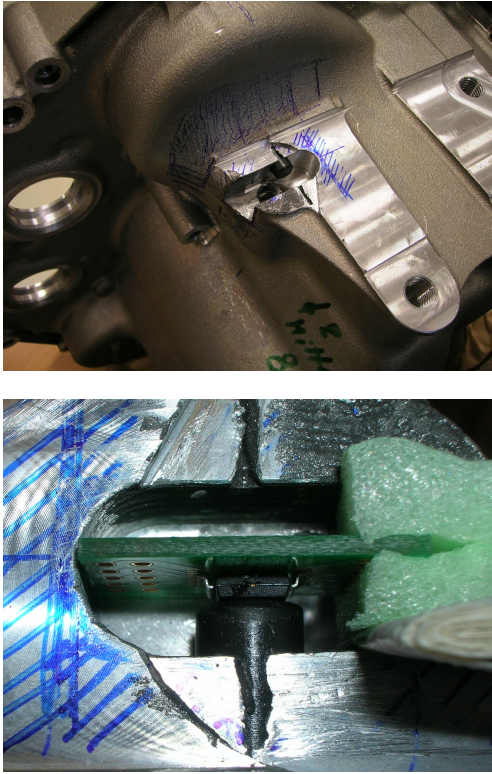


Abbildung 4.48: Einpassen des Sensors in die Fräsung



Abbildung 4.49: Fertig montierte Sensoren

Nach dem Zusammenbau des Getriebes wurden die Winkelsensoren getestet. Die PWM-Signale der Sensoren werden mit der NI FPGA-Karte eingelesen und daraus die PWM-Frequenz und Pulsbreite ermittelt. Das Getriebesteuergerät kann durch einen speziellen *Teach-In-Befehl* zum Einlernen der Schaltkulisse veranlasst werden. Dabei werden die beiden Referenzpunkte jeder Schaltwalze angefahren. In Abbildung 4.50 ist der Verlauf des *Teach-In-Prozesses* und der Verlauf der berechneten Drehwinkel der Schaltwalzen geplottet.

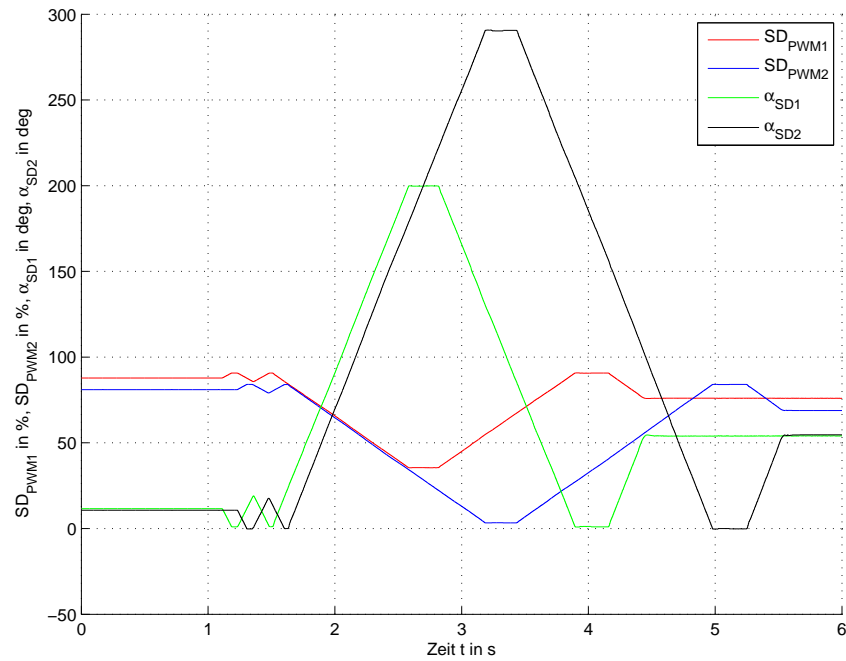


Abbildung 4.50: Test der Winkelmessung bei einem Teach-In-Prozess der Schaltwalzen

Die Funktion zur Umrechnung der Pulsbreite des Sensorsignals in einen Drehwinkel wird in Abschnitt 3.8.2 beschrieben.

4.4 Kupplungs-Encoder

Die Hall-Signale der Kupplungsmotoren werden mit einem Encoder ausgewertet, um die Drehrichtung und den Drehwinkel zu bestimmen.

4.4.1 2-Kanal Encoder

Im Allgemeinen ist ein 2-Kanal Encoder für die Bestimmung des Drehwinkels ausreichend. Es wird hier kurz auf die Funktion eingegangen und die Erweiterung auf einen 3-Kanal Encoder beschrieben.

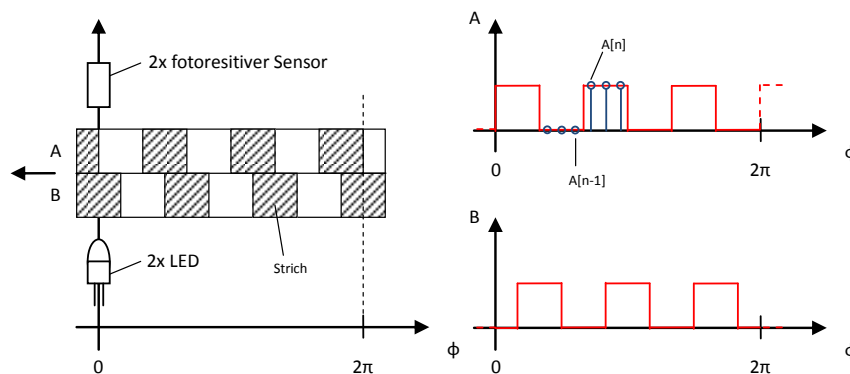


Abbildung 4.51: Prinzip eines 2-Kanal Encoders

Auswertung der Rechtecksignale A und B

1. Flankendetektion

Der erste Schritt der Encoder-Schaltung ist die Detektion von steigenden und fallenden Flanken. Dabei wird der aktuelle Abtastwert $A[n]$ mit dem vorherigen Abtastwert $A[n-1]$ verglichen. In der Wahrheitstabelle 4.3 sind die möglichen Ein- und Ausgangswerte der Flankendetektion zusammengefasst.

$A[n-1]$	$A[n]$	$F_A[n]$
0	0	0
0	1	1 LO \rightarrow HI Flanke
1	1	0
1	0	1 HI \rightarrow LO Flanke

Tabelle 4.3: Vergleich von $A[n-1]$ und $A[n]$

Das Signal $F_A[n]$ kann durch eine XOR-Verknüpfung von $A[n-1]$ und $A[n]$ erzeugt werden. Das Signal $F_B[n]$ wird ebenfalls durch eine XOR-Verknüpfung ermittelt.

2. Drehrichtungserkennung

Die Kanäle A und B sind um $\frac{\pi}{2k}$ phasenverschoben, wobei k die sogenannte Strichzahl des Encoders ist. Für dieses Beispiel beträgt die Strichzahl $k = 3$ und die Phasenverschiebung $\frac{\pi}{6}$. Um die Drehrichtung bestimmen zu können, werden die Abtastwerte $A[n]$ und $B[n-1]$ oder $A[n-1]$ und $B[n]$ mit einer XOR-Verknüpfung verglichen, wenn eine Flanke $F_i[n] = 1$ detektiert wurde. In der Wahrheitstabelle 4.4 stehen die möglichen Kombinationen und die zugehörigen Drehrichtungen.

$A[n-1]$	$B[n]$	$A[n]$	$B[n-1]$	$D_1[n] = A[n-1] \oplus B[n]$	$D_2[n] = A[n] \oplus B[n-1]$	Drehricht.
0	0	1	0	0	1	CW
1	1	0	1	0	1	CW
1	1	1	0	0	1	CW
0	0	0	1	0	1	CW
0	1	1	1	1	0	CCW
1	0	0	0	1	0	CCW
0	1	0	1	1	0	CCW
1	0	1	0	1	0	CCW

Tabelle 4.4: Bestimmung der Drehrichtung

Es kann das Signal $D_1[n]$ oder $D_2[n]$ für die Bestimmung der Drehrichtung herangezogen werden (CW ... clock wise; CCW ... counter clock wise).

3. Flankenzählung

Die Signale $F_A[n]$, $F_B[n]$ und $D[n]$ werden so kombinierter, dass die detektierten Flanken je nach Drehrichtung aufsummiert oder subtrahiert werden.

Erweiterung auf 3 Kanäle (Spuren) A, B und C

Durch die Erweiterung auf 3 Kanäle wird die Drehwinkelauflösung erhöht. Im Prinzip kann auch die Auflösung bei dem 2-Kanal Encoder durch Erhöhung der Strichzahl verbessert werden.

