



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

Institut für Mechanik und Mechatronik
Abteilung für Fahrzeugdynamik und Biomechanik

DIPLOMARBEIT

Erstellung eines MKS Modells zur Lenkungssimulation beim Nutzfahrzeug



Betreut durch:

Dipl. Ing. Jan Fleischhacker (MAN Nutzfahrzeuge AG, München)

Dipl. Ing. Thomas Ille (MAN Nutzfahrzeuge AG, München)

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl (TU Wien)

Autor: Bernhard Lichtenauer

Matrikelnummer: 0225467

Studienkennzahl: E700

DIPLOMARBEIT

Erstellung eines MKS-Modells zur Lenkungssimulation beim Nutzfahrzeug

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs
unter der Leitung von

Ao. Univ-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Plöchl
E 325
Institut für Mechanik und Mechatronik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Bernhard Lichtenauer
0225467
Gartenstraße 315
2625 Schwarza am Steinfeld

Wien, am 18. März 2010

Kurzfassung

Zur Beschleunigung des Entwicklungsprozesses setzt die MAN Nutzfahrzeuge AG seit 2006 das CAE-Tool SimuLENK zur Lenkungssimulation beim Nutzfahrzeug ein. Das SimuLENK Anwendungspaket besteht aus einem MKS-Modell und einem parallel dazu entwickelten Programm zur Parametrierung des Fahrzeuges und Visualisierung der Ergebnisse. Im Zuge dieser Arbeit wurde SimuLENK komplett neu entwickelt, um alle aktuellen Lenkungs- und Antriebsvarianten abzubilden.

Die vorliegende Arbeit beschreibt eingangs die gesetzlichen Rahmenbedingungen und Grundwissen für die Lenkungsentwicklung beim Nutzfahrzeug. In weiterer Folge werden einige Grundlagen der Mehrkörpersimulation und das Programm SIMPACK erläutert. Das verwendete SIMPACK AddOn CodeExport, das autonome Berechnungen ermöglicht, wird beschrieben.

Der Beschreibung des neuentwickelten MKS-Modells, mit seinen verschiedenen Modulen, ist ein eigenes Kapitel gewidmet. Das Modell dient nur zu quasi-stationären Untersuchungen der Lenkungs kinematik, Wende- und Spurkreise und ist nicht für dynamische Fahrmanöver ausgelegt.

Das anschließende Kapitel beschreibt das Anwendungsprogramm, seine Datenhaltung und die Möglichkeiten der Ergebnisvisualisierung. Durch die große Anzahl an Parameter war es notwendig ergonomische Eingabemasken zu gestalten, um den Benutzer intuitiv durch das Programm zu führen. Das Benutzerinterface baut sich deshalb dynamisch auf, um nur die benötigten Eingabefelder darzustellen.

Die Validierung erfolgte mit Hilfe von Ergebnissen aus dem alten Modell sowie Plausibilitätsanalysen. Die Arbeit schließt mit einem Ausblick auf zukünftige Einsatzmöglichkeiten mit Hilfe des SimuLENK Anwendungspaketes.

Abstract

Since 2006 MAN Nutzfahrzeuge AG uses a CAE-Tool called SimuLENK to speed up the development process in the design of steeringsystems for commercial trucks. The SimuLENK application package consists of a MBS-model and a parallel software program developed, which allows you to enter vehicle parameters and visualize the calculated results. As part of this thesis SimuLENK got completely reengineered to meet all the requirements of up to date steering- and powertrain layouts.

The thesis starts off with regulatory framework and basics about the steeringsystems development on commercial vehicles. In the next chapter fundamentals about multibodysystems and the program SIMPACK are discussed. The SIMPACK Add-On CodeExport, which allows standalone simulations, is described as well.

The new developed MBS-model, consisting of numerous modules, is specified in an own chapter. The model can only be used for quasi-stationary researches on steeringkinematics and turning tracks. Dynamic driving maneuvers are not included.

The next chapter describes the user program, the data handling and the choices for visualising the results. Due to the large amount of parameters, new user interfaces have been created, making data input more intuitive. The GUI builds up dynamically and only shows the needed parameters for the simulation mode.

To check the new models integrity results from the old model were compared with new ones and plausibility analysis was done due to the new modules. An outlook of upcoming application fields with the SimuLENK application concludes this thesis.

Inhaltsverzeichnis

Verwendete Abkürzungen und Formelzeichen	iii
Einführung	1
1. Das Nutzfahrzeug	3
1.1. Vorschriften	3
1.2. Achsvarianten	5
1.3. Verwendete Achskonzepte beim Nutzfahrzeug	8
1.4. Lenkungsformen beim Nutzfahrzeug	9
1.4.1. Einteilige Spurstange	10
1.4.2. Zweiteilige Spurstange	12
1.4.3. Dreiteilige Spurstange	13
1.4.4. Dreiteilige Spurstange mit Mittelteil als Zahnstange	14
2. Lenungskinematik	16
2.1. Kenngrößen	16
2.2. Eigenlenkverhalten	18
2.3. Lenkfunktion - Ackermann	19
2.4. Lenkfehler bei zwei Achsen	21
2.5. Lenkfehler bei drei Achsen	22
2.6. Lenkungsauslegung von zwangsgelenkten Laufachsen	24
3. Mehrkörpersimulation	28
3.1. Topologie von Mehrkörpersystemen	28
3.2. Computerorientierte Aufbereitung	31
3.3. SIMPACK	32
3.3.1. Berechnungsalgorithmus (nach [25])	33
3.3.2. Marker und Markerorientierung	37
3.3.3. User-Force-Element	38
3.4. SIMPACK CodeExport	39
4. SimuLENK - Modell	41
4.1. Einleitung	41
4.2. Parametrierung des Modells	41
4.3. Aufbau des Modells	42
4.3.1. Verteilergetriebe bzw. Differential	44

4.3.2. Lenkgetriebe	45
4.3.3. Kurbeltrieb	46
4.3.4. Steuerung des Modells	47
4.3.5. Vorderachse 1	48
4.3.6. Vorderachse 2	52
4.3.7. Reifen	53
4.3.8. Triebachsen	56
4.3.9. Laufachse	57
4.3.10. Aufbau	57
4.3.11. Gesamtfahrzeug	58
4.3.12. Fortbewegung des Modells	59
5. SimuLENK - Software	61
5.1. Eingabe	62
5.2. Aufbau und programminterne Verarbeitung	67
5.3. Auswertung	69
6. Anwendungsbeispiele	72
6.1. Validierungsschritte	72
6.2. Validierung des MKS-Modells mit vorhandenen Berechnungen	73
6.2.1. Ergebnisse für die Lenkkinematik	75
6.2.2. Ergebnisse für die Kurbeltriebkinematik	84
6.2.3. Ergebnisse für die Kreisfahrt	89
6.2.4. Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Wende- und Spurkreisunter- suchung	94
6.3. Lenkungsauslegung für ein militärisches Geländefahrzeug	94
6.4. Bewertungskriterium bei elektro-hydraulischen Laufachsen (EHLA)	97
7. Zusammenfassung	100
Literaturverzeichnis	101
A. Parameter der ersten Vorderachse	103

Verwendete Abkürzungen und Formelzeichen

Formelzeichen/Abkürzung	Beschreibung
MKS	Mehrkörpersystem
PEP	Produktentwicklungsprozess
γ	Sturz
σ	Spreizung
d	Spreizachse
r_S	Lenkrollradius
τ	Nachlaufwinkel
n_τ	Nachlaufversatz
n	Nachlaufstrecke
$\Delta\delta$	Lenkdifferenzwinkel
$\delta_{A,0}$	Sollwert Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad
δ_i	Einschlagwinkel kurveninneres Rad
δ_0	Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad
ϕ	Lenkfehler
l_F	Radstand in der Fahrebene
l	Radstand
r_{Rad}	Reifenhalbmesser
b_0^*	Faustspur
b_F	Abstand der Lenkachse
$\delta_{A,0}$	Solllenkwinkel des kurvenäußeren Rades
$\delta_{VA1,i}$	Einschlagwinkel kurveninneres Rad 1. Vorderachse
$\delta_{VA1,A,0}$	Sollwert Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad 1. Vorderachse
$\delta_{VA1,0}$	Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad 1. Vorderachse
$\delta_{VA2,i}$	Einschlagwinkel kurveninneres Rad 2. Vorderachse
$\delta_{VA2,A,i}$	Sollwert Einschlagwinkel kurveninneres Rad 2. Vorderachse
$\delta_{VA2,A,0}$	Sollwert Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad 2. Vorderachse
$\delta_{VA2,0}$	Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad 2. Vorderachse
$\delta_{NLA,A,i}$	Nachlaufachse Sollwert Einschlagwinkel kurveninneres Rad
$\delta_{NLA,0}$	Nachlaufachse Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad

Formelzeichen/Abkürzung	Beschreibung
$\delta_{NLA,A,0}$	Nachlaufachse Sollwert Einschlagwinkel kurvenäußeres Rad
$\delta_{NLA,i}$	Nachlaufachse Einschlagwinkel kurveninneres Rad
EHLA	Elektrohydraulische Lenkachse
$M_{Rück}$	Rückstellmoment
$\bar{\delta}_{LA}$	Mittlerer Radlenkwinkel der Laufachse
$\bar{\delta}_{VA}$	Mittlerer Radlenkwinkel der Vorderachse
$F_{z,LA}$	Radaufstandskraft der Laufachse
\underline{z}_j	Minimalkoordinaten/Gelenkfreiheitsgrade
\underline{a}_j	Beschleunigungsvektor
\mathbf{C}_j	Drehmatrix
n	Anzahl der Freiheitsgrade des Gelenks
\mathbf{J}_j	Gelenksjacobi Matrix
\underline{b}_j	Vektor der Relativ- und Coriolisbeschleunigungen
$\underline{f}_{i,j}^z$	Zwangskräfte und -momente
ODE	Ordinary Differential Equation
\mathbf{M}_i	Massenmatrix
$\underline{h}_i(\underline{\dot{z}}, \underline{z}, t)$	Vektor der angreifenden und gyroskopischen Kräfte
DAE	Differential Algebraic Equation
CE	Code Export
CSV	Comma Seperated Values
GUI	Graphical User Interface

Einführung

Ziel dieser Arbeit ist die Neuentwicklung eines SIMPACK Mehrkörpersimulationsmodells (MKS-Modell) und der zugehörigen Anwendungssoftware namens SimuLENK für die Lenkungs-simulation beim Nutzfahrzeug. SimuLENK, der Name wurde aus Simulation und Lenkung gebildet, wurde schon zuvor bei der MAN Nutzfahrzeuge AG eingesetzt, jedoch konnten nur ein- und dreiteilige Lenktrapeze, Fahrzeuge mit einer angetriebenen Achse und keine zwangsgelenkten Laufachsen parametrisiert, berechnet und ausgewertet werden. Eine Erweiterung des bestehenden Anwendungspaketes war aufgrund der fehlenden Modularisierung von Programm und Modell nur mit einem unverhältnismäßig großen Aufwand zu realisieren. Deshalb entschloss man sich für eine grundlegende Neuentwicklung, um sowohl den Modell- wie auch Programmaufbau modular und nach den neuesten Techniken zu gestalten.

Die Entwicklung einer CAE Anwendungssoftware auf Basis eines SIMPACK MKS-Modells bietet einem Konzern wie der MAN Nutzfahrzeuge AG Zeit- und Kostenersparnis während des Produktentwicklungsprozesses (PEP). Bei der Entwicklung von Nutzfahrzeugen gilt es eine große Produktvielfalt zu berücksichtigen, d.h. für verschiedenste Einsatzzwecke (Fernverkehr, Nahversorgung, Baustelle und Personentransport) müssen die entsprechenden Voraussetzungen am Produkt realisiert werden. Somit werden unterschiedliche Ansprüche an z.B. Achsvarianten, Radstände, Achslasten und Lenkungssysteme gestellt. Für diese Vielfalt an Produkteigenschaften Prototypen zu erstellen und im Einzelnen zu testen, würde einen erheblichen Kosten- und Zeitaufwand bedeuten, der eine Konkurrenzfähigkeit am Markt ausschließen würde. Die Verwendung von CAE Softwarepaketen zur Entwicklung, Simulation und Validierung von Nutzfahrzeugen erspart die aufwendige Herstellung einer großen Anzahl von Prototypen und erlaubt eine erste Abschätzung welche Variante eines Produktes aus der Konzeptphase übernommen werden soll.

Durch die konzernweite Verwendung von Anwendungssoftwarepaketen und den dazugehörigen SIMPACK MKS-Modellen wird sichergestellt, dass standardisierte Methoden und die entsprechenden Berechnungen für die Auslegung der einzelnen Produkte verwendet werden. Somit wird ein hoher Qualitätsstandard im gesamten Konzern gewährleistet.

Die einzelnen Anwendungspakete sind bei der MAN Nutzfahrzeuge AG in einem Portal namens SIMNavigator zusammengefasst. Dieses Portal stellt Software in einer allgemein zugänglichen Form den einzelnen Bereichen, die während des PEP zugreifen müssen, zur Verfügung. Eine derart zentralisierte Bereitstellung der Entwicklungstools ermöglicht wiederum die konzernweite einheitliche Verwendung. Zusätzlich wird die Aktualität der zu erzielenden Produkteigenschaften gewährleistet. Der SIMNavigator bietet zudem eine übersichtliche Pflege und Verwaltung der verwendeten Tools und Daten.

Die Entwicklung und die Verwendung von SimuLENK verschafft der MAN Nutzfahrzeuge AG eine weitere Möglichkeit zur Vereinheitlichung der Lenkungsauslegung und stellt einen weiteren Schritt zur Simulation des Komplettfahrzeuges dar.

Zu Beginn der Arbeit werden die gesetzlichen Rahmenbedingungen, unterschiedliche Antriebsvarianten und deren Einsatzzwecke beim Nutzfahrzeug vorgestellt, auch wird auf verwendete Achskonzepte, Starrachse und Einzelradaufhängung, sowie deren Lenktrapeze eingegangen. Im zweiten Teil werden Besonderheiten der Lenkkinematik erklärt und die Lenkungsauslegung wird für Vorderachsen und zwangsgelenkten Laufachsen beschrieben. Kapitel 3 beschäftigt sich mit der Topologie von Mehrkörpersystemen, den Eigenschaften des MKS-Programms SIMPACK, den mathematischen Berechnungsgrundlagen und seinem Zusatzmodul CodeExport. In Kapitel 4 werden die Parametrierung und die einzelnen Module des MKS-Modells vorgestellt um im folgenden Kapitel 5 das Anwendungsprogramm SimuLENK zu erklären. Das Programm SimuLENK ermöglicht dem Benutzer die Parametrierung und Auswertung des MKS-Modells. Das vorletzte Kapitel 6 beschäftigt sich mit der Validierung der Daten mit Hilfe von früheren Simulationsergebnissen, zeigt die neuen Berechnungsverfahren auf und stellt die Kriteriumsbildung für zwangsgelenkte Laufachsen vor, um im abschließenden Kapitel 7 die Ergebnisse der Diplomarbeit zusammenfassen.

1. Das Nutzfahrzeug

1.1. Vorschriften

Durch die unterschiedlichen Einsatzzwecke eines Nutzfahrzeuges, und die Vorschriften des Gesetzgebers, entstehen eine Vielzahl von Antriebskonzeptionen. Der Gesetzgeber begrenzt für den öffentlichen Straßenverkehr unter anderem die maximale Achslast, um die Fahrbahn nicht gravierend zu schädigen und die Last auf mehrere Achsen zu verteilen.

In der Richtlinie 96/53/EG sind die zulässigen Achslasten beschrieben. Es wird zwischen Einzel- und Doppelachslasten, angetriebenen und nicht angetriebenen Achsen, dem Abstand zwischen den Doppelachsen und ob es sich um ein Zugfahrzeug oder einen Trailer handelt, unterschieden. Diese Richtlinie ist der Grund für den Einsatz von Mehrachsfahrzeugen im Straßenverkehr, da die Nutzlast auf mehrere Achsen verteilt werden kann. Bei Minenlaster ist es ausreichend nur zwei Achsen zu verwenden, da sie nicht am öffentlichen Verkehr teilnehmen.

Abbildung 1.1 zeigt einen Ausschnitt aus dieser Richtlinie. In ihr ist festgelegt, dass nicht angetriebene Vorderachsen eine maximale Masse von 10 t, angetriebene bis 11,5 t, tragen dürfen. Sollte es sich um ein zweiachsiges Nutzfahrzeug handeln, so erlaubt die Richtlinie an der Triebachse eine maximal zu tragende Masse von 11,5 t. Bei dreiachsigen Nutzfahrzeugen gilt an der Vorderachse die gleiche Beschränkung wie beim zweiachsigen Fahrzeug. Bei den beiden Antriebsachsen wird jedoch eine Unterscheidung bzgl. deren Radstandes getroffen. Sollte der Abstand zwischen den beiden Triebachsen unter 1 m liegen, so darf die Summe der von beiden Achsen aufgenommenen Masse 11,5 t nicht übersteigen. Bei einem Abstand zwischen 1 m und 1,3 m erhöht sich die Summe auf 16 t, bei einem Abstand von 1,3 m bis 1,8 m auf maximal 18 t. Sollte das Fahrzeug mit Doppelbereifung und Luftfederung an den Triebachsen ausgestattet sein, erhöht sich der maximal Wert von 18 t auf 19 t.

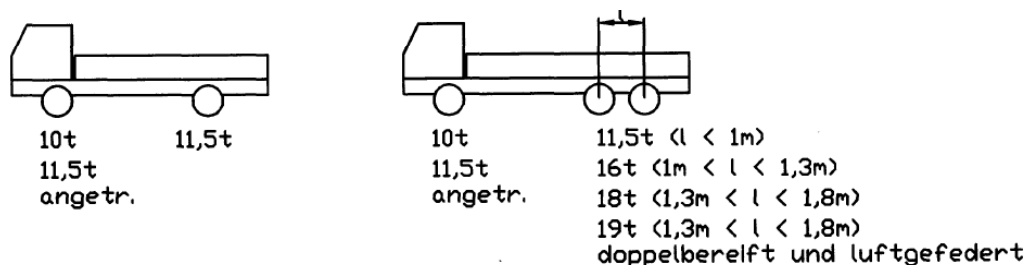


Abbildung 1.1.: Höchstzulässige Achslasten nach Richtlinie 96/53/EG [1]

Aktuell haben Nutzfahrzeuge in Europa, durch die Bestimmungen in Richtlinie 96/53/EG, zwischen zwei und fünf Achsen. Dies führt dazu, dass mehrere Achsen als Lenk- oder An-

triebsachsen, um die Manövrierfähigkeit des Fahrzeuges zu gewährleisten, ausgeführt sein können.

Ein Nutzfahrzeug muss neben der Richtlinie 96/53/EG auch der Richtlinie 97/27/EG im Anhang I, Abschnitt 7.6 Manövrierfähigkeit genügen: [2]

Alle Kraftfahrzeuge und Sattelanhänger müssen in der Lage sein, innerhalb einer Ringfläche zwischen zwei konzentrischen Kreisen mit einem Radius von 12,50 m bzw. 5,30 m nach jeder Seite eine vollständige Kreisfahrt von 360° zu beschreiben, ohne daß die äußeren Begrenzungen des Fahrzeugs [...] über den Kreisumfang hinausragen.

Abbildung 1.2 zeigt das Kriterium, dem alle Nutzfahrzeuge entsprechen müssen. Jeder Bus, egal ob zwei- oder dreiasig mit oder ohne Gelenk, sowie Sattelzugmaschinen mit Anhänger, müssen dieser Verordnung, um eine Zulassung zu bekommen, genügen.

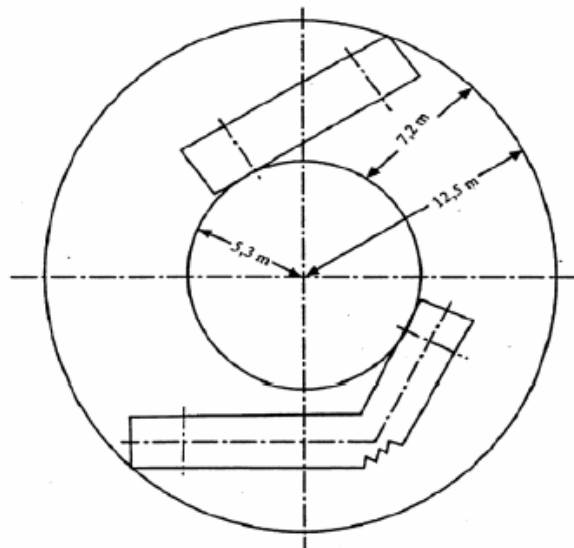


Abbildung 1.2.: Richtlinie 97/27/EG des europäischen Parlaments und des Rates [2]

Die Europäische Union schreibt nach 97/27/EWG weiters vor, dass das Heck von Nutzfahrzeugen, beim tangentialen Einlauf in die Ringfläche, um nicht mehr als $0,8\text{ m}$ hinausragen darf. Fahrzeuge mit angehobener oder unbelasteter Hubachse sind auf ein Ausscheren von $1,0\text{ m}$ begrenzt. Für den tangentialen Einlauf in den Kreis dürfen Busse nicht mehr als $0,6\text{ m}$ mit dem Heck ausscheren. Abbildung 1.3 zeigt die Richtlinie mit U als Heckauslenkung, $R = 12,5\text{ m}$ als den Radius des äußeren Kreises und $r = 5,30\text{ m}$ für den inneren.

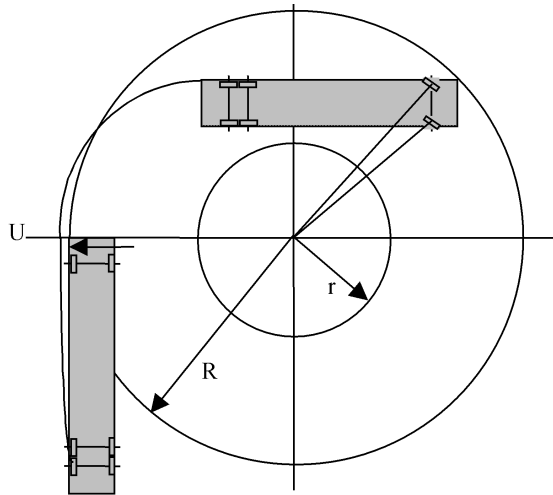


Abbildung 1.3.: Richtlinie 97/27/EG, Abschnitt mit der Heckauslenkung, des europäischen Parlaments und des Rates [2]

1.2. Achsvarianten

Da Nutzfahrzeuge für unterschiedliche Einsatzzwecke verwendet werden und maximal zulässigen Massen unterliegen, wird nach [6] eine Einteilung in zwei-, drei-, vier- und fünfsichtige Nutzfahrzeuge getroffen. Die Besonderheit bei Nutzfahrzeugen ist die Verwendung von Zusatzachsen welche als

- Vorlaufachsen oder
- Nachlaufachsen

ausgeführt sein können. Durch sie erhöht sich die Nutzlast des Fahrzeuges und verbessert die Manövrierfähigkeit. Laufachsen können permanent mit der Fahrbahn in Kontakt oder liftbar realisiert sein.

Vorlaufachse

Die Vorlaufachse ist eine zusätzliche Achse zwischen der Vorderachse und der ersten Triebachse und kann sowohl un gelenkt als auch gelenkt sein. Bei einer gelenkten Ausführung werden die Räder aktiv, und nicht durch Adhäsion, gelenkt. Gelenkte Vorlaufachsen werden vor allem bei Fahrzeugen mit kurzen Radständen (schwere Sattelzugmaschinen) zwischen der Vorder- und Hinterachse eingesetzt, um das Fahrzeug besser in Kurven einzulenken und den Wendekreis zu verkleinern.



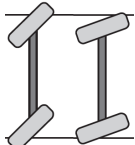
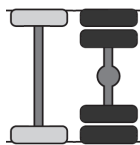
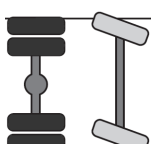
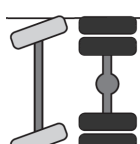
Nachlaufachse

Die Nachlaufachse befindet sich hinter der letzten Triebachse. Sie kann wie die Vorlaufachse un gelenkt oder gelenkt sein. Bei gelenkten Nachlaufachsen wird zwischen zwangs- und adhäsionsgelenkten unterschieden. Bei zwangsgelenkten Nachlaufachsen wird mittels eines

Hydraulikzylinders, der zwischen Rahmen und Radträger montiert ist, der Lenkwinkel der Räder aktiv beeinflusst.

In Tabelle 1.1 sind die einzelnen Achssymbole mit ihrer Bedeutung dargestellt, die im weiteren bei den zwei-, drei-, vier- und fünfschigen Nutzfahrzeugen für die Darstellung der Achsvarianten verwendet werden.

Tabelle 1.1.: Bedeutung der Achssymbole

	Vorderachse, die lenkbar ist und nicht angetrieben wird		Hinter- oder Triebachse mit Doppelbereifung, die nicht lenkbar jedoch angetrieben ist
	Hinter der ersten Vorderachse befindet sich eine zweite, welche lenkbar ist und nicht angetrieben wird		Vor der Triebachse befindet sich eine starre Vorlaufachse, die nicht angetrieben ist.
	Hinter der Triebachse befindet sich eine gelenkte Nachlaufachse, die nicht angetrieben wird.		Vor der Triebachse befindet sich eine gelenkte Vorlaufachse, die nicht angetrieben ist.

Zweiachsige Nutzfahrzeuge

Nutzfahrzeuge mit zwei Achsen sind die Standardausführung. Sie werden mit einer angetriebenen Achse hauptsächlich auf der Straße als Sattelzugmaschinen, mit zusätzlich angetriebener Frontachse auf Baustellen eingesetzt. Ihre zulässige Gesamtmasse ist auf 18 t begrenzt. Grund dafür ist die Richtlinie 96/53/EG, welche nicht erlaubt die Vorderachse mit den maximal erlaubten 10 t zu belasten, da an der Hinterachse schon 11,5 t wirken. Abbildung 1.4 zeigt eine Sattelzugmaschine mit nicht angetriebener Vorderachse und angetriebener Hinterachse.

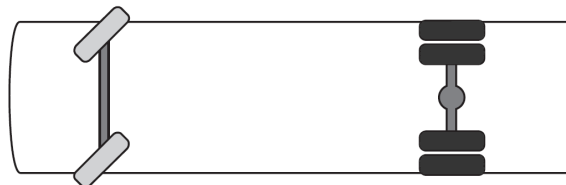


Abbildung 1.4.: Achskonzeption beim zweiachsigen Nutzfahrzeug

Dreiachsige Nutzfahrzeuge

Im Güterverkehr auf der Straße werden dreiachsige Nutzfahrzeuge mit einer oder zwei angetriebenen Hinterachsen bzw. Vor- oder Nachlaufachse mit einer maximalen Masse von 26 t eingesetzt. Die Laufachsen können wie zuvor beschrieben adhäsionsgelenkt, zwangsgelenkt oder

ungelenkt sein. Dreiachsige Sattelzugmaschinen gibt es in drei unterschiedlichen Ausführungen. Die erste Variante hat eine nicht lenkbare Laufachse sowie eine maximale Masse von 26 t. Bei der zweiten Variante ist die maximale Masse auch auf 26 t begrenzt besitzt jedoch eine lenkbare Vorlaufachse. Beide Fahrzeuge sind in der ersten Zeile von Abbildung 1.5 zu sehen. In der zweiten Zeile ist links eine Variante mit zwei angetriebenen Hinterachsen dargestellt. Die maximale Masse dieses Fahrzeuges darf 40 t betragen. Im Baustellenbetrieb sowie im Gelände finden Fahrzeuge mit zwei angetriebenen Hinterachsen, siehe linkes Bild in der zweiten Zeile von Abbildung 1.5, oder Allradantrieb Verwendung. In der unteren Zeile von Abbildung 1.5 befindet sich rechts ein typisches Achsschema für einen Reisebus mit einer nicht angetriebenen, gelenkten Nachlaufachse.

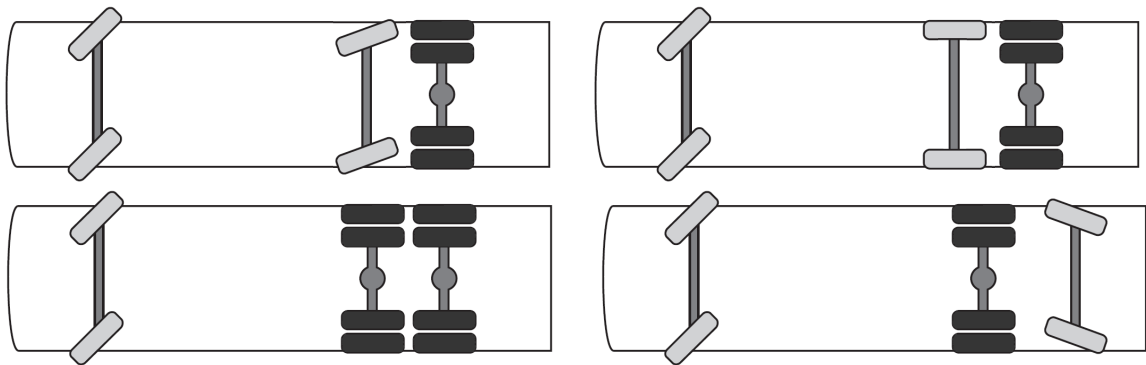


Abbildung 1.5.: Achskonzeption beim dreiachsigen Nutzfahrzeug

Vierachsige Nutzfahrzeuge

Für das vierachsige Nutzfahrzeug existieren die meisten unterschiedlichen Achskonzepte. Bei den Antriebskonzepten ist es möglich von einer angetriebenen Achse bis zum Allradantrieb alles zu verwenden. Allradangetriebene Nutzfahrzeuge und Fahrzeuge mit zwei angetriebenen Hinterachsen werden bei schwerem Baustellenverkehr oder im Gelände betrieben. Abbildung 1.6 zeigt im rechten Schema eine mögliche Variante mit zwei angetriebenen Hinterachsen. Weiters werden gelenkte Vor- und Nachlaufachsen verbaut, wobei auch eine Achsvariante mit Vor- wie auch Nachlaufachse möglich ist. Zu sehen ist diese Variante auf dem linken Bild in Abbildung 1.6. Lenkbare Laufachsen sind bei vierachsigen Nutzfahrzeugen mit langen Radständen notwendig, um das Fahrzeug bei niedrigen Geschwindigkeiten rangieren zu können und den Reifenverschleiß gering zu halten. Das zulässige Gesamtgewicht für solche Nutzfahrzeuge liegt zwischen 32 und 41 t.

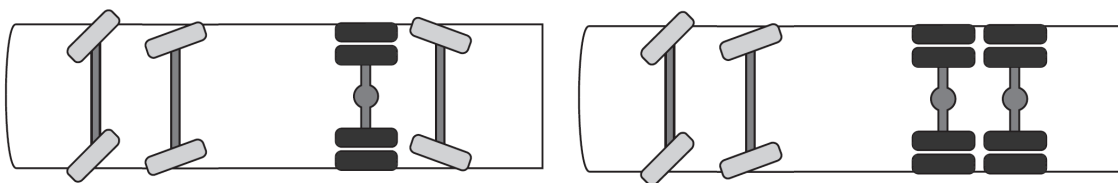


Abbildung 1.6.: Beispiele für Achskonzepte beim vierachsigen Nutzfahrzeug

Fünffachsige Nutzfahrzeuge

Fünffachsige Nutzfahrzeuge werden meist nur für Sonderaufbauten genutzt. Sie haben zwei lenkbare Vorderachsen, eine lenkbare Nachlaufachse und zwei Triebachsen und erreichen eine zulässige Gesamtmasse von 45 t. Zu sehen ist diese Variante in Abbildung 1.7.

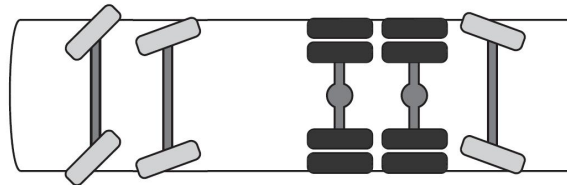


Abbildung 1.7.: Achskonzeption beim fünffachsigen Nutzfahrzeug

1.3. Verwendete Achskonzepte beim Nutzfahrzeug

Beim Nutzfahrzeug kommen zwei Achskonzepte zum Einsatz, die Starrachse und die Einzelradaufhängung. Die Einzelradaufhängung findet nur bei Fernreisebussen oder leichten Nutzfahrzeugen Verwendung, wohingegen eine Starrachse dort eingesetzt wird, wo hohe Achslasten herrschen [6]. Personenkraftwagen verwenden im Vergleich dazu komplexere Achskonstruktionen wie z.B. aufgelöste Doppelquerlenker. Abbildung 1.8 zeigt eine moderne Mehrlenker Vorderachse von Audi. Daneben ist in Abbildung 1.9 eine, am Rahmen montierte und mit Blattfedern verbaute, aktuelle starre Vorderachse eines Nutzfahrzeuges abgebildet.

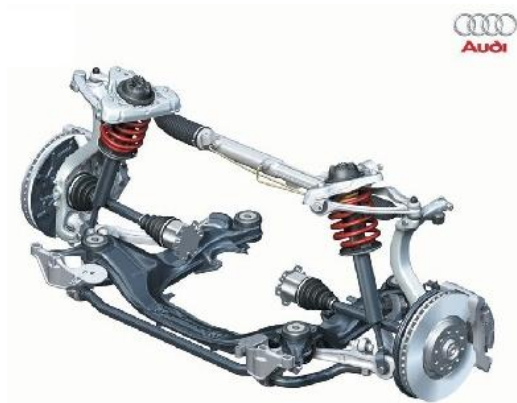


Abbildung 1.8.: Mehrlenker Vorderachse vom Audi A6

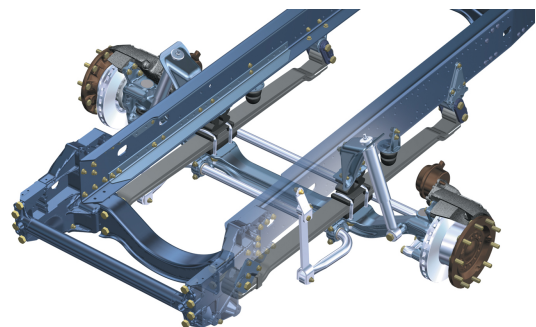


Abbildung 1.9.: Starrachse [29]

Diese konstruktiven Unterschiede zwischen den Achsen eines PKW und eines Nutzfahrzeuges wirken sich vor allem in der Fahrdynamik und dem Komfort aus. Durch eine Einzelradaufhängung wird eine schwingungstechnische Entkopplung von linkem und rechtem Rad und die Reduzierung der ungefederten Massen erreicht [7]. Weiters beeinflussen sich die Räder beim Einfedern nicht gegenseitig und durch komplexe Konstruktionen ist es möglich Spur und

Sturzänderungen auf ein Minimum zu reduzieren [18]. Bei Nutzfahrzeugen sind Fahrdynamik und Komfort jedoch nicht die Hauptauslegungsziele.

Die Hauptauslegungsziele bei einem Nutzfahrzeug sind:

- Hohe Zuverlässigkeit
- Hohe Achslasten
- Wartungsarmut

Bei Fernreisebussen kommen, aufgrund erhöhter Komfortkriterien für die Passagiere, Einzelradaufhängungen zum Einsatz. Einzelradaufhängen, wie sie in den Abbildungen 1.10 und 1.11 an den Vorderachsen von Fernreisebussen dargestellt sind, bieten den Vorteil, dass sie schlanker ausgeführt werden können und somit eine bessere Anbindung an den Rahmen eines Busses ermöglichen. Dadurch werden die geringen Bodenfreiheiten in Bussen erreicht. Abbildung 1.11 zeigt in grau den Rahmen auf den die Kabine des Busses aufgebaut wird.



Abbildung 1.10.: Vorderachs Einzelradaufhängung beim Fernreisebus [29]

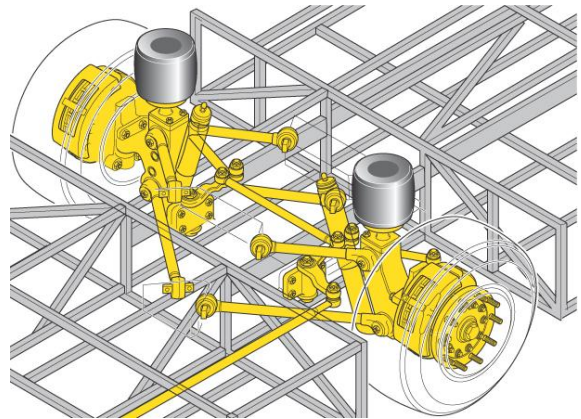


Abbildung 1.11.: Einzelradaufhängung mit Rahmen schematisch [29]

Auch die Haltbarkeit spielt im Nutzfahrzeugbereich eine sehr große Rolle. So muss eine zehnmal höhere Kilometerleistung als bei einem PKW ohne außerplanmäßige Reparaturen erreicht werden.

1.4. Lenkungsformen beim Nutzfahrzeug

Auf Grund der soeben angeführten unterschiedlichen Achskonzepte müssen verschiedene Lenkungssysteme zur Steuerung des Fahrzeuges verwendet werden. Bei Nutzfahrzeugen werden Spurstangen verwendet, die ein-, zwei- oder dreiteilig ausgeführt sind [29]. Auch dreiteilige Spurstangen mit dem Mittelteil als Zahnstange, wie sie in PKWs üblich sind, sollen zukünftig eingesetzt werden.

Abbildung 1.12 zeigt schematisch die unterschiedlichen Gestängebauarten beim Nutzfahrzeug, welche im Folgenden erläutert werden.