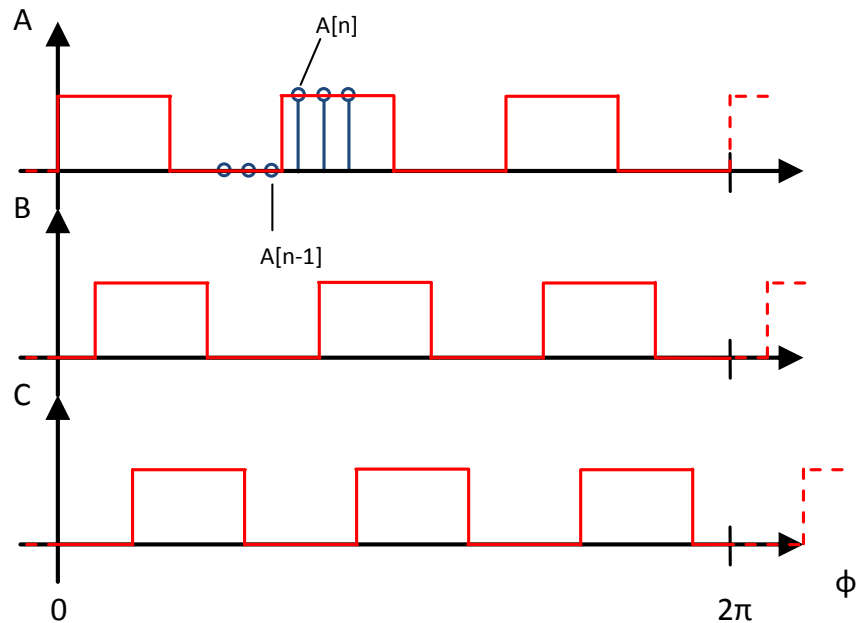


Abbildung 4.52: Rechtecksignale eines 3-Kanal Encoders

Die Vorgehensweise ist im Prinzip die gleiche, wie beim 2-Kanal Encoder.

1. Flankendetektion

Die Flankendetektion erfolgt durch XOR-Verknüpfung der Abtastwerte:

$$F_A[n] = A[n - 1] \oplus A[n] \quad (4.4)$$

$$F_B[n] = B[n - 1] \oplus B[n] \quad (4.5)$$

$$F_C[n] = C[n - 1] \oplus C[n] \quad (4.6)$$

2. Drehrichtungserkennung

Bei der Drehrichtungserkennung muss darauf geachtet werden, dass die Drehrichtung von jenem Kanal ausgewertet wird, von dem die aktuelle Flanke $F_i[n]$ erkannt wurde.

Flanke $F_i[n] = 1$	Quellen für $D[n]$	Drehrichtung	
		CW	CCW
A: LO→HI	$A[n-1] \oplus B[n]$	0	1
A: HI→LO	$A[n-1] \oplus B[n]$	0	1
B: LO→HI	$A[n-1] \oplus B[n]$	0	1
B: HI→LO	$A[n-1] \oplus B[n]$	0	1
C: LO→HI	$B[n-1] \oplus C[n]$	0	1
C: HI→LO	$B[n-1] \oplus C[n]$	0	1

Tabelle 4.5: Bestimmung der Drehrichtungsquelle

Die Tabelle 4.5 zeigt, dass die Quellen für die Bestimmung der Drehrichtung in Abhängigkeit der Quelle der detektierten Flanke umgeschaltet werden müssen. Das Umschaltsignal $S[n]$ wird durch Gleichung 4.7 bestimmt:

$$S[n] = (F_A[n] + F_B[n]) \cdot \overline{F_C[n]} \quad (4.7)$$

$S[n]$	$D[n]$
0	$D[n] = A[n-1] \oplus B[n]$
1	$D[n] = B[n-1] \oplus C[n]$

Tabelle 4.6: Umschalten der Signalquellen

3. Flanken-zählung

Die Flanken-zählung erfolgt gleich wie beim 2-Kanal Encoder durch Kombinieren aller Flankensignale $F_i[n]$ und der Drehrichtung $D[n]$.

4.4.2 Aufbau in MATLAB Simulink®

Die oben beschriebenen Gleichungen wurden in dem MATLAB Simulink® Koppelplan 4.53 aufgebaut. Zur besseren Übersicht wurden die Signalleitungen im Koppelplan nach den verwendeten Symbolen aus den Gleichungen 4.4 bis 4.7 benannt.

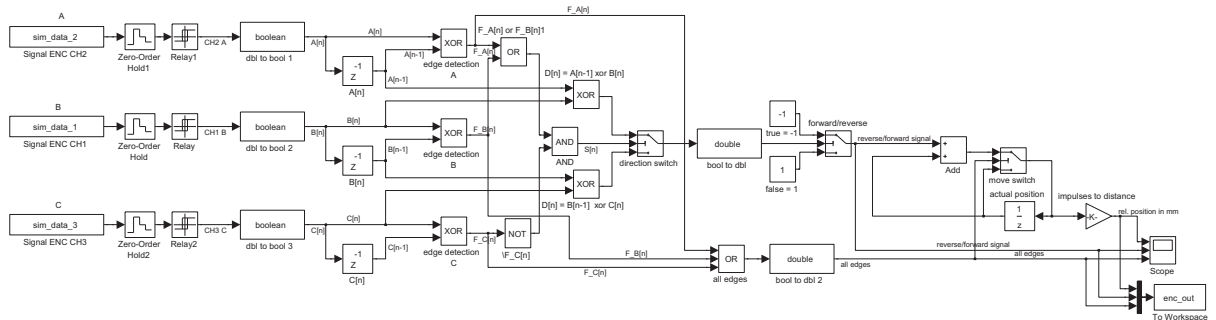


Abbildung 4.53: Kupplungssignal-Encoder in MATLAB Simulink®

Es wurde der *Fixed-Step-Solver discrete (no continuous states)* verwendet. Die Schrittweite entspricht der später implementierten Abtastperiodendauer T_{ENC} . Diese wurde aus der Frequenz

f_{max,ENC_CH} aus Abschnitt 2.3.3 wie folgt ermittelt:

$$T_{ENC} = \frac{1}{n_F \cdot n_{OS} \cdot n_{CH} \cdot f_{max,ENC_CH}} \quad (4.8)$$

$$T_{ENC} = \frac{1}{2 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 2500Hz} = 6.67\mu s \approx \underline{7 \mu s}$$

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Flanken/Impulse	n_F	2	1
Anzahl der Encoderkanäle	n_{CH}	3	1
Überabtastung	n_{OS}	10	1
max. zu detektierende Frequenz	f_{max,ENC_CH}	2.5	kHz

Tabelle 4.7: Parameter der Kuplungssignale

4.4.3 Test des Encoders

Für den Test des Encoders unter MATLAB Simulink[®] wurden mit einem digitalen Oszilloskop die Signale der 3 Kanäle aufgezeichnet und in einer csv-Datei gespeichert. Die Datei wurde in MATLAB importiert und mit den Simulink-Source-Blöcken in die Simulation geladen (siehe Abbildung 4.54).

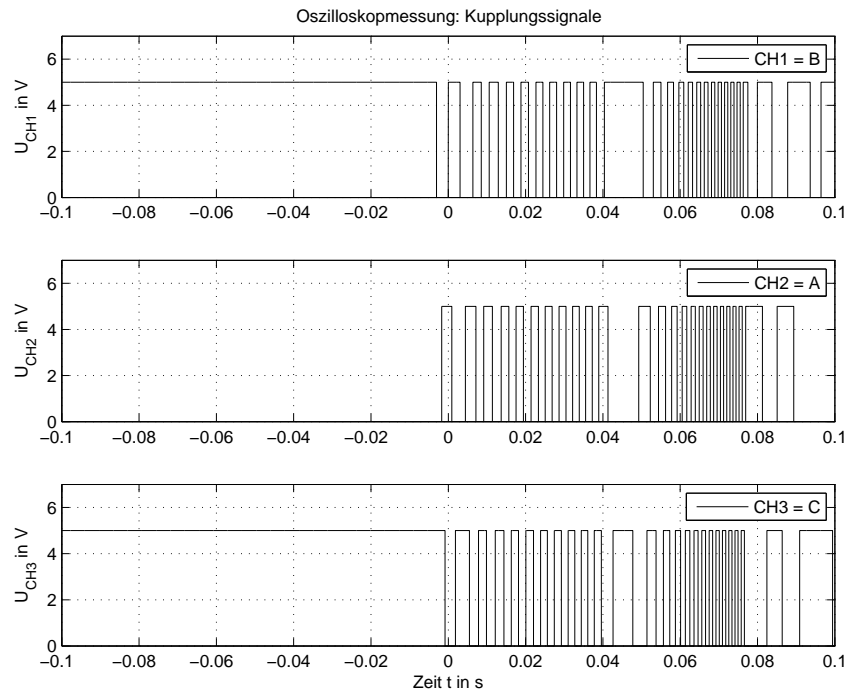


Abbildung 4.54: Reale Testsignale

In Abbildung 4.55 sieht man die Bewegung einer Kupplung beim Zündungswechsel (*Self-Open-Test*). Das Drehrichtungssignal ist nur dann gültig, wenn eine Flanke detektiert wurde.

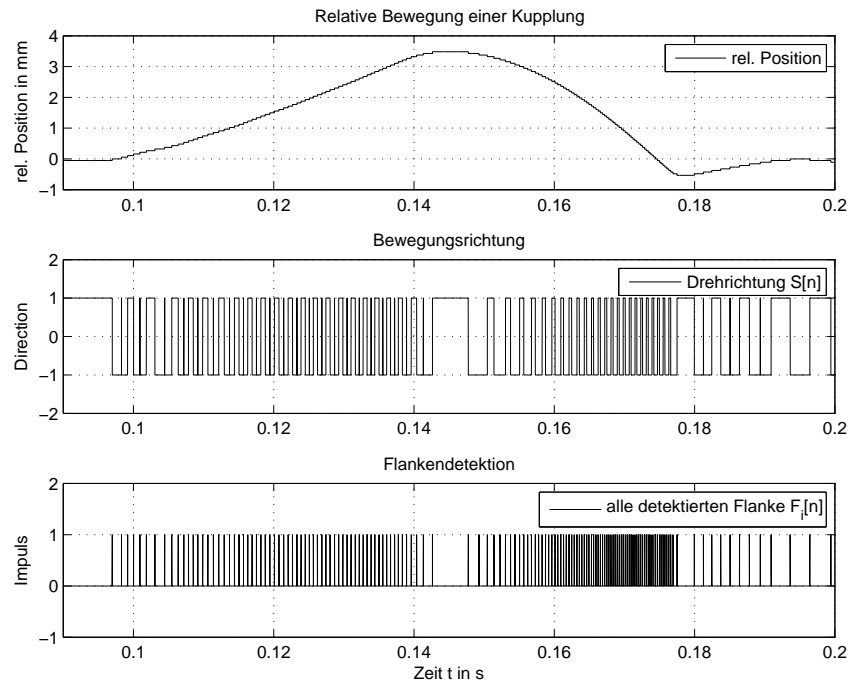


Abbildung 4.55: Auswertung des Test

4.4.4 Implementierung in NI FPGA

Der MATLAB Simulink[®] Koppelplan wurde in NI LabView[®] zweimal implementiert. Die Symbolik von NI LabView[®] unterscheidet sich nur gering von MATLAB Simulink[®]. Der Hauptunterschied besteht darin, dass in NI LabView[®] eine *while*-Schleife um die Encoder-Strukturen gelegt werden muss und sich ein *Counter* in der Schleife befinden muss, um eine definierte Abtastperiodendauer T_{ENC} zu erhalten.

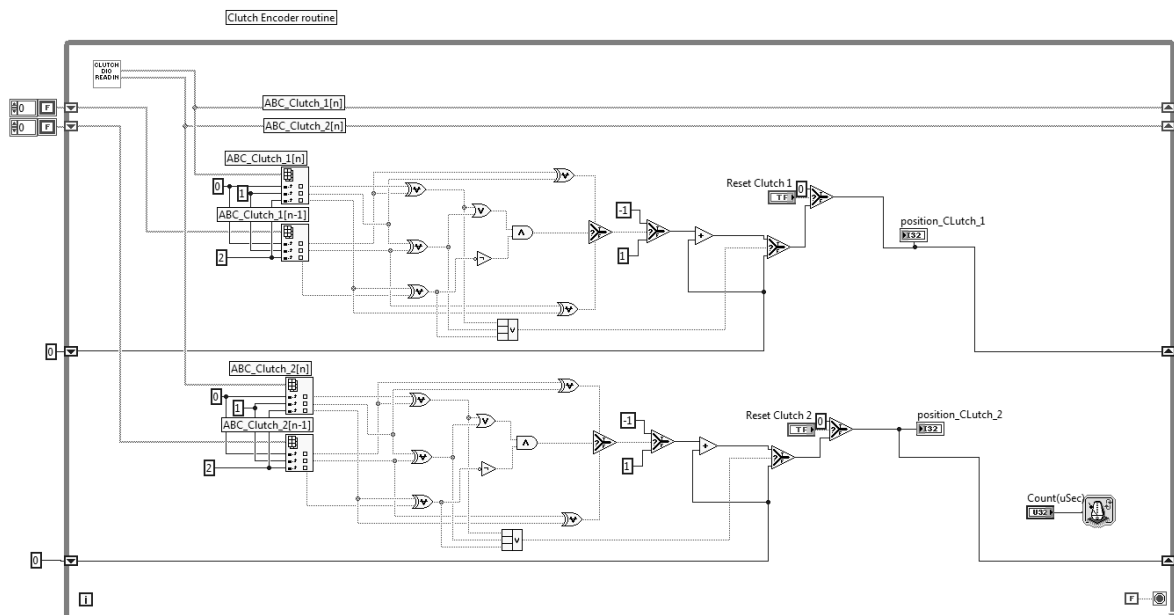


Abbildung 4.56: Kupplungssignal-Encoder in NI FPGA

5 HIL - Simulation

5.1 Allgemeine Architektur der HIL-Simulation

Eine HIL-Simulation besteht im Allgemeinen aus vier Schichten.

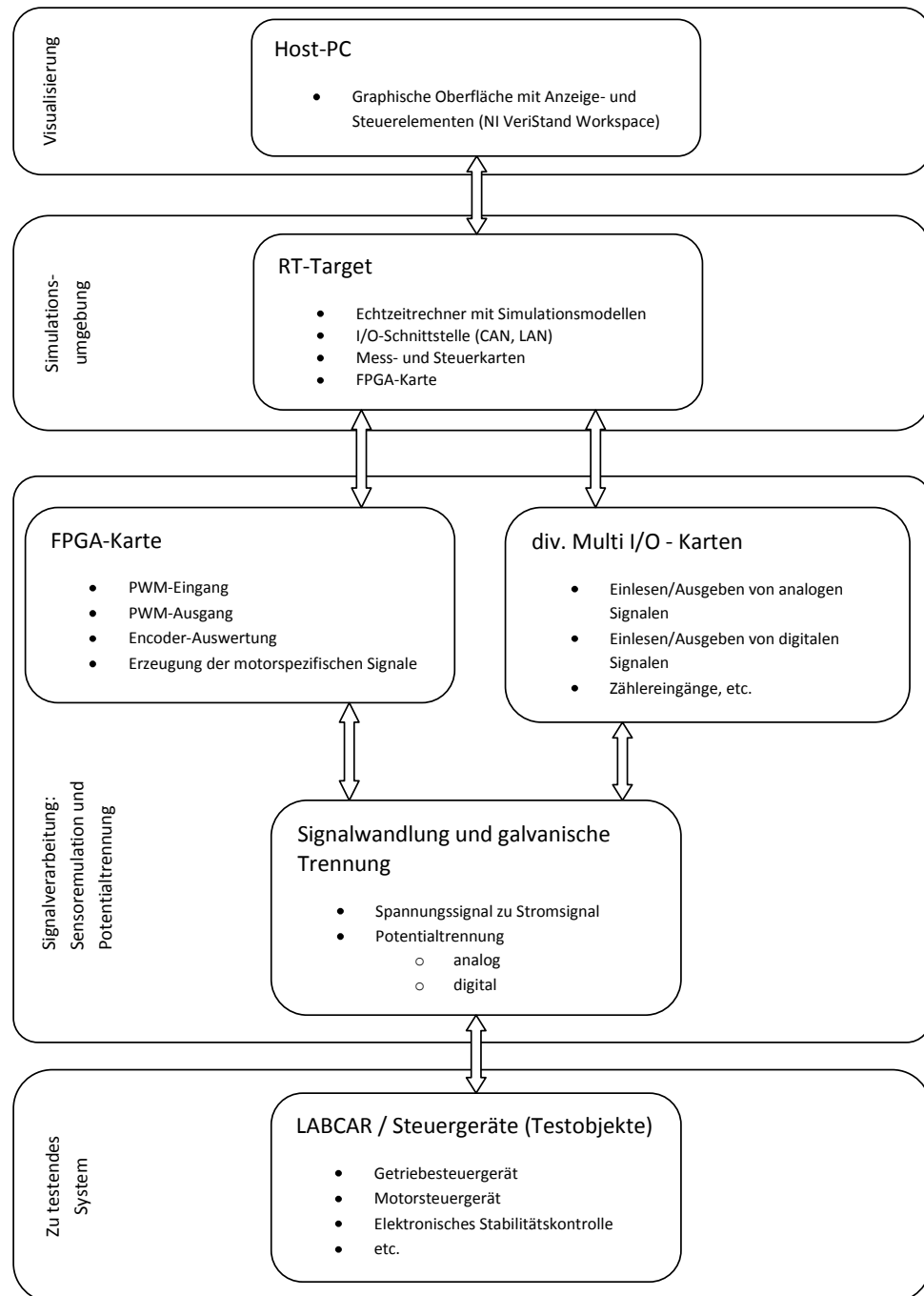


Abbildung 5.1: Allgemeine Architektur einer HIL-Simulation

In der obersten Schicht sind Anzeige- und Steuerelemente untergebracht. Darunter befindet sich das Echtzeitsystem, in dem die Simulationsmodelle berechnet werden. Die Signalverarbeitungsschicht erfasst Eingangssignale und gibt diese nach oben an die Simulation weiter. Ausgangssignale aus der Simulation werden in der Signalverarbeitungsschicht in elektrische Signale gewandelt. Alle Ein- und Ausgangssignale werden potentialgetrennt an die unterste Schicht, das zu testende System, weitergegeben.