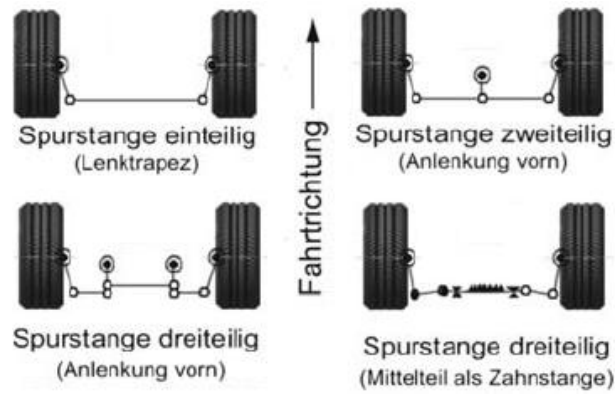


Abbildung 1.12.: Lenkgestängebauarten [7]

1.4.1. Einteilige Spurstange

Das einteilige Lenktrapez erfüllt sehr gut die Anforderungen, die an Lenkungen gestellt werden. Diese einfache Ausführung hat jedoch den Nachteil, dass viel Bauraum beim Ein- und Ausfedern benötigt wird und dass Achsverschränkungen nur bis zu einem gewissen Maß möglich sind.

Die einteilige Spurstange, in Abbildung 1.13 blau dargestellt, ist bei Nutzfahrzeugen am häufigsten, da sie die Bedingungen, die an eine Lenkung gestellt werden, einfach und befriedigend erfüllt. So wird die einteilige z.B. bei Blatt- oder Luftfederung, sowie bei leichten, mittleren und schweren Nutzfahrzeugen eingesetzt.

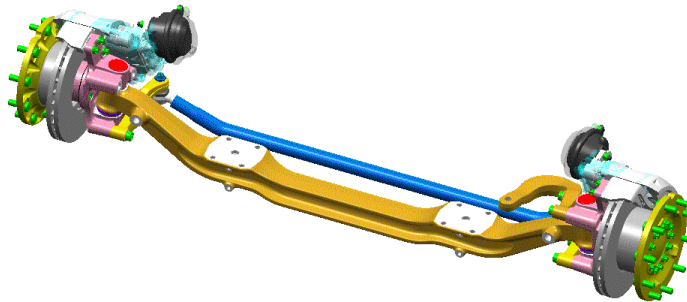


Abbildung 1.13.: Lenkbare starre Vorderachse

Abbildung 1.14 zeigt die Ausführung des Lenkungskurbeltriebes und bezeichnet die einzelnen Elemente. Bei der Betätigung ohne Schlepphebel wird ausgehend von der Lenkungsgelenkwelle **10** die Drehbewegung auf den Lenkstockhebel **8** über das Lenkgetriebe **9** übertragen. Die Kreisbahn des Lenkstockhebelkopfes wird über die Lenkschubstange **7** in eine translatorische Bewegung übergeführt, die am Lenkhebel **6** wieder in eine rotatorische Bewegung umgesetzt wird und das Rad dreht. Beim Nutzfahrzeug wird, anders als beim PKW nicht eine Spurstange, sondern ein Spurhebel betätigt und die Bewegung über die Spurstange an das andere Rad weitergeleitet.

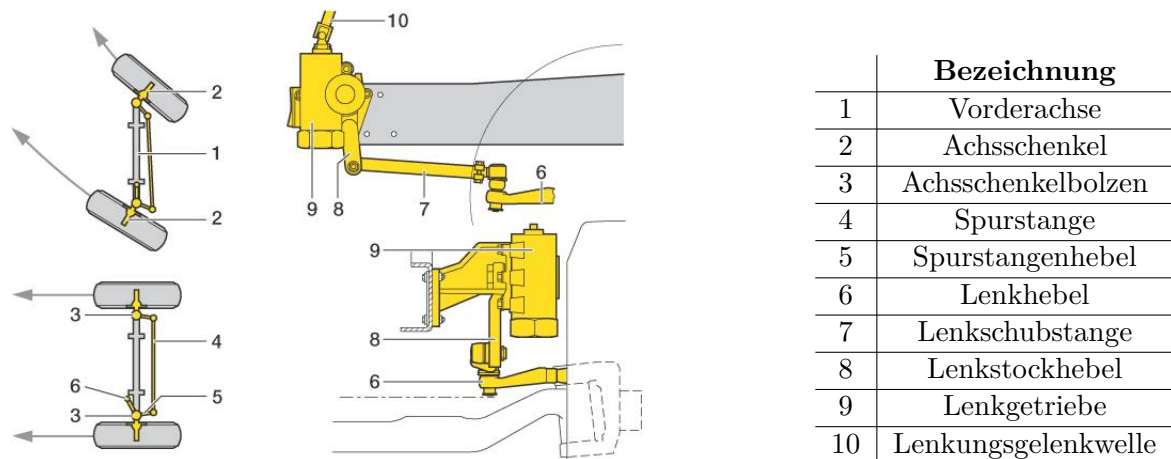


Abbildung 1.14.: Kurbeltrieb eines 2-achsigen Fahrzeuges [29]

Sollte das Fahrzeug eine weitere lenkbare Vorderachse haben, so wird die Bewegung des Lenkstockhebels zusätzlich auf einen Schlepphebel übertragen, der dann die zweite Achse lenkt, siehe Abbildung 1.15. Ein Schlepphebel ist auch dann erforderlich, wenn eine sehr lange Lenkschubstange benötigt wird, selbst wenn nur eine lenkbare Achse verbaut ist. Bei Bussen ist diese Ausführung, aufgrund der weit hinter der Fahrzeugfront und dem Fahrersitzplatz liegenden Vorderachse, mit einer Schleppstange und folgender Lenkschubstange üblich. Diese Anordnung verringert die elastokinematischen Effekte, die bei einer einzigen langen Lenkschubstange auftreten.

Um die Schlepp- und Lenkschubstange bei der Übertragung der Lenkbewegung an die zweite Vorderachse zu unterstützen, wird ein Unterstützungszylinder verwendet, da das Moment am Lenkstockhebel aus dem Lenkgetriebe alleine nicht ausreicht die zweite Achse zu lenken. Der Zylinder bringt zusätzlich eine Kraft auf den Schlepphebel auf. In Abbildung 1.15 ist der rote Unterstützungszylinder zu sehen, der zwischen dem Rahmen und Schlepphebel montiert ist.

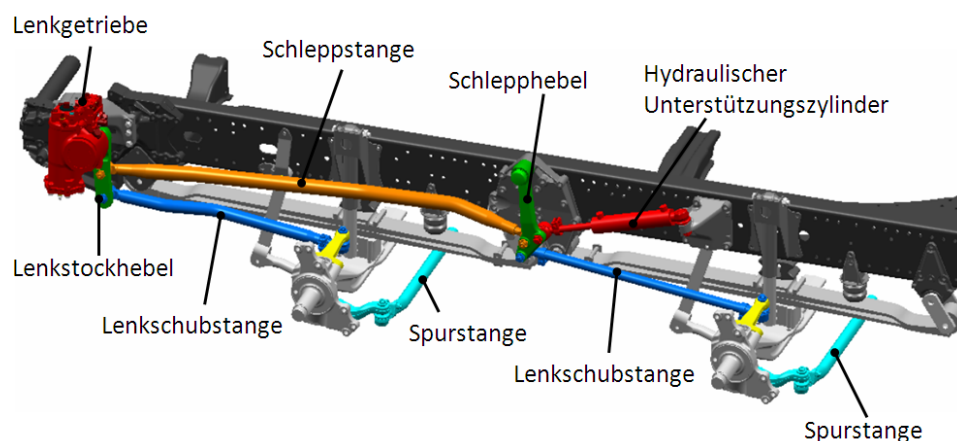


Abbildung 1.15.: Zwei Vorderachsen, Ansicht mit Kurbeltrieb

Vorteile

- Einfach und wirtschaftlich in der Herstellung

- Keine Spurweiten-, Vorspur- und Sturzänderung beim Ein- bzw. Ausfedern und Neigen des Aufbaus

Nachteile

- Hohes Gewicht
- Räder beeinflussen sich untereinander, Trampeln¹ der Achse (durch Verwendung der Starrachse)
- Bei der Geradeausfahrt auf einer Strecke mit Schlaglöchern ungewolltes Eigenlenkverhalten
- Platzbedarf entsprechend dem Einfederweg

1.4.2. Zweiteilige Spurstange

Bei der zweiteiligen Ausführung der Spurstange steuert eine Lenkschubstange den an der Achse befestigten Zentralhebel an, der die Bewegung an die linke und rechte Spurstange weitergibt. Diese Art des Lenktrapezes findet hauptsächlich bei hoch geländetauglichen Fahrzeugen mit Schraubenfedern Verwendung, da so eine größere Achsverschränkung erlaubt wird und größere Kräfte übertragen werden können. Wie das einteilige Lenktrapez kann auch das zweiteilige bei einer zweiten gelenkten Vorderachse eingesetzt werden, wobei auch hier die Lenkbewegung durch einen Hydraulikzylinder unterstützt wird. Abbildung 1.17 zeigt den Kurbeltrieb mit den zuvor beschriebenen Elementen bei einem Geländefahrzeug mit zwei Vorderachsen. Auf die Darstellung der Spurstangen zwischen Zentralhebel und Spurhebel wurde aufgrund der Übersichtlichkeit verzichtet.

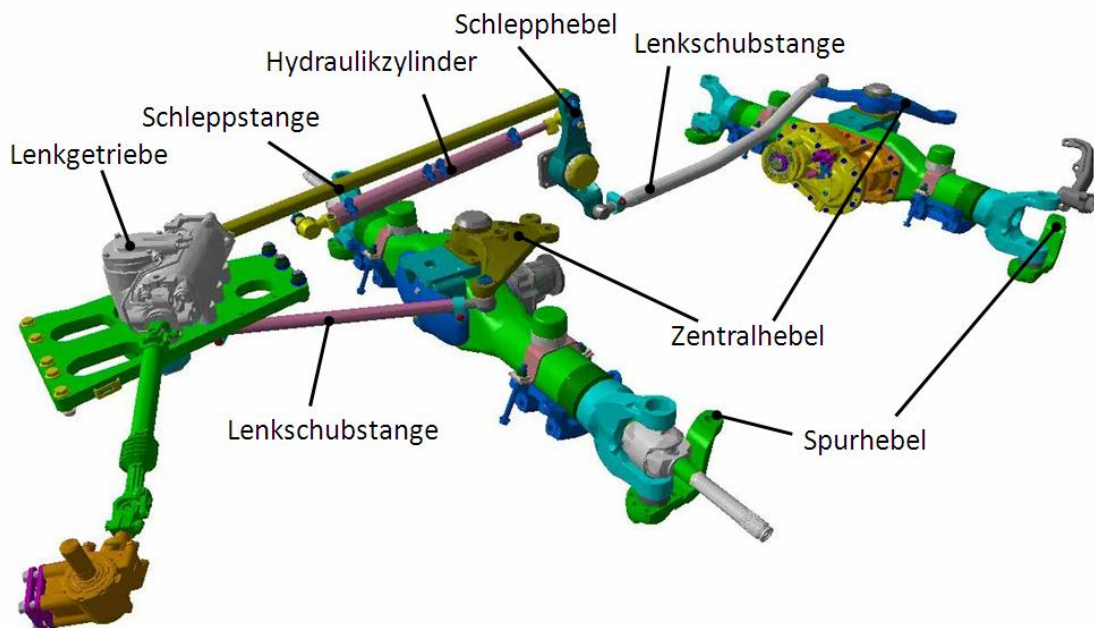


Abbildung 1.16.: Kurbeltrieb beim zweiteiligen Lenktrapez ohne Spurstangen

¹Achstrampeln wird von den Blattfedern durch das auf die Achse aufgebrachte Antriebsmoment verursacht. Die Feder wird gebogen und versucht sich aus dieser Lage zu entspannen. Bei diesem Vorgang entsteht das Trampeln.

Vorteile

- Große Federwege erreichbar
- Große Verschränkung möglich

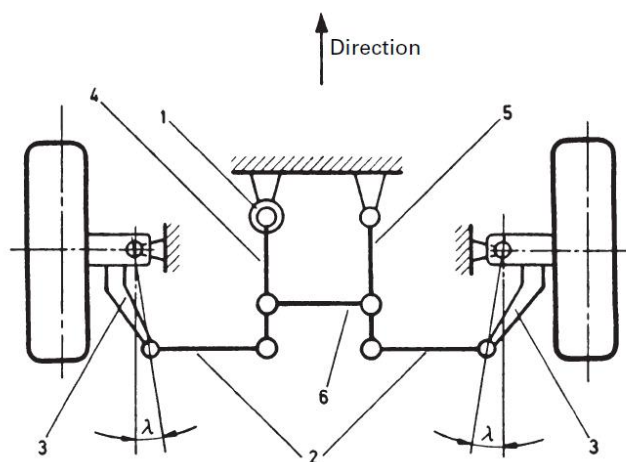
Nachteile

- großer Bauraumbedarf durch Anlenkung über Zentralhebel
- komplexe Anlenkung

1.4.3. Dreiteilige Spurstange

Bei Einzelradaufhängungen wird durch die voneinander unabhängigen Bewegungen von linkem und rechtem Rad, im Gegensatz zur Starrachse, eine Entkopplung bewirkt. Aufgrund der dadurch notwendigen Querlenker ergibt sich ein Drehpol und die Bewegung der Querlenker muss von der Spurstange genau abgebildet werden, damit keine negativen Effekte beim Ein- oder Ausfedern auftreten.

Abbildung 1.17 zeigt den schematischen Aufbau des dreiteiligen Lenktrapezes sowie die einzelnen Elemente. Die Funktion ist bis zum Lenkstockhebel **4** gleich dem einteiligen Lenktrapez, es wird jedoch wie in Abbildung 1.17 zu sehen der Zwischenhebel **5** betätigt.



	Bezeichnung
1	Lenkgetriebe
2	Spurstange
3	Spurhebel
4	Lenkstockhebel
5	Zwischenhebel
6	Lenkstange
λ	Spurhebelwinkel

Abbildung 1.17.: Dreiteiliges Lenktrapez [24]

Beim dreiteiligen Lenktrapez gibt es zwei Bauformen. Bei der ersten, in Abbildung 1.18 dargestellt, erfolgt die Betätigung über die Lenkschubstange auf den Zentralhebel. Die andere Bauform, Abbildung 1.19, integriert das Lenkgetriebe direkt in das Lenktrapez, wie auch im schematischen Aufbau in Abbildung 1.17 zu sehen.

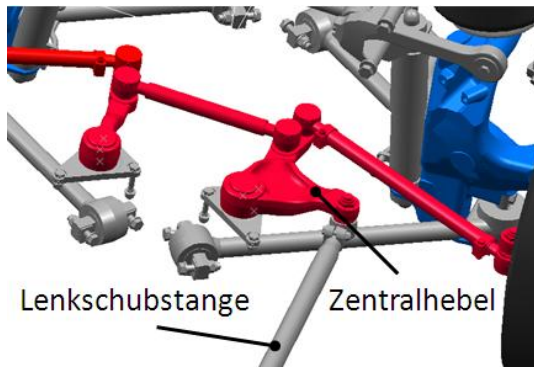


Abbildung 1.18.: Dreiteiliges Lenktrapez mit Zentralhebel

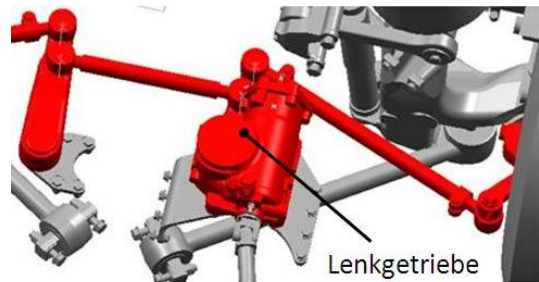


Abbildung 1.19.: Dreiteiliges Lenktrapez mit integriertem Lenkgetriebe

Der Einsatzbereich der dreiteiligen Spurstange sind Fernreisebusse, wobei eine zweite gelenkte Vorderachse mit diesem Lenktrapez nicht üblich ist. Stattdessen wird eine gelenkte Nachlaufachse verwendet, um die Lasten aufzunehmen und das Nicken zu verringern.

Vorteile

- Keine Beeinflussung der Räder untereinander
- Möglichkeit einer kinematischen oder elastokinematischen Vorspuränderung in Richtung Untersteuern
- Kleiner Raumbedarf
- Geringes Gewicht

Nachteile

- Krafteinleitung in die Karosserie
- Veränderung der kinematischen Größen über den Federweg

1.4.4. Dreiteilige Spurstange mit Mittelteil als Zahnstange

Bei Einzelradaufhängungen kann neben der dreiteiligen Spurstange auch eine dreiteilige Spurstange mit Zahnstange verwendet werden, da das linke und rechte Rad entkoppelt sind. Das Funktionsprinzip ist der dreiteiligen Spurstange ähnlich, nur dass anstatt der Zwischenstange eine Zahnstange **8** über die Spurstangen **7** mit den Spurhebeln **3** verbunden ist. Da jedoch das Rad zur Lenkachse parallel ein- und ausfedert, führt das Getriebe eine räumliche Bewegung aus.

Abbildung 1.20 zeigt schematisch diese Lenktrapezvariante.

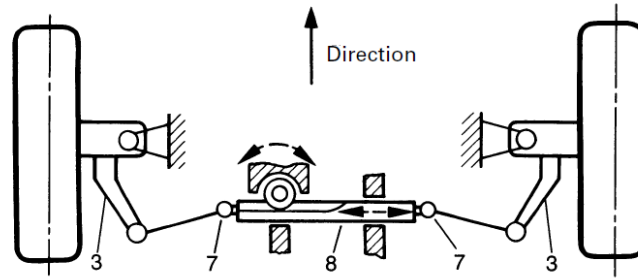


Abbildung 1.20.: Kinematik der Zahnstangenlenkung [7]

Die in 1.4.3 angeführten Vor- und Nachteile gelten auch für die dreiteilige Spurstange mit dem Mittelteil als Zahnstange.

2. Lenungskinematik

Nach der Vorstellung der gesetzlichen Vorgaben für ein Nutzfahrzeug, der verwendeten Achsvarianten und Lenktrapeze, werden in diesem Kapitel lenungskinematische Kenngrößen und deren Einflüsse vorgestellt. Insbesondere wird auf die Lenkungsauslegung nach Ackermann bei zwei- und drei-achsigen Fahrzeugen eingegangen und die Lenkungsauslegung bei Laufachsen diskutiert.

2.1. Kenngrößen

Die lenungskinematischen Kenngrößen nach [7] sind

- **Sturz γ**
Beschreibt den Winkel zwischen einer zur Fahrbahn normalen Ebene und der Radmittenebene. Die Ebene senkrecht zur Fahrbahn verläuft Parallel zur Schnittlinie der Radmittenebene mit der Fahrbahnebene.
- **Spreizung σ**
Die Projektion des Winkels der Lenkachse d zu einer Vertikalen auf der y-z Ebene der Fahrbahn.
- **Spreiz- oder Lenkachse d**
Um diese Achse schwenkt das Rad beim Lenken.
- **Lenkrollradius r_S**
Abstand von der Schnittlinie der Radmittenebene A mit dem Schnittpunkt der Lenkachse D mit der Fahrbahnebene.
- **Nachlaufwinkel τ**
Winkel zwischen der Senkrechten auf die Fahrbahn in der x-z Ebene und dem Neigungswinkel der Lenkachse.
- **Nachlaufversatz n_τ**
Horizontaler Versatz der sich aus dem Abstand zwischen dem Radmittelpunkt M und der Lenkachse in der x-z Ebene ergibt.
- **Nachlaufstrecke n**
Abstand zwischen der Senkrechten zur Fahrbahn A und dem Durchstoß der Lenkachse mit der Fahrbahn in Punkt D .
- **Schräglaufwinkel α**
Projektion des Winkels zwischen der Radebene und der Bewegungsrichtung \vec{v} des Radaufstandpunktes.

- **Lenkwinkel δ**

Winkel zwischen der x-Achse des Fahrzeugkoordinatensystems und der Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrzeugebene.

In den Abbildungen 2.1 und 2.2 sind die oben erwähnten Kenngrößen bei einer Doppelquerlenker-Achse abgebildet.

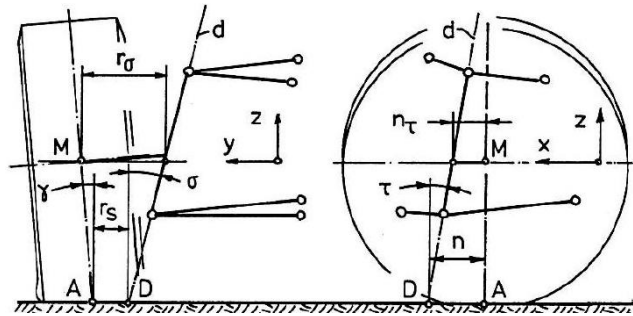


Abbildung 2.1.: Lenkungskenngößen bei fester Spreizachse [20]

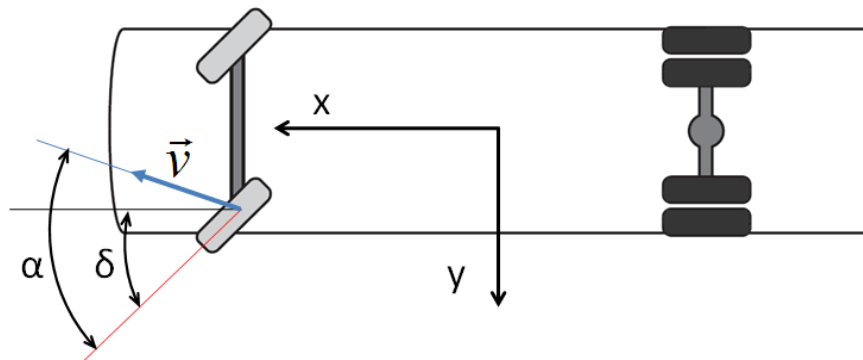


Abbildung 2.2.: Schräglaufl- und Radlenkwinkel

Einige Einflüsse dieser Kenngrößen werden im Folgenden erläutert.

Der Lenkrollradius entsteht durch die Achsgeometrie und wirkt, durch die beim Bremsen in x-Richtung herrschende Kraft, als Hebelsarm für das entstehende Moment. Das Moment erzeugt ein Eigenlenkverhalten beim Fahrzeug. Der Spreizungsversatz ist ein weiterer Hebelsarm da Kräfte am Punkt M der Radmitte angreifen und über den Radträger Momente an das Lenkgestänge und die Lenkung weiterleiten. Der Spreizungsversatz wird deswegen als Störkrafthebelsarm bezeichnet.

Während des Lenkens beschreibt der Punkt M in der Radmitte eine geneigte Kreisbahn. Der Schnittpunkt der Radachse mit der Spreizachse D_M verbleibt auf seiner Position. Dem Radsturz γ proportional ist die Differenz der Höhe zwischen M und D_M . Der Schnittpunkt der Spreizachse mit einer vertikalen Ebene durch M bildet den Pol P . Zur Erzeugung der elliptischen Bahn des Punktes M bedient man sich einer Annäherung mit einem Kreisbogen, mit Radius ρ , durch die Punkte M und P . Die Verlängerung der Spreizachse ist in der Geradeausstellung der Räder unter dem Nachlaufwinkel geneigt. Ein positiver Spreizungswinkel

krümmt die elliptische Kurve beim Lenkeinschlag zu positiven Sturzwinkeln, [20]. Abbildung 2.3 stellt diesen Einfluss dar.

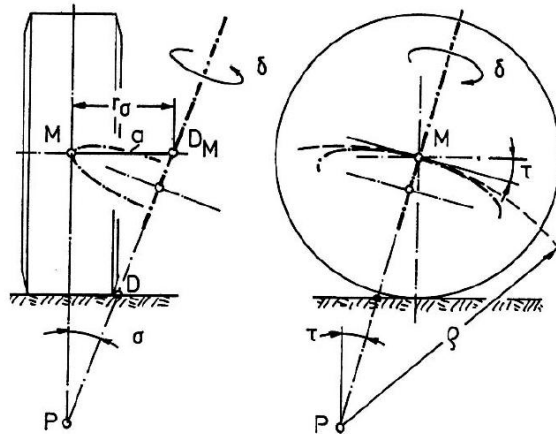


Abbildung 2.3.: Einfluss des Nachlaufs- und Spreizungswinkel über den Lenkwinkel [20]

2.2. Eigenlenkverhalten

Durch die Eigenschaften der Achskinematik ergibt sich beim Ein- und Ausfedern der Achse ein Eigenlenkverhalten aufgrund des Zusammenspiels zwischen Lenkung und Federung.

Beim Einfedern der Starrachse beschreibt der Mittelpunkt des Rades durch das Federnpaket, wie in Abbildung 2.4 zu sehen, eine abhängige Kreisbahn **7**. Der Lenkhebelkopf **8** der Lenkschubstange beschreibt die Bahnkurve **9** mit dem Mittelpunkt **4** und unveränderlicher Länge der Lenkschubstange. Die Kurven **7** und **9** sollten ähnlich sein, damit kein Einfluss der Federung auf die Lenkung wirkt.

Weicht die Kreisbahn bei der Einfederung der Achse **7** von der des Lenkhebelkopfes **9** ab, so wird am Lenkstockhebel **4** eine Lenkbewegung eingeleitet, zu sehen in Abbildung 2.5. Bei ein- oder gleichzeitigem Ein- oder Ausfedern ergeben sich auf Grund der Federungskinematik verschiedene Bewegungsbahnen der Achse. Bei der Auslegung der Lenkanlage ist unter anderem das Ziel, durch eine entsprechende Position des Einhängepunktes am Lenkstockhebel, die Bewegungskurve der Lenkschubstange an der des Achskörpers so gut wie möglich anzugleichen.

der des äußeren. Wegen den hohen Achslasten bei Nutzfahrzeugen versucht man die Lenkung nach Ackermann auszulegen, auch wenn damit größere Wendekreise, durch die Begrenzung des Einschlagwinkels am Innenrad, in Kauf genommen werden.

Abbildung 2.7 zeigt die Ackermannbedingung für ein zweiachsiges Nutzfahrzeug. Um die Bedingung zu erfüllen, müssen sich die Raddrehachsen mit Einschlagwinkel δ_i des kurveninneren Rades und $\delta_{A,0}$ des kurvenäußeren, hier rot dargestellt, im Punkt M mit den Verlängerungen der Raddrehachsen der Hinterachse schneiden. Bei der Lenkungsauslegung bei Fahrzeugen wird jedoch nicht über den gesamten Lenkwinkel die Ackermannbedingung erfüllt und es stellt sich der Winkel δ_0 am kurvenäußeren Rad ein. Es ergibt sich somit ein Lenkfehler, der in den folgenden Kapiteln 2.4 und 2.5 erläutert wird.

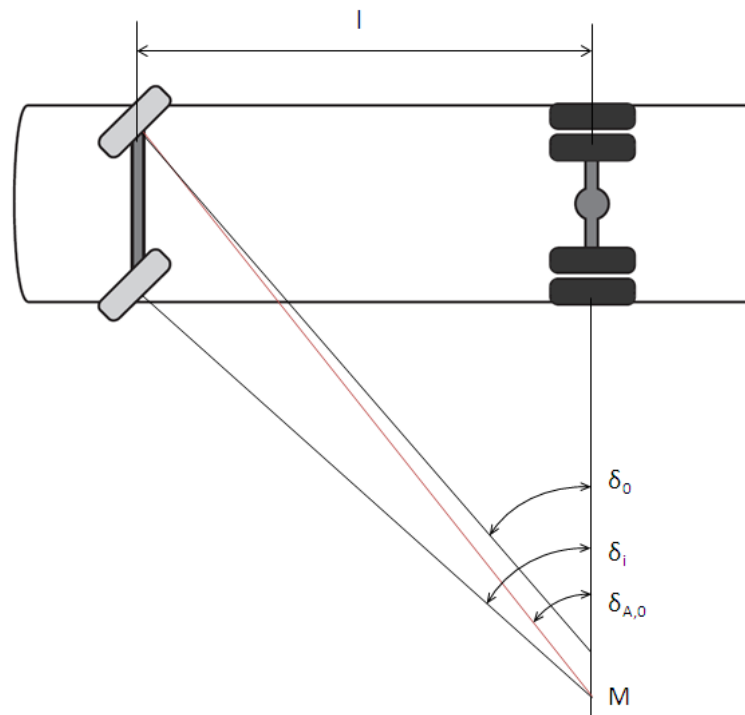


Abbildung 2.7.: Ackermannbedingung bei zweiachsigem Fahrzeug

Abbildung 2.8 zeigt die ideale Lenkungsauslegung nach Ackermann sowie die Auslegung für PKW und LKW. Aufgetragen sind in diesem Diagramm auf der Abszisse der Lenkwinkel am kurveninneren Rad δ_i und auf der Ordinate der Lenkdifferenzwinkel zwischen kurvenäußeren und -innerem Rad $\Delta\delta = \delta_0 - \delta_i$. Beim LKW ist die Annäherung an den idealen Ackermann, wie zuvor erwähnt, gut zu sehen, demgegenüber steht die sich entfernende PKW-Auslegung.

Beim Nutzfahrzeug wird um den Reifenverschleiß und die Lenkkräfte gering zu halten, versucht, den Lenkfehler möglichst klein zu halten und somit die Ackermann-Bedingung zu realisieren. Besondere Bedeutung haben hier die Bereiche in denen das Fahrzeug rangiert, also bei großen Lenkwinkeln.

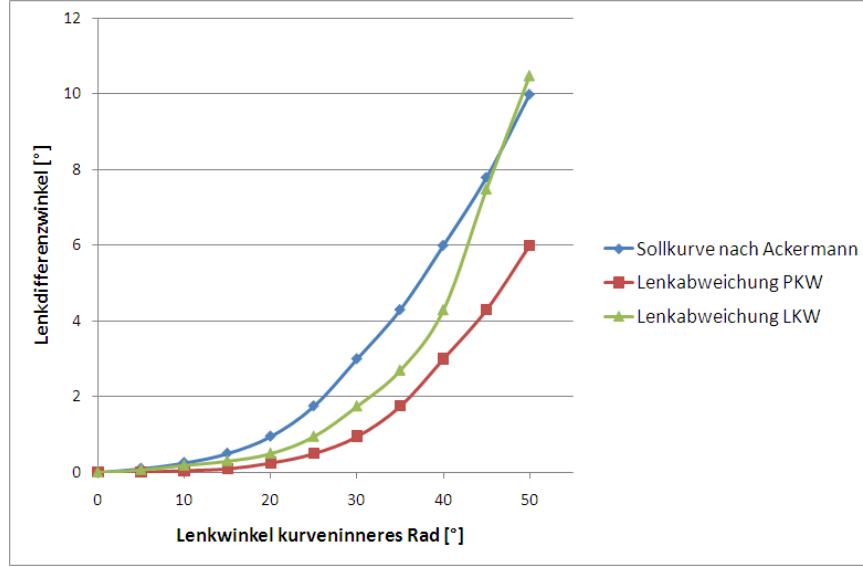


Abbildung 2.8.: Lenkwinkel - Lenkdifferenzwinkel

2.4. Lenkfehler bei zwei Achsen

Als Lenkfehler ϕ wird die Abweichung vom idealen Ackermannwinkel $\delta_{A,0}$ für den Lenkwinkel des kurvenäußeren Rader δ_0 bezeichnet. Er ist über die Beziehung

$$\phi = \delta_{A,0} - \delta_0 \quad (2.1)$$

definiert, welche die Differenz zwischen dem Ackermannwinkel und dem tatsächlichen Lenkwinkel am kurvenäußeren Rad bildet.

Um den Lenkfehler ϕ über die Geometrie zu berechnen, bestimmt man zuerst den Radstand in der Fahrbahnebene l_F aus dem Achsabstand l und der Nachlaufstrecke aus dem Reifenhalbmesser r_{Rad} und dem Nachlaufwinkel τ .

$$l_F = l + r_{Rad} \tan \tau \quad (2.2)$$

Danach den Abstand der Lenkachsen b_F aus Faustspur b_0^* , Reifenhalbmesser r_{Rad} und Spreizung σ .

$$b_F = b_0^* + r_{Rad} \tan \sigma \quad (2.3)$$

Mit der geometrischen Abhängigkeit der Strecke A , definiert als die Strecke zwischen Pol M und dem kurveninneren Achszapfen, erhält man den Radlenkwinkel für das kurveninnere Rad δ_i

$$\frac{l_F}{A} = \tan \delta_i \quad (2.4)$$

Es kann nun der Ackermannwinkel des kurvenäußeren Rades $\delta_{A,0}$ über die Strecke A gebildet werden

$$\frac{l_F}{A + b_F} = \tan \delta_{A,0} \quad (2.5)$$

woraus man den Lenkfehler ϕ bestimmen kann

$$\phi = \delta_{A,0} - \arctan \frac{l_F}{b_F + l_F \tan \delta_i} \quad (2.6)$$

In Abbildung 2.9 sind die erwähnten Winkel und Längen übersichtlich abgebildet. Rot dargestellt ist der benötigte Winkel für eine Lenkungsauslegung nach Ackermann.

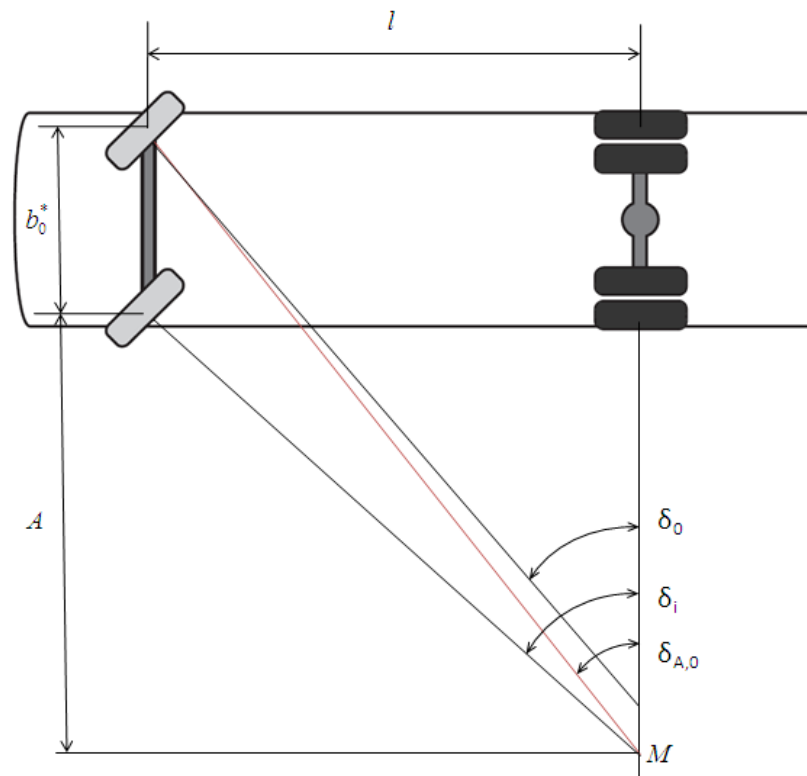


Abbildung 2.9.: Größen zur Bestimmung des Lenkfehlers bei einem 2-achsigen Fahrzeug

2.5. Lenkfehler bei drei Achsen

Der Lenkfehler ϕ für ein 3-achsiges Fahrzeug mit zwei gelenkten Achsen berechnet sich ähnlich zum Zweiachser und wird für die Achskonfiguration eines Fahrzeuges mit Vorlaufachse gezeigt.

Bei mehreren gelenkten Vorderachsen wird der Lenkfehler auf das kurveninnere Rad der ersten Vorderachse bezogen und man erhält neben dem Lenkfehler im Lenktrapez der ersten Achse ϕ_1 auch einen Lenkfehler der zweiten gelenkten Achse ϕ_2 gegenüber der ersten gelenkten.

Die Abstände der Lenkachsen b_{F1} , b_{F2} werden aus den jeweiligen Faustspuren b_1^* , b_2^* , den Reifenhalmessern r_{Rad1} , r_{Rad2} und den Spreizungen σ_1 , σ_2 errechnet.

$$b_{F1} = b_1^* + r_{Rad1} \tan \sigma_1 \quad (2.7)$$

$$b_{F2} = b_2^* + r_{Rad2} \tan \sigma_2 \quad (2.8)$$

Die Radstände in der Fahrbahnebene l_{F1} , l_{F2} ergeben sich analog zum Lenkfehler bei zwei Achsen mit den Achsabständen l_1 , l_2 und den Nachlaufwinkeln τ_1 , τ_2 zu

$$l_{F1} = (l_1 + l_2) + r_{Rad1} \tan \tau_1 \quad (2.9)$$

$$l_{F2} = l_2 + r_{Rad2} \tan \tau_2 \quad (2.10)$$

Mit der geometrischen Abhängigkeit der Strecke A erhält man die Radlenkwinkel für die kurveninneren Räder $\delta_{VA1,i}$, $\delta_{VA2,i}$

$$\frac{l_{F1}}{A} = \tan \delta_{VA1,i} \quad (2.11)$$

$$\frac{l_{F2}}{A} = \tan \delta_{VA2,i} \quad (2.12)$$

Nun können die Ackermannwinkel der kurvenäußeren Räder $\delta_{VA1,A,0}$ und $\delta_{VA2,A,0}$ über die Strecke A gebildet werden

$$\frac{l_{F1}}{A + b_{F1}} = \tan \delta_{VA1,A,0} \quad (2.13)$$

$$\frac{l_{F2}}{A + b_{F2}} = \tan \delta_{VA2,A,0} \quad (2.14)$$

woraus die Lenkfehler ϕ_1 und ϕ_2 bestimmen werden

$$\phi_1 = \delta_{VA1,A,0} - \arctan \frac{l_{F1}}{b_{F1} + l_{F1} \tan \delta_{VA1,i}} \quad (2.15)$$

$$\phi_2 = \delta_{VA2,A,0} - \arctan \frac{l_{F2}}{b_{F2} + l_{F2} \tan \delta_{VA2,i}} \quad (2.16)$$

Abbildung 2.10 zeigt ein Nutzfahrzeug mit Vorlaufachse sowie die benötigten Winkel und Längen, um den Lenkfehler zu berechnen. Rot dargestellt sind die benötigten Winkel für eine Lenkungsauslegung nach Ackermann.