5.2 Simulation in NI VeriStand®

Als Simulationsumgebung am Echtzeitsystem wird NI VeriStand® verwendet. In Abbildung 5.2 wurde das Getriebemodell in das VeriStand-Projekt importiert. Es sind alle Ein- und Ausgänge wie in der Simulink-Umgebung verwendbar. Zusätzlich kann auf Parameter und interne Signale des Modells zugegriffen werden. Diese internen Signale sind die Ausgangsgrößen von jedem verwendeten Simulink-Block.

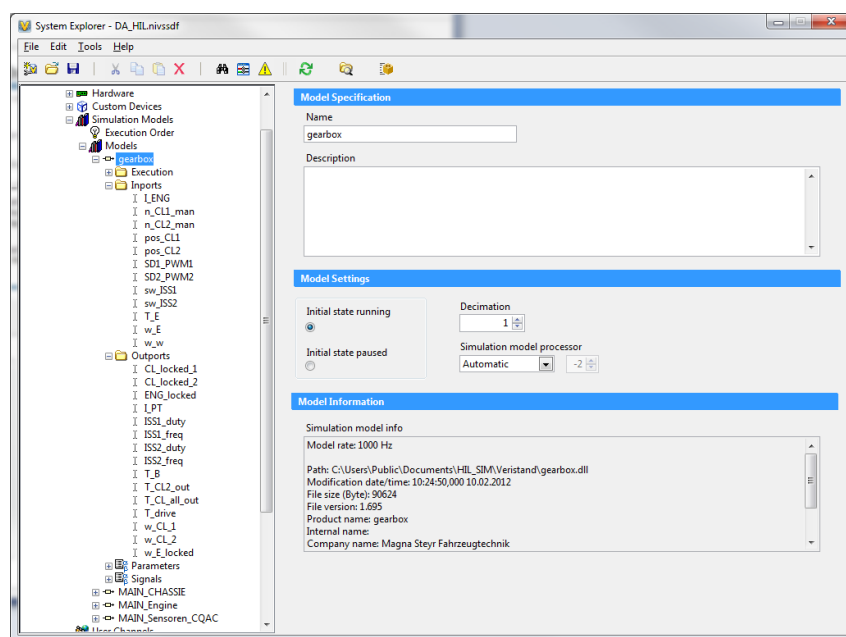


Abbildung 5.2: NI VeriStand®: Importierung eines Simulationsmodells

Die verschiedenen Simulationsmodelle werden durch ein *Signal-Mapping* miteinander verbunden. Die Ausgangsgrößen, wie *ISS1_freq*, werden mit der entsprechenden Hardware-Schnittstelle (z.B.: 3.3V PWM Out 6 (Frequency)) verbunden.

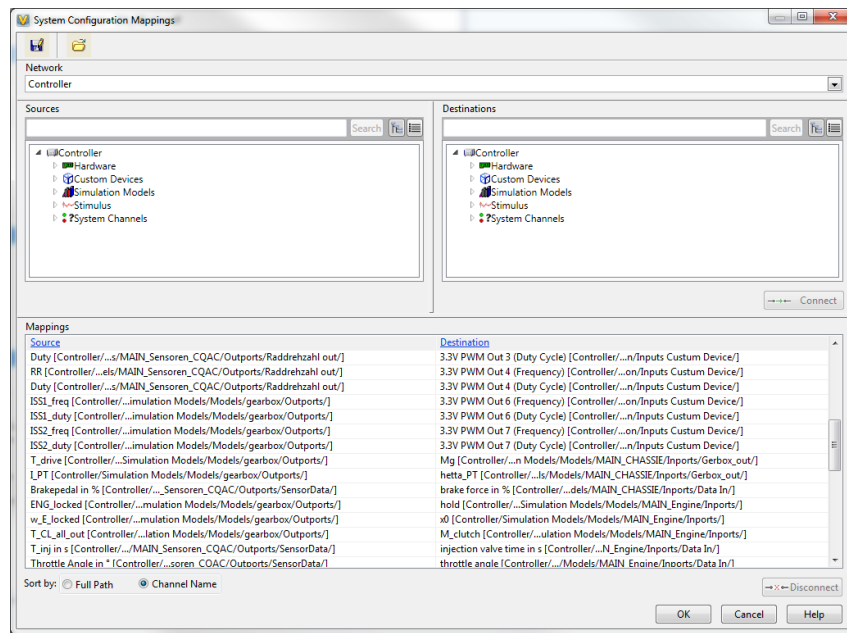


Abbildung 5.3: NI VeriStand[®]: Signalverbindungen

Für einen korrekten Simulationsablauf muss eine Ausführungsreihenfolge der Modelle festgelegt werden. Es wurde die Reihenfolge in Abbildung 5.4 gewählt. Die Idee hinter dieser Reihenfolge ist folgende:

Das letzte Modell in der Integratorkette soll als Erstes berechnet werden, weil dessen Integrator-Ergebnis an das vorletzte Modell zurückgegeben wird. Die Berechnungsreihenfolge soll also entgegen der Integratorkette erfolgen. Somit ergibt sich die Reihenfolge Chassis-Modell(Fahrzeug)-Getriebemodell-Motormodell.

Das Modell *MAIN_Sensoren_CQAC* beinhaltet keinen Integrator und dient zur Umrechnung der Ein- und Ausgangssignale in physikalische Größen der Motorsimulation. Es wird zu Beginn der Reihenfolge ausgeführt.

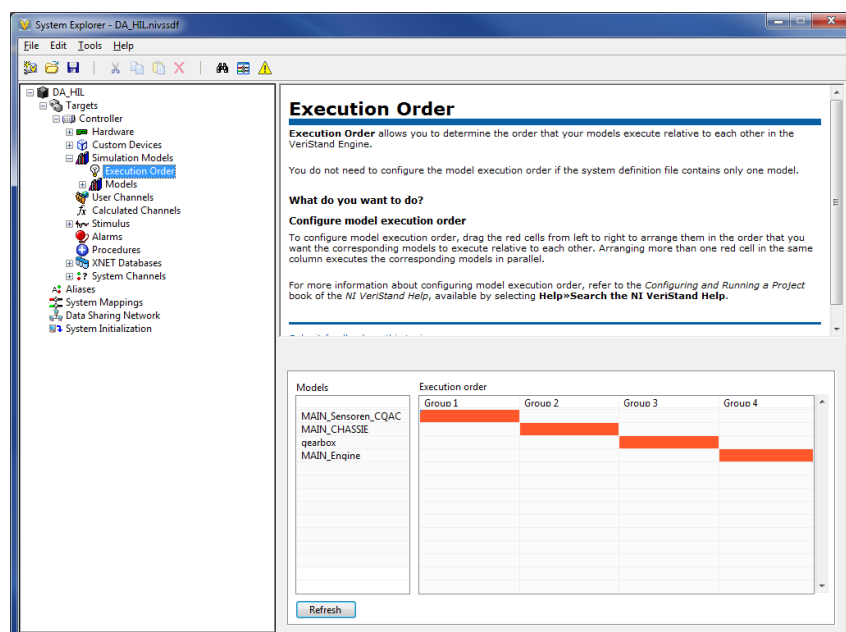


Abbildung 5.4: NI VeriStand[®]: Berechnungsreihenfolge der Modelle

Das VeriStand-Projekt wird kompiliert und auf das Real-Time Target (Echtzeitrechner) geladen. Bei diesem Compiler-Prozess wird überprüft, ob alle Modelle gemeinsam in der angegebenen Berechnungszeit (Schrittweite = 1ms) ausgeführt werden können. Somit ist die Echtzeitfähigkeit der Modelle gegeben.

Der NI VeriStand[®] Workspace beinhaltet die grafischen Anzeige- und Steuerelemente der HIL-Simulation. Es können alle Ein- und Ausgangsgrößen angezeigt bzw. Eingangsgrößen der Simulationsmodelle vorgegeben werden (siehe Abbildung 5.5).

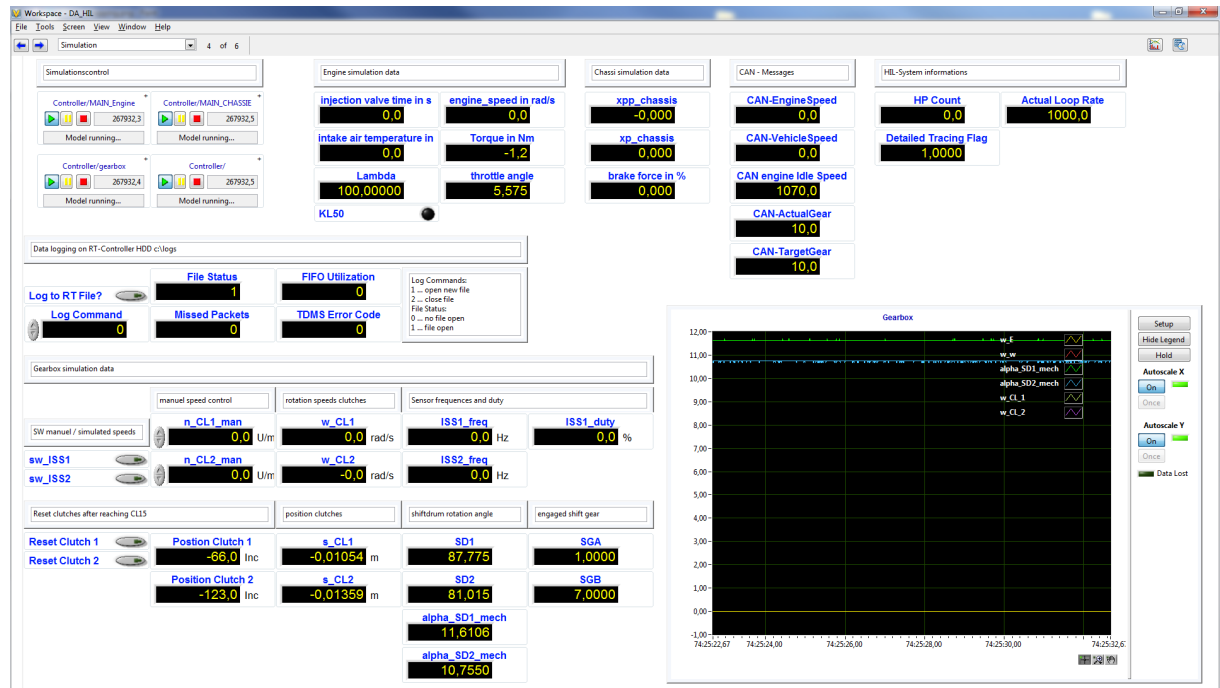


Abbildung 5.5: NI VeriStand[®]: grafische Oberfläche der HIL-Simulation

Durch betätigen der Taster **sw_ISS1** und **sw_ISS2** können z.B. die Drehzahlsignale der Kuppelungswellen manuell durch die Kontrollelemente **n_CL1_man** und **n_CL2_man** vorgegeben werden. Die Taster **Reset Clutch 1** und **Reset Clutch 2** müssen bei jedem Simulationsstart nach einem Klemmenwechsel des Fahrzeugs (Zündung ein - aus - ein) betätigt werden, um die Positionsmessung der Kupplung zu kalibrieren.

Der Großteil der Hardware der HIL-Simulation befindet sich im Geräteschrank in Abbildung 5.6. An der Schranktür sind die Leiterplatten der Sensoremulation und Potentialtrennung zu sehen.



Abbildung 5.6: Geräteschrank der HIL-Simulation

5.3 Simulationsergebnisse

Die HIL-Simulation wurde durch eine finale Testfahrt von Herrn DI Pilz (Betreuer Magna Steyr) abgenommen. In Abbildung 5.7 ist diese Fahrt in Form von Messdaten, die während der Testfahrt aufgezeichnet wurden, gezeigt.

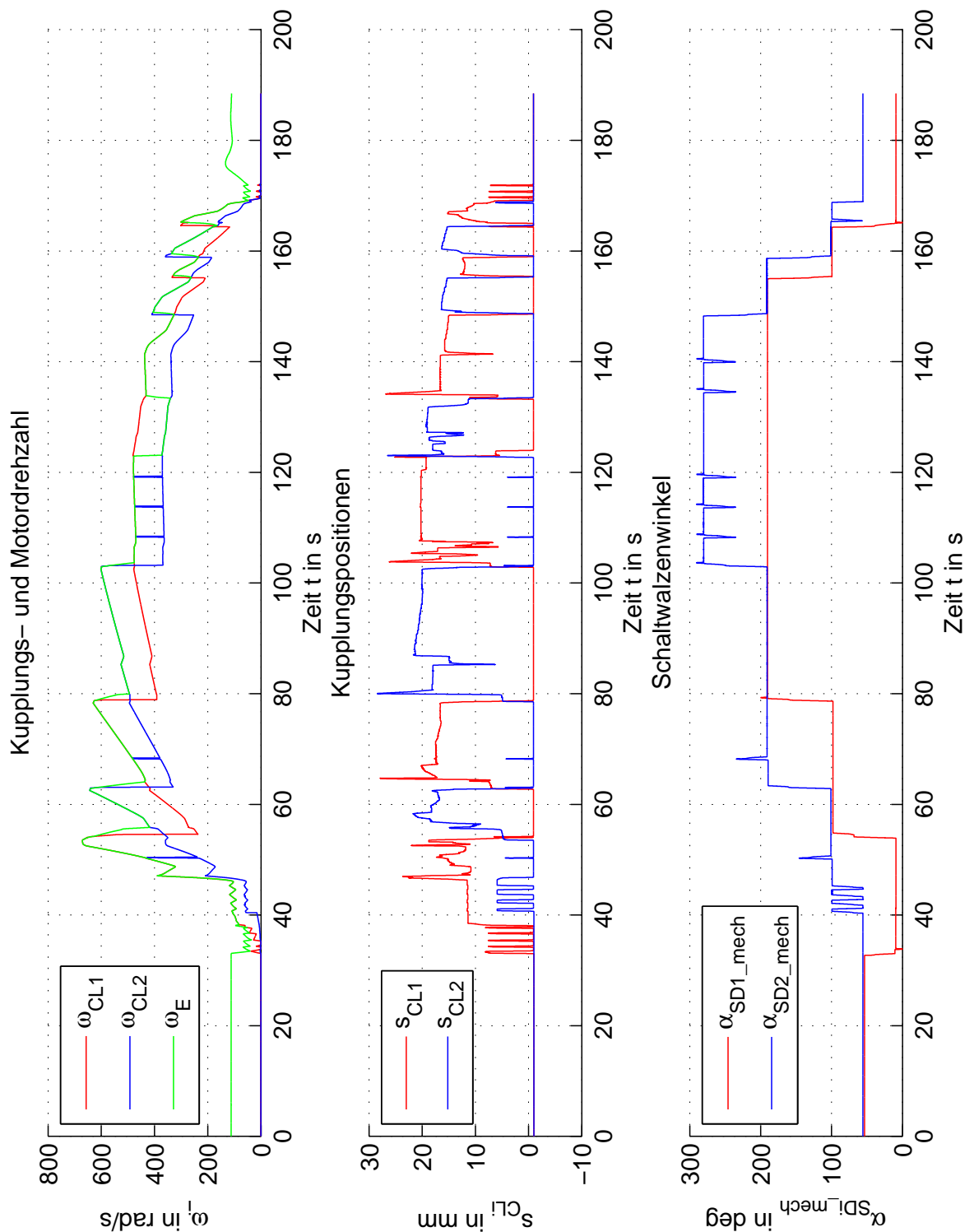


Abbildung 5.7: Finale Testfahrt ohne Fehlereinträge im Getriebesteuergerät

Es wurden alle Gänge durch manuelle Schaltbefehle beim Beschleunigen als auch beim Verzögern

des Fahrzeugs eingelegt und getestet.

Beim Kupplungswechsel kann anhand der Kupplungspositionen der Drehmomenttransfer beobachtet werden. Kurz vor dem Wechsel wird die Zielkupplung auf den sogenannten *Touch-point* gefahren. Ab diesem Punkt beginnt eine Drehmomentenübertragung zwischen Kupplung und Motor. Anschließend wird die aktive Kupplung geöffnet und die Zielkupplung geschlossen. Die Motordrehzahl synchronisiert sich dabei auf die Drehzahl der Zielkupplung.

Anschließend an diese Testfahrt wurde der Fehlerspeicher des Getriebesteuergeräts ohne Antriebsstrangs relevanten Fehlereintrag ausgelesen.

6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Es wurde eine kostengünstige und effiziente HIL-Simulation entwickelt. Die HIL-Simulation bildet die Sensorsignale mit hinreichender Genauigkeit zur Realität nach und ermöglicht so einen realistischen Fahrbetrieb. Die Steuergeräte für den Verbrennungsmotor (EMS), für das Getriebe (TCU) und für die Fahrdynamikregelung (ESC) detektieren kein Fehlverhalten der simulierten mechanischen Komponenten. Durch die begrenzte Rechenleistung des Echtzeitsystems musste auf die Modellierung von Details, wie Torsionssteifigkeiten oder Feder-Dämpfer-Elementen, verzichtet werden, um die Echtzeitbedingungen nicht zu verletzen.

Ausblick

Der Einsatz dieses Simulationsmodells ist auf den reinen Fahrbetrieb ausgelegt. Mit weiterführenden Informationen vom Getriebeherstellers über die Diagnosefunktionen der Getriebesteuerungssoftware könnten Funktionen in das Getriebemodell integriert werden, die ein gezieltes Testen dieser Diagnosefunktionen erlauben.