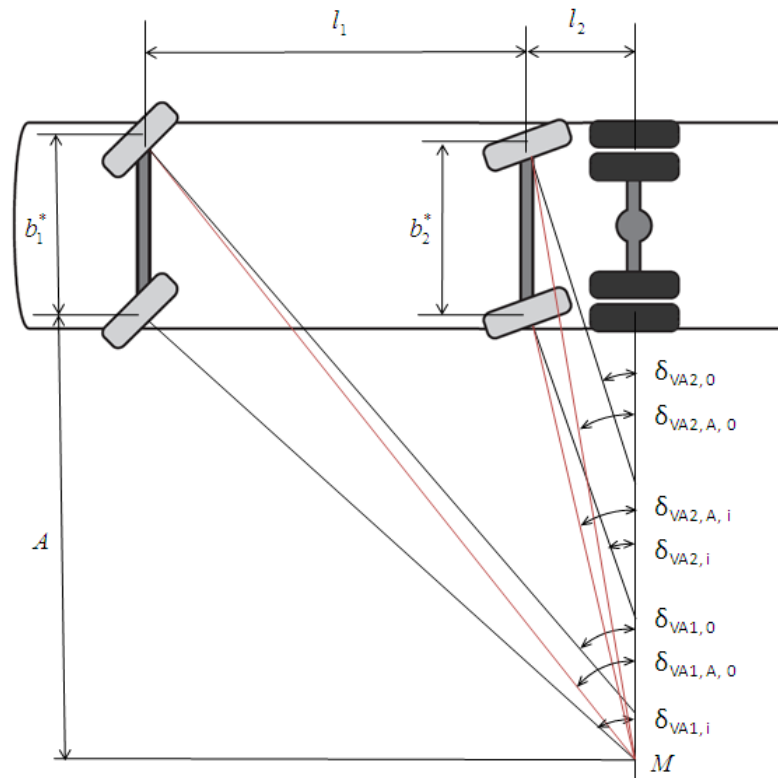


Abbildung 2.10.: Größen zur Bestimmung der Lenkfehler bei 3-Achser mit Vorlaufachse

Eine Nachlaufachskonfiguration, berechnet sich analog zu einem Nutzfahrzeug mit Vorlaufachse und deswegen wird auf eine ausführliche Darstellung der Berechnung verzichtet.

2.6. Lenkungsauslegung von zwangsgelenkten Laufachsen

Die Auslegung hydraulisch zwangsgelenkter Vor- und Nachlaufachsen wird mit Hilfe der Ackermann-Bedingung erreicht. Es darf jedoch keinesfalls genau nach der Ackermann-Bedingung an der Laufachse gelenkt werden, da an der Vorderachse ein Lenkfehler existiert. Das kurvenäußere Rad an der Laufachse hätte, aufgrund des Lenkfehlers im Lenktrapez, einen enormen Verschleiß, da es über die Straße „radiert“. Deswegen wird der Mittelwert der Radlenkwinkel an Vorder- und Laufachse approximiert. Adhäsionsgelenkte Laufachsen hätten immer den richtigen Radlenkwinkel, wenn sie kein Reifenrückstellmoment besitzen würden. Dieses Moment resultiert aus dem Bohrmoment im Reifenlatsch sowie Sturz- und Spreizungswinkeln. Zur Herleitung des Reifenrückstellmomentes bei kleinen Geschwindigkeiten sowie vernachlässigten Radlastverlagerungen sei auf [20] verwiesen. Durch den großen Nachlaufwinkel versucht eine adhäsionsgelenkte Laufachse mit minimalen Schräglaufwinkeln der Lenkbewegung des Fahrzeuges zu folgen. Der Radlenkwinkel kann bei der zwangsgelenkten Laufachse oder elektrohydraulischen Laufachse (EHLA) verbessert werden, da das Reifenrückstellmoment kompensierbar ist.

Die Berechnung des Reifenrückstellmomentes für Laufachsen erfolgt mit Hilfe der in Kapitel 2.5 beschriebenen geometrischen Abhängigkeiten. Sie sieht wie folgt aus:

Zuerst wird der mittlere maximale Radlenkwinkel $\bar{\delta}_{VA}$ der ersten Vorderachse aus den Radeinschlagwinkeln von kurvenäußeren $\delta_{VA,0}$ und -innerem $\delta_{VA,i}$ ermittelt

$$\bar{\delta}_{VA} = \frac{\delta_{VA,0} + \delta_{VA,i}}{2} \quad (2.17)$$

Als nächstes errechnet sich der Abstand A mit dem Radstand in der Fahrebene l_{F1} zu

$$A = \frac{l_{F1}}{\tan \bar{\delta}_{VA}} \quad (2.18)$$

mit dem nun der mittlere Radlenkwinkel der Laufachse $\bar{\delta}_{LA}$, unter Berücksichtigung des Abstandes der Lenkachsen an den Laufachsen b_{F2} , bestimmt werden kann:

$$\bar{\delta}_{LA} = \arctan \frac{l_{F2}}{A + b_{F2}} \quad (2.19)$$

Abbildung 2.11 zeigt die beschriebenen Winkel und Längen zur Berechnung des mittleren Radlenkwinkels. Rot dargestellt sind die benötigten Winkel für eine Lenkungsauslegung nach Ackermann.

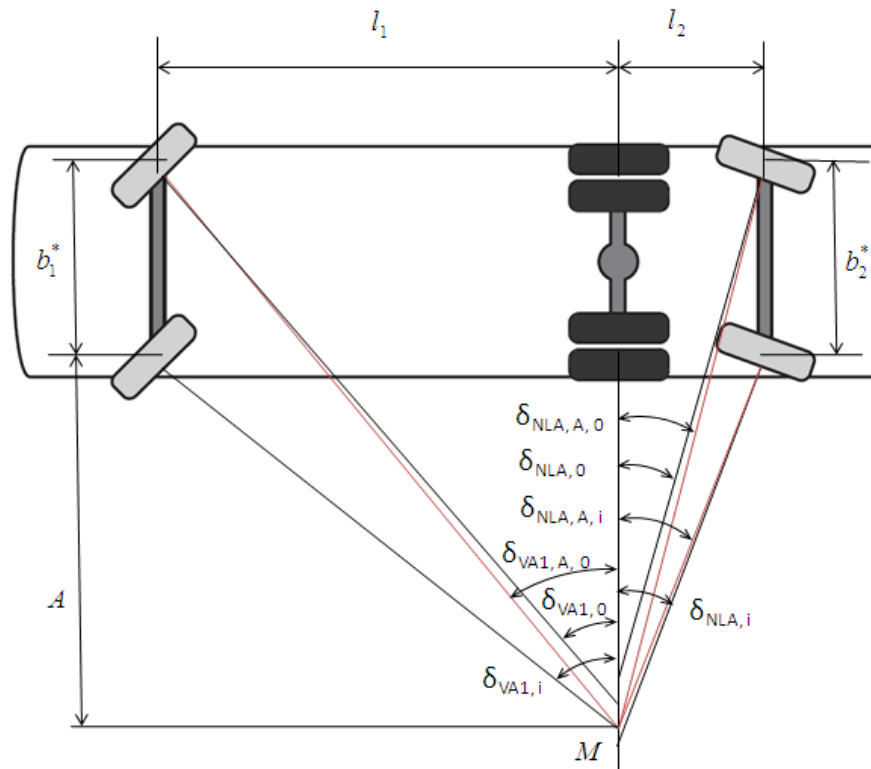


Abbildung 2.11.: Darstellung Ackermannlenkung bei 3-Achser mit Nachlaufachse

Um nun ein fiktives Reifenrückstellmoment¹ zu erlangen, wird noch die Radaufstandskraft F_{ZLA} mit dem Winkel $\bar{\delta}_{LA}$ multipliziert, um dadurch den Reifenverschleiß an der Laufachse

¹Eine exakte Berechnung des Reifenrückstellmoment ist auf Grund einer zu langen Berechnungszeit nicht zielführend

zu berücksichtigen.² Somit ist das Rückstellmoment der Laufachse eine Funktion des mittleren Radlenkwinkels $\bar{\delta}_{LA}$ der Laufachse sowie der Radaufstandskraft $F_{Z_{LA}}$

$$M_{Rück} = f(\bar{\delta}_{LA}, F_{Z_{LA}}) \quad (2.20)$$

Für die Auslegung der Einschlagwinkel bei zwangsgelenkten Laufachsen wird nun bei langsamer stationärer Kreisfahrt das Moment $M_{Rück}$ auf den linken Radträger der Vorderachse aufgebracht. Durch die vorhandene Spurstange wird eine Lenkbewegung am rechten Rad realisiert, die Laufachse wird somit überlenkt, und es werden variierende Schräglaufwinkel an jeder einzelnen Achse erhalten.

Abbildung 2.12 zeigt die einzelnen Stufen bei denen der Winkel am Drehzapfen erhöht wird. Auf der Abszisse ist die Simulationszeit in Sekunden und auf der Ordinate der Radlenkwinkel in Grad dargestellt. Die schwarze durchgezogene Linie zeigt den Radlenkwinkel der Laufachse und die rote strichlierte den Lenkwinkel an der Vorderachse. Die Vorderachse lenkt in sieben zuvor definierten Stufen bis zum maximalen Lenkeinschlag. Zwischen den einzelnen Stufen verweilt der Lenkwinkel an der Vorderachse, damit das Fahrzeug sich auf einer konstanten Kreisfahrt befindet. Nun wird das zuvor berechnete Moment $M_{Rück}$ auf den linken Radteil der Laufachse aufgebracht und überlenkt die Achse in diesem Zustand.

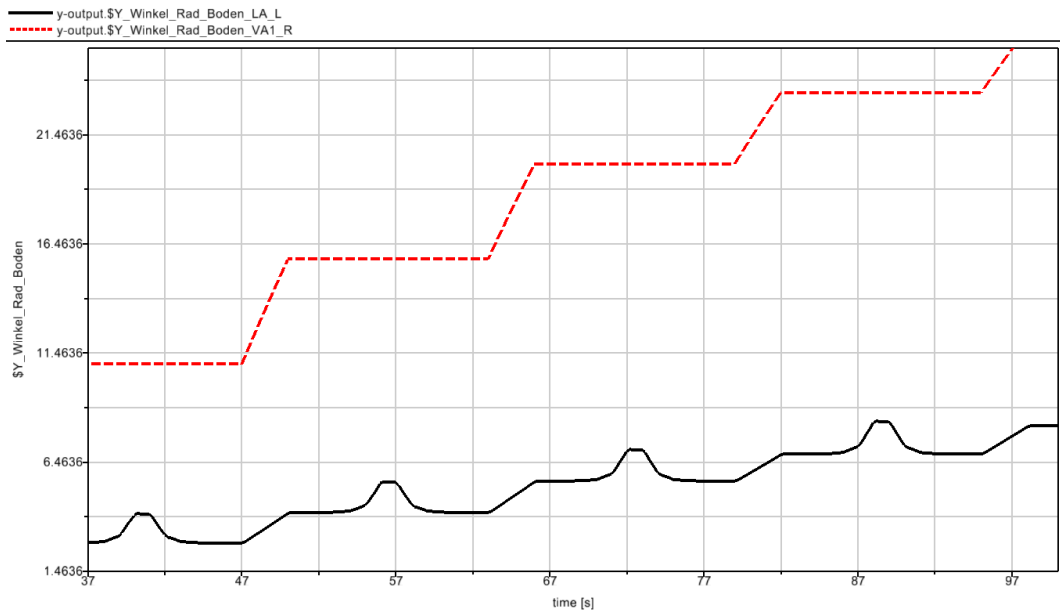


Abbildung 2.12.: Lenkwinkel an der Vorder- und Laufachse

Die unmittelbaren Auswirkungen auf dieses zusätzliche Moment zeigt Abbildung 2.13. Auf der x-Achse ist die Simulationszeit in Sekunden und auf der y-Achse der Schräglaufwinkel in Radiant dargestellt. Der Schräglaufwinkel der Vorderachse ist schwarz durchgezogen, der der Triebachse strichliert und der der Laufachse punktiert dargestellt. Bei einer Überlenkung der Laufachse, man beachte z.B. den Bereich zwischen der 52. und 62. Sekunde, ändern sich die

²MAN interne Vorgehensweise

Schräglaufwinkel an allen drei Achsen. An Vorder- und Nachlaufachse erhöhen sie sich, an der Triebachse wird er jedoch markant kleiner und es kann der Reifenabtrieb gesenkt werden.

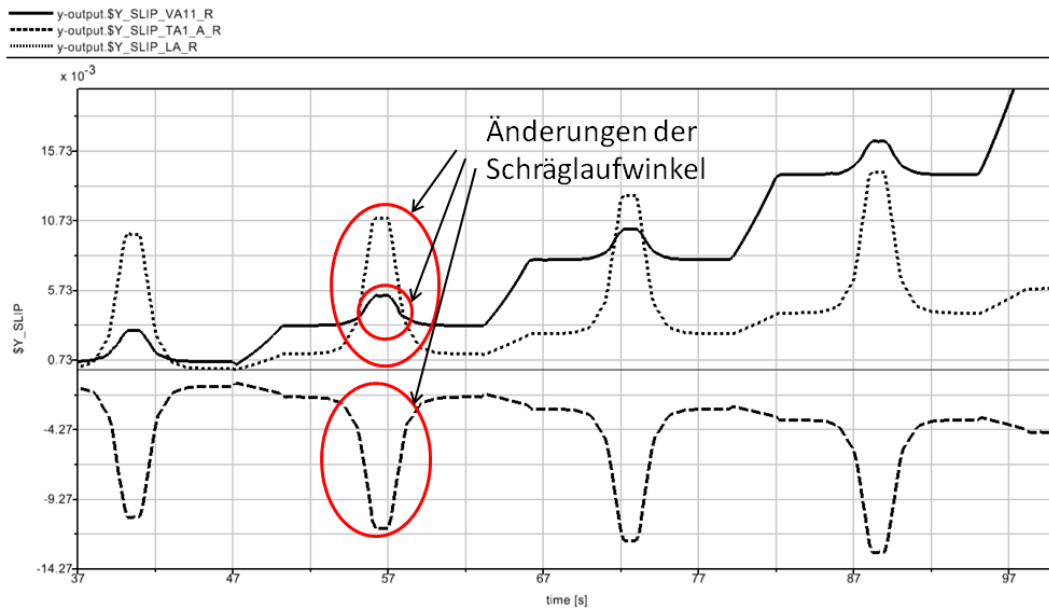


Abbildung 2.13.: Schräglaufwinkel an Vorder-, Trieb- und Laufachse

In Kapitel 6.4 erfolgt die Untersuchung eines Fahrzeuges mit EHLA mit der beschriebenen Methode. Simulationsergebnisse werden diskutiert und Rückschlüsse auf die Auslegung gezogen.

3. Mehrkörpersimulation

Nach der Vorstellung des Nutzfahrzeuges und seinen Unterschieden zum PKW in Kapitel 1 zeigte Kapitel 2 lenkungs kinematischen Größen und ihrer Einflüsse. In diesem Kapitel soll die Mehrkörpersimulation kurz diskutiert werden, um die unterschiedlichen Berechnungsmethoden vorzustellen und die Modellierungsgrundlagen für das in Kapitel 4 beschriebene Modell darzustellen.

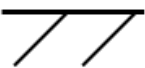


In Abschnitt 3.1 werden unterschiedliche Anordnungen von Körpern und Gelenken in einem Mehrkörper-System vorgestellt. Nach einer kurzen Einführung in die computerorientierte Aufbereitung, Abschnitt 3.2, erfolgt eine Beschreibung der MKS-Software SIMPACK, Abschnitt 3.3, seines Berechnungsalgorithmus, Abschnitt 3.3.1, und dem Zusatzmodul Code Export in Abschnitt 3.4.

3.1. Topologie von Mehrkörpersystemen

MKS-Programme benötigen immer ein Inertialsystem. Aus den Elementen massebehafteter Körper und idealisierter masseloser Gelenke bilden sich verschiedenste Anordnungen.

Für die folgende Darstellung der möglichen Topologien eines MKS-Systems werden die Symbole aus Tabelle 3.1 verwendet.

Tabelle 3.1.: Bedeutung der Symbole bei der Anordnung von Körpern und Gelenken

	Inertialsystem		Gelenk
	Körper		

Wiese

Sind alle Körper des MKS-Systems nur mit dem Inertialsystem, und nicht untereinander kinematisch verbunden, dann spricht man von einer Wiesenanordnung. Abbildung 3.1 zeigt die Wiesentopologie.

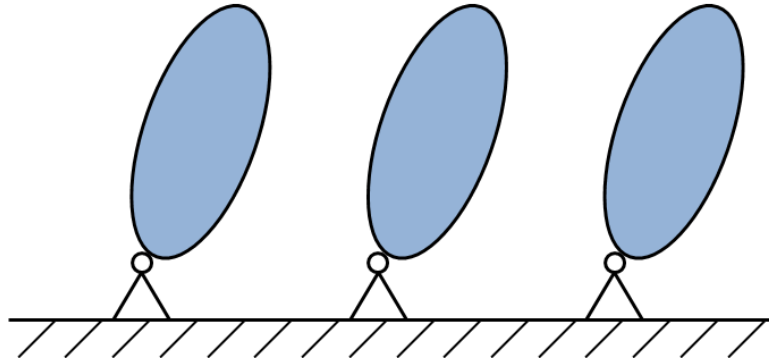


Abbildung 3.1.: Wiesen Struktur

Kette

Wenn alle Körper des MKS-Systems, außer dem Endkörper, mit zwei Gelenken verbunden sind, wird von einer Kettenstruktur, Abbildung 3.2, gesprochen. Durch diese Anordnung hat jeder Körper einen eindeutigen Vorgänger und Nachfolger. Ein MKS-Modell muss aber nicht nur aus einer einzigen Kette bestehen. Sind mehrere Ketten vorhanden, dann wird diese Topologie als Kettenwiese bezeichnet.

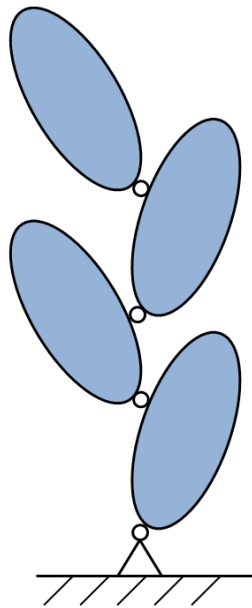


Abbildung 3.2.: Ketten Anordnung

Baum

Ein jeder Körper hat, wenn das MKS-Modell in Richtung des Inertialsystems durchschritten wird, genau einen Nachfolger, aber eine beliebige Anzahl an Vorgängern. Ist das MKS-System nach dieser Topologieform modelliert, dann ist eine Baumstruktur, Abbildung 3.3, vorhanden. Existieren mehrere Bäume in einem System, dann wird von einem Wald gesprochen.

Die zuvor erklärte und dargestellte Kettenstruktur ist ein Sonderfall der Baumstruktur. Wird bei den Topologien Wiese, Kettenwiese oder Wald das Inertialsystem zum ersten Körper im System entsteht eine Baumstruktur.

Baumstrukturen sind offene kinematische Ketten und bei der Modellierung eines MKS-Systems immer anzustreben. Sie bieten dem Integrator die Möglichkeit rekursive Algorithmen zu verwenden und gestalten dadurch die Berechnung relativ einfach.

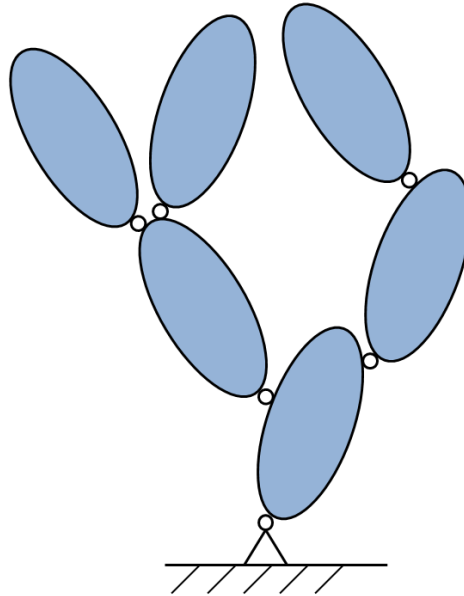


Abbildung 3.3.: Baum Struktur

Schleife

Bei kinematischen Schleifen ist die bei Baum- und Kettenstruktur eindeutige Vorgänger und Nachfolger Struktur nicht gegeben. Es besteht die Möglichkeit über unterschiedliche Wege von einem Körper zum nächsten zu gelangen. Das System enthält die gleiche Anzahl an Schleifen wie Zwangsbedingungen, die zur Darstellung einer Baumstruktur, entfernt werden müssen.

Eine mögliche Schleifenstruktur zeigt Abbildung 3.4.

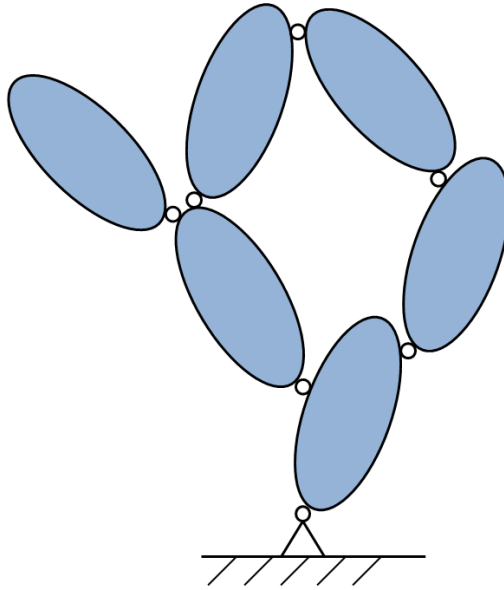


Abbildung 3.4.: Kinematische Schleifen Struktur

Kinematische Schleifen bereiten bei der mathematischen Aufbereitung, durch die große Zahl von nichtlinearen Bindungsgleichungen, welche die Körperkoordinaten erfüllen müssen, Probleme. Für diese Topologie bietet SIMPACK einen speziellen Algorithmus an, der in Kapitel 3.3.1 näher vorgestellt wird.

Der Umgang des MKS-Programmes mit den unterschiedlichen Strukturen wird in Kapitel 3.3.1 näher beschrieben.

3.2. Computerorientierte Aufbereitung

Durch die große Anzahl von Bewegungsgleichungen bei der Analyse von aufwendigen Starrkörpersystemen ist eine Computerunterstützung notwendig. Bei den Berechnungsprogrammen - gängige Softwarepakete sind ADAMS und SIMPACK [28] - werden zwei unterschiedliche Konzepte zur Generierung der Bewegungsgleichungen verfolgt:

- Numerische Form
- Symbolische Form

Bei SIMPACK, das in Kapitel 3.3 näher beschrieben wird, kommt das erste Konzept zum Einsatz.

Um von der kinematischen Formulierung zu den Bewegungsgleichungen zu gelangen, wird meistens eine der folgenden Methoden verwendet:

- d'Alembert'sches Prinzip
- Lagrang'sche Gleichungen zweiter Art

Für die Beschreibung der Verfahren wird auf [28] verwiesen. Das MKS Programm SIMPACK arbeitet nach dem d'Alembert'schen Prinzip mit generalisierten Koordinaten [12].

3.3. SIMPACK

Dieses Kapitel beschreibt die Grundfunktionen sowie den Berechnungsformalismus des Programmes. Aus der Literatur [12] kann weitere Information entnommen werden.

SIMPACK ist ein MKS-Programm zur Berechnung von Bewegungen und Kräften in einem 3-dimensionalen mechanischen System. Es ermöglicht unter anderem die Simulation von großen, nichtlinearen Bewegungen der Körper und elastischen Deformationen.

Die MKS-Anwendung SIMPACK ist, ähnlich wie andere am Markt erhältliche Simulationsprogramme, in drei wesentliche Bereiche untergliedert:

- Pre-Processor
- Solver
- Post-Processor

Abbildung 3.5 zeigt die einzelnen Bereiche und führt Module und Schnittstellen an.

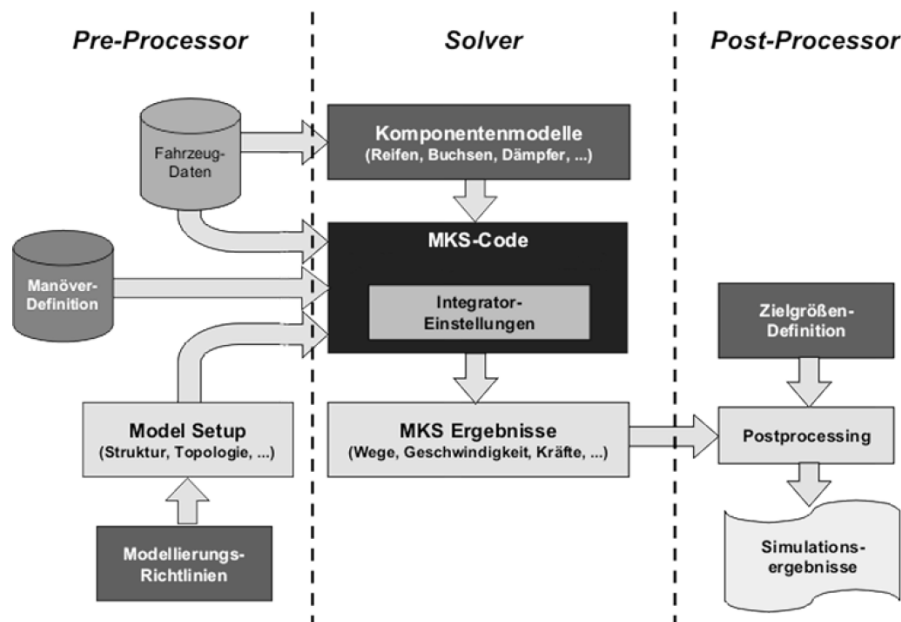


Abbildung 3.5.: Entwicklungsumwelt einer MKS Software [16]

Pre-Processor

Der Pre-Processor ist in SIMPACK als 3D-Umgebung integriert und stellt alle Funktionen zur Modellbildung zur Verfügung. Die Grundfunktionen zur Erzeugung eines Körpers und dessen Verbindungen sind physikalische Gelenke (Joints), mathematische Zwänge (Constraints) oder Kraftelemente, wobei eine Erzeugung mit möglichst wenig Constraints anzustreben ist. Der Pre-Processor umfaßt zusätzlich eine SIMPACK Control Loop, mit der Regelfunktionen in das Modell implementiert werden können.

Um mehrdimensionale Parametereingaben zur dynamischen Simulation zu verwenden, stellt SIMPACK Input Functions und Arrays zur Verfügung, die Kennlinien von z.B. Lenkgetriebe

enthalten. Zudem ist es in SIMPACK möglich, das Modell mittels Substitution Variables¹ zu erstellen und somit die Parameter einfach zu variieren.

Solver

Der Solver löst die Bewegungsgleichungen, welche sich durch Modellbildung im Pre-Processor ergeben. Er kann vom Benutzer durch unterschiedliche Einstellungen konfiguriert werden. Solche Einstellungen sind z.B. Simulationszeit, Fehlertoleranz und Schrittweite für die Berechnung.

Der Solver von SIMPACK bietet die Eigenschaft die Simulationszeit zu verkürzen indem nur Gleichungen gelöst werden, die im MKS-System relevant sind. Das bedeutet, dass eine Verringerung der zu lösenden Gleichungen durch die Herabsetzung von Freiheitsgraden im Gesamtsystem erreicht wird.

Post-Processor

Im Post-Processor findet die Auswertung und Darstellung der Simulationsergebnisse statt. Er bietet eine große Anzahl an Funktionen für die Diagrammerstellung sowie Rechen- und Auswerteverfahren für die Ergebnisse.

3.3.1. Berechnungsalgorithmus (nach [25])

Die Aufgaben des Algorithmus bestehen, mit \dot{z} , z und t zur Beschreibung der Bewegungen des Systems, aus:

- Formulierung der nicht linearen Differentialgleichungen

$$\ddot{\underline{z}} = g_1(\dot{z}, z, t) \quad (3.1)$$

- Berechnung der Zwangskräfte in den masselosen Verbindungen (Joints), welche die Bewegung zwischen zwei Körper einschränken

$$\underline{f}^z = g_2(\dot{z}, z, t) \quad (3.2)$$

In SIMPACK besteht die Möglichkeit, die Kinematik von Körpern in relativen, absoluten oder gemischten Koordinaten darzustellen. SIMPACK selbst beschreibt die Kinematik des Systems jedoch nur mit relativen Koordinaten. Das bedeutet, dass ein relativer Vektor \underline{r}_{ij} , zwischen den beiden Körpern i und $j = i + 1$, durch Minimalkoordinaten \underline{z}_j des Gelenks beschrieben wird. Durch diese Beschreibung der Körper wird in SIMPACK ein Minimalkoordinaten-Algorithmus verwendet, der die Bewegungsgleichungen in einer Form aufstellt, bei der nur

¹Fix im Programm verankerte Variablen, die sich aus unterschiedlichen (Eingangs-)Parameter zusammensetzen können

noch die Freiheitsgrade der Gelenke als Bewegungskordinaten verwendet werden. \underline{r}_{ij} setzt sich wie folgt zusammen:

$$\underline{r}_{ij} = \underline{r}_{ij}(\underline{z}_j, t) \quad (3.3)$$

Als Beispiel für den rekursiven Aufbau sei der 6×1 Beschleunigungsvektor \underline{a}_j des Körpers j mit

\mathbf{C}_j	6×6 Drehmatrix
\underline{a}_i	6×1 Vektor der Absolutbeschleunigung des Körpers i
n	Anzahl der Freiheitsgrade des Gelenks j
\mathbf{J}_j	$6 \times n$ Gelenksjacobi Matrix
\underline{z}_j	$n \times 1$ Vektor der Gelenksfreiheitsgrade des zu Körper j gehörenden Gelenks
\underline{b}_j	6×1 Vektor der Relativ- und Coriolisbeschleunigungen

beschrieben als

$$\underline{a}_j = \mathbf{C}_j \underline{a}_i + \mathbf{J}_j(\underline{z}_j, t) \ddot{\underline{z}}_j + \underline{b}_j(\dot{\underline{z}}_j, \underline{z}_j, t) \quad (3.4)$$

Mit Hilfe des Minimalkoordinaten Algorithmus ist es möglich eine Topologie in Baumstruktur zu erhalten und die Kinematik rekursiv aufzubauen. Eine rekursiv aufgebaute Kinematik bedeutet, dass die absoluten Koordinaten des Körpers j sich aus den Absolutwerten von i und der Relativbewegung zwischen i und j zusammensetzen.

Abbildung 3.6 zeigt eine kinematische Kette, den Vektor \underline{r}_{ij} sowie die Zwangskräfte und -momente $\underline{f}_{i,j}^z$.

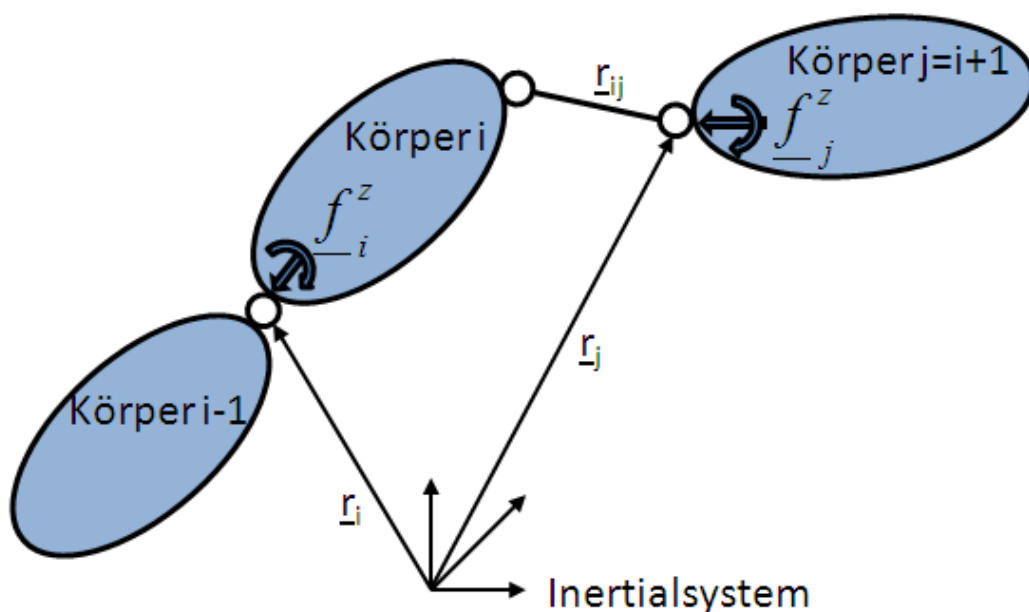


Abbildung 3.6.: Körper in einer Kettenstruktur

Um ein MKS-System nach dem Minimalkoordinaten-Algorithmus zu modellieren wird jedem Körper nur ein Gelenk zur Verfügung gestellt. Dieses Gelenk wird nun entweder mit dem Inertialsystem verbunden, wodurch eine Wiesenstruktur oder ein neuer Baumstamm entsteht, oder an einen bereits bestehenden Körper gehängt. Um den neuen Körper mit einem bestehen zu verbinden ist es notwendig, dass der Vorgängerkörper einen Marker besitzt.

Diese zwei Regeln zur Modellierung eines MKS-Systems in SIMPACK führen zu einer Baumstruktur, die durch die endliche Zahl von Freiheitsgraden ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen (Ordinary differential Equation - ODE) darstellt.

Die verwendeten Größen bei der Bewegungsgleichung zwischen den Körpern i und j sind

\mathbf{M}_i	6×6 Massenträgheitsmatrix
$\underline{h}_i(\dot{z}, z, t)$	6×1 Vektor der angreifenden und gyroskopischen Kräfte
\mathbf{C}_j	6×6 Drehmatrix
$\underline{f}_{i,j}^z$	6×1 Vektoren der Zwangskräfte und -momente bei den Körpern i, j

und führen auf die Form

$$\mathbf{M}_i(z, t) \underline{a}_i = \underline{h}_i(\dot{z}, z, t) + \underline{f}_i^z - \mathbf{C}_j^T \underline{f}_j^z \quad (3.5)$$

Bei einer rekursiven Generierung der Bewegungsgleichung gilt es noch folgende Bedingungen zu beachten:

- Beschleunigung a_0 des ersten Referenzsystems am Beginn der Kette ist Null
- Am Ende der Kette sind die Zwangskräfte \underline{f}_n^z Null, da kein weiterer Körper folgt

Als Ansatz wird

$$\ddot{z}_i = \mathbf{P}_i(z, t) \underline{a}_{i-1} + \underline{p}_i(\dot{z}, z, t) \quad (3.6)$$

$$\underline{f}_i^z = \mathbf{K}_i(z, t) \underline{a}_{i-1} + \underline{k}_i(\dot{z}, z, t) \quad (3.7)$$

$$\underline{a}_i = \mathbf{C}_i \underline{a}_{i-1} + \mathbf{J}_i(z_i, t) \ddot{z}_i + \underline{b}_i(\dot{z}_i, z_i, t) \quad (3.8)$$

zur Lösung der Unbekannten \ddot{z}_i , \underline{f}_i^z , \underline{a}_i gewählt. Die Unbekannten sind durch lineare Funktionen der Absolutbeschleunigung von Körper $i - 1$ abgebildet. Die Zuordnung der unbekannten Matrizen P_i , p_i , K_i , k_i erfolgt über Rekursionen und ist in [25] beschrieben.

Die beschriebenen Gleichungen zur Kettenstruktur können ohne Bedenken in einer Baumstruktur verwendet werden. Die Festlegung der Indizes erfolgt analog zur Kettentopologie von innen nach außen.

Enthält das MKS-Modell eine oder mehrere Schleifen so unterliegt es weiteren Zwängen durch die Schleifenschließbedingung (Constraint). Es entsteht eine Differenzial-Algebraische

Gleichung (Differential Algebraic Equation - DAE) und ist numerisch ungünstiger zu lösen. Abbildung 3.7 zeigt die Zwangskräfte, die aus der Schließbedingung resultieren. Das System wird nun in eine baumähnliche Struktur, durch das Auftrennen der Schleifenschließbedingung, übertragen. Es wird analog zur Methode von Systemen in Ketten- oder Baumstruktur behandelt. Es treten jedoch zusätzlich Lagrangemultiplikatoren λ_S für die verallgemeinerten Zwangskräfte auf.

Für die Schleifenschließbedingung gibt es explizite und implizite Darstellungsformen der Zwangsbedingung. Im Folgenden soll nur die implizite Darstellungsform vorgestellt werden, welche von SIMPACK verwendet wird. Informationen zur expliziten Darstellungsform finden sich in [21].