7 Anhang

Abkürzungen

HIL	Hardware-In-the-Loop
CLi	clutch i
CLSi	clutch shaft i
DSi	drive shaft i
FDi	final drive i
SDi	shift drum i
SGi	shift gear i
ENG	engine
TCU	transmission control unit
MAM	Mechatronic Actuator Modul
CAN	control area network
VVT	variable ventill train
LB	low boost
CW	clock wise
CCW	counter clock wise
FPGA	Field programmable gate array
ETK	Emulationstastkopf
EMS	Engine Management System
ESC	Electronical Stability Control

Tabelle 7.1: Abkürzungen

Parameter der Getriebe-Simulation

```

1  %% Initialisierung der Getriebeparameter
2  %% Masterarbeit: HIL-Simulation Doppelkupplungsgetriebe
3  %% Autor: Leopold Stefan Schiller, BSc.
4
5  %% Parameter CLS 1
6  gearbox_parameter_inertial_all_CLS1 = 0.008840; %kg*m^2
7
8  %% Parameter CLS 2
9  gearbox_parameter_inertial_all_CLS2 = 0.008183; %kg*m^2
10
11 %% Massenträgheitsmomente bezogen auf das Differential
12 % 1 Gang ausgewählt:
13 % 1. Gang 2. Gang 3. Gang 4. Gang 5. Gang 6. Gang R Gang
14 gearbox_parameter_inertial_gear_to_diff = ...
15 [2.461343 , 0.738129 , 0.400487 , 0.278112 , 0.226705 , 0.177590 , 2.095299]; %kgm^2
16
17 % inkl. Vorwahl des nächst höheren Gangs
18 % 1.+2.Gang 2.+3.Gang 3.+4.Gang 4.+5.Gang 5.+6.Gang 6.+5.Gang R Gang
19 gearbox_parameter_inertial_gear_to_diff_two_selected = ...
20 [3.083071 , 1.022215 , 0.562198 , 0.388416 , 0.287895 , 0.287895 , 4.456642]; %kgm^2
21
22 % kein Gang eingelegt:
23 gearbox_parameter_inertial_no_gear_to_diff = 0.127031; %kgm^2
24
25 %% Übersetzungsverhältnisse
26 % 1. Gang 2. Gang 3. Gang 4. Gang 5. Gang 6. Gang R. Gang
27 gearbox_parameter_gear_ratio = ...
28 [4.182, 2.238 , 1.302 , 1.021 , 0.907 , 0.702 , -3.487];
29
30 % Zähneanzahl der Schalträder
31 num_teeth_G3 = 56;
32 num_teeth_G4 = 48;

```

```

33
34 %% Übersetzung Differential
35 %                               DS 1 , DS 2
36 gearbox_parameter_finaldrive_ratio_LB = [3.895, 4.353];
37 gearbox_parameter_finaldrive_ratio_VVT = [4.158, 4.647];
38 % ATW1: Gang 1, 2, 5, 6
39 % ATW2: Gang 3, 4, R
40
41 % Getriebe-Auswahl LB oder VVT:
42 gearbox_parameter_finaldrive_ratio = gearbox_parameter_finaldrive_ratio_VVT;
43
44 %% Wirkungsgrad
45 gearbox_parameter_eta = 0.95;
46
47 %% Kupplungskennlinie
48
49 % max. Kupplungsmoment = f(pos)
50 gearbox_parameter_T_CL = [0 0 0 3 10 20 50 100 170 240]; % Nm
51 gearbox_parameter_position_CL1 = [-7.2 -2 -1.1 0 1.4 2.8 6.3 11.5 17.4 22.9]/1000; %m
52 gearbox_parameter_position_CL2 = [-8.8 -2 -1 0 1.6 3.3 7.3 11.8 16.8 21]/1000; %m
53 gearbox_parameter_friction = 0.6; % tanh-Parameter alpha_CL
54 gearbox_clutch_friction = gearbox_parameter_friction;
55
56 %% Reibung
57
58 % Gradient (viskose Reibung)
59 gearbox_parameter_friction_bearingH_gradient = 0.00101; %kg*m^2/s/rad, Lagerreibung Gehäuse
60 gearbox_parameter_friction_bearingS_gradient = 0.0005; %kg*m^2/s/rad, Lagerreibung ATW1 <-> ATW2
61
62 % Offset
63 gearbox_parameter_friction_bearingH_offset = 1.0789; %Nm, Lagerreibung Gehäuse
64 gearbox_parameter_friction_bearingS_offset = 0.50; %Nm, Lagerreibung ATW1 <-> ATW2
65
66 % tanh
67 gearbox_parameter_friction_tanh_gradient_bearingH = 1; % 1, Lagerreibung Gehäuse
68 gearbox_parameter_friction_tanh_gradient_bearingS = 1; % 1, Lagerreibung ATW1 <-> ATW2
69
70 %% Kalibrierdaten
71
72 % Daten aus VeriStand
73 SD1_PWM_min = 35.479800000000000; %
74 SD1_PWM_max = 90.752100000000000; %
75 SD2_PWM_min = 3.294500000000000; %
76 SD2_PWM_max = 84.090200000000000; %
77
78 % Daten aus INCA
79 alpha_SD1_ETK_max = 1.997500000000000e+02; % deg
80 alpha_SD1_ETK_min = 0; % deg
81 alpha_SD2_ETK_max = 2.900625000000000e+02; % deg
82 alpha_SD2_ETK_min = -0.8; % deg
83
84 % Korrekturdaten der Schaltkulisse in deg
85 corr_SGR = 0;
86 corr_SG1 = 5.5;
87 corr_SG2 = -5;
88 corr_SG3 = -6.1;
89 corr_SG4 = -4.4;
90 corr_SG5 = -6;
91 corr_SG6 = -4.4;
92
93 % Reibfaktoren für die Synchronisation beim Gangwechsel
94 %                               1. 2. 3. 4. 5. 6. R.
95 gearbox_parameter_SR_linear_faktor_SGx = [0.7, 0.5, 0.5, 0.3, 0.25, 0.45, 0.3]; %Nm/deg
96 gearbox_parameter_SR_quadratic_faktor_SGx = [0.7, 0.2, 0.2, 0.13, 0.13, 0.08, 0.15]; %Nm/deg
97 gearbox_parameter_SR_tanh_gradient_SGx = [0.6, 0.5, 0.5, 0.3, 0.3, 0.2, 0.55]; % 1
98
99 % Kupplungsparameter
100 CL_mm_per_pulse = 0.05357; % mm
101 CL_mm_offset = 2; % mm
102 gearbox_clutch_w_d_stick = 1; % rad/s
103
104 %% Signalparameter
105
106 t_DRL = 120*10^-6; % s, typ: 120*1e-6; Linkslauf, vorwärts
107 t_DRR = 60*10^-6; % s, typ: 60*1e-6; Rechtslauf, rückwärts
108 t_NDR = 30*10^-6; % s, typ: 30*1e-6; keine Richtungserkennung