Die Anzahl an Schleifenschließbedingungen bei der impliziten Darstellung ist ident mit der Anzahl der vom Constraint eingeschränkten Relativbewegungen. Zur Berechnung des relativen Vektors über die Schleifenschließbedingung wird, mit z als Minimalkoordinate des Systems in Baumstruktur, der Positionsvektor r_{kl} , als Vektordifferenz der Absolutbewegung der Koppelpunkte von Körper k und l , über diesen Joint gebildet

$$r_{kl} = g_4(z, t) \quad (3.9)$$

Zur Beschreibung der Dynamik erhält man ein DAE-System, mit NF als Anzahl der Minimalkoordinaten und $N\lambda$ als die Anzahl der Schleifenschließbedingungen, in der Form

$$\begin{array}{llll} \ddot{z} & = & g_1(\dot{z}, z, t, \lambda) & ; \quad NF \times 1 \\ g_2(z, t) & = & 0 & ; \quad N\lambda \times 1 \\ g_3(\dot{z}, z, t) & = & 0 & ; \quad N\lambda \times 1 \\ g_4(\ddot{z}, \dot{z}, z, t) & = & 0 & ; \quad N\lambda \times 1 \end{array} \quad (3.10)$$

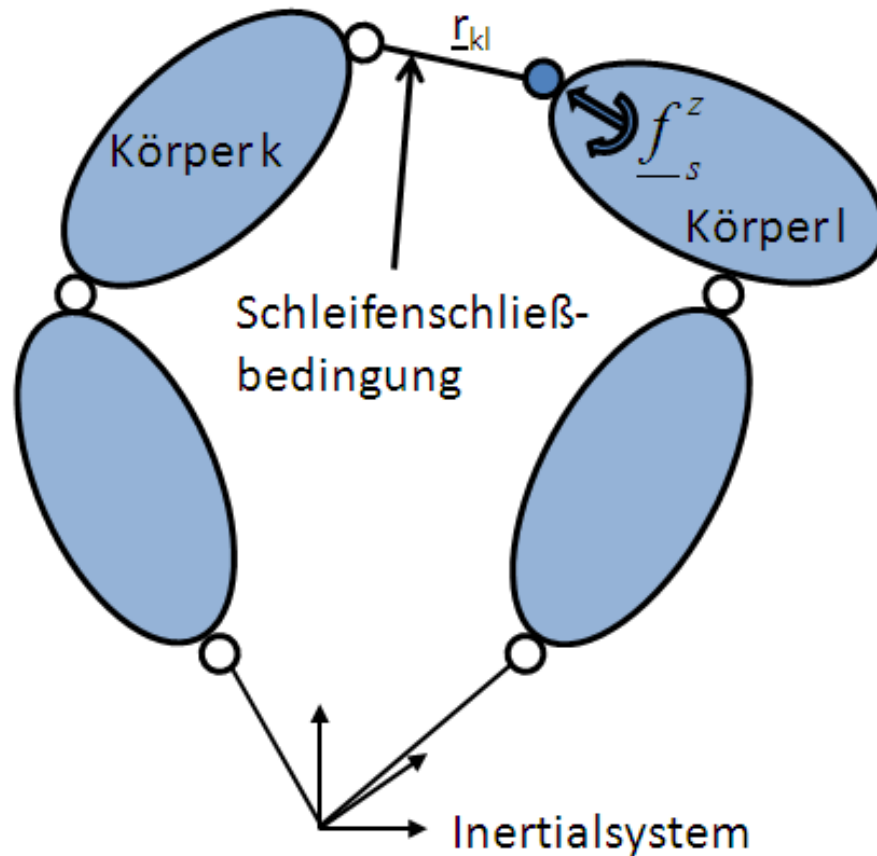


Abbildung 3.7.: Zwangskräfte durch eine Schleifenschließbedingung

Der Solver von SIMPACK verwendet zur Lösung von ODEs unter anderem den Euler-Integrator der zur Lösung der Gleichungen die Differentialgleichung in eine Iterationsgleichung umformt [26]. Zur Lösung von DAEs wird der SODASRT-Integrator benutzt der auf den Backward Differentiation Formula-Code DASSL [27] basiert. DASSL steht für Differential Algebraic System Solver und ist auf Grund seiner Stabilität und Robustheit der Standard um Differential Gleichungen zu lösen.

Aufgrund der erklärten Modellierungstopologien und der Anforderungen, die an den Integrator gestellt werden, ist es sinnvoll ein System möglichst als Baum oder Kette zu modellieren und keine oder nur eine geringe Anzahl an Constraints zu verwenden.

3.3.2. Marker und Markerorientierung

Jeder Körper hat in SIMPACK einen Joint, der als Anbindung zu jedem weiteren Körper verstanden wird und als Ursprung des körperfesten Koordinatensystems dient. Durch Marker, die generell im körperfesten Koordinatensystem angegeben sind, werden zusätzliche Anbindungspunkte geschaffen. SIMPACK erlaubt es den Joint eines Körpers mit einem Marker des zu koppelnden Körpers zu verbinden.

In SIMPACK gibt es unter anderem folgende Möglichkeiten Marker zu orientieren:

- PQR-Ausrichtung

- Kardanische Winkel im Raum (α, β, γ)
- Drehmatrix (3×3)
- Eulerwinkel (ψ, θ, ϕ)

Im Folgenden soll nun die Orientierung eines Markers mit Hilfe der PQR Marker Ausrichtung beschrieben werden. Sie wird im SimuLENK MKS-Modell für die Ausrichtung von Segmentwelle, Lenkstockhebel und Lenkgetriebe im Raum benötigt. Die PQR-Ausrichtung wurde aufgrund der Möglichkeit der Vektoranalyse im CAD-Programm CATIA, es werden die drei Komponenten des Vektors an den Benutzer geliefert, gewählt. Sie wird im folgenden Beispiel näher erklärt. Informationen zu den weiteren Verfahren der Markerorientierung können aus [12] entnommen werden.

Bei der PQR-Markerausrichtung wird durch die drei einzugebenden Marker P, Q und R eine Ebene aufgespannt. Der Koordinatenursprung in diesem neuen Marker liegt im P-Marker, welcher der Bezugspunkt des PQR-Markers ist. Mit der Festlegung des Q-Markers definiert sich die x-Achse. Die y-Achse wird mit Hilfe des R-Markers erstellt. Sie steht normal auf die x-Achse und ist ein Element der x-y Ebene. Die z-Achse der PQR-Ebene steht orthogonal auf diese im neuen Koordinatenursprung P (vgl. Recht-hand-Regel).

Abbildung 3.8 zeigt die Ausrichtung anhand des zuvor beschriebenen PQR-Markers.

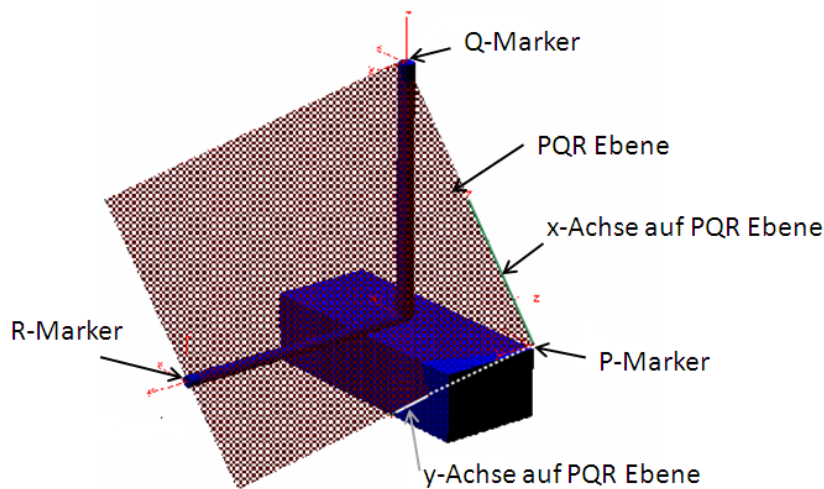


Abbildung 3.8.: PQR Marker Ausrichtung

3.3.3. User-Force-Element

Unter User-Force-Elementen werden an die Anforderungen des CAE-Entwicklers angepasste Kraftelemente verstanden. Sie setzen auf der Programmiersprache FORTRAN auf. Mit ihnen lassen sich unter anderem Kraftgesetze realisieren, die in SIMPACK noch nicht vorhanden sind. Beispiele für User-Force-Elemente in dieser Arbeit sind:

- die nichtlineare Lenkgetriebeübersetzung
- den Raumwinkel zwischen Hebel und Lenker projizieren und messen.

Bei User-Force-Elementen ist es möglich, verschiedenste bereits vorgefertigte Funktionen zu integrieren (z.B. hydraulische Elemente).

3.4. SIMPACK CodeExport

Soll ein System berechnet werden, ohne SIMPACK zu starten, dann wird dies mittels des AddOn CodeExport (CE) ermöglicht, das SIMPACK bereitstellt. Zur Ausführung des CE ist jedoch eine gesonderte Lizenz notwendig.

Der CE ist ein Preprocessing-Schritt, der aus dem MKS-Modell ein eigenständiges lauffähiges C- oder FORTRAN-Executable erstellt. Das Executable beinhaltet alle zur Berechnung notwendigen Differentialgleichungen - ODEs/DAEs - und Integrationsroutinen des Ausgangsmodells. Im Pre-Processor werden dem Modell die veränderbaren Parameter und die Ausgabekanäle der Simulation mitgeteilt.

Neben der Erstellung einer Executable bietet der CE auch die Möglichkeit mit MatLAB-Simulink zu interagieren. Die Verknüpfung erlaubt Reglerentwürfe, um z.B. Fahrer-Regler in einer Simulation darzustellen. So kann ein SIMPACK-Modell mittels des CE als S-function exportiert und in der Simulink Umgebung integriert werden, um weitere Analysen durchzuführen [11]. S-functions beschreiben komplette Simulink Blöcke, die aus Eingabe-, Zustands- und Ausgabevektor bestehen [19].

Um am Beginn der Simulation die Differentialgleichungen des Modells zu initialisieren, greift der CE auf ein Parameterfile zu. Auch auf weitere Dateien wie z.B.

- Reifendaten
- Trackdaten
- Input Functions

ist ein Zugriff möglich. Am Ende einer erfolgreichen Executable-Simulation erhält man neben der Protokoll-Datei, welche Informationen zur Lizenz, dem Modell und der Integration enthält, eine Comma Separated Values-Datei (CSV-Datei). In dieser CSV-Datei sind Ergebnisse der zuvor festgelegten Ausgabekanäle zu jedem definierten Zeitschritt enthalten. Es besteht nun die Möglichkeit, selbst das Post-Processing mit Hilfe dieser Datei durchzuführen.

Abbildung 3.9 zeigt den Datenaufbau und -fluss eines Modells, das mit CE berechnet wird.

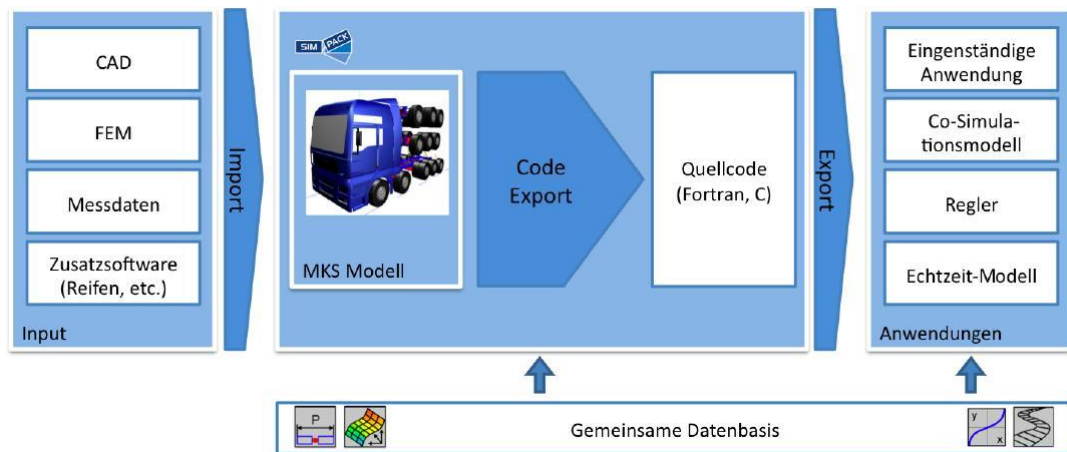


Abbildung 3.9.: SIMPACK CodeExport [17]

Die gesamten Möglichkeiten dieses Verfahrens zur Modellanalyse können in [13] nachgelesen werden. Auch die genauen Bedingungen mit denen das Modell erstellt werden muss, um den CE anzuwenden, sind ausführlich beschrieben. Im Folgenden sei hier eine Auswahl an Problemen aufgeführt, die zum einen in [13] beschrieben sind, jedoch andererseits während der Erstellung von SimuLENK auftraten:

- PQR Marker² müssen beim Erzeugen der Parameter-Datei auf Orthogonalität geprüft werden, da dies nicht der CE erledigt.
- Die Markerausrichtung mit einer Drehmatrix (3×3) oder Eulerwinkeln ist nicht möglich.
- Körper, die ohne Freiheitsgrade miteinander verbunden sind, werden als ein Körper betrachtet (dies führt beim CE zu Problemen, da die Körper miteinander verbunden werden)
- Parameter, für die im Pre-Processor keine numerischen Werte (NULL) vergeben wurden, finden beim CE keine Berücksichtigung.

Beim SIMPACK CE kommt es zu Einschränkungen in der Modellbildung, da es nicht möglich ist, wie in der MKS Software jedes Element zu verändern. Im Folgenden sind in der Tabelle alle Elemente aufgelistet, welche sich nach der Erstellung der CE-Executable noch modifizieren lassen.

Element	Eigenschaften
Körper	Marker Ausrichtung
	Marker Position
	Masse
	Schwerpunkt
Kraftelemente	Parameter
	Input Functions

Tabelle 3.2.: Veränderungsoptionen beim CodeExport [9]

²Rheonomes Gelenk

4. SimuLENK - Modell

Im vorhergehenden Kapitel 3 wurde das MKS-Programm SIMPACK und der CodeExport, der es ermöglicht das MKS-Modell autark als lauffähige .exe-Datei anderen Anwendern und Programmen zur Verfügung zu stellen, näher vorgestellt. In diesem Kapitel soll nun die Modellierung von SimuLENK, dem Lenkungssimulations-Modell der MAN Nutzfahrzeuge AG, beschrieben werden.

4.1. Einleitung

Um die Übersichtlichkeit bei großen Modellen, bspw. einem Gesamtfahrzeug, zu gewährleisten, wird das System in unterschiedliche Substructures aufgeteilt. In den aktuellen SIMPACK Versionen ist es jedoch noch nicht möglich, eine Substructure in eine weitere einzubinden. Substructures sind jedoch für eine spätere Modifikation oder Erweiterung des Modells hilfreich, da einzelne funktionale Elemente in ihnen gekapselt werden können.

Wichtige Kriterien bei der MKS-Simulation sind eine hohe Ergebnisgüte und eine niedrige Rechenzeit. Beim SimuLENK-Modell wurde, im Hinblick auf die Verwendung mit der SimuLENK-Software, auch die Kompatibilität des MKS-Modells mit dem CE-Modul gefordert. Die notwendige Kompatibilität resultiert aus dem Anwendungspaket, da das Modell nur im Verbund mit dem in Kapitel 5 beschriebenen Anwendungsprogramm eingesetzt wird. Weiters war es notwendig ein Modell mit allen Elementen der Nutzfahrzeuglenkung zu implementieren, da es beim CE nicht möglich ist einzelne Substructures auszutauschen.

Die Steuerung des Modells erfolgt für diese Arbeit primär im Parameter SYS-File. Diese Datei enthält unter anderem die Struktur des Modells mit Massen, Radständen, Positionen der Kugelhöfe für die Lenkungssysteme, Steifigkeiten und Konturpunkte des Aufbaus. Aus diesem File liest SIMPACK oder der CE die relevanten Größen zur Berechnung aus. Diese Art der Steuerung erleichtert die Änderung von Parametern, da es nicht notwendig ist, jeden Parameter einzeln im UserInterface von SIMPACK zu ändern.

4.2. Parametrierung des Modells

In diesem Kapitel wird die Bedeutung einiger Parameter und Steuerungsoptionen im SimuLENK-Modell näher erklärt.

Im Modell sind alle variablen Größen mit Substitution Variables realisiert, um eine hohe Modularität zu erreichen und die Berechnungen autonom ablaufen zu lassen. Um einzelne

Steuerungsparameter leichter identifizieren zu können, ohne das Modell öffnen zu müssen, wurden verschiedene Prä- und Postfixe vergeben, die in der folgenden Tabelle 4.1 dargestellt sind.

Teil im Namen	Bedeutung
<code>\$_SWITCH</code>	Steuerungsparameter dient zum Aktivieren von Antrieben, Lenktrapezen
<code>_C</code>	Federnsteifigkeit
<code>_L</code>	Berechnete Längen im Parameter-Set <code>\$_LK</code>

Tabelle 4.1.: Bedeutungen in Substitution Variables

Mit Hilfe der Steuerungsparameter werden im CE Modell alle weiterführenden Parameter geschaltet. So können z.B. die nicht verwendeten Steifigkeiten der Spurstangen auf Null gesetzt werden.

Über Input-Functions, sie ermöglichen mehrdimensionale zusätzliche Parametereingaben, werden folgende Eigenschaften des Modells geschaltet bzw. definiert:

- Lenkgetriebe-Kennlinien
- Lenkwinkel der ersten Vorderachse bei zwangsgelenkten Laufachsen
- Lenkmoment, das auf die Laufachse während der stationären Kreisfahrt aufgebracht wird, um den günstigsten Fall des Reifenverschleißes bei zwangsgelenkter Laufachse zu bestimmen

In den Input Functions sind die jeweiligen Kennlinien genau abgebildet.

4.3. Aufbau des Modells

Das SimuLENK MKS-Modell entspricht keinem realen kinematischen Fahrzeugmodell. Es stellt ein vereinfachtes Modell eines Nutzfahrzeuges dar, mit dem nur quasistationäre Fahrmanöver durchgeführt werden. Bei der Kurvenfahrt wird kein Wanken oder große Schräglaufwinkel berücksichtigt. Das Modell wird zur Verkürzung des Entwicklungsprozesses verwendet, indem der Konstrukteur selbstständig eine Lenkung auslegen kann.

Die Achsen sind generell als Rigid Bodies mit Massen und Massenträgheitsmomenten implementiert. Die erste Vorderachse ist fix, mit keinem Freiheitsgrad (Degree Of Freedom - DOF) mit dem Aufbau verbunden. Alle anderen Achsen sind über ein Pendelgelenkt mit dem Aufbau verbunden und abgesehen von der ersten Triebachse haben sie noch einen translatorischen Freiheitsgrad in z-Richtung um die Achse von der Fahrbahn anzuheben.

Die Anforderung an das Modell, auf Grund der Kompatibilität mit dem CE, ist unter anderem, in einem einzigen Modell alle verwendeten Achs- und Lenkungsvarianten abzubilden. Um die zweite Vorder-, Trieb- oder Laufachse zuschalten zu können, wurde nachfolgende Lösung realisiert.

Die zuschaltbaren Achsen sind mit Federn an der oberen Kante des Aufbaus befestigt und bekommen einen Freiheitsgrad in z-Richtung. Ist die Achse nicht benötigt, erhält die Feder eine hohe Steifigkeit, die auf die Achse wirkende Masse wird auf 1 kg¹ gesetzt und das Pendelgelenk sowie die Spurstange wird gesperrt, um die Simulation zu beschleunigen. Zu sehen ist eine solche Konfiguration des Modells in Abbildung 4.1, wo die zweite Triebachse und die Laufachse keinen Kontakt zur Fahrbahn haben.

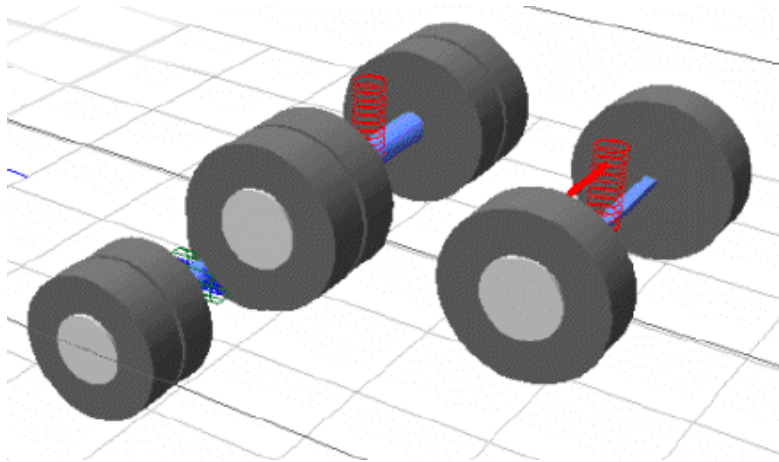


Abbildung 4.1.: Angehobene Achsen [9]

Durch das Setzen der Feder mit einer Steifigkeit von 1 N/m und Aufbringen der auf die Achse wirkenden Masse wird die Achse in Kontakt mit dem Boden gebracht, wie Abbildung 4.2 zeigt.

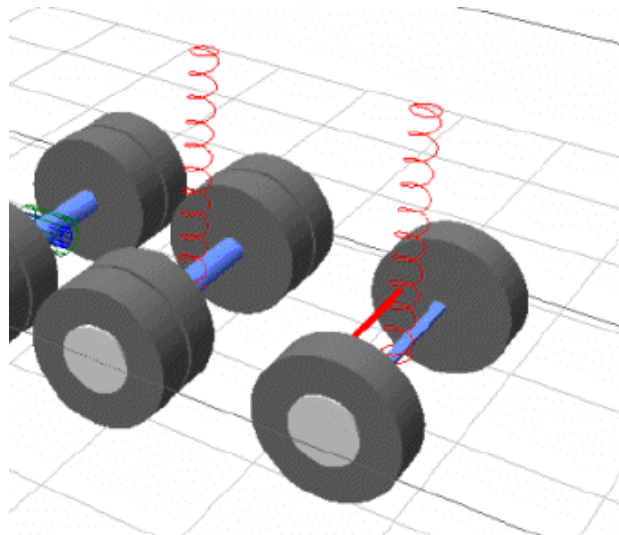


Abbildung 4.2.: Bodenkontakt der Achsen [9]

Um die geforderten unterschiedlichen Anlenkungsvarianten richtig zu schalten, werden die Elastizitäten der Spurstangen, Lenkschubstangen und der Schleppstange gesetzt. Diese Stangen sind als Federn modelliert, um neben der Aktivierung, welche auf Grund der CE Kompatibilität

¹Masse von 0 kg programmintern nicht möglich

implementiert wurde, auch ein reales elastisches Verhalten abbilden zu können. Durch die Realisierung mit Federn war es auch möglich, Constraints zu vermeiden. So werden z.B. bei Verwendung des dreiteiligen Lenktrapezes die Elastizitäten des ein- und zweiteiligen Lenktrapezes und der Zahnstangenlenkung sehr gering² gesetzt, um keinen Einfluss auf das dreiteilige Lenktrapez auszuüben. Aufgrund dieser Modellierung ist es notwendig vor dem Simulationsstart die ungedehnten Längen der Federn zu berechnen. D.h. die Längen müssen, sobald die Steifigkeiten nicht sehr gering gesetzt sind, im SYS-File für das Modell hinterlegt sein, und können nicht erst zur Laufzeit berechnet werden. Die Vorgehensweise ist für die Lenkschub- und Schleppstange gleich. Wenn nur ein einteiliger Kurbeltrieb in Verwendung ist, sind die Steifigkeiten der Schleppstange und der zweiten Lenkschubstange sehr gering.

Das Modell ist wie in 4.1 beschrieben in mehrere Substrukturen, aus Gründen der Übersichtlichkeit, eingeteilt. Folgende Substrukturen gibt es, um das Modell des Gesamtfahrzeuges zusammenzusetzen:

- Verteilergetriebe bzw. Differenzial
- Kurbeltrieb
- Lenkgetriebe
- Vorderachse 1 und 2
- Reifen
- Triebachse 1 und 2
- Laufachse
- Fahrzeugaufbau

Die Substrukturen, ihre Funktionsweisen und Besonderheiten werden in den folgenden Unterkapiteln 4.3.1 bis 4.3.10 eingehend erklärt.

4.3.1. Verteilergetriebe bzw. Differential

Da es wie, in Kapitel 1.3 beschrieben, beim Nutzfahrzeug eine große Variantenvielfalt beim Antriebsstrang gibt, enthält das Modell sieben Differentiale, um die einzelnen Achsen anzutreiben und die Drehzahldifferenz zwischen kurvenäußerem und -innerem Rad, sowie vorderer und hinterer Achse, auszugleichen.

Das Differential besteht aus zwei Getriebe-Force-Elementen um Constraints bei der Modellbildung zu vermeiden, mit dem Kompromiss einer längeren Rechenzeit.

Auch eine Differentialsperre läßt sich simulieren, indem die beiden Abtriebswellen mit einer Feder verbunden sind, bei der es nur die Steifigkeit entsprechend hoch zu setzen gilt.

Aus dem Differential wurde auch das Verteilergetriebe entwickelt. Die Substructure ist ident zu der des Differentials, da sich die Umfangsgeschwindigkeiten an den Abtriebswellen aufgrund der vorherrschenden Momentenaufnahmen selbst einstellen können.

²Steifigkeit von 1 N/m

Abbildung 4.3 zeigt das Differential oder Verteilergetriebe, mit den beiden Abtrieben in der unteren Ebene und der Momenteneingangswelle darüber.

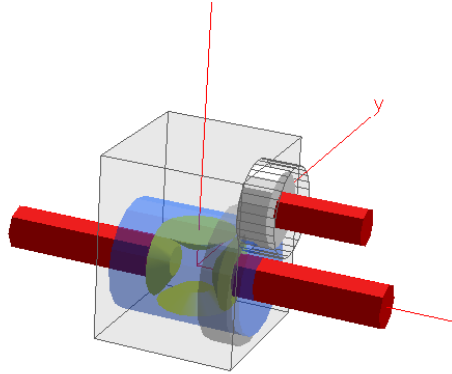


Abbildung 4.3.: Differential bzw. Verteilergetriebe

Sowohl beim Differential als auch beim Verteilergetriebe gibt es die Möglichkeit, die Übersetzung zu parametrieren, um in Zukunft auch Parametervariationen durchzuführen.

4.3.2. Lenkgetriebe

Das Lenkgetriebe ist in eine eigene Substructure gefaßt, da die nichtlineare mechanische Übersetzung und eine hydraulische Verstärkung, die abhängig vom Verdrehwinkel des Torsionsstabes ist, modelliert sind. Dadurch ist ein realer Nachbau einer Kugelumlauf Lenkung, wie sie Nutzfahrzeuge verwenden, gegeben.

Die nichtlineare mechanische Umsetzung des Lenkgetriebes erfolgte mit dem Kraftelement Variable Gear Ratio. Durch eine parametrierbare Input Function wird auf die Segmentwelle die übersetzte Eingangsdrehzahl von der Lenkspindel übertragen.

Abbildung 4.4 zeigt den Aufbau des Lenkgetriebes. Als Eingangswinkel dienen Lenkradumdrehungen, die am Lenkstockhebel, mit der jeweiligen Übersetzung, in eine Drehbewegung umgewandelt werden.

Abbildung 4.5 stellt die Lenkgetriebeübersetzung

$$i = \frac{\text{Drehwinkel Lenkrad}}{\text{mittlerer Segmentwellenwinkel}}$$

über dem Lenkstockhebelwinkel dar. Um die Nulllage des Lenkstockhebelwinkels ist die Übersetzung indirekt ausgelegt, um ein nervöses Ansprechen bei hohen Geschwindigkeiten zu vermeiden. Danach folgt sowohl beim negativen als auch positiven Lenkstockhebelwinkel eine direkte Übersetzung um geringere Lenkradumdrehungen beim Rangieren zu erreichen.

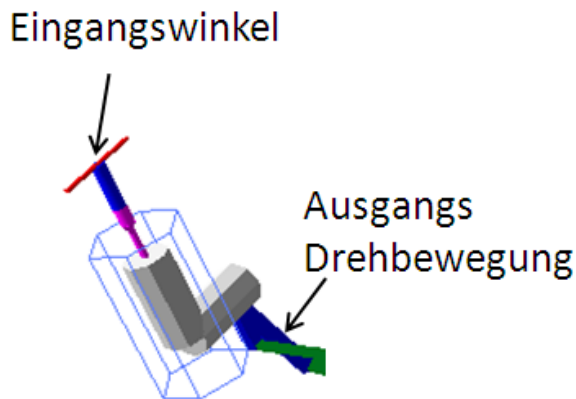


Abbildung 4.4.: MKS-Modell des Lenkgetriebes

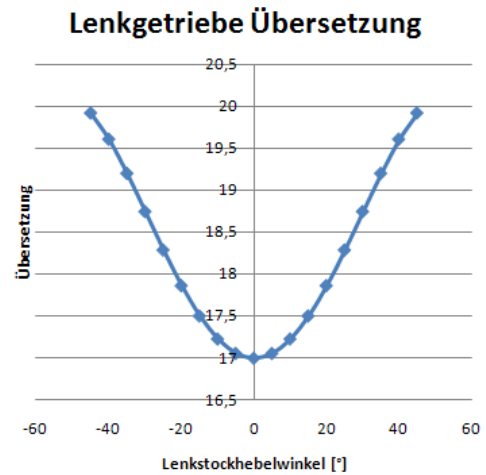


Abbildung 4.5.: Mechanische nichtlineare Übersetzung eines Lenkgetriebemodells

Die hydraulische Verstärkung wird zusätzlich über eine Input Function, welche eine Kennlinie für das Verstärkungsmoment enthält, in das MKS-Modell eingebunden.

4.3.3. Kurbeltrieb

Der Kurbeltrieb ist eines der entscheidenden Elemente des SimuLENK MKS-Modells. Er beinhaltet die erste und zweite Vorderachse und es sind alle möglichen Varianten der Nutzfahrzeuglenkung abgebildet (Vgl. Kapitel 1.4).

Der Kurbeltrieb besteht aus der ersten und zweiten Vorderachse, dem Lenkgetriebe mit Lenkstockhebel, den Lenkschubstangen zu den unterschiedlichen Lenktrapezen, die unter Kapitel 1.3 beschrieben sind, sowie Schleppstange und Schlepphebel, um die erste oder zweite Vorderachse anzusteuern. Abbildung 4.6 zeigt die große Anzahl an Lenkschubstangen, die zur Modellierung der unterschiedlichen Nutzfahrzeugvarianten notwendig sind. Es darf jedoch immer nur ein Lenktrapez berechnet werden kann, da sich das Modell bei gleichzeitiger Aktivierung von zwei oder mehr Lenkvarianten selbst sperrt.

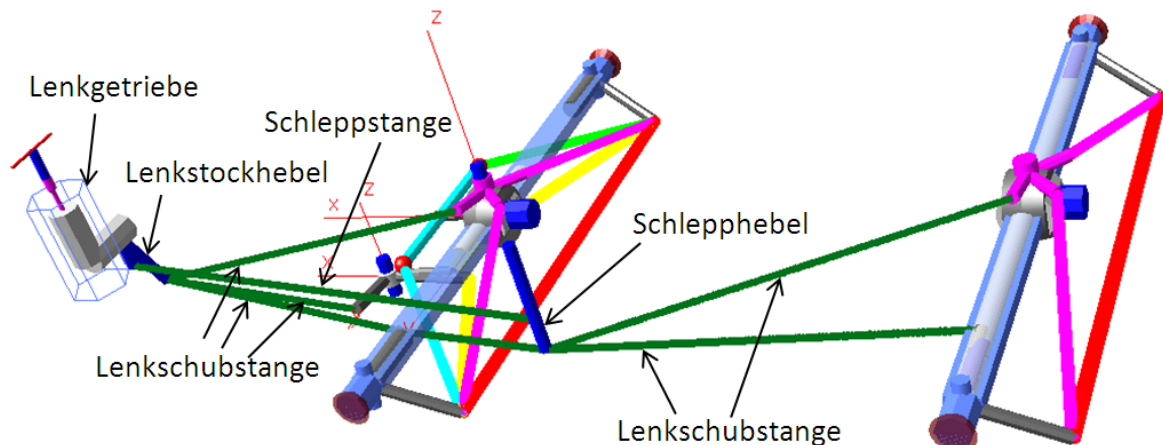


Abbildung 4.6.: Kurbeltrieb

4.3.4. Steuerung des Modells

Die Steuerung der Lenkbewegung erfolgt über eine Time Excitation am linken Radteil, dem Zwischenhebel bei zwei- oder dreiteiligem Lenktrapez oder dem Lenkgetriebe.

Einen möglichen zeitlichen Verlauf der Time Excitation zeigt Abbildung 4.7. Auf der Abszisse ist die Simulationszeit in Sekunden und auf der Ordinate der Winkel in Radiant aufgetragen.

Die Rampe, also der maximale Lenkwinkel, kann vom Benutzer über das SYS-File festgelegt werden. Die erste positive Rampe bedeutet, dass ein Verdrehwinkel nach links aufgebracht wird um dann nach einer kurzen Phase der stationären Kurvenfahrt nach rechts zu lenken.

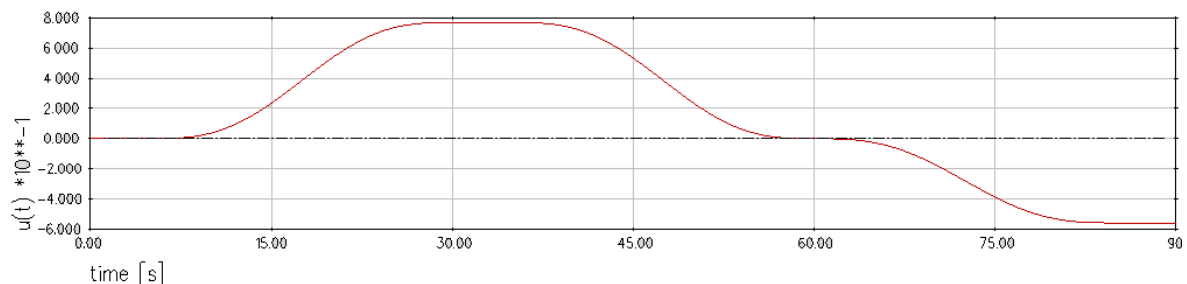


Abbildung 4.7.: Verlauf der Time Excitation für den Lenkwinkel an der ersten Vorderachse

Durch die Möglichkeit der Steuerung des MKS-Modells an unterschiedlichen Punkten ist es notwendig, immer nur eine Steuerungsoption aktiv zu haben, damit sich die verschiedenen Modi nicht gegenseitig beeinflussen und sperren. Die Aufgabe des Aktivieren und Deaktivieren übernehmen Virtuelle Körper, die am Lenkstockhebel, Zwischenhebel und Drehzapfen integriert sind. Zwischen den virtuellen Körpern sind Drehfedern realisiert und über die Steifigkeit der Feder ist es dem Benutzer möglich die Steuerung der Lenkbewegung zu wählen, (Siehe Kapitel 4.1 Parameter $\$_{SWITCH}$).

In Abbildung 4.8 sind alle möglichen Varianten der Lenkung des SimuLENK-Modells nochmals hinterlegt. Zuerst wird über die Time Excitation der Lenkwinkel definiert. Beim Lenkgetriebe

ist der Lenkwinkel die Lenkradumdrehung, die in einen Winkel am Lenkstockhebel umgerechnet wird, bei Lenkstockhebel, Zwischenhebel und Drehzapfen wird der Winkel der Time Excitation direkt auf den entsprechenden Körper aufgebracht.

Sollte das zu untersuchende Fahrzeug mit einer zweiten Vorderachse modelliert sein und am Drehzapfen gelenkt werden, so werden an beiden Achsen aus der Ackermann-Bedingung unterschiedlicher Lenkwinkel benötigt. Dies ist mit einer zweiten Time Excitation für die zweite Vorderachse realisiert.

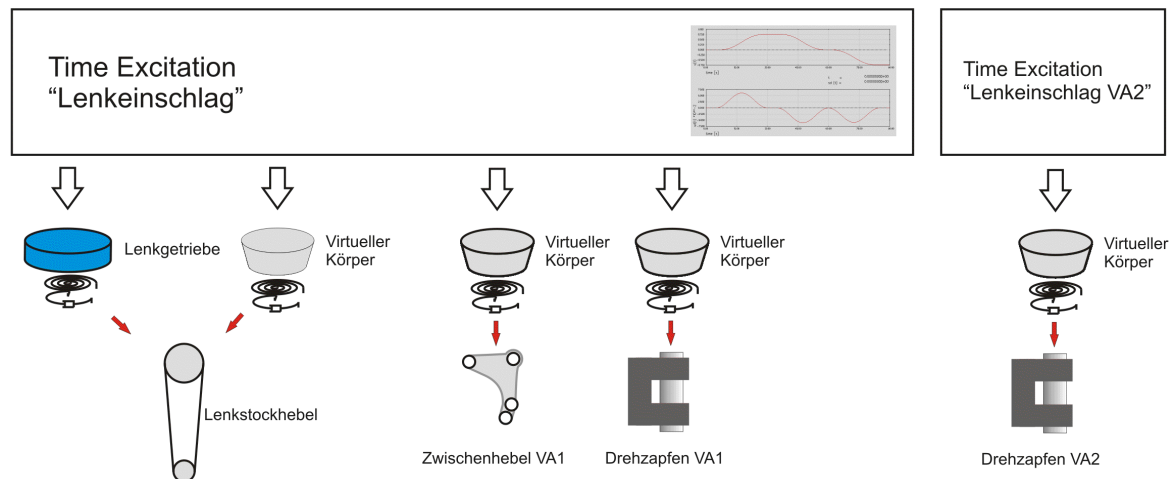


Abbildung 4.8.: Kraftelemente zur Steuerung der Lenkbewegung [9]

Die Berechnung der Längen von Lenkschubstangen und Schleppstange muss zuvor erfolgen, da wie in Kapitel 4.3.3 erwähnt, die ungedehnten Längen der Federn zur Laufzeit zur Verfügung stehen müssen. Die Anwendungssoftware SimuLENK übernimmt diese Aufgabe für den Benutzer. Weiters besteht die Möglichkeit, die Kräfte in den Stangen zu errechnen, da sie über Federn modelliert sind. Hierzu ist es notwendig eine Steifigkeit kleiner als $1 \cdot 10^8 \text{ N/mm}$ zu vergeben, damit SIMPACK das Element nicht als starr betrachtet. Die Lage von Lenkgetriebe und Schlepphebel erfolgt über PQR-Markerausrichtung, wobei der Benutzer hier die einzelnen Vektoren selbst festlegen muss.

4.3.5. Vorderachse 1

Die erste Vorderachse ist neben dem Kurbeltrieb eines der Kernstücke des Modells, denn an ihr sind alle verschiedenen zu untersuchenden Lenkungsarten des Kurbeltriebs realisiert. Das hat eine große Anzahl an Parametern, neben den notwendigen Parametern der lenkungs kinematischen Kenngrößen, zur Folge.

In Abbildung 4.9 ist die Realisierung aller in Kapitel 1.4 beschriebenen Lenktrapeze dargestellt. Das einteilige Lenktrapez ist rot, das zweiteilige violett, das dreiteilige gelb und die Zahnstangenlenkung grün dargestellt. Ersichtlich ist auch die Komplexität der Parametrierung des Modells. Für die Verwendung eines Lenktrapezes ist es notwendig, drei Lenktrapeze zu deaktivieren, damit sie keinen Einfluss auf das Modell haben und dieses nicht sperren.

Der Einbau aller Lenktrapeze in dieses Modell ist notwendig, da beim CE der Austausch von Substructures nicht möglich ist.

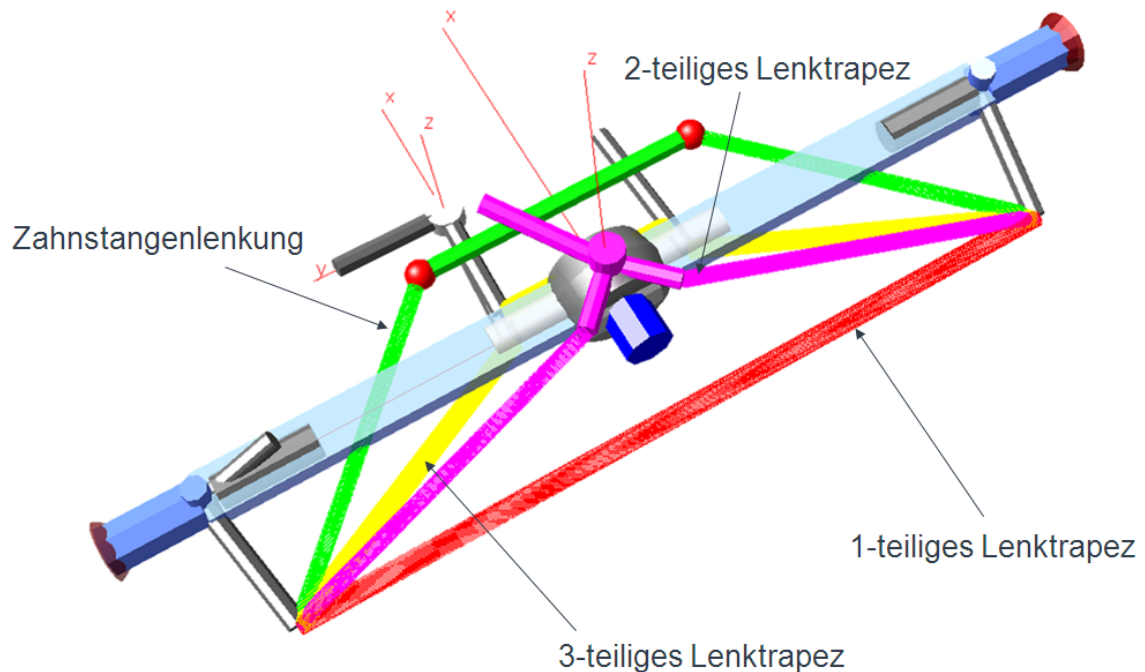


Abbildung 4.9.: 1. Vorderachse

Parameter, die vom Benutzer des Modells beeinflusst werden können, sind in Abbildung 4.10 zu sehen.

- **Radteil**
Hier besteht die Möglichkeit den Radsturz festzulegen.
- **Drehzapfen**
Die Parametrierung von Faustspur, Spreizung, Nachlaufwinkel und Nachlaufversatz ist beim Drehzapfen möglich.
- **Spurstange**
Jede Spurstange ist als Kraftelement (Feder) realisiert, wodurch es unter anderem möglich ist, Steifigkeiten zu setzen. Über die Spurstangen Parameter im SYS-File mit dem Präfix `$_SWITCH` werden Substitution Variables mit den zu den Spurstangen referenzierten Steifigkeiten festgelegt, um die Spurstange zu aktivieren oder deaktivieren.
- **Spurhebel**
Beim Spurhebel ist der Kugelkopf, die Anbindung an die Spurstange, in x, y und z-Richtung des körperfesten Koordinatensystems parametrierbar.
- **Lenkhebel**
Der Lenkhebelkopf bietet die Möglichkeit seinen Kugelkopf für die Anbindung der Lenkschubstange in x, y und z-Richtung des körperfesten Koordinatensystems festzulegen.
- **Zwischenhebel**
Beim Zwischenhebel bei dreiteiligen Spurstangen ist es möglich die Parameter für

den Drehpunkt, die Anbindung der Lenkschubstange und der Spurstange, jeweils mit x , y und z -Koordinaten des körperfesten Koordinatensystems zu setzen. Weiters besteht die Möglichkeit über Winkel den Hebel um die x - und y -Achse des körperfesten Koordinatensystems zu drehen.

- **Zwischenstange**

Wie die Spurstange ist auch die Zwischenstange beim dreiteiligen Lenktrapez als Feder modelliert. Ihre Lage kann über Parameter in x , y und z -Richtung des körperfesten Koordinatensystems festgelegt werden.

- **Zentralhebel**

Beim Zentralhebel, der für zweiteilige Spurstangen benötigt wird, besteht die Möglichkeit den Drehpunkt mit Koordinaten in x , y und z -Richtung und die Verdrehung um die x - und y -Achse des körperfesten Koordinatensystems festzulegen. Weiters kann man die Punkte für die Anbindung, jeweils in x , y und z -Richtung des körperfesten Koordinatensystems, vom Lenkstockhebel und der linken und rechten Spurstange setzen.

- **Zahnstange**

Bei der Zahnstange kann der Kugelkopf zur Anbindung der Spurstangen in x , y und z -Richtung des körperfesten Koordinatensystems parametrisiert werden.

- **Differential**

Notwendig zur Integration eines Antriebes an der Vorderachse. Es ist möglich die Übersetzung zu parametrieren sowie eine Differentialsperre zu aktivieren.

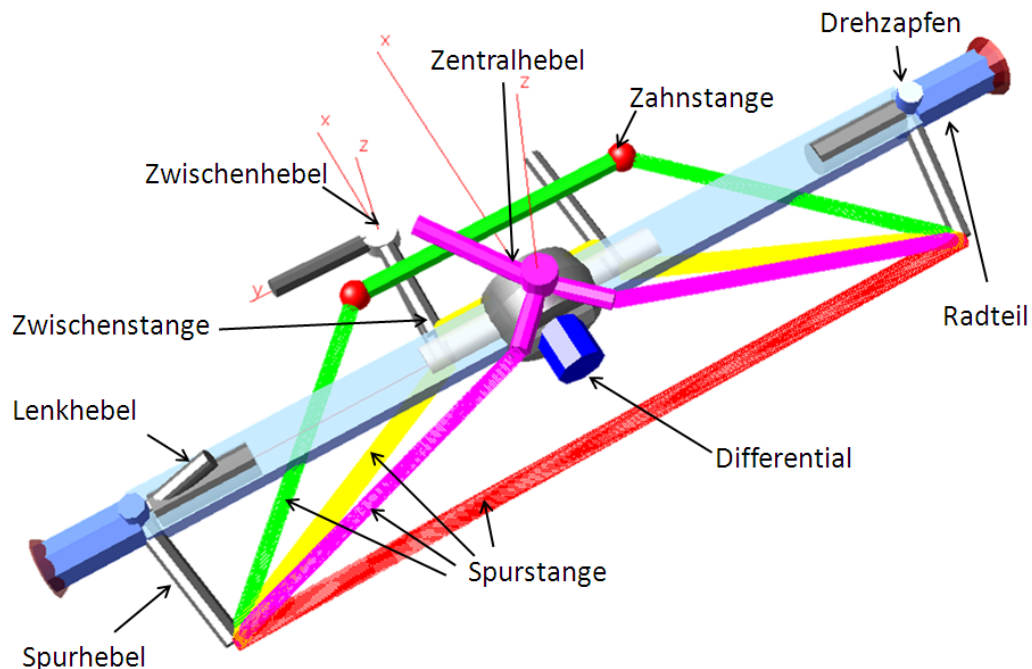


Abbildung 4.10.: Parameter an der ersten Vorderachse

Im Anhang A sind nochmals alle Parameter mit ihrem Namen im SIMPACK Modell hinterlegt. Die Berechnung der elastischen Spurstangenlängen erfolgt im MKS-Modell, mit Hilfe der in der Parameter-Datei übergebenen Kugelkopfpositionen für die Spurhebel bei einteiligen

Lenktrapezen und bei zwei- oder dreiteiligen mit den Kugelkopfpositionen an Zentral- oder Zwischenhebel und dem Spurhebel. Die Berechnung der Spurstangen ist notwendig, da sie als Federn modelliert sind, um die Kräfte darstellen zu können. Deswegen ist es auch notwendig bei den Lenkschubstangen die Elastizitäten zu setzen. Sollten die berechneten Spurstangenlängen nicht korrekt sein, ist es im Modell nicht möglich, geradeaus zu fahren.

Bei den lenkungs kinematischen Parametern besteht die Option, unterschiedliche Werte an linker und rechter Seite bei

- Spreizung
- Sturz
- Spurhebelkopf
- Kugelköpfen an der Zahnstangen-Lenkung
- Kugelköpfen bei den Spurstangen
- Nachlaufversatz und
- Nachlaufwinkel

einzugeben. Diese unterschiedlichen Einstellungsvarianten wurden getroffen, um an linker und rechter Seite unterschiedliche Achsgeometrien simulieren zu können. Der Grund dafür ist die Querneigung der Fahrbahn etwa zur Entwässerung der Straßen. Bei den Neigungsformen der Straßen wird zwischen Einseit- und Dachformneigung unterschieden, [14]. Zu sehen sind die beiden unterschiedlichen Neigungsformen in Abbildung 4.11, auf der linken Seite die einseitige auf der rechten die dachförmige Neigung. Durch eine asymmetrisches Achsgeometrie können die Schubstangenkräfte verringert werden und somit auch die Lenkarbeit. Auch der Reifenverschleiß wird gleichmäßiger. [8]

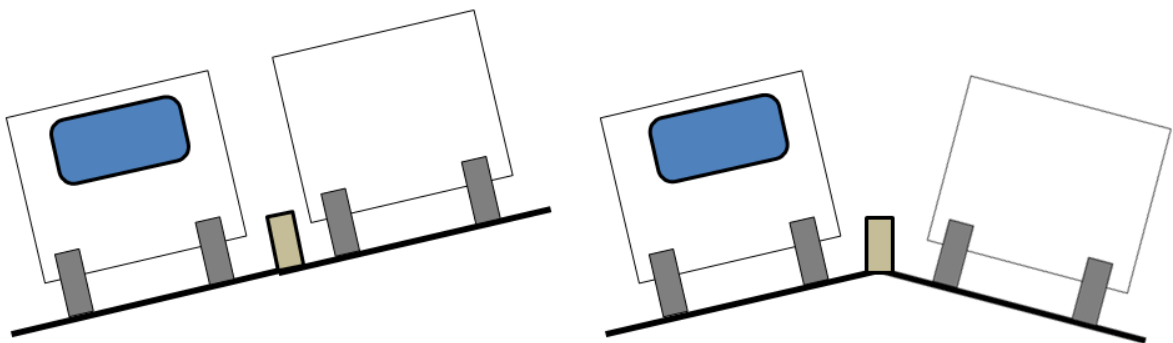


Abbildung 4.11.: Querneigungsformen von Fahrbahnen

Abbildung 4.12 zeigt in Prinzipskizzen die Wirkung der Kräfte bei einer Fahrbahn, die um 2 % geneigt ist. Die linke Abbildung bezieht sich auf eine Querneigung nach links, bei der permanent nach rechts gelenkt werden muss, um in der Fahrspur zu bleiben. Dadurch resultiert eine Druckkraft vom Lenkstockhebel auf die Lenkschubstange und bewirkt eine Zugkraft in der Spurstange. Bei einer nach rechts geneigten Fahrbahn wird durch das Lenken nach links eine Zugkraft auf die Lenkschubstange ausgeübt, die in eine Druckkraft in der Spurstange resultiert.

Es wird nun versucht, durch eine asymmetrische Achse und ein dazugehöriges Lenktrapez, die Kräfte im Lenkungskurbeltrieb zu minimieren. Zu beachten gibt es beim Vergleich der Kräfte in der Auswertung jedoch, dass man bei jedem Lenktrapez im Geradeauslauf eine Zugkraft vorherrscht, die mit der Vorspur des Fahrzeuges begründet ist.

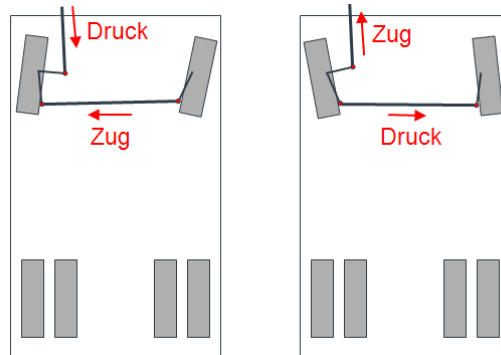


Abbildung 4.12.: Spurstangenkräfte bei Fahrbahnneigung [8]

4.3.6. Vorderachse 2

An der zweiten Vorderachse sind im Gegensatz zur ersten nur mehr das ein- und zweiteilige Lenktrapez realisiert. Der Grund dafür ist, dass eine Anlenkung von dreiteiligen Lenktrapezen, mit oder ohne Zahnstange, nicht über einen Schlepphebel möglich ist. Die zweite Vorderachse bietet die selben lenkungs kinematischen Kenngrößen zur Parametrierung wie die erste Vorderachse. Es ist auch ein Differential vorhanden, um allradangetriebene Fahrzeuge zu simulieren. Zu sehen sind die beiden Lenktrapeze und das Differential der zweiten Vorderachse in Abbildung 4.13. Das einteilige Lenktrapez ist rot und das zweiteilige violett dargestellt.

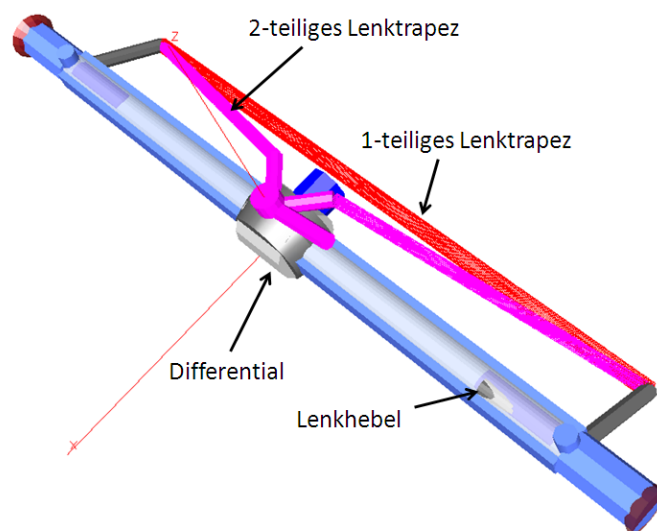


Abbildung 4.13.: 2. Vorderachse

Wie die erste Vorderachse bietet auch die zweite die Möglichkeit für die lenkungs kinematischen Parameter

- Spreizung
- Sturz
- Spurhebelkopf
- Kugelhöfen an der Zahnstangen-Lenkung
- Kugelhöfen bei den Spurstangen
- Nachlaufversatz und
- Nachlaufwinkel

unterschiedliche Werte an linker und rechter Seite einzugeben.

Ob eine zweite Vorderachse aktiv und lenkbar ist oder nicht, wird mittels zweier Schalter im SYS-File realisiert. Dieser Schalter setzt die Steifigkeit der Drehfeder, welche mit dem Drehzapfen verbunden ist. Weiters muss in der Steuerung berücksichtigt werden, dass der Lenkschubstange vom Schlepphebel eine Steifigkeit zugewiesen wird, um die Lenkbewegung zu übertragen, sollte am Lenkstockhebel oder am Lenkgetriebeeingang gelenkt werden. Bei der Anlenkung der ersten Vorderachse am Drehzapfen muss auch der Drehzapfen an der zweiten Vorderachse mit einer Time Excitation mitgelenkt werden, da keine Schleppstange vorhanden ist und ohne Benützung des Kurbeltriebs simuliert wird.

Für die Längen der elastischen Spurstangen und den festzulegenden Elastizitäten gelten genau die gleichen Berechnungsmethoden wie bei der ersten Vorderachse.

4.3.7. Reifen

Jeweils zwei Reifen bilden die Substructure Reifen in dem MKS-Modell, wobei jeder Reifen aus einem Kraftelement besteht. Dieses Kraftelement soll den Reifen möglichst real simulieren. Im SimuLENK MKS-Modell wird das TMeasy Reifenmodell verwendet, welches unter anderem die Parameter

- Reifendimension
- Reifenbreite
- Reifenhöhe
- Felgendurchmesser
- Statischer Radius
- Abrollumfang
- Radgewicht
- Quer-, Längs- sowie Vertikalsteifigkeit des Reifens
- Innendruck
- Quer-, Längs- sowie Vertikaldämpfung des Reifens
- Torsionssteifigkeit und -dämpfung

enthält. Es ist ein semiphysikalisches dynamisches Modell³ zur Berechnung der stationären und dynamischen Reifenkräfte. TMeasy arbeitet mit einer Funktion, welche die allgemeinen stationären Merkmale der Reifenkraft abbildet. Die Steifigkeit und die Dämpfungseigenschaften des Reifens fließen auch in die Berechnung mit ein. Weitere Informationen zum TMeasy Reifenmodell können unter [31] gefunden werden. Benötigt werden jedoch hier nur die ersten vier aufgezählten Parameter, da sie entscheidenden Einfluss auf die kinematischen Lenkeigenschaften des Fahrzeuges haben. Die anderen Parameter sind nicht so entscheidend für die Simulationsergebnisse, da mit SimuLENK keine dynamischen Fahrmanöver durchgeführt werden. Sie werden mit Daten aus den drei grundlegenden Reifenparametersätzen mit den Dimensionen

- 215/80-R17.5
- 265/70-R19.5
- 315/70-R22.5

abgeleitet. Der jeweils gewählte Reifen enthält die Werte von dem Parametersatz zu dem er sich am nächsten befindet.

Um die Bildung von Schwingungen am Reifen zu unterbinden, werden die Werte des Reifenmodells für vertikale, Quer-, Längs- und Torsionsdämpfung stark erhöht. Der Hauptgrund für die gewählte Parametrierung des Reifenmodells ist, dass es nun nicht einfedern kann und somit eine Schwankung in den Simulationsergebnissen vermieden wird. Die Simulationszeit wird durch diese Maßnahme auch verkürzt.

Trotz dieser Einschränkungen fließen Radaufstandskraft und Sturz, welche über das SYS-File parametrierbar sind, in die Berechnung des Schräglaufwinkels, der lateralen und longitudinalen Reifenkräfte sowie in das Rückstellmoment ein.

Im Folgenden werden einige Simulationsergebnisse des Reifenmodells näher erläutert.

In Abbildung 4.14 ist das am Reifen entstehende Moment um die z-Achse beim Lenken am Stand dargestellt. Der Reifen weist eine Dimension von 265/70-R19.5 auf und ist mit einer Radaufstandskraft von 40.000 N parametrierbar. Die Abszisse zeigt den Lenkwinkel, mit positiven Werten für den linken Lenkschlag und negativen für den rechten. Auf der Ordinate ist das auf den Reifenlatsch wirkende Moment aufgetragen.

³Neben mathematischen werden zusätzlich experimentelle Methoden eingesetzt [15]

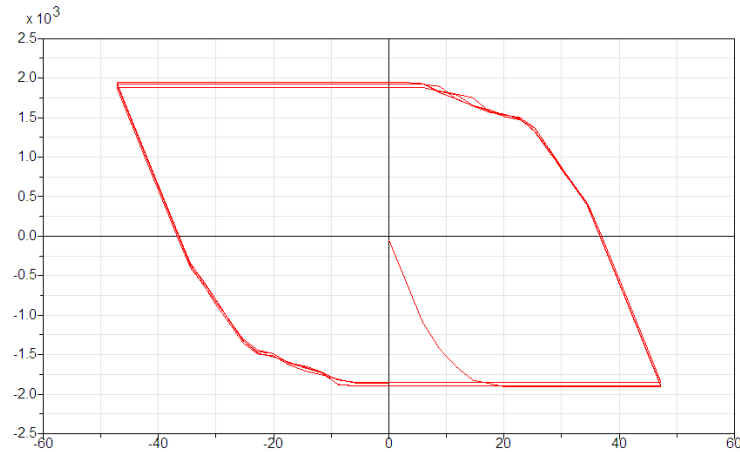


Abbildung 4.14.: Lenken am Stand

Abbildung 4.15 zeigt das Moment um die z-Achse im Reifenlatsch beim Lenken am Stand eines PKWs. Die Abszisse zeigt den Lenkwinkel, mit positiven Werten für den linken Lenkschlag und negativen für den rechten. Die Radaufstandskraft beträgt 5880 N und als Reifendimension wird 205/55 R16 verwendet. Bei den drei dargestellten Kurven ist jedoch nur die Linie *IC* zu beachten, denn sie resultiert aus einer Simulation mit dem TMeasy Reifenmodell. Gut ersichtlich sind die Unterschiede beim erreichten maximalen Moment und den Einschlagwinkeln. Der Unterschied beim Moment resultiert aus der beim Nutzfahrzeug bei weitem höheren Radaufstandskraft.

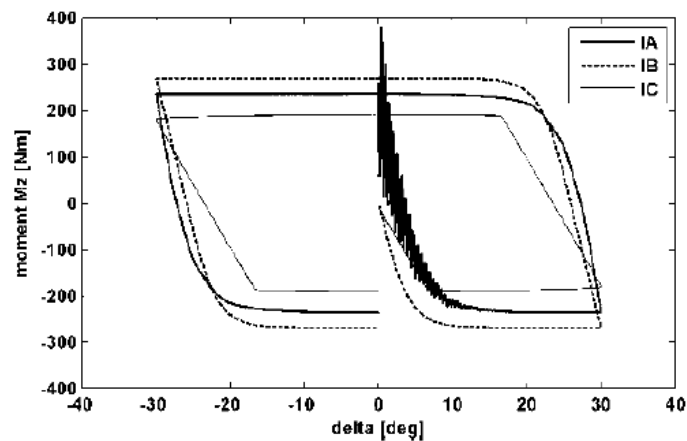


Abbildung 4.15.: Lenken am Stand beim PKW [22]

Vor dem Simulationsstart muss, abhängig vom gewählten Reifenradius, der Abstand des Fahrzeuges zum Boden neu festgelegt werden. Dies ist notwendig damit der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn bei Simulationsbeginn gesichert ist. Während der Simulation benutzt SIMPACK die, in vier eigene Dateien gespeicherten Reifendaten. Eine Datei für die Vorderachsen, je eine für äußeren und innere Reifen der Triebachse und eine Datei für die Reifen der Laufachse.

4.3.8. Triebachsen

Bei den Triebachsen handelt es sich im Vergleich zu den Vorderachsen um eine einfache Substructure. Die erste Triebachse ist fix mit dem Aufbau verbunden und die zweite hat einen Freiheitsgrad in z-Richtung sowie um die x-Achse. Auch die Triebachsen sind als Rigid Bodies modelliert und Massen und Trägheitsmoment werden aufgrund der quasistatischen Untersuchung vernachlässigt. Bei jeder Achse kann man nur folgende Parameter verändern:

- Achsposition
- Achslast
- Spur
- Zwillingsabstand
- Übersetzung des Differentials
- Schalter zum Sperren des Differentials

Für den Antrieb der zweiten Triebachse ist an der ersten ein Verteilergetriebe eingesetzt und es muss die Steifigkeit der Drehfeder, welche den Antrieb von der ersten zur zweiten weiterleitet, gesetzt werden. Dies geschieht mittels eines Schalters, der programmintern die Steifigkeit setzt. Abbildung 4.16 zeigt eine doppelbereifte Triebachse mit dem Differential und der Eingangswelle an die das Moment vom Verteilergetriebe übertragen wird.

Um neben zwillingsbereiften Triebachsen auch singlebereifte Triebachsen untersuchen zu können, behilft man sich damit, dass bei der Erzeugung der Dateien für den Reifen die inneren Reifen vom Durchmesser kleiner erzeugt werden, siehe Abbildung 4.17. Auf die gesuchten Simulationsergebnisse hat diese unsaubere Modellierung, da noch Massen und Trägheiten des verkleinerten Reifens vorherrschen, keinen Einfluss. Diese Modellierungsart ist notwendig, um die Modularität des SimuLENK MKS-Modells zu gewährleisten. Der CE ermöglicht es nicht, wie bei der Vorderachse 1 erwähnt, Substructures auszutauschen.

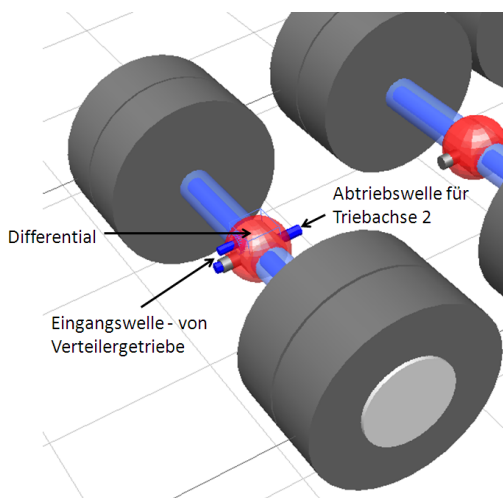


Abbildung 4.16.: Zwillingsbereifte Achse

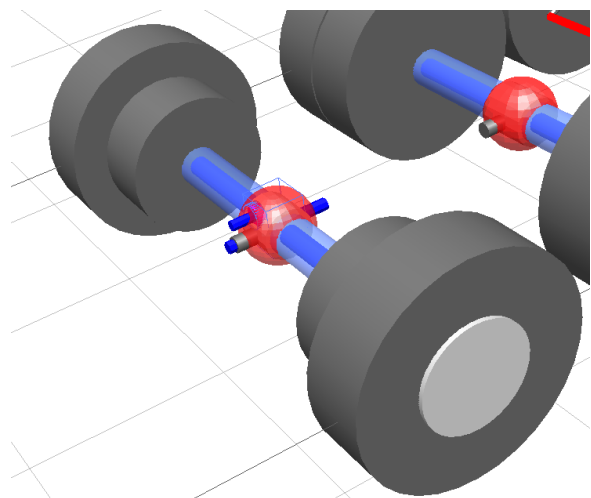


Abbildung 4.17.: Singlebereifte Achse

4.3.9. Laufachse

Die im MKS Modell implementierte Laufachse kann sowohl als Vor- oder Nachlaufachse verwendet werden. Dies wird durch unterschiedliche Parameterwerte, die im SYS-File an das Modell gesendet werden, realisiert. Genau genommen handelt es sich hierbei um die Koordinaten für den Spurhebelkopf, der entweder vor, bei der Nachlaufachse, oder hinter der Achsmittle sitzt. Vor- und Nachlaufachse aus dem MKS-Modell sind in den Abbildungen 4.18 und 4.19 zu sehen.

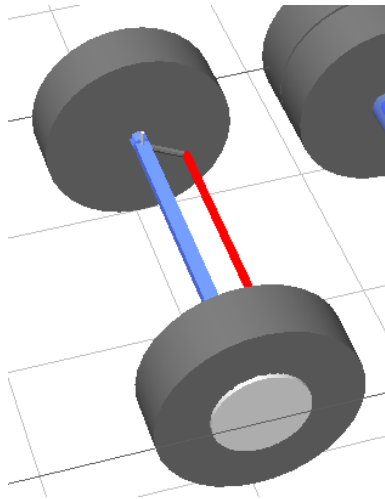


Abbildung 4.18.: Vorlaufachse

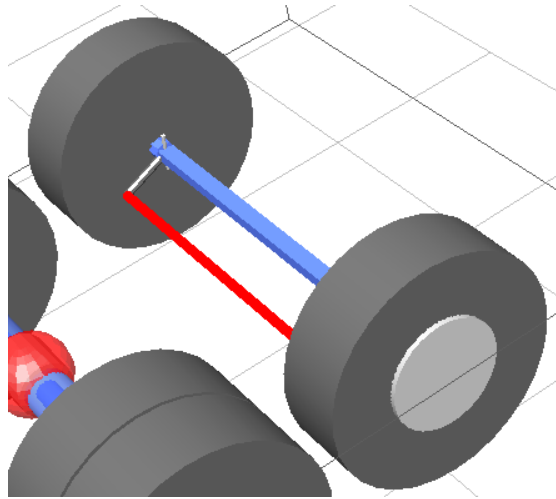


Abbildung 4.19.: Nachlaufachse

Wenn eine lenkbare Laufachse verwendet werden soll, wird diese mittels eines Schalters im SYS-File aktiviert. Dieser Schalter setzt die Steifigkeit der Drehfeder für den Drehzapfen. Über die vorhandene einteilige Spurstange wird die Lenkbewegung von dem einen Rad auf das andere übertragen.

Bei einer adhäsionsgelenkten Laufachse, der Lenkwinkel stellt sich aufgrund der Achskinematik ein, wird nicht aktiv in den Lenkvorgang eingegriffen. Bei der Berechnung eines EHLA-Modells wird über eine Input Function der Verlauf des Lenkwinkels über der Simulationszeit an den CE mitgeliefert. Diese Winkel werden von einer Time Excitation verwendet, um den Lenkwinkel an der Laufachse mittels eines zusätzlich aufgebracht Momentes zu variieren, um für das gesamte Fahrzeug die optimalen Schräglaufwinkel zu bestimmen.





4.3.10. Aufbau

Der Aufbau ist als Rigid Body modelliert und an ihm sind alle Achsen befestigt. Die erste Vorderachse ist durch 0 DOF mit dem Aufbau verbunden und die erste Triebachse über ein Gelenk mit einem Freiheitsgrad um x. Die anderen Achsen sind über Federn, um sie bei Bedarf zuschalten zu können, siehe Abschnitt 4.2, sowie einem Gelenk mit einem Freiheitsgrad um x verbunden. Der Aufbau wird weiters benötigt um die Konturen des Fahrzeuges darzustellen, welche für Wende- und Spurkreismanöver benötigt werden.

Abbildung 4.20 zeigt die Struktur des Aufbaus mit den implementierten Körpern und Joints. VB steht für Virtual Body und an ihnen sind weitere Elemente, wie z.B. der Zentralhebel, gekoppelt. Die Legende zu der Abbildung ist in Tabelle 4.2 dargestellt.

Die Stabilisierungsfedern werden beim Anheben der Achsen benötigt, damit sie in Ihrer angehobenen Position fixiert sind.

Tabelle 4.2.: Bedeutung der Symbole in der MKS-Struktur

	Körper		Freiheitsgrad
	Feder		Stabilisierungsfeder

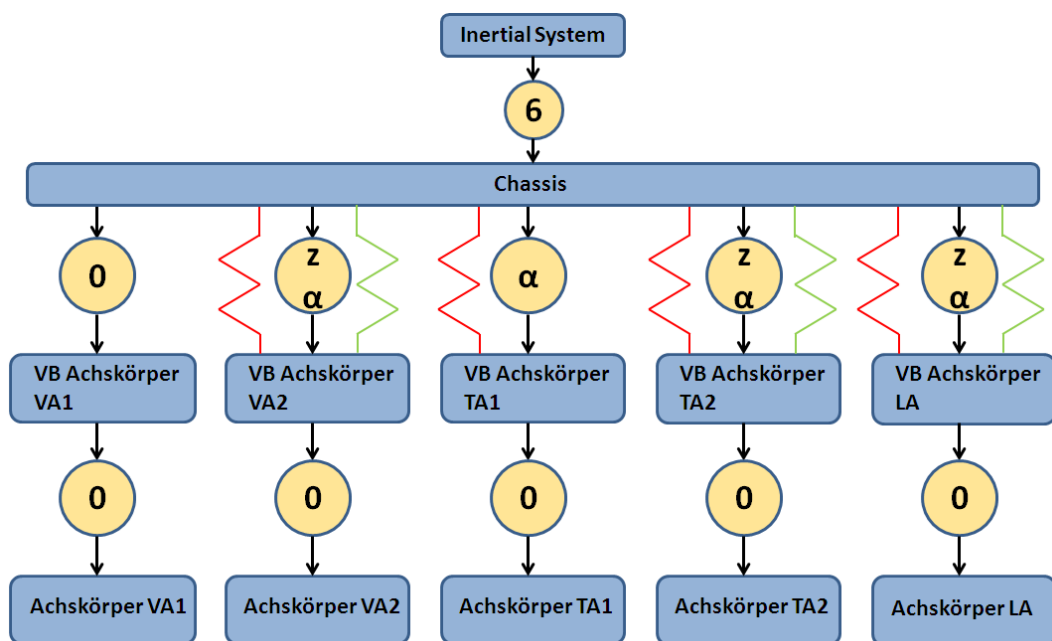


Abbildung 4.20.: MKS-Struktur

4.3.11. Gesamtfahrzeug

Das Gesamtfahrzeug vereint alle Substructures. Das Gesamtfahrzeugmodell wird benötigt, um die Wende- und Spurkreise zu berechnen, welche unter anderem für die Zulassung im Straßenverkehr für Europa notwendig sind.

In Abbildung 4.21 ist ein fünfschsiges Fahrzeug dargestellt und es wird auf die zuvor erwähnten Substrukturen hingewiesen.

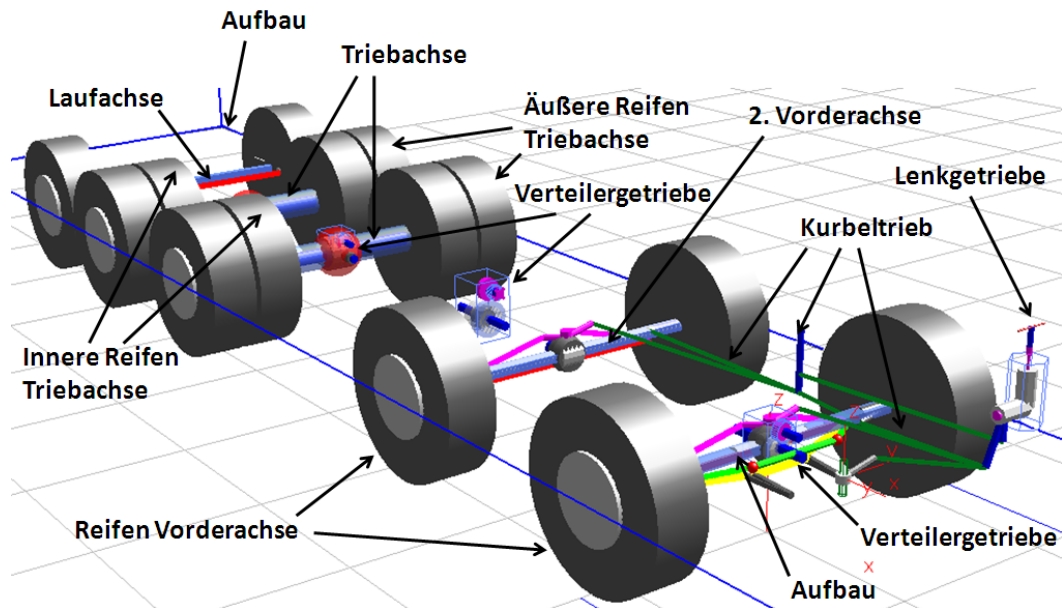


Abbildung 4.21.: Gesamtfahrzeug Modell mit Substrukturen

4.3.12. Fortbewegung des Modells

An der Eingangswelle des Verteilergetriebes, siehe Abbildung 4.22, befindet sich ein rheonomes Gelenk, das eine konstante Geschwindigkeit aufbringt. Diese Geschwindigkeit wird unter allen Umständen eingehalten, um das Modell immer mit der gleichen Geschwindigkeit in der Simulation fahren zu lassen. Ohne diese Einstellung würden Vergleiche nicht übereinstimmen. Unterschiedliche Achslasten haben somit keinen Einfluss auf die Geschwindigkeit, da das Antriebsmoment an den erhöhten Widerstand angepaßt wird, um die Drehzahl der Eingangswelle konstant zu halten. Das Modell würde sich bei größer werdenden Einschlagwinkeln, bei Verwendung eines konstanten Antriebsmomentes, aufgrund der Vergrößerung der Schräglaufwinkel zunehmend verlangsamen.

Durch den Eingangssprung der Drehzahl beim Simulationsstart bereitet diese Art der Ansteuerung dem Integrator zu Simulationsbeginn großen Rechenaufwand. Um den Rechenaufwand zu verringern, gibt es die Möglichkeit, zum Startzeitpunkt dem System eine Geschwindigkeit zuzuweisen. Auf dieses Hilfsmittel wurde bei der Erstellung des MKS Modells zurückgegriffen und so hat das System die Anfangsgeschwindigkeit $v_x = 6 \text{ km/h}$.

Eine andere Variante, um das Fahrzeug fortzubewegen, wäre einen Regler zu verwenden, der über das Antriebsmoment die Fahrgeschwindigkeit genau regelt. Da diese Art des Antriebs für das Modell und die Anforderungen nicht notwendig ist, wurde darauf verzichtet.

Abbildung 4.22 zeigt ein 5-achsiges Gesamtfahrzeugmodell mit der Eingangswelle am Verteilergetriebe auf die das Moment zur Fortbewegung des Modells aufgebracht wird.