```

Listing 7.1: Quellcode des Initialisierungsskripts *init_gearbox.m*

MATLAB Simulink® Koppelplan des Getriebemodells

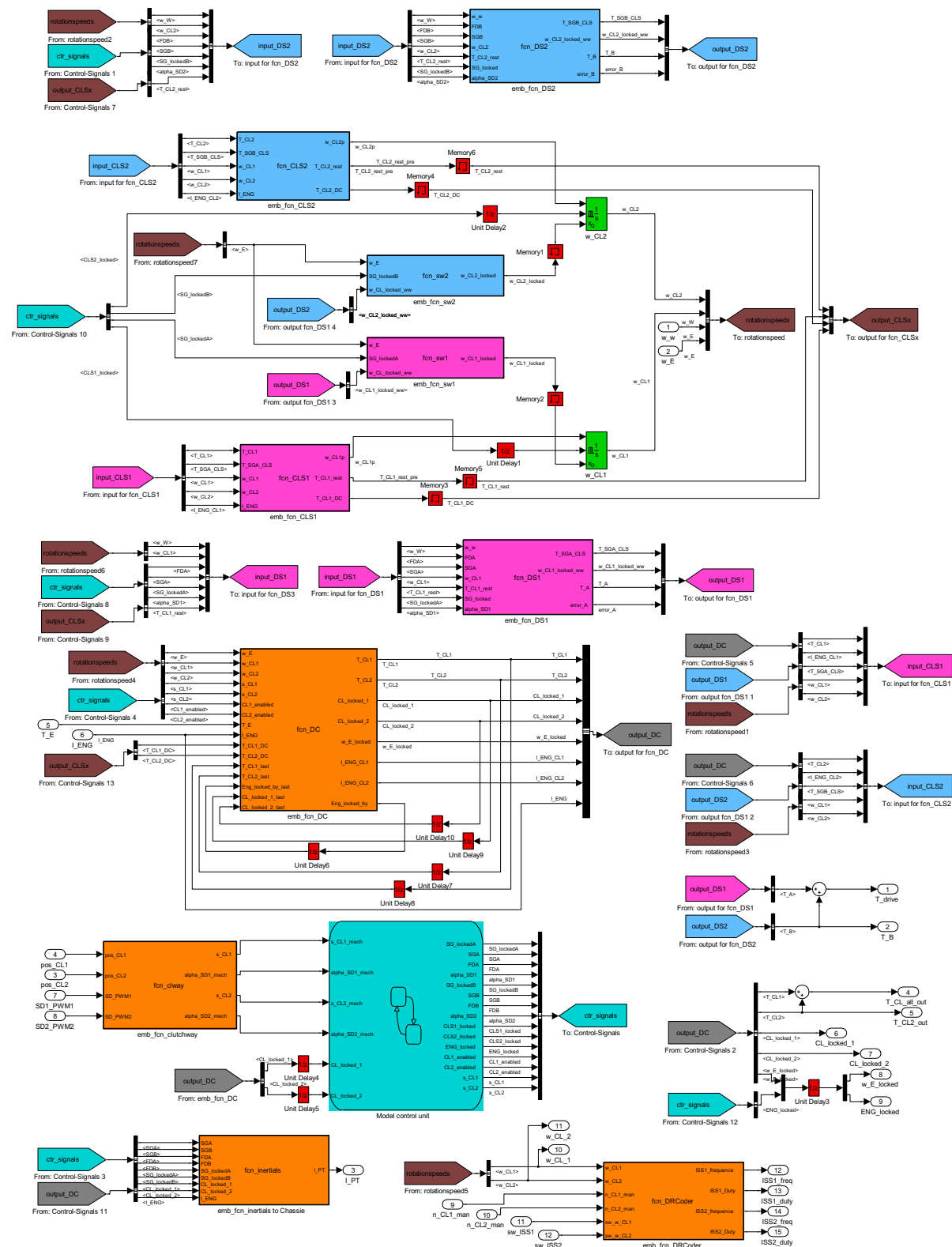


Abbildung 7.1: MATLAB Simulink® Koppelplan der Getriebemodells

MATLAB Simulink® Koppelplan des Kupplungsencoders

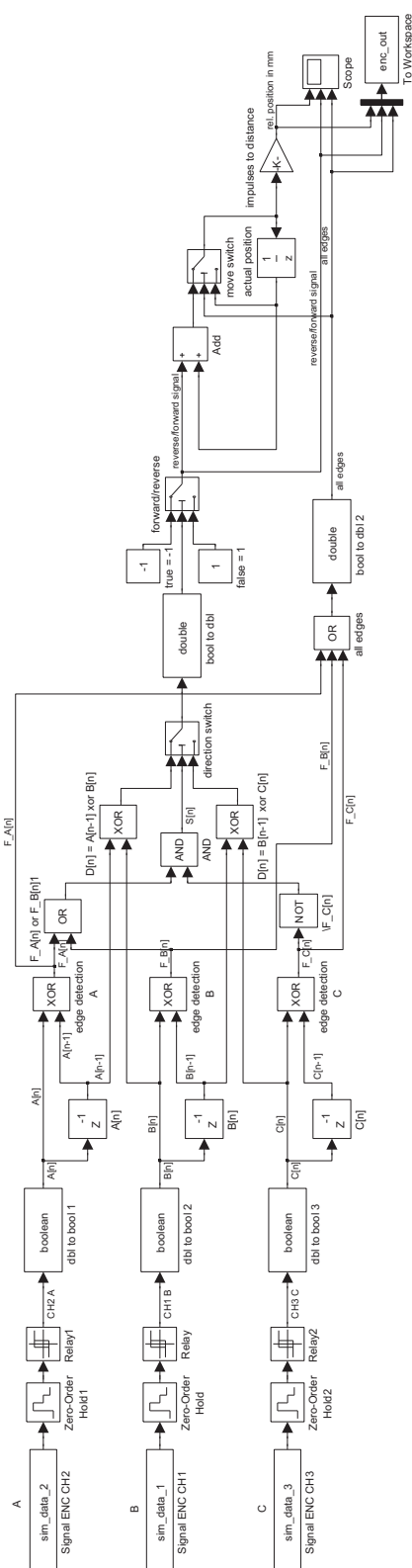


Abbildung 7.2: MATLAB Simulink® Koppelplan des Kupplungsencoders für eine Kupplung

Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufbau eines Labcars mit nebenstehender HIL-Simulation (Geräteschrank rechts)	6
2.1	Grundschema eines Doppelkupplungsgetriebes (Internetquelle [23])	8
2.2	3D-CAD-Bild des 6DCT250-Zahnradatzes (ohne Kupplungen) (entnommen aus POWER SHIFT 6DCT250 [1])	9
2.3	Schnittzeichnung des 6DCT250-Zahnradatzes (ohne Kupplungen)(entnommen aus POWER SHIFT 6DCT250 [1])	10
2.4	Abtriebswellen und Differential des 6DCT250-Getriebes	10
2.5	Schaltmechanik des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus POWER SHIFT 6DCT250 [1])	10
2.6	Schaltwalze mit umlaufender Nut des 6DCT250-Getriebes	10
2.7	Funktion der Schaltmechanik des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus POWER SHIFT 6DCT250 [1])	11
2.8	Kupplungsbetätigung des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus POWER SHIFT 6DCT250 [1])	12
2.9	Elektrisches Konzept des 6DCT250-Getriebes (entnommen aus Technical Architecture [2])	13
2.10	Prinzip der Stromschnittstelle der Drehzahlsensoren	13
2.11	Drehzahlsensoren einzeln (links: ISS2, rechts: ISS1)	14
2.12	Drehzahlsensorpositionen (links: ISS1, rechts: ISS2)	14
2.13	Drehzahlsensoren eingebaut (links: ISS1, rechts: ISS2)	14
2.14	BLDC-Kupplungsmotor mit integrierter Hallsensorik	15
2.15	Oszilloskopbild der Hallsignale eines Kupplungsmotors	16
2.16	Getriebesteuergerät mit integrierten Schaltwalzenmotoren	17
3.1	Gangwechsel vom 1. in den 3. Gang	19
3.2	Gangwechsel vom 6. in den 4. Gang	19
3.3	Übersicht über die internen Wechselwirkungen des Getriebes	20
3.4	Zustand 1	21
3.5	Zustand 3	21
3.6	Spezieller Zustand 4	22
3.7	Zustand 5	22
3.8	Zustand 6	23
3.9	allgemeiner Zustand	23
3.10	Umschalten der Modellordnung	24
3.11	Simulinkmodell des Beispiels	25
3.12	Simulinkmodell des Beispiels mit markierter algebraischer Schleife	27
3.13	Verlauf der Reibmomente bei verschiedenen Gängen aus dem Dokument [13]	29
3.14	Gemittelter Verlauf $T_{loss,mean}$ und Approximation $T_{loss,LS}$	30
3.15	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Kupplungswellen	32
3.16	Gangwechsel vom 1. Gang in den 3. Gang	33
3.17	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Funktionen fcn_DS1	35
3.18	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Funktionen fcn_inertials	36
3.19	Reibscheibe einer manuellen Kupplung	37

3.20	Aufbau einer manuellen Kupplung (Internetquelle: [25])	37
3.21	Kupplungskennlinie des 6DCT250-Getriebes	40
3.22	\tanh -Funktion als Ersatz für die sign -Funktion	41
3.23	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Funktion fcn_DC	43
3.24	MATLAB Simulink [®] Koppelplan des Stateflow-Charts Model control unit	45
3.25	Zustandsdiagramm der zwei Teilgetriebe	46
3.26	Ausschnitt aus dem Zustandsdiagramm des Teilgetriebes 1	47
3.27	Zustandsdiagramm der zwei Kupplungen	48
3.28	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Funktionen fcn_clway	50
3.29	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Funktionen fcn_DRCoder	51
3.30	Rotationsmassen eines einfachen Verbrennungsmotors	52
3.31	Volllast-Kennlinie des 1.6 VVT LB E4T16 Turbo-Benzin Motor	53
3.32	Simulationsumgebung	54
3.33	Blockschaltbild des Verbrennungsmotors	55
3.34	Simulation des Verbrennungsmotormodells	55
3.35	Fahrzeuginnenmodell	56
3.36	Antriebsstrang eines frontgetriebenen Fahrzeugs	57
3.37	Simulationsumgebung des Fahrzeugmodells	58
3.38	Blockschaltbild des Fahrzeugmodells	58
3.39	Simulation des Fahrzeugmodells	59
3.40	MATLAB Simulink [®] Bussystem	60
3.41	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Gesamtsimulation	61
3.42	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Kalibrierungssimulation	62
3.43	Beispiel: Zeitlicher Verlauf des Schaltwalzenwinkels α_{SD2} von der Gangposition G4 auf G2	63
3.44	Beispiel: Schlechte Parameterwahl des Synchronrings G2	64
3.45	Beispiel: Gute Parameterwahl des Synchronrings G2	65
3.46	MATLAB Simulink [®] : Einstellungen für die Code-Generierung	66
3.47	s-Ebene	67
3.48	Eigenbewegung, rein imaginäre Eigenwerte $s_{1,2} = \pm j\omega$	67
3.49	Eigenbewegung, rein reeller Eigenwert $\sigma_1 < 0$	68
3.50	Eigenbewegung, rein reeller Eigenwert $\sigma_2 > 0$	69
3.51	Empirisch ermittelte maximale Schrittweite T_d bei verschiedenen Solvern	70
4.1	Blockschaltbild der Sensoremulation (nur Ausgangskanäle gezeigt)	74
4.2	Kanal zur Ausgabe von Stromsignalen	74
4.3	Kanal zur Ausgabe von Spannungssignalen	74
4.4	Kanal zum Erfassen von Spannungssignalen	74
4.5	Kategorie 1, galvanische Trennung	75
4.6	Kategorie 2, galvanische Trennung mit zusätzlicher Versorgung	75
4.7	Kategorie 3, KAT 2 mit anschließendem U/I-Wandler	76
4.8	Blockschaltbilddarstellung des E-Board	76
4.9	Schaltung der Spannungsversorgung	77
4.10	Prinzipbild des digitalen Isolators <i>ADUM1100</i>	78
4.11	Simulation des U-I-Wandlers mit Tina-TI	79
4.12	Transienten-Simulation des U-I-Wandlers mit Tina-TI	80
4.13	Instanz (<i>sheet symbol</i>) der Schaltung Kategorie 1	80
4.14	Hauptschaltplan des Emulation Board	81
4.15	Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 1	82
4.16	Schaltplan des digitalen Isolators mit Schutzbeschaltung	82
4.17	Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 1	83