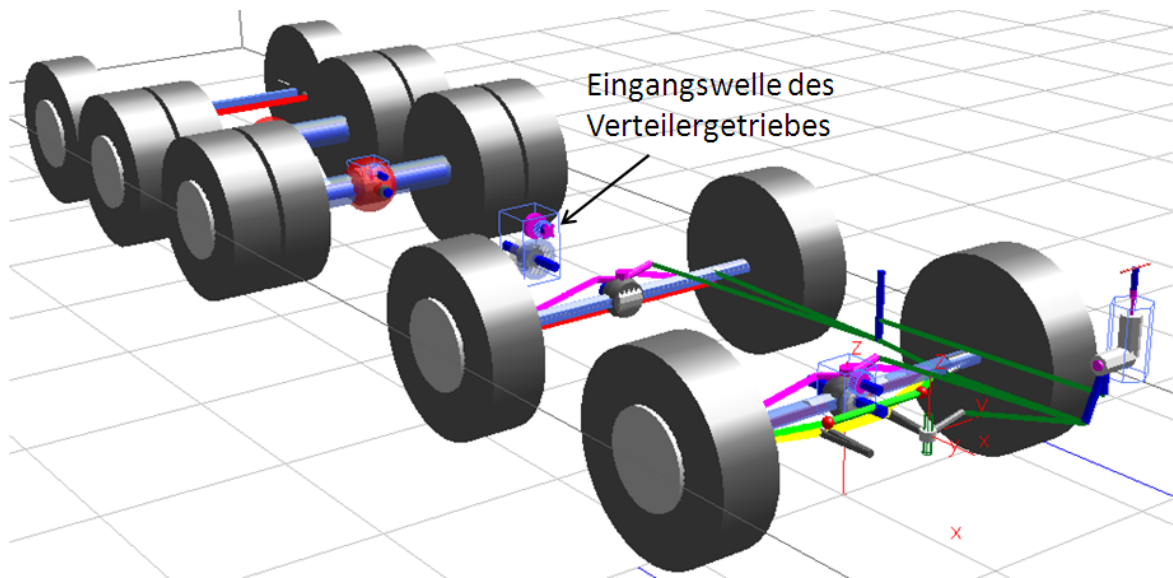


Abbildung 4.22.: SimuLENK Gesamtfahrzeug MKS Modell

5. SimuLENK - Software

Das Lenkungssimulationstool SimuLENK der MAN Nutzfahrzeuge AG wurde entwickelt, um den Entwicklungsprozess zu beschleunigen und die Abstimmung zwischen den unterschiedlichen Abteilungen zu erleichtern. Es ermöglicht dem Benutzer ohne Kenntnis und Anwendung von MKS-Software, die relevanten Größen zur Entwicklung und Parametrierung der Lenkung eines Nutzfahrzeuges zu bestimmen.

Durch die große Anzahl an Varianten bei einem Nutzfahrzeug bedarf es eines modularen Aufbaus der Software, um alle unterschiedlichen Achsvarianten und Lenkungsarten zu berücksichtigen und korrekt berechnen zu können. Die Lenkung der Laufachse erfolgt unter den in Kapitel 2.6 beschriebenen Verbesserungen zur Radlenkwinkel-Optimierung.

Die Entwicklung von SimuLENK, sowohl des MKS-Modells als auch der Software, erfolgte nach dem V-Modell, da es eine sehr gute Methode darstellt, um den Entwicklungsfortschritt zu verifizieren und validieren.

Abbildung 5.1 zeigt die Vorgehensweise mit den einzelnen Phasen des V-Modells, die im Folgenden erläutert sind [17]:

1. System-/Geräteanforderungen
Analyse der benötigten Anforderungen an verwendete Systeme und Geräte
2. Funktions-/Architekturspezifikationen
Analyse der Spezifikationen von umzusetzenden Funktionen und der zugrundeliegenden Struktur
3. Modularisierung, Dekomposition
Zerlegung der Gesamtspezifikation in umsetzbare Einzelmodule
4. Modulentwicklung, Implementierung
Erstellen der Einzelmodule
5. Funktionen-/Modultest
Testen der Einzelmodule auf Funktion
6. Modulintegration-/Systemkomposition
Zusammenführen der Module zum Gesamtsystem
7. System-/Produktintegration
Integration des Gesamtsystems in das übergeordnete System
8. System-/Produkttest
Testen des Gesamtsystems im übergeordneten System

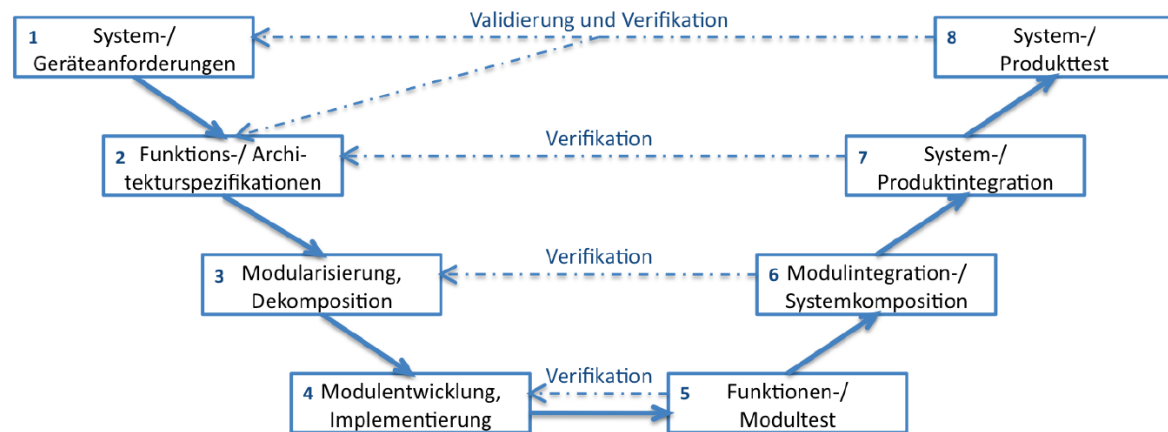


Abbildung 5.1.: V-Modell [17]

Auf der linken Seite des V-Modells wird die Entwicklung des Projektes beschrieben, auf der rechten die Integration der gekapselten Module bis zum fertigen Produkt. Fehler in der Implementierung können durch die permanente Verifikation der einzelnen Schritte und der abschließenden Validierung vermieden bzw. früh erkannt werden. Der Nachweis der Projektziele ist durch diese Vorgehensweise auch garantiert.

Durch die permanente Rückkopplung und Aufgliederung in funktionale Module während der Phasen 1-4 ist eine hohe Flexibilität erreichbar. Dazu trägt auch die Schnittstellendefinition zwischen den einzelnen Modulen bei. Durch diese Aufteilung ist es zu späteren Zeitpunkten noch möglich, auf Änderungen im Konzept zu reagieren. Der Entwicklungsprozess ist durch die Integration von Qualitätssicherung, Projektmanagement und Konfigurationsmanagement noch weiter abgesichert.

Der große Vorteil, der sich den Entwicklungs- und Konstruktionsabteilungen mit dem SimuLENK Modell und Programm bietet ist, dass ein fertig konfiguriertes und abgespeichertes Fahrzeug weiter verwendet werden kann. Ändert sich z.B. ein Radstand oder eine Achslast kann man diese Änderungen binnen sehr kurzer Zeit neu simulieren und die Ergebnisse bewerten. Das MKS Modell kann von Mitarbeitern in CAE Abteilungen für spezielle Fragestellungen erweitert werden, und es wird eine gute Prozessdurchgängigkeit erreicht.

In den folgenden Kapiteln folgt die Beschreibung der Oberfläche von SimuLENK, wie die Datenhaltung arbeitet, welche Berechnungen noch vor der Simulation durchgeführt werden, und es wird die Ergebnisaufbereitung beschrieben.

5.1. Eingabe

Die Benutzeroberfläche (Graphical User Interface - GUI) bei SimuLENK wurde über mehrere Schritte iterativ angepaßt, um den Benutzer möglichst intuitiv zu führen und übersichtlich Informationen sowie den aktuellen Status im Programm zu visualisieren. Dazu wurde die Benutzeroberfläche in sieben Bereiche eingeteilt, wobei zwischen statischen und interaktiven Bereichen unterschieden wird.

Im folgenden werden die sieben Bereiche der Benutzeroberfläche, die in Abbildung 5.2 hinterlegt sind, erläutert:

1. **Steuerungszentrale**

Die Steuerungszentrale wird immer angezeigt. Hier wählt der Benutzer seinen Berechnungsmodus, die Achsformel, die Steuerungsparameter und ob er die Spur-, Lenkschub- und Schleppstangen mit individuellen Elastizitäten belegen will.

2. **Navigationsbereich für die einzelnen funktionalen Gruppen**

Dieser Teil der Oberfläche wird dynamisch je nach Bearbeitungsmodus, Ort der Steuerung und Achsformel aufgebaut. Dadurch sind für den Benutzer immer nur seine aktuell zu befüllenden Eingabemasken auswählbar. Zum Beispiel muss er bei einem Fahrzeug mit einer lenkbaren Vorderachse und einer Antriebsachse keine zweite Vorderachse und Triebachse sowie Laufachse mit Daten zur Berechnung versehen. Dem Benutzer bietet sich nicht die Möglichkeit eine nicht vorhandene Achse auszuwählen.

3. **Darstellungsbereich der ausgewählten funktionalen Gruppe**

In diesem Bereich gibt es Steuerelemente, welche permanent angezeigt werden und einige Gruppen, die abhängig vom Lenktrapez und der Ort der Steuerung sichtbar geschaltet werden. Bei den vier unterschiedlichen Lenktrapezen war es notwendig, die Steuerelementgruppen passend darzustellen. Das Aktivieren einer asymmetrischen Achse erfolgt in diesem Bereich und die Änderungen sind sofort sichtbar.

4. **Informationen zum Fahrzeug**

Hier erhält der Benutzer weiterführende Informationen zu dem von ihm parametrisierten Fahrzeug. Da diese Werte programmintern berechnet werden, wurde von einer Integration in den Darstellungsbereich der funktionalen Gruppen abgesehen, um die Visualisierungsphilosophie beizubehalten. In dem Fenster werden angezeigt:

- globale Steuerparameter
- Gesamtgewicht und Lage des Schwerpunktes in x-Richtung
- Lenkrollradien
- Länge der Spurstangen
- Länge der Lenkschubstangen
- Länge der Schleppstange

5. **Anzeige von Parametrierungsfehlern**

Die Benutzeroberfläche prüft die eingegebenen Daten sofort bei der Eingabe auf Konsistenz und zeigt dem Benutzer eine eventuell fehlerhafte Eingabe sofort an, indem das Eingabefeld rot gefärbt wird. Sollte der Benutzer trotz dieses Hinweises eine Simulation starten, erscheint in diesem Teil der Benutzeroberfläche ein Hinweis zu dem betreffenden Eingabefeld. Auch wenn ein Eingabefeld vergessen wurde, zeigt SimuLENK dies an und fordert den Benutzer auf, diesen Fehler zu beheben.

6. **Visuelle Unterstützung für den Benutzer**

Bei den funktionalen Gruppen Vorderachse, Laufachse und Kurbeltrieb ist eine große

Anzahl an Parameter einzugeben. Um den Benutzer bei dieser Eingabe zu unterstützen, wird in diesem Bereich, abhängig von der Auswahl im Navigationsbereich und des aktuell gewählten Lenktrapezes, ein Informationsbild angezeigt. In diesen Bildern sind bspw. die Positionen der Kugelhöpfe auf den jeweiligen Achsen zu sehen und geben dem Benutzer dadurch zu verstehen, welchen Parameter er gerade bearbeitet.

7. Statusanzeigen

Hier werden zusätzliche Anzeigen geschaltet, die dem Benutzer den Umgang mit dem Programm erleichtern sollen. Es werden, von links nach rechts, der Simulationsfortschritt, ob eine Modifikation der Datenbankparameter auf der aktuellen Seite vorliegt und die Verbindung zur Datenbank gezeigt.

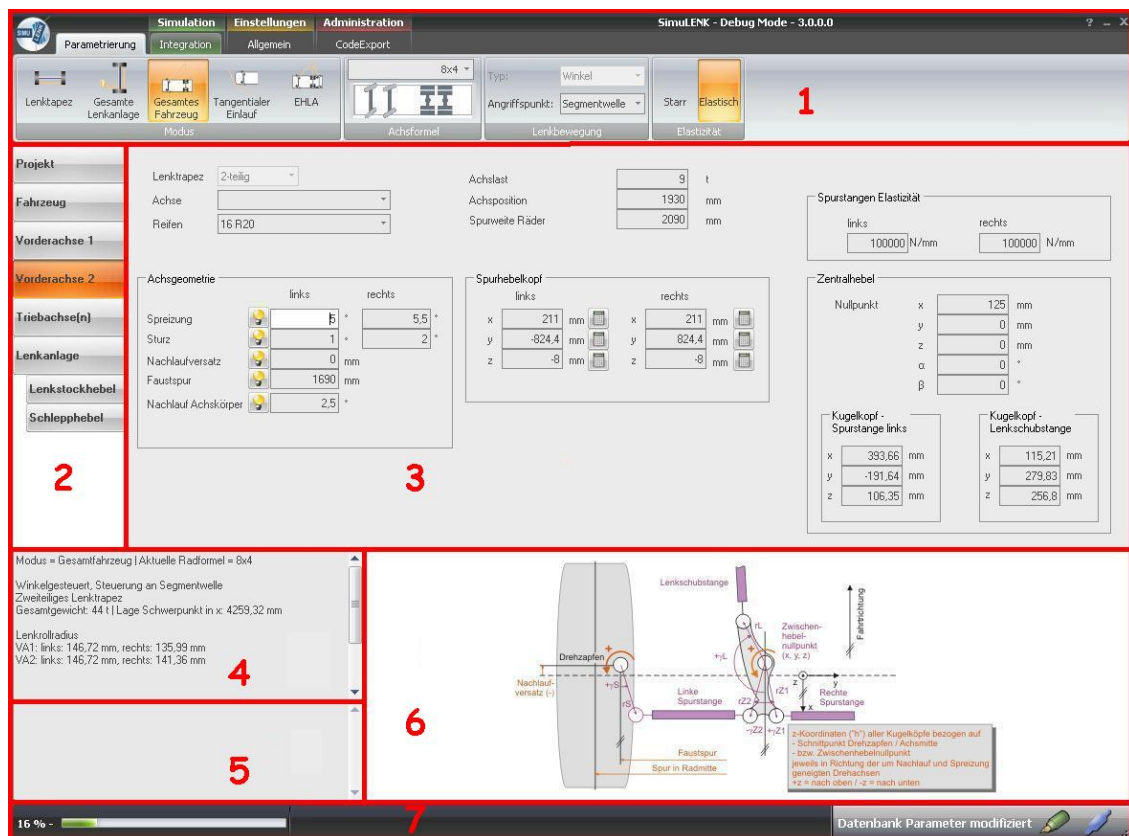


Abbildung 5.2.: Strukturierung der SimuLENK Benutzeroberfläche

Nach dem Start des Programmes hat der Benutzer die Möglichkeit einen der Berechnungsmodi

- Lenktrapez
- Gesamte Lenkanlage
- Gesamtfahrzeug
- Tangentialer Einlauf
- Elektrohydraulische Laufachse

auszuwählen. Nach dieser ersten Auswahl erfolgen die Festlegung der Achskonfiguration und das Festlegen des Ortes, an dem gelenkt wird. Beim Ort der Steuerung entscheidet der Benutzer,

ob am Drehzapfen, der Segmentwelle, dem Zwischenhebel oder am Lenkgetriebe gesteuert wird. Der Benutzer hat jedoch auch die Möglichkeit zu jedem späteren Zeitpunkt jeden dieser Parameter zu verändern. So kann er vorher z.B. für eine zweiachsige Sattelzugmaschine die Lenkanlage berechnen und schaltet dann weiter zur Gesamtfahrzeugberechnung, wo er an weiteren Orten lenken kann. Neben den Orten der Steuerung kann der Benutzer auch die Art der Steuerung wählen. Es stehen ihm Winkel- und Momentensteuerung zur Verfügung. Die soeben erwähnten Orte beziehen sich ausschließlich auf die Winkelsteuerung.

Die eben beschriebenen Einstellungsmöglichkeiten sind in Abbildung 5.3, im oberen Teilbereich, zu sehen. Hier befindet sich wie schon zuvor erwähnt die Steuerungszentrale mit allen wichtigen globalen Parametern von SimuLENK.

Sollte eine Momentensteuerung gewählt worden sein, die nur im Berechnungsmodus „Gesamte Lenkanlage“ möglich ist, so wird das Fahrzeug von einem Randstein durch einen Links- und Rechtseinschlag weggedrückt, um die maximal auftretenden Spurstangenkräfte zu bestimmen. Ein Missbrauchstest kann bei dieser Anordnung nicht simuliert werden, es wirken jedoch sehr große Kräfte auf die Lenkanlage bei diesem Manöver. Die im Folgenden beschriebenen Parametrierungsmöglichkeiten sind sowohl für Winkel- als auch Momentensteuerung relevant.

Je nach gewähltem Simulationsmodus, Achskonfiguration, Ort und Art der Steuerung werden unterschiedliche Eingabemöglichkeiten für den Benutzer im User Interface, Abbildung 5.3, sichtbar geschaltet bzw. versteckt. Durch diese dynamische Steuerung ist es für den Benutzer einfacher, die notwendigen Parameter für die jeweilige Simulation einzugeben, da er nicht durch nicht benötigte Steuerelemente abgelenkt wird. So wird z.B. die Vorderachse 2 nur dann angezeigt, wenn sie in der Achskonfiguration vorkommt, oder die Eingabe der Fahrzeugkontur oder des Reifens erscheint nicht bei der Berechnung des Kurbeltriebes, da sie hier nicht notwendig wird.

Nach der grundlegenden Auswahl der Parameter in der Steuerungszentrale kann der Benutzer bei jeder Achse aus einem Katalog von Lenktrapezen und Reifen wählen oder definiert selbst neue. Egal ob vordefiniert oder selbsterstellt ist es möglich, die Parameter für den Spur- und Lenkhebelkopf zu variieren. Sollte eine zwei- oder dreiteilige Spurstange gewählt worden sein, legt der Benutzer noch die Position des Zentrallenkens bzw. Zwischenhebels fest, sowie die Positionen der Spurstangen Kugelköpfe. Bei einer zweiteiligen Lenkschubstange ist selbstverständlich auch die Lage des Schlepphebels zu parametrieren. Weiters ist noch die Definition der Achslasten, Positionen der einzelnen Achsen, der Spurweite sowie des Radstandes möglich.

Bei den Spur- und Lenkhebelköpfen bietet sich weiters die Möglichkeit, die Koordinaten nicht im achsfesten kartesischen Koordinatensystem einzugeben, sondern wie Abbildung 5.3 zeigt, über einen weiteren Dialog. Diese zusätzliche Eingabemöglichkeit wurde geschaffen, da in den Konstruktionsabteilungen die Radien der Hebel angegeben werden und diese sich über ein zylindrisches Koordinatensystem leichter parametrieren bzw. überprüfen lassen. Nach der Eingabe der Lagepunkte in Zylinderkoordinaten werden die Parameter wieder in kartesische Koordinaten zurückgerechnet, um mit dem MKS-Modell konsistent zu sein und im GUI visualisiert zu werden.

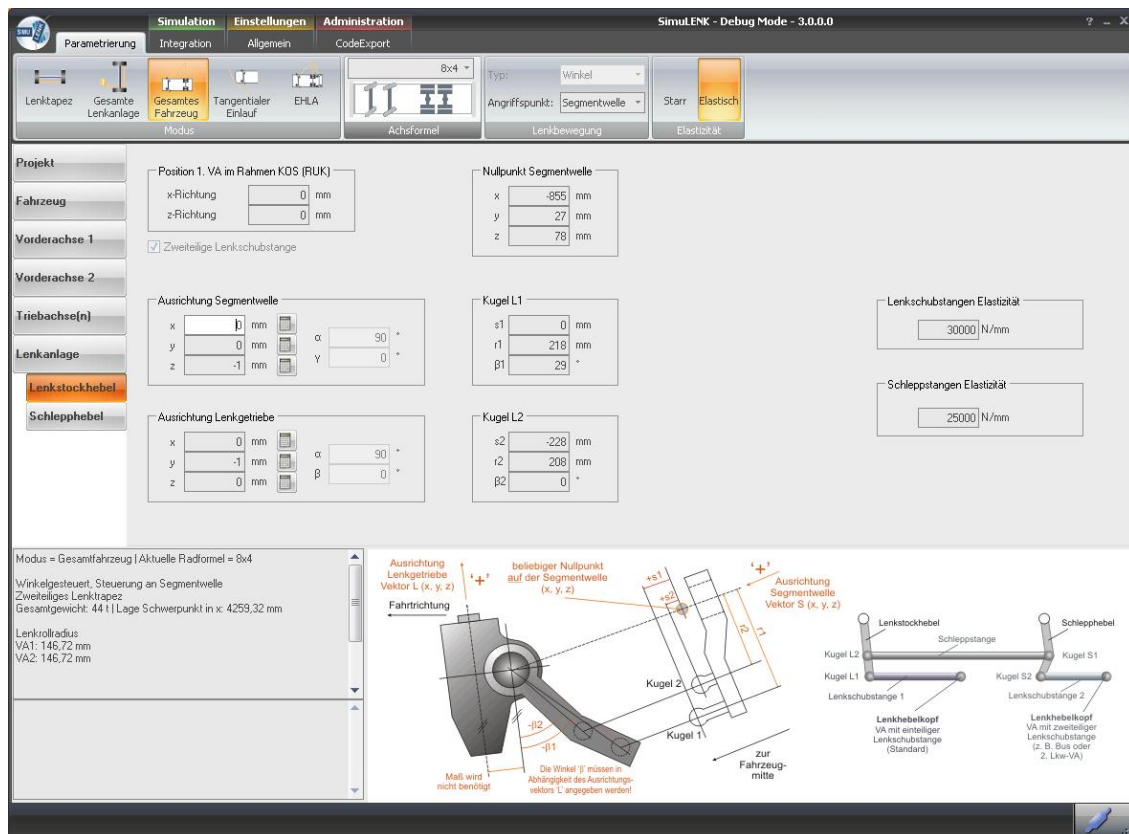


Abbildung 5.4.: Konfigurationsmöglichkeiten für die Lage und Ausrichtung des Lenkstockhebels mit der Eingabemöglichkeit von Steifigkeiten für den Kurbeltrieb

Durch diese große Anzahl an Auswahlmöglichkeiten und der gleichzeitigen Realisierung aller Varianten im MKS-Modell war ein besonderes Augenmerk auf die korrekte Erzeugung des SYS-Files zu legen. Die richtige Generierung des SYS-Files ist notwendig, da es durch inkorrekte Längen oder falsch geschalteten Lenktrapezen zu einer Sperrung des MKS-Systems kommt und eine Berechnung somit nicht mehr möglich ist.

5.2. Aufbau und programminterne Verarbeitung

Der strukturelle Aufbau von SimuLENK, siehe Abbildung 5.5, ist grundsätzlich in vier Teile gegliedert:

1. SimuLENK Programmkern

Beinhaltet die gesamte Programmlogik zur Steuerung des GUIs, der Modellaufbereitung, SYS-File Erstellung, Berechnung und Ergebnisaufbereitung.

2. Oracle - SDM

Aus der Oracle Datenbank (DB) werden alle vorhandenen lenkungs kinematischen Daten der MAN Nutzfahrzeuge AG zur Verfügung gestellt. So ist sichergestellt, dass immer ein korrektes Lenktrapez, die richtigen Reifenparameter oder bspw. die neue Fahrzeugkontur verwendet werden.

3. Projekt Datei - Fahrzeug-Daten

In ihr sind alle Parameter und Ergebnisse gespeichert, um zu einem späteren Zeitpunkt das Modell zu öffnen und zu verändern. Sollte das Modell schon berechnet worden sein, befinden sich selbstverständlich auch alle erhaltenen Ergebnisse in dieser Datei und es erlaubt die Erzeugung eines neuen Ergebnis Reports.

4. Ergebnis Report

Er dient nur zur Visualisierung der Daten, welche aus dem CE erhalten wurden. Der Report ist eine Excel Datei, kann konzernweit verwendet werden und erlaubt die unterschiedlichen Daten graphisch darzustellen. Mögliche Ergebnisgrafiken und -werte sind in Kapitel 5.3 aufgelistet.

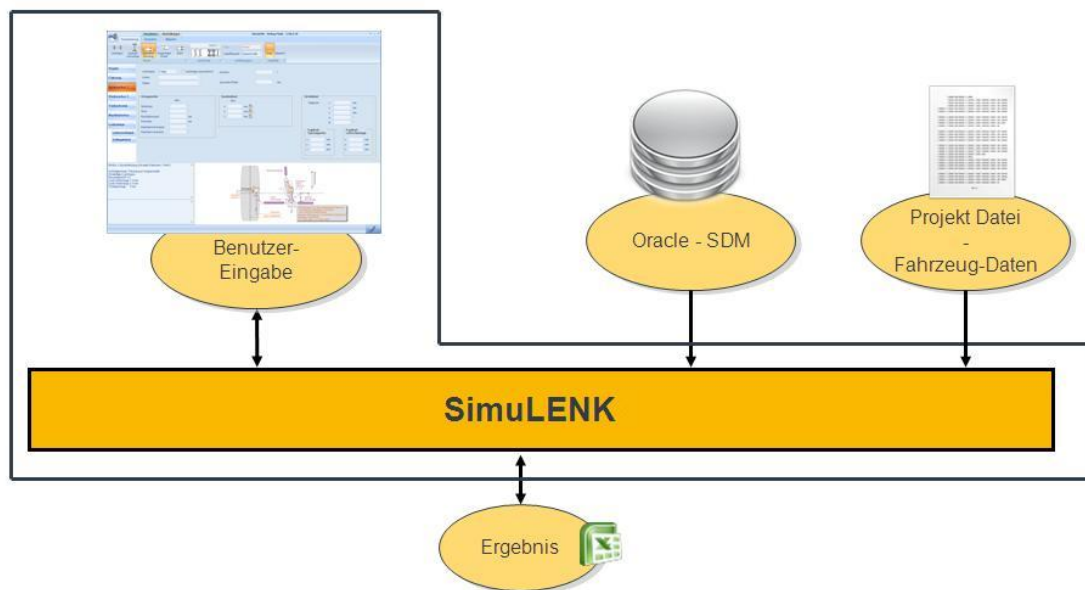


Abbildung 5.5.: Programmaufbau und Datenhaltung

Der Programmkern selbst setzt sich aus vielen unterschiedlichen Modulen zusammen, welche unter anderem Visualisierung, Datenhaltung, DB Zugriffe und Projektmanagement regeln. Dieser Aufbau der einzelnen Funktionsbereiche war notwendig, um das Programm einerseits nach dem V-Modell zu entwickeln und im zweiten Schritt offen für zukünftige Erweiterungen zu halten. Auch erleichtert die Funktionstrennung die Fehlersuche und -behebung, da die Bereiche, in denen eventuelle Probleme auftreten, genau eingegrenzt werden können.

Das Hauptaugenmerk bei der Entwicklung von SimuLENK lag auf der richtigen Parametrierung des Fahrzeuges und dem Erstellen des SYS-Files. Hier galt es unter anderem die unterschiedlichen Koordinatensysteme zu berücksichtigen, die in einem Automobilentwicklungsprozess herrschen. In der Konstruktionsabteilung wird das fahrzeugfeste Koordinatensystem nicht wie fahrdynamisch üblich in, sondern gegen die Fahrtrichtung eingetragen, siehe Abbildung 5.6 und 5.7.

Da Konstrukteure nicht immer mit SI-konformen Einheiten rechnen, musste das besondere Berücksichtigung finden.

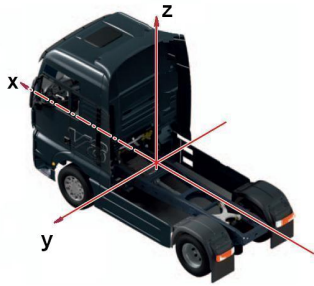


Abbildung 5.6.: Fahrdynamisches Koordinatensystem

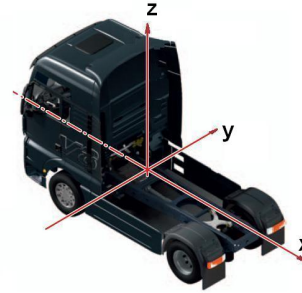


Abbildung 5.7.: Konstruktives Koordinatensystem

Auch die vielfachen Umrechnungen von kartesischen Koordinaten in Zylinder-Koordinaten und umgekehrt mussten ausgiebig getestet werden, um bei unterschiedlichsten Anwendungsfällen korrekte Ergebnisse zu liefern. Die Berechnung der elastischen Lenkschub- und Spurstangen gilt es hier als besondere Herausforderung hervorzuheben, denn ihre korrekte Berechnung ist immanent wichtig. Es gilt für die drei Lenktrapezvarianten - ein-, zwei- und dreiteilig - die unterschiedlichen Kugelkopfpunkte zu bestimmen, den Nachlaufwinkel einfließen zu lassen, sowie die Punkte des Lenkstockhebels und evtl. Schlepphebels korrekt vom Zylinder-Koordinatensystem ins Kartesische umzurechnen. Sollte die Berechnung falsch durchgeführt worden sein, erhält das Fahrzeug bei der Simulation schon im Ausgangszustand durch inkorrekte Längen eine Lenkbewegung und die Berechnung ist nicht verwertbar.

Ebenfalls wichtig für die Erstellung des SYS-Files war die richtige Parametrierung der Steifigkeitswerte, da eine Selbstsperrung auftreten könnte und somit das Fahrzeug keine Lenkbewegung durchführt.

Wenn die Eingabe der Parameter beendet ist, kann der Benutzer die Simulation starten. Dabei wird das SYS-File sowie die notwendigen Input-Functions erstellt und der CE ausgeführt. Nach dem erfolgreichen CE-Durchlauf werden die Ergebnisdaten eingelesen. Viele Ergebniskanäle müssen noch aufbereitet bzw. aus den Ergebnissen der Simulation berechnet werden.

5.3. Auswertung

Die Auswertung wird, wie in Kapitel 4.1 erwähnt, nicht im SIMPACK eigenen Post-Processor durchgeführt, sondern von SimuLENK bearbeitet. Das hat zwei Gründe:

1. Durch den modularen Aufbau des MKS-Modells und der entwickelten Software ist eine schnelle und effiziente Auswertung der Ergebnisse im SIMPACK eigenen Post Processor nicht gegeben.
2. Zur Weiterverarbeitung der Simulationsergebnisse in Dokumente erweist sich das Post-Processor Konzept als umständlich und ermöglicht keine geeignete Darstellung für die Weitergabe der Ergebnisse.

Nach einem erfolgreichen CE-Durchlauf erhält man ein CSV-File, in dem die zuvor definierten Output-Channels zu jedem eingestellten Zeitschritt enthalten sind. Die Werte werden ins

Programm zur Weiterverarbeitung eingelesen. Als erster Verarbeitungsschritt erfolgt die Umsortierung, da im CSV-File die Werte der Zeit nach ausgegeben wurden. Im Ergebnis-Report sind jedoch die Lenkwinkel das Sortierungskriterium. Um die Programmierphilosophie, die Kapselung von einzelnen funktionalen Einheiten, in SimuLENK bei der Auswertung beizubehalten, wurden Ergebnisauswertung und -darstellung in jeweils einzelne Module implementiert.

Nach der erfolgreichen Neusortierung der Werte erfolgt die Aufbereitung. So müssen Winkel von Radiant in Grad umgerechnet, bei einigen Ergebniskanälen die Vorzeichen getauscht oder mit unterschiedlichen Kanälen das gewünschte Ergebnis berechnet werden, wie es bei der Übersetzung des Kurbeltriebes der Fall ist. Um hier den Rechenaufwand für das Programm so gering wie möglich zu halten, wird schon bei der Neusortierung eine Auswahl der weiterverarbeitenden Ergebniskanäle getroffen. Schließlich ist es nicht notwendig, den Winkel von zwei- und dreiteiligem Lenktrapez mitzurechnen, wenn nur ein einteiliges Lenktrapez vom Benutzer ausgewählt wurde.

Wenn alle notwendigen Ergebniskanäle berechnet wurden, gibt es noch die Möglichkeit der Interpolation der Werte. Beim allerersten Berechnungsdurchlauf einer neuen Parametrierung, oder wenn in der bestehenden Werte verändert wurden, hat der Benutzer keine Möglichkeit die Schrittweite für die Interpolation oder das Interpolationskriterium zu bestimmen. Wurde jedoch schon einmal ein Simulationsergebnis berechnet, so kann der Benutzer die Schrittweite zwischen 0,1 und 5 Sekunden, in verschiedenen Schrittweiten sowie unterschiedliche Sortierungskanäle wählen.

Nach welchen Kanälen eine Datenreorganisation möglich ist, hängt vom jeweils zusammenge-
stellten Fahrzeug und Berechnungsmodus ab. Abbildung 5.8 zeigt eine Auswahl der Möglich-
keiten, die sich dem Benutzer bieten. Der Wunsch bzw. die Idee eine solche Funktionalität in
SimuLENK zu realisieren, kam von Seiten der Konstrukteure, um unterschiedliche Visualisie-
rungen durchführen zu können oder nur die erhaltenen Werte - ohne graphische Darstellung -
zu betrachten.

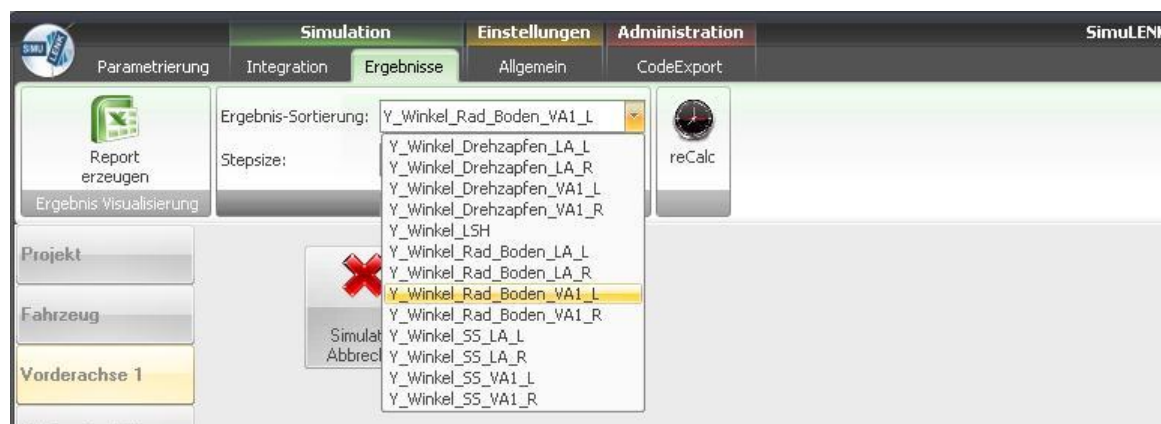


Abbildung 5.8.: Mögliche Sortierungskriterien

Visualisierung der Ergebnisse

Nach Beendigung der Umrechnungen werden die Daten in eine Excel-Datei geladen, welches sich für die Visualisierung der Ergebnisse mit Diagrammen sehr gut eignet, da der Report auch konzernweit verfügbar sein soll und das durch Microsoft Excel gegeben ist. Neben den Simulationsergebnissen sind relevante Fahrzeugparameter in dem Report angezeigt, um einen vollständigen Bericht zu erhalten. Die Erstellung des Reports in Microsoft Excel bietet auch die Möglichkeit die Ergebnisse zu ergänzen, Bemerkungen zu verfassen oder die Einbindung in andere Dokumente der Microsoft Office Familie.

Folgende Ergebnisse können in einem Excel-File, das aus den CE-Outputs erstellt wurde, visualisiert werden:

- Sturz über dem Radlenkwinkel
- Winkel zwischen Spurhebel und Spurstange
- Lenkwinkel von linkem und rechtem Rad am Boden (bei den beiden Vorderachsen und der Laufachse)
- Lenkwinkel von linkem und rechtem Rad am Drehzapfen (bei den beiden Vorderachsen und der Laufachse)
- Lenkfehler zwischen linkem und rechtem Rad an beiden Vorderachsen sowie gegenüber dem Lenkstockhebelwinkel
- Winkel zwischen Lenkschubstange und Lenkhebel bzw. Schlepphebel und zwischen Lenkstockhebel und Lenkschub- bzw. Schleppstange
- Relation Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel
- Übersetzung der Kurbeltriebkinematik (Segmentwelle bis zum Drehzapfen)
- Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle
- Kräfte in
 - Spurstange
 - Schleppstange
 - Lenkschubstange
- Wende- und Spurkreisradius
- Heckauslenkung
- Reifenschräglaufwinkel aller im System vorhandenen Reifen

Diese Ausgabekanäle werden je nach gewähltem Bearbeitungsmodus, Steuerungsoptionen, Achskonfiguration und Lenktrapez in dem Excel-Formular, durch die Steuerung von Simu-LENK, ein- bzw. ausgeblendet.

6. Anwendungsbeispiele

6.1. Validierungsschritte

Um die Korrektheit der berechneten Daten des MKS-Modells zu prüfen, wurde eine Reihe von ausgewählten Anwendungsbeispielen herangezogen. Da es beim Nutzfahrzeug, und respektive im verwendeten SIMPACK Modell, eine große Anzahl an Parametern zu berücksichtigen gilt, die untereinander noch Abhängigkeiten aufweisen, war es unerlässlich einen ausführlichen Prüfplan zu erstellen, um die erhaltenen Daten evaluieren zu können.

Der Ablauf des Testplans gliederte sich folgendermaßen:

1. **Kontrolle der korrekten Schaltung der Lenktrapeze**

Es wurde an der ersten Vorderachse überprüft, ob die einzelnen Lenkungssysteme sich korrekt vom maximalen Links- zum Rechtseinschlag verhalten.

2. **Kontrolle der richtigen Betätigung der Lenkung und Überprüfung der Lenkungsbereiche**

Da neben der Lenkung am Drehzapfen auch eine Lenkung an der Segmentwelle bzw. dem Lenkgetriebe möglich ist, galt es hier zu überprüfen, ob die Steifigkeit der Lenkschubstange und deren Länge korrekt sind und ob die Eingabe der Winkel plausibel ist.

3. **Kontrolle der Lenkung an der ersten Vorderachse mit einem Zwischenhebel**

Hier musste die Berechnung der Länge und das richtige Schalten der Steifigkeiten bei der Lenkschub- und Schleppstange überprüft werden.

4. **Kontrolle der Berechnung bei Lenkungen mit zwei Vorderachsen**

Die richtige Berechnung der Lenkschub- und Schleppstangen wurde zuvor schon überprüft, jedoch galt es hier noch sicherzustellen, dass die verschiedenen Lenkungsbetätigungsmodi auch in dieser Simulationsumgebungen korrekt funktionieren.

5. **Kontrolle der korrekten Schaltung der Steifigkeiten der Lenktrapeze**

Grundlegend wurde diese Funktion schon im ersten Punkt geprüft. Hier muss jedoch mittels unterschiedlicher Werte und durch mehrmaliges Aktivieren und Deaktivieren dieser Funktionen das SYS-File richtig abgebildet werden, da sich das Modell bei falscher Schaltung sperrt.

6. **Kontrolle des Zusammenbaus des Gesamtfahrzeugmodells**

Hier galt es nur zu kontrollieren, dass die verwendeten Achsen eine Achslast erhalten und die Reifen richtig zugewiesen werden, da die nun benötigten Funktionen schon zuvor verifiziert wurden.

7. Kontrolle der Parameter für die elektro-hydraulischen Laufachse (EHLA)

Berechnung

Da beim EHLA Modell noch zwei zusätzliche Dateien, mit dem Lenkwinkel und dem Lenkmoment, erzeugt werden, musste überprüft werden, ob die Werte der einzelnen Lenkwinkelschritte synchron mit dem Aufbringen des Lenkmomentes erzeugt werden.

Die eben beschriebene Vorgehensweise wurde gewählt, da die Validierung dieses komplexen Modells nur Schritt für Schritt mit dem einzelnen Abprüfen der Module mit einem vertretbaren Aufwand positiv zu absolvieren ist. Würde man ohne die richtige Schaltung des Lenktrapezes oder der Steifigkeiten im Modell sofort mit der Auswertung der Wendekreise beginnen, ergeben sich eine Vielzahl an Möglichkeiten, weshalb das Modell keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert.

Nach dieser grundlegenden Funktionsüberprüfung wurde mittels früher berechneter Modelle die Plausibilität der neu erhaltenen Werte hinterfragt.

6.2. Validierung des MKS-Modells mit vorhandenen Berechnungen

Nach dem eingehenden Basistest der Funktionen wurde anhand bereits validierter Ergebnisse die Genauig- und Korrektheit des MKS-Modells untersucht. Hierzu wurden drei Fahrzeuge der MAN Nutzfahrzeuge AG, welche ein breites Spektrum an möglichen Konfigurationen bieten, gewählt.

Folgende Fahrzeuge wurden für diese Tests verwendet:¹

1. Zweiachsiger Bus mit einem Kurbeltrieb mit Schleppstange und Schlepphebel und einem einteiligen Lenktrapez. Ausgewählte Parameter zu dieser Konfiguration finden sich in Tabelle 6.1.

Parameter	Wert	Einheit
Achskonfiguration	4x2	
Achslasten	8/10	t
Radstand VA1-TA1	3600	mm
Spreizung	7,6	°
Sturz	0,4	°
Nachlaufwinkel	3,0	°
Nachlaufversatz	0	mm
Fahrerhauskontur x-Richtung	-1371,0	mm
Fahrerhauskontur y-Richtung	2321,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke x	5000,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke y	2200,0	mm

Tabelle 6.1.: Zweiachser mit einem zweiteiligen Kurbeltrieb

¹Die Werte in der Tabelle betreffend der Fahrerhauskontur beziehen sich bei den Werten in y-Richtung auf den Abstand aus der Fahrzeugmittenebene zum äußersten Konturpunkt und bei x-Werten sind dies die Abstände des äußersten Punktes zur ersten Vorderachse in der Radmittenebene

2. Vierachser mit zweiter lenkbarer und nicht angetriebener Vorderachse und einer adhäsionsgelenkten Nachlaufachse. Ausgewählte Parameter zu dem Fahrzeug sind in Tabelle 6.2 zu sehen.

Parameter	Wert	Einheit
Achsformel	8x2-6	
Achslasten	7,5/7,5/11,5/11,5	t
Radstand VA1-VA2	1795	mm
Radstand VA1-TA1	5900	mm
Radstand VA1-LA	7250	mm
Spreizung VA1/VA2/LA	7,5/7,5/7,5	°
Sturz VA1/VA2/LA	0,5/0,5/0,5	°
Nachlaufwinkel VA1/VA2/LA	2,5/2,5/3,5	°
Nachlaufversatz VA1/VA2/LA	0/0/0	mm
Fahrerhauskontur x-Richtung	-1362,3	mm
Fahrerhauskontur y-Richtung	2129,2	mm
Hintere Karosserie-Ecke x	9450,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke y	2300,0	mm

Tabelle 6.2.: Vierachser mit zweiter Vorderachse und Laufachse

3. Vierachsiges Baustellen-Fahrzeug, mit zwei lenkbaren und nicht angetriebenen Vorderachsen sowie zwei Triebachsen, für den indischen Markt. Ausgewählte Parameter zu diesem Fahrzeug sind in Tabelle 6.3 ersichtlich. Charakteristisch für den Einsatzzweck auf einer Baustelle ist der Radstand von der ersten Vorderachse zur letzten Fahrzeugachse. Der Radstand ist um 700 mm kürzer als der bei einem Straßenfahrzeug, vgl. Radstand in Tabelle 6.2.

Parameter	Wert	Einheit
Achsformel	8x4	
Achslasten	8/7,5/10/10	t
Radstand VA1-VA2	3750	mm
Radstand VA1-TA1	5100	mm
Radstand VA1-TA2	6550	mm
Spreizung VA1/VA2	7,0/7,5	°
Sturz VA1/VA2	1,0/0,5	°
Nachlaufwinkel VA1/VA2	0/3	°
Nachlaufversatz VA1/VA2	0/0	mm
Fahrerhauskontur x-Richtung	-1371,0	mm
Fahrerhauskontur y-Richtung	2329,2	mm
Hintere Karosserie-Ecke x	7000,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke y	2200,0	mm

Tabelle 6.3.: Standard Vierachsfahrzeug

Alle drei Fahrzeuge wurden hinsichtlich der Lenkungs kinematik, Kurbeltrieb kinematik und

Kreisfahrt untersucht.

Um eine gute Übersicht bei der Darstellung und Diskussion der Ergebnisse zu erhalten, wurde auf eine komplette Darstellung der Ergebnisse von allen drei Fahrzeugen verzichtet. Im Folgenden sind nur Ergebnisse zum zweiten oben vorgestellten Fahrzeug angeführt.

6.2.1. Ergebnisse für die Lenkkinematik

Untersucht wurden bei der Lenkungs kinematik die Größen

- Sturz über Radlenkwinkel am linken Vorderreifen
- Winkel des Spurhebels zur Spurstange über den Lenkwinkel an der ersten Vorderachse
- Lenkwinkel des rechten Vorderrades über den Lenkwinkel des linken Rades
- Lenkwinkel am Drehzapfen - sowohl auf der linken wie auch rechten Seite - über den Lenkwinkel des linken Rades
- Lenkfehler des rechten Rades über den Lenkwinkel des linken Rades
- Radlenkwinkel an linker und rechter Seite über den Lenkstockhebelwinkel

Sturz über Radlenkwinkel am linken Vorderreifen

Abbildungen 6.1 und 6.2 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Rades in Grad und auf der Ordinate den Radsturz in Grad. Die Werte für das linke sind rot und das rechte Rad blau dargestellt.

Die Abbildungen zeigen, dass das kurveninnere Rad einen größeren Sturzwinkel erhält als das kurvenäußere Rad. Grund für diesen Effekt sind die lenkungs kinematischen Größen Spreizung und Nachlaufwinkel. Bei der Rechtskurve steigt die Sturzkurve am rechten Rad progressiver an als im Vergleich dazu bei einer Linkskurve am linken Rad. Dies resultiert aus dem Kniehebeleffekt der zwischen Spurstange und Spurhebel auf der rechten Seite des Lenktrapezes wirkt.

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten korrelieren.

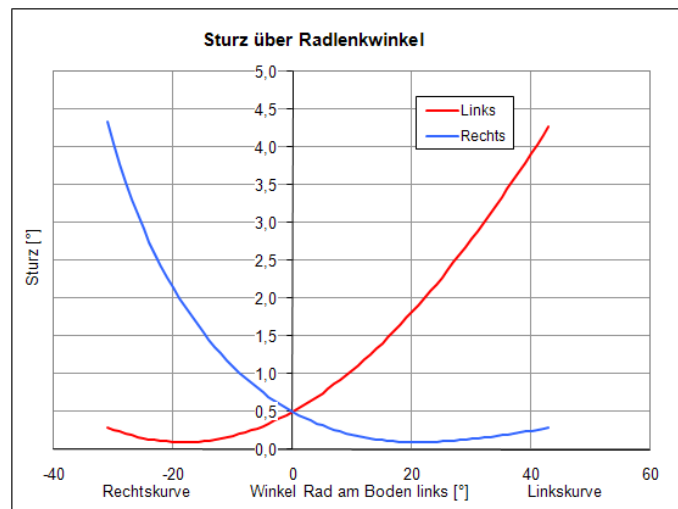


Abbildung 6.1.: Sturzwinkel über Winkel Rad am Boden, validierte Daten

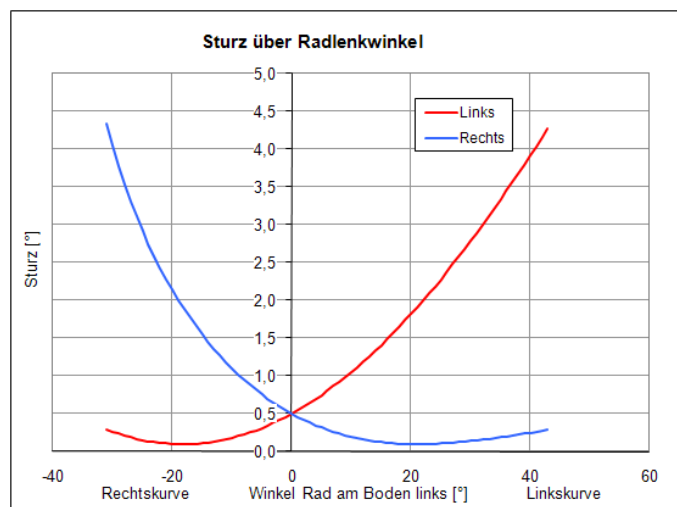


Abbildung 6.2.: Sturzwinkel über Winkel Rad am Boden, neues Modell

Winkel des Spurhebels zur Spurstange über den Lenkwinkel an der ersten Vorderachse

Abbildungen 6.3 und 6.4 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Rades in Grad und auf der Ordinate den projizierten Winkel zwischen Spurhebel und Spurstange in Grad. Zusätzlich ist ein selbst festgelegter Grenzwinkel für den Kniehebeleffekt, schwarz strichliert, dargestellt. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve.

Auch in diesen Ergebnissen ist der Kniehebeleffekt am rechten Rad gut sichtbar. Der stumpfe Winkel von knapp 160° zwischen Spurhebel und Spurstange erzeugt große Kräfte in der Spurstange. Diese führen in der Realität zu einer Längung der Spurstange. Aufgrund der Längung war eine Modellierung der Spurstange als Feder, zur Berücksichtigung von Elastizitäten, für qualitative Ergebnisse erforderlich.

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten übereinstimmen.

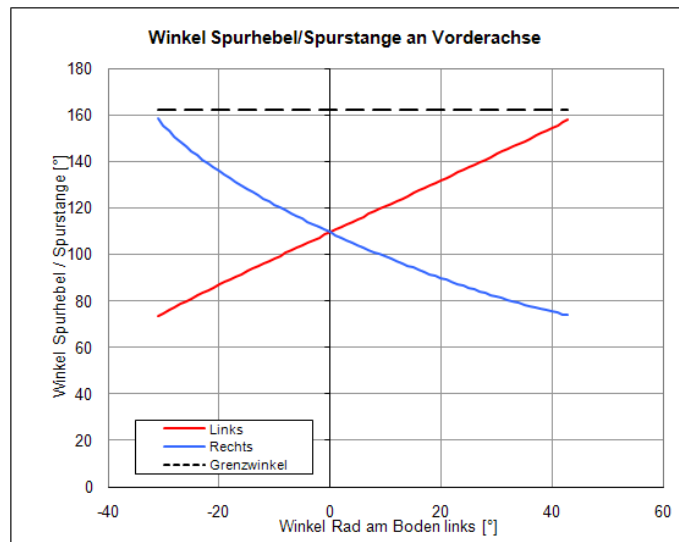


Abbildung 6.3.: Winkel Spurhebel/Spurstange an Vorderachse, validierte Daten

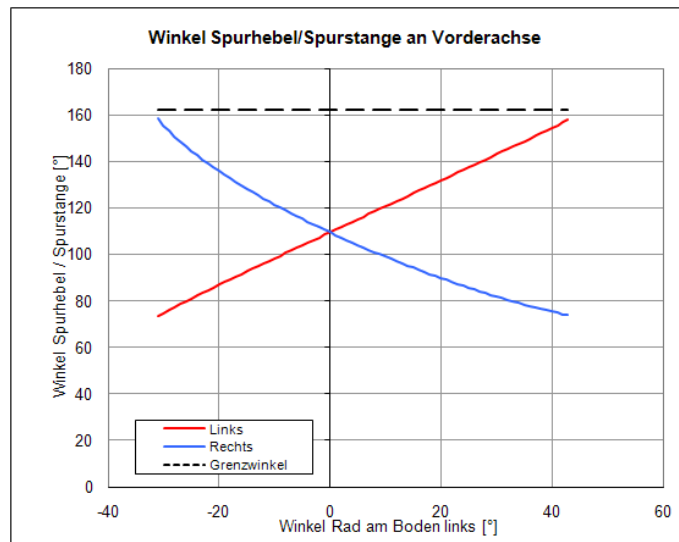


Abbildung 6.4.: Winkel Spurhebel/Spurstange an Vorderachse, neues Modell

Lenkwinkel des rechten Vorderrades über den Lenkwinkel des linken Rades

Abbildungen 6.5 und 6.6 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Rades in Grad und auf der Ordinate den Lenkwinkel des rechten Rades in Grad. Positive Werte stehen für Links-, negative für einen Rechtseinschlag. Gut ersichtlich ist in diesen Abbildungen die Funktionsweise der Achsschenkellenkung. Bei einem Linkseinschlag hat das kurveninnere Rad einen Lenkwinkel von 43° das rechte einen von ca. 30° .

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten übereinstimmen.

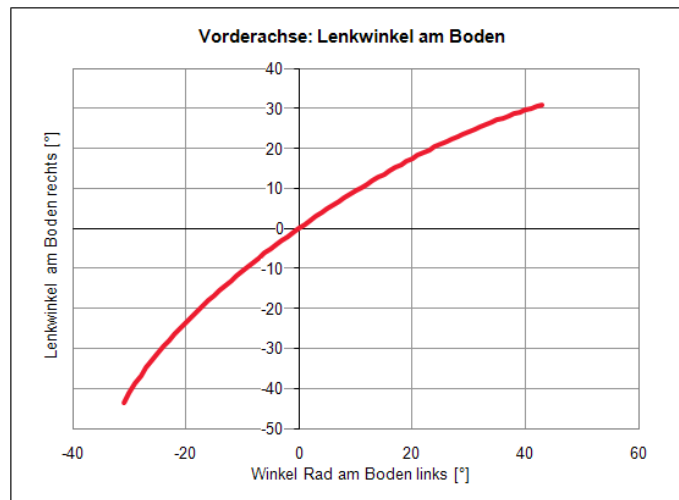


Abbildung 6.5.: Vorderachse: Lenkwinkel am Boden, validierte Daten

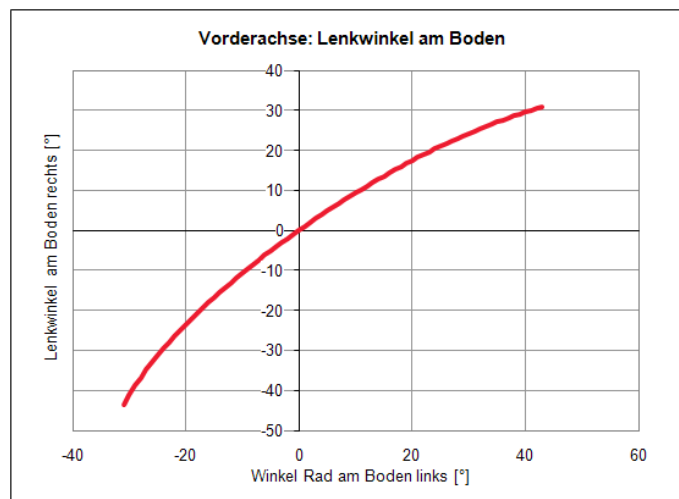


Abbildung 6.6.: Vorderachse: Lenkwinkel am Boden, neues Modell

Lenkwinkel am Drehzapfen - sowohl auf der linken wie auch rechten Seite - über den Lenkwinkel des linken Rades

Abbildungen 6.7 und 6.8 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber. Auf der Abszisse ist der Lenkwinkel des linken Rades in Grad und auf der Ordinate der Drehzapfenwinkel in Grad aufgetragen. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve. Die Werte für den linken Drehzapfen sind rot, für den rechten blau dargestellt.

Beim linken Drehzapfen ist der lineare Verlauf der Kennlinie gut ersichtlich. Sie resultiert aus der direkten Ansteuerung des Drehzapfens mit der Lenkschubstange und dem Lenkhebel. Beim Winkel am rechten Drehzapfen resultieren der degressive Verlauf beim Einschlag nach links, sowie der progressive beim Lenken nach rechts, aus den Kniehebeleffekten.

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten übereinstimmen.

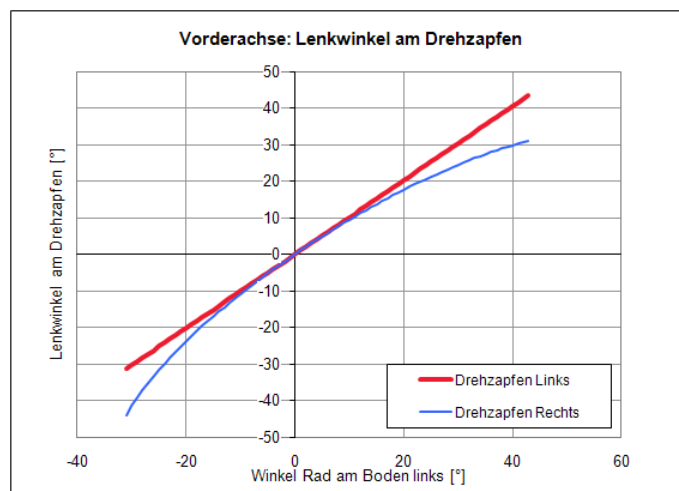


Abbildung 6.7.: Vorderachse: Lenkwinkel am Drehzapfen, validierte Daten

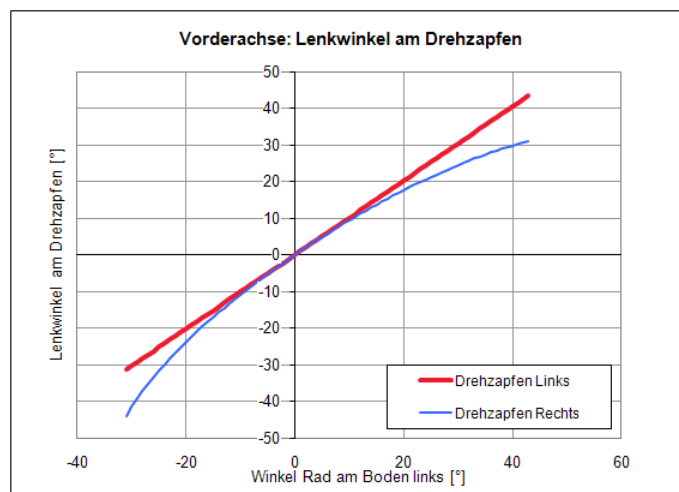


Abbildung 6.8.: Vorderachse: Lenkwinkel am Drehzapfen neues Modell

Lenkfehler des rechten Rades über den Lenkwinkel des linken Rades

Abbildungen 6.9 und 6.10 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Rades in Grad und auf der Ordinate den Lenkfehler in Grad. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve. Dargestellt ist der Lenkfehler der ersten Vorderachse zur Triebachse.

Die Form der Lenkfehlerkurve, beim Linkseinschlag weniger progressiv als beim Rechtein Schlag, begründet sich im Verhalten der Drehzapfenwinkel, welche das gleiche Verhalten zeigen.

Da der Lenkfehler unter anderem vom Radstand abhängt, und das Modell einen großen Radstand zwischen der ersten Vorderachse und der Triebachse aufweist, werden Werte von über 4° erhalten.

Bei der Geradeausfahrt ist ein Unterschied zu erkennen. Beim neuen Ergebnis ist um 0° Lenkwinkel eine Unstetigkeit zu erkennen. Diese Unstetigkeit ist jedoch korrekt, denn der Wert bei 0° Lenkwinkel wurde, aufgrund der angenehmeren Darstellung für die Konstruktionsabteilungen in der alten Version, aus den Nachbarwerten approximiert [9].

Abgesehen von dem einen Unterschied bei der Geradeausfahrt, der jedoch nicht funktional ist, sind die beiden Diagramme ident.

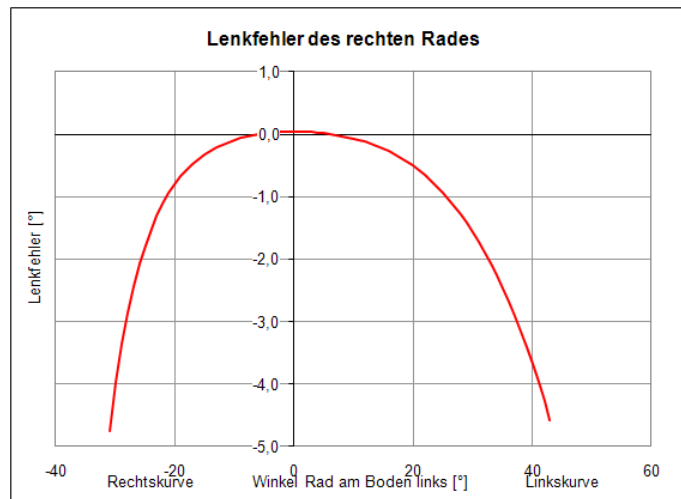


Abbildung 6.9.: Lenkfehler des rechten Rades, validierte Daten

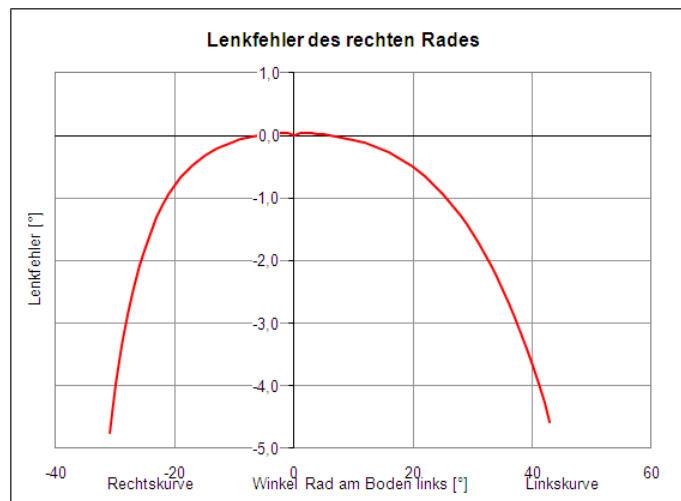


Abbildung 6.10.: Lenkfehler des rechten Rades, validierte Daten

Radlenkwinkel über den Lenkstockhebelwinkel

Abbildungen 6.11 und 6.12 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Winkel des Lenkstockhebels in Grad und auf der Ordinate den Radlenkwinkel in Grad. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve. Die Werte für den Radeinschlag nach links sind rot, für den nach rechts blau dargestellt.

Die Radlenkwinkel von linkem und rechtem Rad sind im Bereich zwischen -4° und $+6^\circ$ des Lenkstockhebelwinkels ident. Die Räder lenken somit parallel ein. Mit fallendem bzw. steigendem Winkel am Lenkstockhebel wird der Unterschied zwischen den Radlenkwinkeln durch die Achsschenkellenkung immer größer. Die Radlenkwinkeldifferenz ist bei den jeweiligen maximalen Radlenkwinkeln am größten.

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten übereinstimmen.

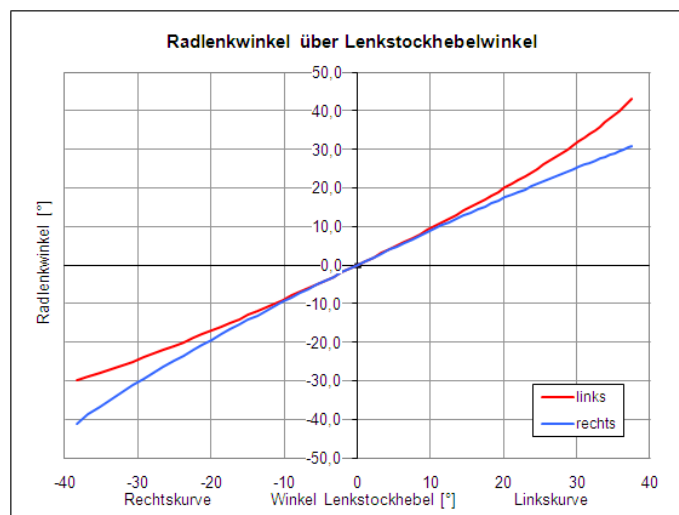


Abbildung 6.11.: Radlenkwinkel über Lenkstockhebelwinkel, validierte Daten

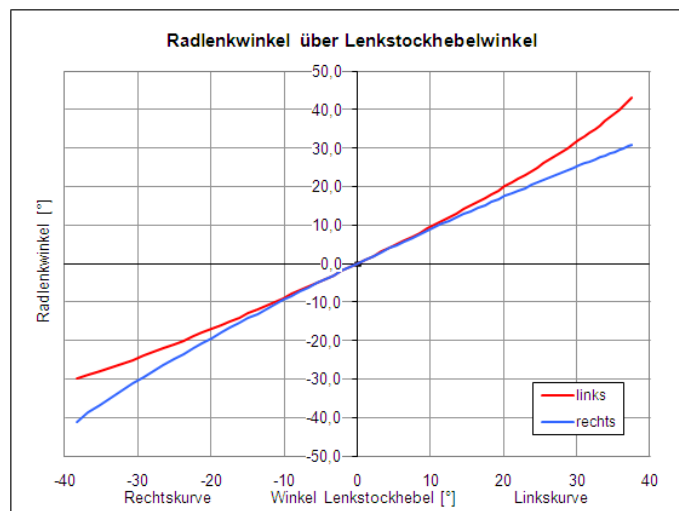


Abbildung 6.12.: Radlenkwinkel über Lenkstockhebelwinkel

6.2.2. Ergebnisse für die Kurbeltriebkinematik

Die untersuchten Kenngrößen des Lenkungskurbeltriebes, der Bereich vom Lenkgetriebe bzw. der Segmentwelle bis zu den Spurstangen, sind:

- Relation der Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel an Vorderachse 1 und 2
- Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle
- Kräfte in den Spurstangen
- Kräfte im Lenkgestänge

Nach der Berechnung ergeben sich folgende Diagramme:

Relation der Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel an Vorderachse 1 und 2

Abbildungen 6.13 und 6.14 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Winkel des Lenkstockhebels in Grad und auf der Ordinate den Radlenkwinkel in Grad. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve. Die Werte für die erste Vorderachse sind durchgezogen und für die zweite Vorderachse strichliert. Die Radlenkwinkel für die linken Räder sind rot für die rechte Seite blau dargestellt.

Es zeigt sich der in Abschnitt 6.2.1 Radlenkwinkel über den Lenkstockhebelwinkel durch den Kniehebeleffekt beschriebene Effekt an erster und zweiter Vorderachse.

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten übereinstimmen.

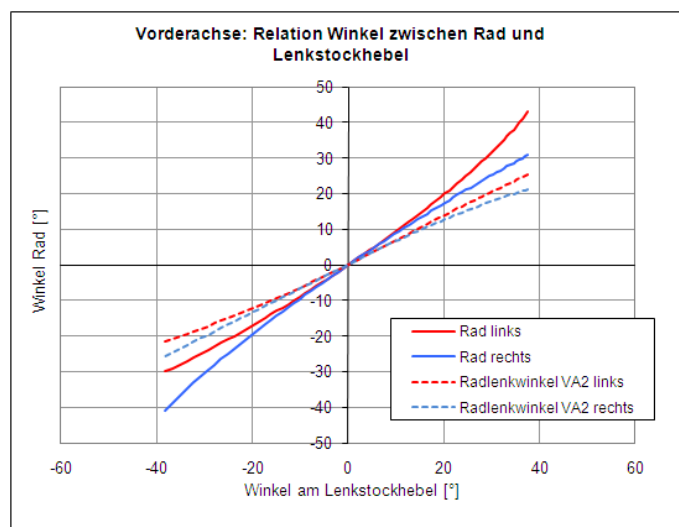


Abbildung 6.13.: Relation der Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel, validierte Daten

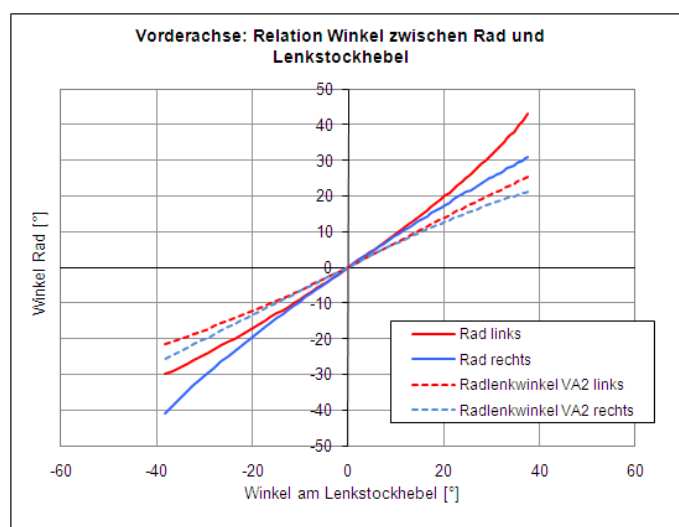


Abbildung 6.14.: Relation der Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel, neues Modell

Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle

Abbildungen 6.15 und 6.16 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Winkel des Lenkstockhebels in Grad und auf der Ordinate das Moment an der Segmentwelle. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve.

Unter dem erforderlichen Lenkmoment an der Segmentwelle wird das Moment vom Lenkstockhebel auf die Segmentwelle verstanden. Der progressive Anstieg bei der Linkskurve, die Lenkschubstange wird dabei auf Zug belastet, ergibt sich aus dem stumpfen Winkel zwischen Lenkschubstange und Lenkhebel. Bei der Rechtskurve ist dieser Effekt nicht so stark ausgeprägt, da die Lenkschubstange gegen den Lenkhebel „drückt“.

Durch Vergleich der Kurven ist ersichtlich, dass die Werte des neuen MKS-Modells mit denen des alten übereinstimmen.

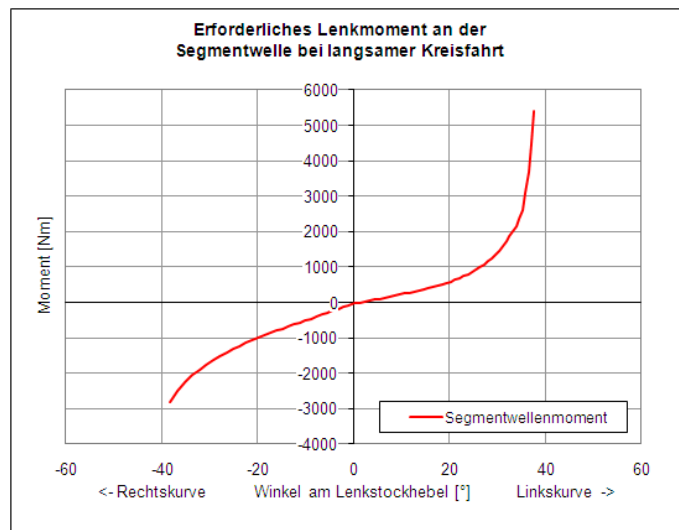


Abbildung 6.15.: Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle, validierte Daten

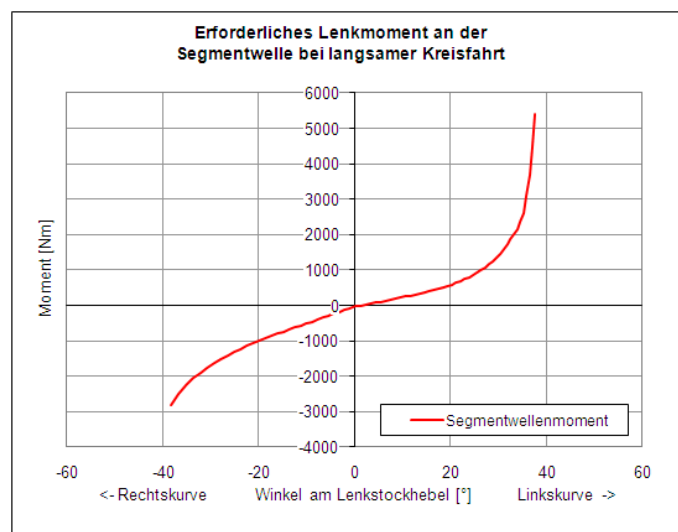


Abbildung 6.16.: Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle, neues Modell

Kräfte in den Spurstangen

Abbildungen 6.17 und 6.18 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Winkel des Lenkstockhebels in Grad und auf der Ordinate die auf die Spurstange wirkende Kraft in kN. Positive Werte auf der x-Achse stehen für eine Linkskurve, negative für eine Rechtskurve. Auf der y-Achse stellen positive Werte eine Zugkraft, negative eine Druckkraft dar.

Bei der Untersuchung werden nur die Kräfte an der ersten Vorderachse untersucht, da bei ihr die Kräfte kritischer als an der zweiten sind. Der stark progressive Anstieg der Kraft resultiert aus dem stumpfen Winkel zwischen Spurstange und Spurhebel.

Bei der Geradeausfahrt ist ein Unterschied zu erkennen. Beim neuen Ergebnis ist um 0° Lenkwinkel eine Unstetigkeit zu erkennen. Diese Unstetigkeit ist jedoch korrekt, denn der Wert bei

0° Lenkwinkel wurde aufgrund der angenehmeren Darstellung für die Konstruktionsabteilungen, aus den Nachbarwerten approximiert [9].

Abgesehen von dem einen Unterschied bei der Geradeausfahrt, der jedoch nicht funktional ist, sind die beiden Diagramme ident.

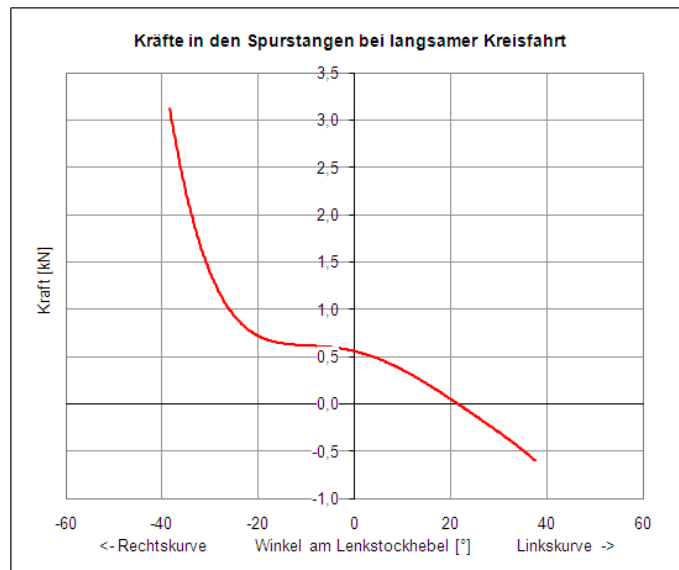


Abbildung 6.17.: Kräfte in den Spurstangen, validierte Daten

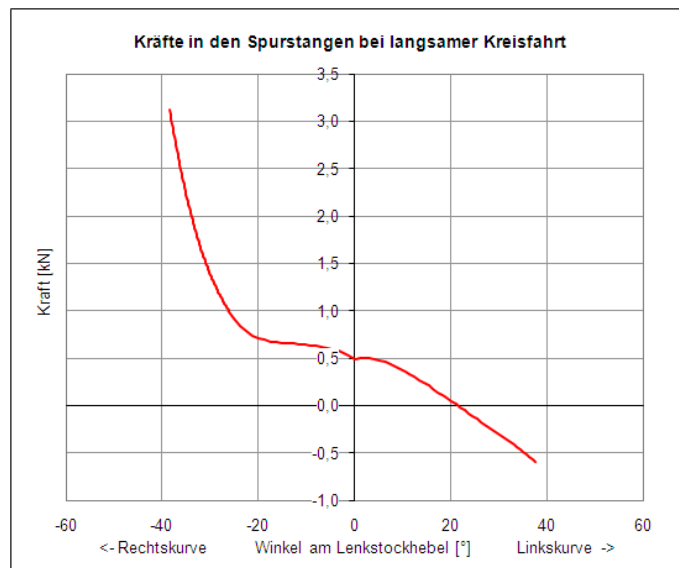


Abbildung 6.18.: Kräfte in den Spurstangen, neues Modell

6.2.3. Ergebnisse für die Kreisfahrt

Die untersuchten Kenngrößen bei der Kreisfahrt des Gesamtfahrzeuges sind:

- Wendekreisradius
- Spurkreisradius
- Heckauslenkung
- Reifenschräglaufwinkel

Besonders durch den Einbau von Differentialen, um alle aktuellen Antriebvarianten der MAN Nutzfahrzeuge zu realisieren, war mit unterschiedlichen Werten, zwischen den validierten Daten und des neuen Modells, zu rechnen.