4.18	Schaltplan des DC/DC-Wandlers	83
4.19	Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 3	83
4.20	Schaltplan des U-I-Wandlers	84
4.21	Ausschnitt aus dem Hauptschaltplan: Kanäle der Kategorie 2 reverse	85
4.22	Schaltplan des digitalen Isolators für den Rückkanal	85
4.23	3D-Modell des PCB Emulation Board	86
4.24	Beschriftung der Leiterplatte	86
4.25	3D-Ansicht des Emulation Boards	86
4.26	Prototyp der Schaltung KAT 3 und der Spannungsversorgung	87
4.27	Professionell gefertigte Leiterplatte	87
4.28	Blockschaltbilddarstellung des Interface Board	89
4.29	Hauptschaltplan des Interface Board	90
4.30	Kanalgruppe für eine Kupplung	91
4.31	Schaltung des isolierenden DC/DC-Wandlers	91
4.32	Schaltung des digitalen Isolators	91
4.33	3D-Modell des PCB Interface Board	92
4.34	Beschriftung der Leiterplatte	92
4.35	Professionell gefertigte Leiterplatte	93
4.36	Funktionstest des Interface Boards	93
4.37	Schaltvorgang aus dem 6. in den 4. Gang	94
4.38	Magnetic rotary encoder	95
4.39	Feldverteilung eines diametral magnetisierten Magnets	95
4.40	Blockschaltbild des AS5045	95
4.41	Schaltplan aus dem Datenblatt [8] des AS5045	96
4.42	Abstand des Magnets zur IC-Oberfläche	97
4.43	Positionierung des Magnets über dem IC	97
4.44	Magnethalter aus Aluminium	97
4.45	Magnethalter bei der Montage in die Schaltwalzenwellen	97
4.46	Winkelsensoren fertig für die Montage am Gehäuse	98
4.47	Magnethalter und Winkelsensor	98
4.48	Einpassen des Sensors in die Fräsung	99
4.49	Fertig montierte Sensoren	99
4.50	Test der Winkelmessung bei einem <i>Teach-In-Prozess</i> der Schaltwalzen	100
4.51	Prinzip eines 2-Kanal Encoders	100
4.52	Rechtecksignale eines 3-Kanal Encoders	102
4.53	Kupplungssignal-Encoder in MATLAB Simulink [®]	103
4.54	Reale Testsignale	104
4.55	Auswertung des Test	105
4.56	Kupplungssignal-Encoder in NI FPGA	105
5.1	Allgemeine Architektur einer HIL-Simulation	106
5.2	NI VeriStand [®] : Importierung eines Simulationsmodells	107
5.3	NI VeriStand [®] : Signalverbindungen	108
5.4	NI VeriStand [®] : Berechnungsreihenfolge der Modelle	108
5.5	NI VeriStand [®] : grafische Oberfläche der HIL-Simulation	109
5.6	Geräteschrank der HIL-Simulation	110
5.7	Finale Testfahrt ohne Fehlereinträge im Getriebesteuergerät	111
7.1	MATLAB Simulink [®] Koppelplan der Getriebemodells	116
7.2	MATLAB Simulink [®] Koppelplan des Kupplungscoders für eine Kupplung	117

Literaturverzeichnis

Datenblätter

- [1] Dr. Carsten Bündler, Präsentation: **POWER SHIFT** 6DCT250 - the next generation high efficiency DCT - product for the world market, Drive Train Forum, Cologne, October 16, 2008 ©GETRAG GmbH & Cie KG ,
Dokumentname: Getrag_DCT250_Overview.pdf
- [2] Klein Reinhard, Präsentation: Technical Architecture
- [3] CAM Sensor, ©electricfil automotive
Dokumentname: 371F-3611011_PHASE_SENSOR.pdf
- [4] Markus Mueller, Book of Requirements: Transmission Speed Sensor 6DCT250, Abteilung ESC, 6. Oktober 2009, ©GETRAG GmbH & Cie KG,
Dokumentname: Auszug_aus_250_BoR_Transmission_Speed_Sensor_V3.0_20091022_R01.pdf
- [5] DC/DC Converters TSR-1 Series, Rev. 06/2009, ©TRACO ELECTRONIC AG,
Dokumentname: TSR-2450.pdf
- [6] DC/DC Converters TME Series, Rev. 05/2000, ©TRACO ELECTRONIC AG,
Dokumentname: TME0505S.pdf
- [7] *i*Coupler[®] Digital Isolator, ©2006 Analog Devices,
Dokumentname: ADUM1100.pdf
- [8] AS5045 12 BIT PROGRAMMABLE MAGNETIC ROTARY ENCODER, Copyright ©1997-2008, austriamicrosystems AG,
Dokumentname: AS5045.pdf
- [9] Datenblatt OPA 140, Copyright ©2010 Texas Instruments Incorporated,
Dokumentname: SBOS498A
- [10] Datenblatt LM4040, Copyright ©2005-2008, Texas Instruments Incorporated,
Dokumentname: SLOS456K
- [11] Datenblatt 2N4401, ©Philips Electronics N.V. 1999,

Dokumentenliste

- [12] Dokumentation: Schaltwalzenpositionen,
Dokumentname: shiftdrumpos_sync_up_down.20110808.pdf
- [13] Dokumentation: Verluste des 6DCT250,
Dokumentname: Losses_CQAC_6DCT250.100406.xls
- [14] Dokumentation: Massenträgheitsmomente VVT-Getriebe,
Dokumentname: 250C_inertia_600.20110308.D00_JWe.2_VVT.pdf
- [15] Dokumentation: Zahnradsatz VVT-Getriebe,
Dokumentname: 250C_inertia_600.20110308.D00_JWe.3_VVT.pdf
- [16] Dokumentation: Massenträgheitsmomente LB-Getriebe,
Dokumentname: 250C_inertia_600.20110308.D00_JWe.2_LB.pdf
- [17] Dokumentation: Zahnradsatz LB-Getriebe,
Dokumentname: 250C_inertia_600.20110308.D00_JWe.3_LB.pdf
- [18] Dokumentation: Vollastkurve 1.6LB,
Dokumentname: Full load curve_1.6LB.20101015.pdf

Bücher und Skripten

- [19] Elektronische Schaltungstechnik, Autoren: Dr. Harald Hartl, Edwin Krasser, Gunter Winkler, Prof. Wolfgang Pribyl, Peter Söser
Verlag: Pearson-Studium, 2008
- [20] Skriptum Kraftfahrzeugtechnik, Univ.-Prof. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg und Dr.techn. Helmut M. Waser, Stand 24. September 2010
- [21] Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch, Alex Serrarens (Drivetrain Innovations BV), Marc Dassen and Maarten Steinbuch (Control Systems Technology, Technische Universität Eindhoven, 2004),
Internetadresse: <http://www.mate.tue.nl/mate/showabstract.php/4159>
- [22] Skriptum zur Vorlesung Modellierung mechatronischer Systeme, A. Hofer, Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, Technische Universität Graz, ©IRT 2005

Internetquellen

- [23] <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Doppelkupplungsgetriebe-A.svg?uselang=de>
- [24] <http://www.powermagnetshop.de/pd638871770.htm?categoryId=7>, Powermagnetshop
- [25] http://www.forum-auto.de/technik/kupplung_2.jpg, Forum-Auto.de
- [26] <http://www.ti.com/>, Homepage von Texas Instruments