Wendekreisradius

Abbildungen 6.19 und 6.20 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Vorderrades in Grad und auf der Ordinate den Wendekreisradius in m. Der Verlauf für den äußeren Wendekreisradius des Fahrzeuges ist rot, für den inneren blau dargestellt.

Beim Vergleich der Daten zwischen altem und neuem Modell sind sehr kleine Unterschiede erkennbar, die in Tabelle 6.4 nochmals zusammengefaßt sind. Mögliche Ursachen für die Differenzen sind die Einbindung von Differentialen im neuen MKS-Modell oder Rundungsfehler bei der Interpolation.

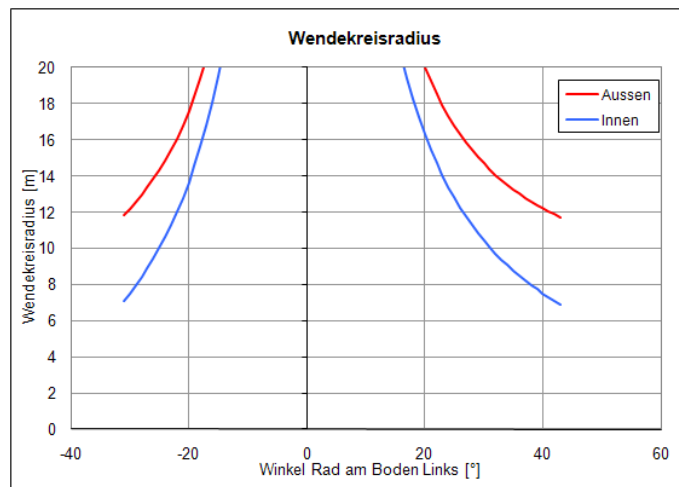


Abbildung 6.19.: Wendekreisradius, validierte Daten

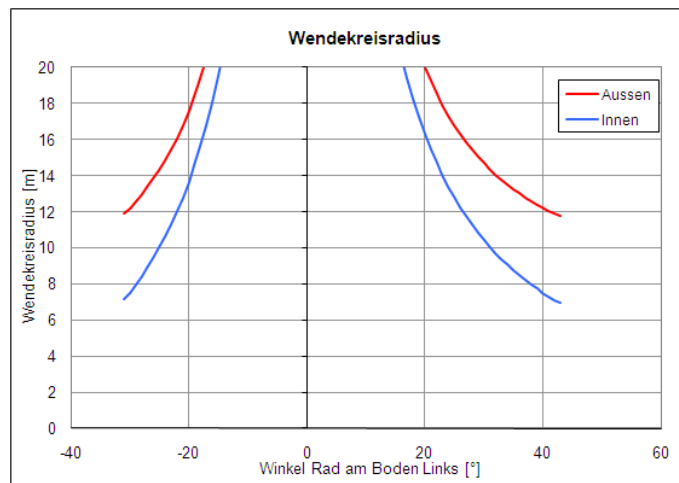


Abbildung 6.20.: Wendekreisradius, neues Modell

Spurkreisradius

Abbildungen 6.21 und 6.22 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Vorderrades in Grad und auf der Ordinate den Spurkreisradius in m. Die Werte für den äußeren Spurkreis des Fahrzeuges sind rot, für den inneren blau dargestellt.

Bei den Spurkreisen sind wie bei den Wendekreisen sehr geringe Unterschiede zwischen den beiden Modellen zu erkennen. Dargestellt sind die Abweichungen in Tabelle 6.4. Ein möglicher Grund für diese Abweichung ist die Integration von Differentialen in das Modell. Auch geringe Interpolationsfehler können nicht ausgeschlossen werden.

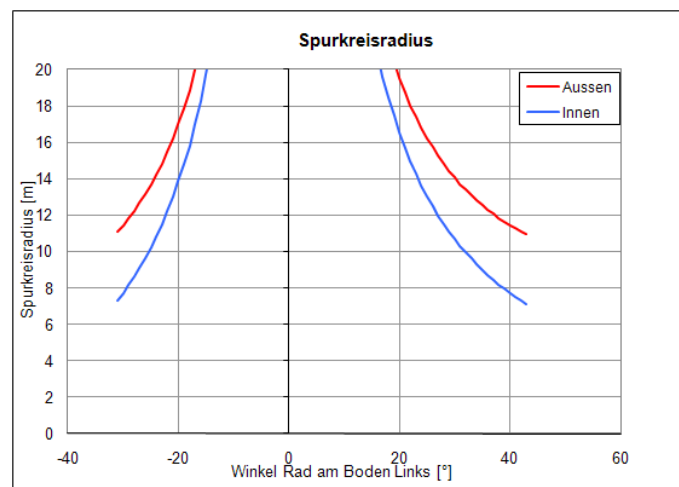


Abbildung 6.21.: Spurkreisradius, validierte Daten

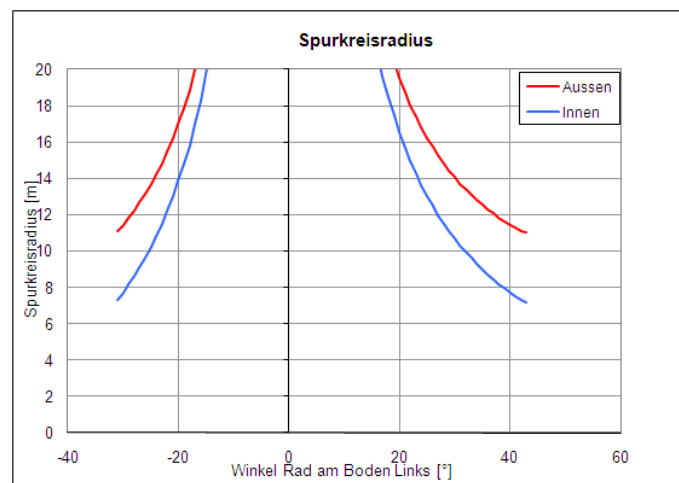


Abbildung 6.22.: Spurkreisradius, neues Modell

Heckauslenkung

Abbildungen 6.23 und 6.24 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Lenkwinkel des linken Vorderrades in Grad und auf der Ordinate die Heckauslenkung in mm. Das Plateau bei 225 mm Heckauslenkung kommt durch das nicht berücksichtigen von niedrigeren Werten zustande.

Auch die Werte bei der Heckauslenkung sind marginal unterschiedlich, was aus den Änderungen bei Wende- und Spurkreisen resultiert.

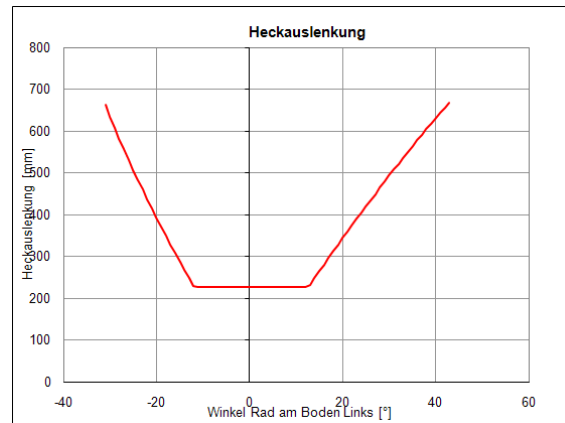


Abbildung 6.23.: Heckauslenkung, validierte Daten

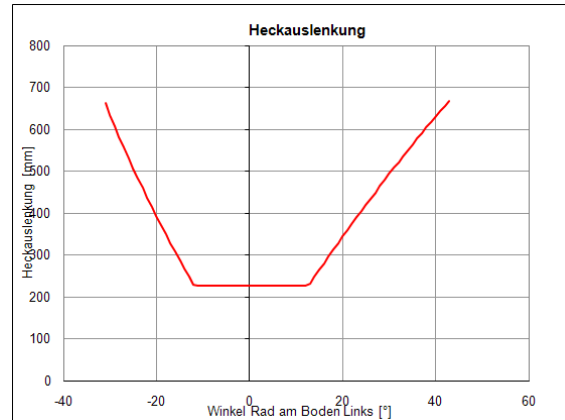


Abbildung 6.24.: Heckauslenkung, neues Modell

Reifenschräglaufrinkel

Im lenkungs kinematischen Kapitel 2 wurde mit der Ackermannbedingung (2.3) bei der sehr langsamen stationären Kreisfahrt vorausgesetzt, dass die Schräglaufrinkel und die Seitenkräfte gegen Null gehen. Da jedoch beim SimuLENK-Modell das Fahrzeug sich mit einer Anfangsgeschwindigkeit von $v_x = 6 \text{ km/h}$ bewegt existieren Seitenkräfte und Schräglaufrinkel an den Reifen.

Abbildungen 6.25 und 6.26 stellen die validierten Daten den neuen gegenüber und zeigen auf der Abszisse den Radlenkwinkel bei Linkseinschlag in Grad und auf der Ordinate den Schräglaufrinkel in Grad. An der ersten Vorderachse sind die Schräglaufrinkel für das linke Rad hellblau und für das rechte rot dargestellt. Bei der zweiten Vorderachse ist am linken Rad dunkelblau und am rechten dunkelrot verwendet. Die Laufachse ist strichliert mit den Farben blau für das linke und rot für das rechte Rad dargestellt.

Die Reifenschräglaufrinkel unterscheiden sich, aufgrund desselben Effektes wie die Wende- und Spurkreise.

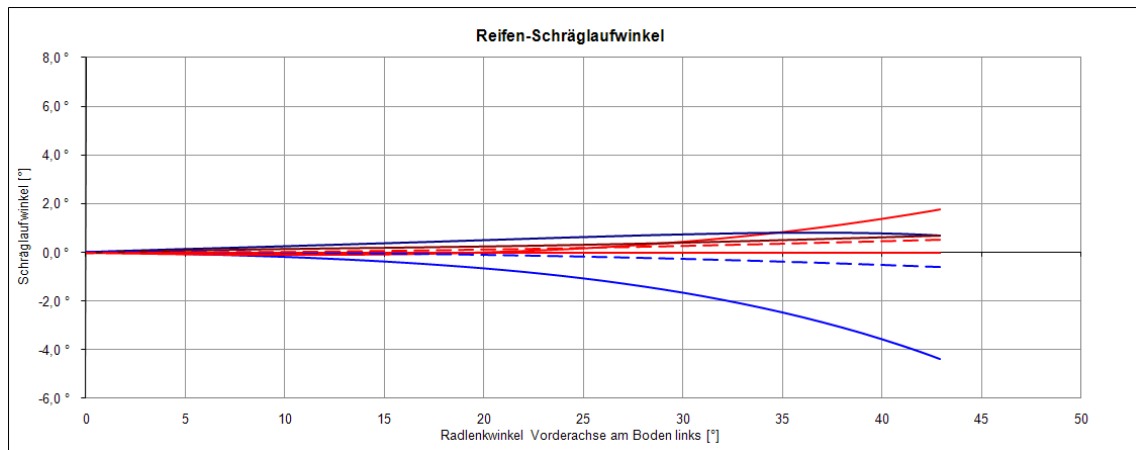


Abbildung 6.25.: Reifenschräglaufrinkel, validierte Daten

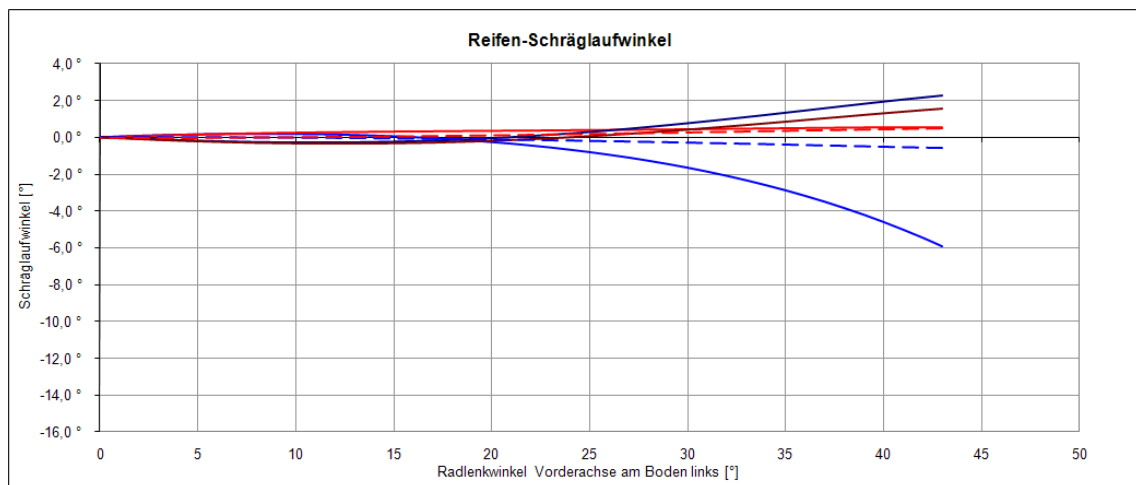


Abbildung 6.26.: Reifenschräglaufrinkel, neues Modell

6.2.4. Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Wende- und Spurkreisuntersuchung

In diesem Teil der Untersuchung treten zum ersten Mal Unterschiede auf. Da, außer bei den Reifenschräglaufwinkeln, die Differenzen zwischen den validierten Daten und dem neuen Modell in den Abbildungen nicht eindeutig sichtbar sind, erfolgt die Gegenüberstellung in der Tabelle 6.4. Die Werte beziehen sich auf einen Volleinschlag bei einer Linkskurve.²

Kenngröße	Wert validiert	Wert neu	Differenz
Wendekreisdurchmesser außen	23,48 m	23,56 m	0,08 m
Wendekreisdurchmesser innen	13,83 m	13,93 m	0,10 m
Spurkreisdurchmesser außen	21,89 m	21,99 m	0,10 m
Spurkreisdurchmesser innen	14,28 m	14,37 m	0,09 m

Tabelle 6.4.: Unterschiede bei den Wende- und Spurkreisen

Trotz der Differenzen zwischen dem alten und neuen MKS-Modell wird das neue Modell als valide eingestuft. Die zuvor diskutierten Ergebnisse, in den Abschnitten 6.2.1 und 6.2.2, sind ident mit den alten Werten und somit liefert das Modell eine große Ergebnisgüte.

6.3. Lenkungsauslegung für ein militärisches Geländefahrzeug

Nachdem das neue MKS-Modell nach den in Kapitel 6.2 durchgeführten Analysen als valide betrachtet wird, wurde für den ersten operativen Einsatz des Anwendungspaketes ein Militärfahrzeug gewählt. Ausgewählte Daten zu dem untersuchten Fahrzeug sind in Tabelle 6.5 hinterlegt.

Um Fahrzeuge mit mehr als einer Triebachse simulieren zu können, wurde das SimuLENK-Modell mit Differentialen ausgestattet, um bei den Untersuchungen bzgl. der Kreisfahrt realistische Ergebnisse produzieren zu können.

Das untersuchte Fahrzeug enthält ein zweiteiliges Lenktrapez, zwei gelenkte, nicht angetriebene Vorderachsen und zwei Triebachsen.

²Werte für den vollen Rechtseinschlag weisen die gleiche Abweichung auf und werden aus Gründen der Übersicht nicht angeführt.

Parameter	Wert	Einheit
Achsformel	8x4	
Achslasten	9/9/13/13	t
Radstand VA1-VA2	1930	mm
Radstand VA1-TA1	5790	mm
Radstand VA1-TA2	7290	mm
Spreizung VA1/VA2	5,0/5,0	°
Sturz VA1/VA2	1,0/1,0	°
Nachlaufwinkel VA1/VA2	2,5/2,5	°
Nachlaufversatz VA1/VA2	0/0	mm
Fahrerhauskontur x-Richtung	-1650,0	mm
Fahrerhauskontur y-Richtung	2550,2	mm
Hintere Karosserie-Ecke x	8768,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke y	2450,0	mm

Tabelle 6.5.: Militärisches Fahrzeug

Eine Variation von lenkungsspezifischen Parametern zu diesem Fahrzeug wurde nicht durchgeführt. Gründe dafür sind, dass das Fahrzeug aus bereits im MAN Nutzfahrzeuge Konzern bestehenden Komponenten zusammengesetzt werden soll und die Berechnungsabteilung Ergebnisse zu den bereits vorhandenen Komponenten, in Abhängigkeit diese Fahrzeugkonfiguration, benötigte. Das einzige Kriterium für dieses Fahrzeug bei der Lenkungssimulation war, dass der Wendekreis unter 30 m sein muss. In Kapitel 1.1 wurde die Richtlinie 97/27/EG und eines ihrer Kriterien für die Zulassung von Nutzfahrzeugen vorgestellt. Militärische Fahrzeuge sind von dieser Regelung jedoch ausgenommen, da sie Sonderzulassungen erhalten.

Leider war bis zum Zeitpunkt der Drucklegung noch kein Versuch möglich, um die erhaltenen Simulationsergebnisse zu überprüfen. Es erfolgt deswegen nur eine Plausibilitätsuntersuchung.

Im Folgenden sollen einzelne Kennwerte dargestellt und analysiert werden, welche sich stark von reinen Straßennutzfahrzeugen unterscheiden.

Lenkfehler

Da es sich um ein schweres Fahrzeug mit vier Achsen, davon zwei angetrieben, handelt, muss der Lenkfehler bei Volleinschlag so gering wie möglich gehalten werden, um eine übermäßige Abnutzung der Reifen zu verhindern.

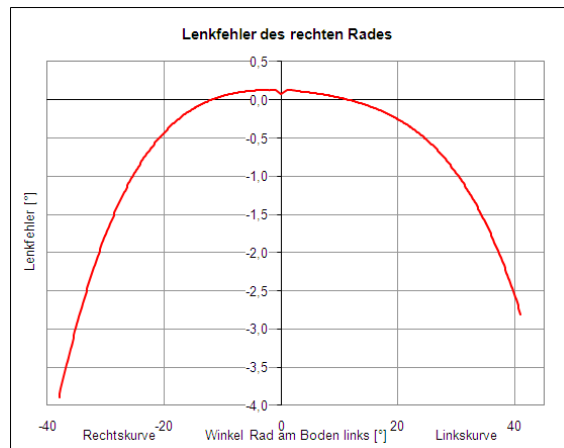


Abbildung 6.27.: Lenkfehler des rechten Rades

Bei einem Vergleich des Lenkfehlers des Militärfahrzeuges mit dem des Straßenfahrzeuges in Abbildung 6.9 fällt auf, dass dieser um fast 50 Prozent, bei einer Linkskurve im Vergleich zum Straßenfahrzeug, verringert wurde. Auch bei der Rechtskurve konnte der Lenkfehler reduziert werden, jedoch nicht im gleichen Ausmaß.

Reifenschräglaufwinkel

Eine Minimierung des Lenkfehlers schließt, laut der Ackermann-Bedingung, auch eine Verringerung der Reifenschräglaufwinkel mit ein. Diese Abhängigkeit ist gut ersichtlich, wenn das Diagramm 6.26 mit den Schräglaufwinkeln des Straßenfahrzeuges mit denen des Geländefahrzeuges gegenübergestellt wird. An jedem Rad, wie Abbildung 6.28 eindeutig zeigt, herrschen niedrigere Schräglaufwinkel vor. Diese geringen Schräglaufwinkel sind auch notwendig, um den Reifenverschleiß bei großen Radlenkwinkeln gering zu halten.

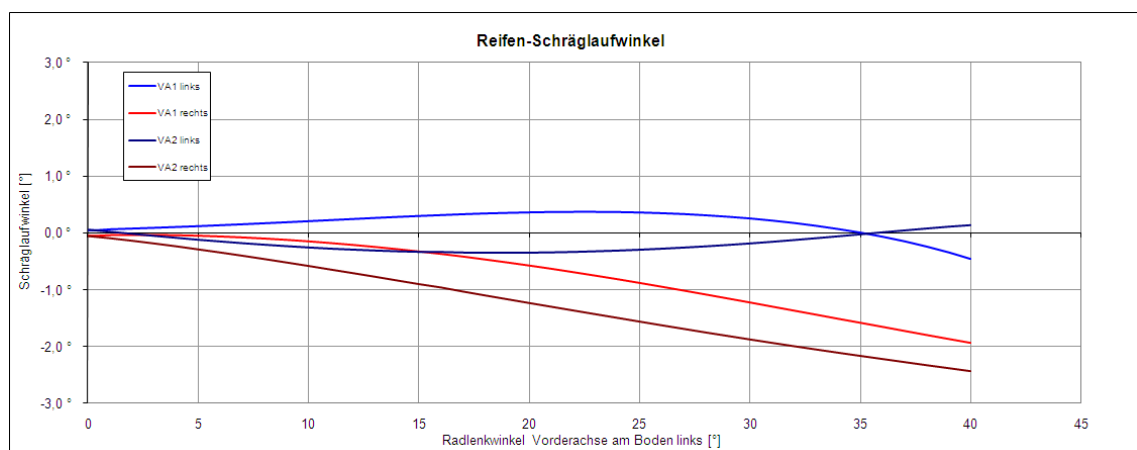


Abbildung 6.28.: Reifenschräglaufwinkel beim militärischen Fahrzeug

Wendekreis

Durch die Verringerung des Lenkfehlers ergibt sich jedoch ein deutlich größerer Wendekreis. Qualitativ ist ein Vergleich nicht mit dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Fahrzeug möglich,

zu unterschiedlich sind die beiden Fahrzeuge. Das von der Berechnungsabteilung gestellte Wendekreisradiuskriterium, das Fahrzeug muss einen Wendekreisradius von weniger als 15 m aufweisen, wurde erfüllt. In Abbildung 6.29 ist zu sehen, dass der größte Wendekreisradius beim vollen Linkseinschlag bei 13,5 m beträgt.

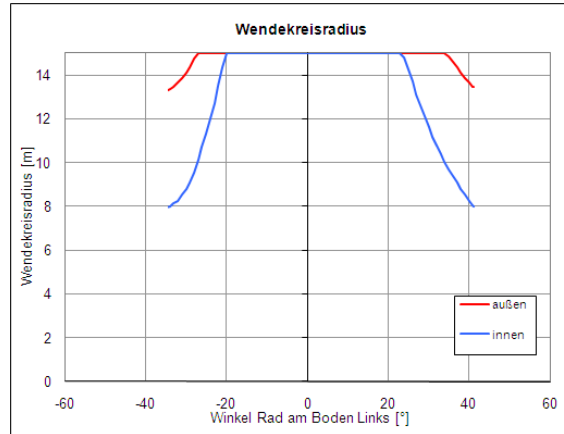


Abbildung 6.29.: Wendekreis beim militärischen Fahrzeug

Weitere Kenngrößen, die für die Lenkungsauslegung relevant sind, sind nicht sinnvoll an dieser Stelle mit dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Fahrzeug zu vergleichen, da es sich um von Grund auf verschiedene Fahrzeugtypen handelt.

6.4. Bewertungskriterium bei elektro-hydraulischen Laufachsen (EHLA)

Für die Auslegung von elektro-hydraulischen angesteuerten Laufachsen im MKS-Modell wird die Laufachse nach der in Kapitel 2.6 beschriebenen Methode gelenkt. Am linken Drehzapfen greift ein Moment $M_{Rück}$ als eine Funktion des mittleren Radlenkwinkels $\bar{\delta}_{LA}$ der Laufachse sowie der Radaufstandskraft $F_{Z_{LA}}$

$$M_{Rück} = f(\bar{\delta}_{LA}, F_{Z_{LA}}) \quad (6.1)$$

an und überlenkt die Laufachse.

Für die Untersuchung wurde ein Fahrzeug mit einem einteiligen Lenktrapez an der Vorderachse, zwillingsbereifter Triebachse und lenkbarer Nachlaufachse gewählt. Ausgewählte Parameter zu diesem Fahrzeug sind in Tabelle 6.6 ersichtlich.

Parameter	Wert	Einheit
Achsformel	6x2-4	
Achslasten	8/10/9	t
Radstand VA1-TA	4800	mm
Radstand VA1-LA	6150	mm
Spreizung VA1/LA	7,5/7,5	°
Sturz VA1/LA	0,5/0,5	°
Nachlaufwinkel VA1/LA	1,5/3	°
Nachlaufversatz VA1/LA	0/0	mm
Fahrerhauskontur x-Richtung	-1371,0	mm
Fahrerhauskontur y-Richtung	2329,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke x	7000,0	mm
Hintere Karosserie-Ecke y	2200,0	mm

Tabelle 6.6.: Nachlaufachse 21X

Um den Einschlagwinkel für die der Laufachse optimal auszulegen, wurde von der zuständigen Entwicklungsabteilung ein Kriterium gebildet, das im Folgenden kurz beschrieben wird.

Zu jedem Reifen wird das Produkt aus Radaufstandskraft F_Z , Schräglaufwinkel α und der bei der Kreisfahrt vom Rad zurückgelegten Strecke s_{Rad} errechnet. Mit Hilfe der Schräglaufwinkel erhält man indirekt eine Aussage über den Reifenverschleiß [4]. Die Radaufstandskraft fließt aufgrund der unterschiedlich belasteten Achsen ein, denn ein Schräglaufwinkel von z.B. 2 ° resultiert bei einer vom Reifen zu tragenden Masse von 4 t in einem anderen Verschleiß als bei 11 t. Die zurückgelegte Strecke wird wegen der unterschiedlichen Strecken, welche die einzelnen Reifen zurücklegen, einbezogen. Abbildung 6.30 zeigt die Ausschläge der Schräglaufwinkel bei Adhäsionslenkung und beim Überlenken der Nachlaufachse. Vor der Überlenkung der Laufachse stellen sich die Lenkwinkel an der Laufachse durch Adhäsion ein. Auf der Abszisse ist die Simulationszeit aufgetragen und auf der Ordinate der Schräglaufwinkel in Radiant. Der Schräglaufwinkel der Vorderachse ist schwarz durchgezogen, der der Triebachse strichliert und der der Laufachse punktiert dargestellt.

Bei 73 s sind die Unterschiede der Schräglaufwinkel an Vorder-, Trieb- und Laufachse zwischen Adhäsions- und Zwangslenkung hervorgehoben. Diese Winkel werden für die Berechnung, des zuvor erwähnten Produktes, von Radiant in Grad umgerechnet. Das Produkt bei der Überlenkung wird mit dem Produkt während der Adhäsionslenkung verglichen.

Nun wird der Zeitpunkt bestimmt, an dem der berechnete Wert bei der Überlenkung geringer ist als bei der Adhäsion. Zu diesem Zeitpunkt wird der zugehörige Lenkwinkel an der Laufachse aus dem Ergebnisfile ausgelesen bzw. interpoliert und als zugehöriger Solllenkwinkel an der Laufachse bei einem bestimmten Radlenkwinkel der Vorderachse festgelegt.

Bei genauer Betrachtung der Werte läßt sich jedoch feststellen, dass keine eindeutige Verbesserung der gesamten Schräglaufwinkel erreicht wird. Der Schräglauf wird zwar an der Triebachse gesenkt, jedoch steigen an der Vorder- und Laufachse die Reifenschrägläufe.

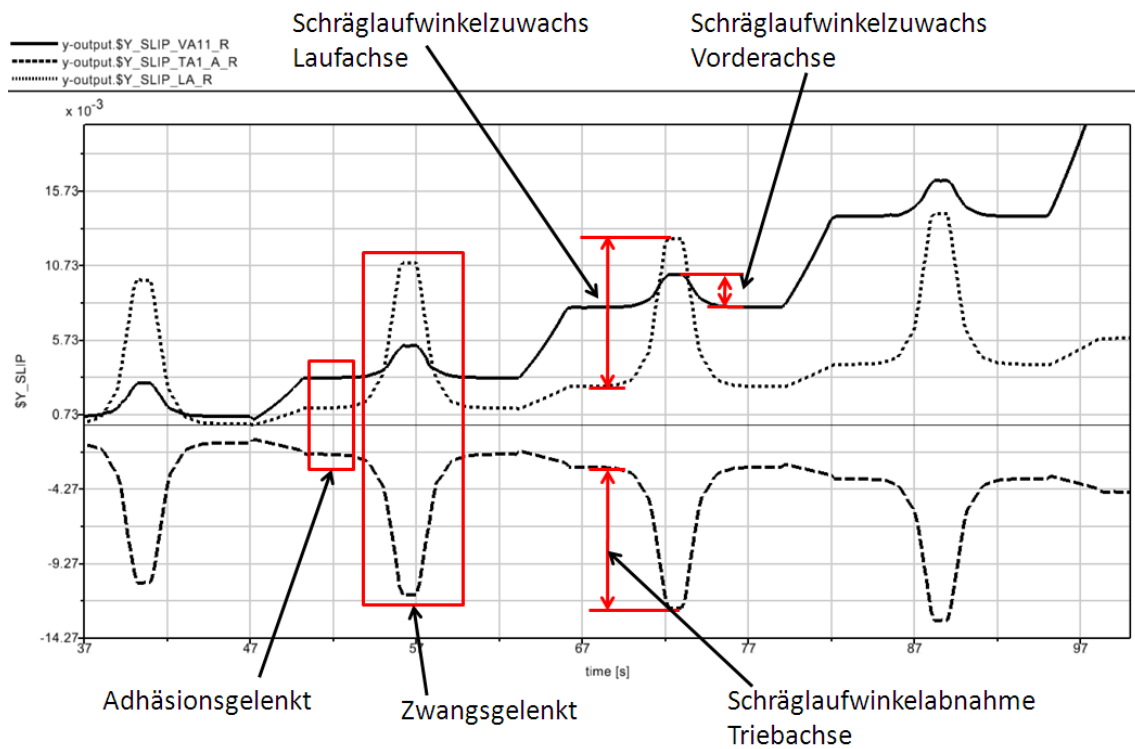


Abbildung 6.30.: Schräglaufwinkel an Vorder, Trieb- und Laufachse

Obwohl das Kriterium keine 100 %-ig zufriedenstellende Aussage zulässt, inwiefern die Laufachse lenken soll, wurde es intern zur Bewertung von EHLA festgelegt.

7. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein MKS-Modell neuentwickelt, das eine einfache Berechnung von Lenkungen beim Nutzfahrzeug unter der Berücksichtigung der enormen Variantenvielfalt ermöglicht. Durch das Modell und die ergonomische Benutzeroberfläche SimuLENK, können nun sowohl in Berechnungs- wie auch Konstruktionsabteilungen ausführliche Rechnungen mit einer hohen Genauigkeit durchgeführt werden. Das wird den Entwicklungsprozess für zukünftige Fahrzeuge beschleunigen und erleichtern. Durch den SIMNavigator ist die Verfügbarkeit innerhalb des MAN Nutzfahrzeuge Konzerns garantiert.

Die Implementierung des MKS-Modells wurde in SIMPACK realisiert. Mittels des Code Exports ist es möglich, das Modell autark als lauffähige .exe-Datei anderen Programmen zur Verfügung zu stellen. Weiters ist nur mehr eine Runtime-Lizenz notwendig, da der Start von SIMPACK nicht mehr notwendig ist.

Das aktuelle Simulationsmodell bietet gemeinsam mit dem SimuLENK Programm ein großes Erweiterungspotential für zukünftige Anwendungen. So sind z.B. bessere Visualisierungsmöglichkeiten für den Benutzer möglich, um die Eingabe zu erleichtern. Auch die Realisierung von Variationen, bei unterschiedlichen Anbindungspunkten des Kurbeltriebes, wird für die Zukunft angedacht. Mit einer entsprechenden Visualisierung und Ergebnisaufbereitung sollte es dem Benutzer damit möglich, sein noch effizienter mit dem Anwendungspaket zu arbeiten. Solche Erweiterungen würden die Entwicklungszeit weiter verringern und den Entstehungsprozess noch besser dokumentieren.

Mit dem Anwendungspaket SimuLENK wird auch die Prozessdurchgängigkeit innerhalb der MAN Nutzfahrzeuge AG gestärkt. Es ist dem Konstrukteur möglich, die Lenkung für ein Fahrzeug auszulegen und die erhaltenen Daten mit den Berechnungsabteilungen für weitere eingehendere Untersuchungen zu diskutieren.

Literaturverzeichnis

- [1] *Richtlinie 96/53/EG des Rates*, Juli 1996. Festlegung der höchstzulässigen Abmessungen für bestimmte Straßenfahrzeuge im innerstaatlichen und grenzüberschreitenden Verkehr in der Gemeinschaft sowie zur Festlegung der höchstzulässigen Gewichte im grenzüberschreitenden Verkehr.
- [2] *Richtlinie 97/27/EG des europäischen Parlamentes und des Rates*, Juli 1997. Massen und Abmessungen bestimmter Klassen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern.
- [3] Das MICHELIN Nutzfahrzeugreifen-Angebot, September 2009.
- [4] Piotr Dudzinski. *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge*. Springer Berlin Heidelberg, 2005.
- [5] Werner Schiehlen; Peter Eberhard. *Technische Dynamik*. Number 2. Vieweg+Teubner, 2004.
- [6] Hermann Brähler; Ulrich Dahlhaus; Thomas Esch; Stephan Kopp; Bernd Rhein Erich Hoppe; Stefan Breuer; Wolfgang Appel;. *Nutzfahrzeugtechnik*. Number 5. Vieweg+Teubner, 2008.
- [7] Bernd Heißing; Metin Ersoy. *Fahrwerkshandbuch*. Number 1. Vieweg+Teubner, Mai 2007.
- [8] Jan Fleischhacker. *Simulationstechnische Untersuchung asymmetrischer Achse und Lenktrapez*. MAN Nutzfahrzeuge AG - intern.
- [9] Jan Fleischhacker. SIMPACK Code Export, Entwicklung von Anwendungssoftware zur Lenkungsauslegung, 2005. Diplomarbeit.
- [10] Univ.-Prof. Bernhard Geringer. *Grundzüge der Kraftfahrzeugtechnik*. Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, SS 2010.
- [11] Intec GmbH. *SIMPACK News*, July 2004.
- [12] Intec GmbH. *SimPACK Documentation*, 2008.
- [13] Intec GmbH. *SimPACK MatLAB Interfaces*, 2008.
- [14] Dietrich Richter; Manfred Heindel. *Straßen- und Tiefbau*. Teubner, 2008.
- [15] Christoph Halfmann; Henning Holzmann. *Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik*. Springer Berlin Heidelberg, 2003.
- [16] Henning Holzmann. *Fahrdynamik-Regelung*. Vieweg+Teubner, 2006.
- [17] Stefan Litter. Entwicklung einer Anwendungssoftware zur Simulation von Beladungsszenarien am schweren Nutzfahrzeug, auf Basis eines Mehrkörpersimulationsmodells, 2008. Diplomarbeit.

- [18] Univ.-Prof. Manfred Plöchl; Univ.-Prof. Peter Lugner. *Grundlagen der Fahrzeugdynamik*. Institut für Mechanik und Mechatronik - Abteilung Fahrzeugdynamik und Biomechanik, Oktober 2008.
- [19] The MathWorks. Overview of s-functions. CTAN: <http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/simulink/slref/sfunction.html>, September 2009.
- [20] Wolfgang Matschinsky. *Radführungen für Straßenfahrzeuge*. Number 2. Springer Berlin, 1998.
- [21] Thomas Mrazek. Verwendung des Simulationsprogramms SIMPACK zur Erstellung von Fahrzeugmodellen, 1997. Diplomarbeit.
- [22] Univ.-Prof. Peter Lugner; Univ.-Prof. Manfred Plöchl. Tire model performance test - results. 45, 2007.
- [23] Jörnßen Reimpell. *Fahrwerkstechnik: Radaufhängungen*. Number 2. Vogel Buchverlag, 1988.
- [24] Jörnßen Reimpell. *Fahrwerkstechnik: Grundlagen*. Number 4. Vogel Buchverlag, 2000.
- [25] Wolfgang Rulka. *Multibody Systems Handbook*, chapter SIMPACK - A Computer Program for Simulation of Large-motion Multibody Systems. Springer Berlin Heidelberg New York, 1990.
- [26] Werner Schiehlen. *Research trends in multibody system dynamics*. Number 18. Springer, 2007.
- [27] Prof. Dr. Martin Arnold; Tom Schirz. *Effizienz und Robustheit numerischer Kopplungsalgorithmen im MODELISA Co-Simulation-Interface*. Tagungsband ASIM-Treffen STS/GMMS 2009 und DASS 2009, Dresden, 2009.
- [28] Univ.-Prof. Peter Lugner; Univ.-Prof. Werner Mack; Univ.-Prof. Manfred Plöchl; Univ.-Prof. Helmut Springer. *Grundlagen der Mehrkörperdynamik*. Institut für Mechanik und Mechatronik - Abteilung Fahrzeugdynamik und Biomechanik, SS 2007.
- [29] K. Wallenstein. *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik*. MAN Nutzfahrzeuge AG, Juli 2004.
- [30] Manfred Mitschke; Henning Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Number 4. Springer, Mai 2003.
- [31] W. Hirschberg; G. Rill; H. Weinfurter. Tire model TMeasy. 45, 2007.

A. Parameter der ersten Vorderachse

Tabelle A.1.: Parameterliste erste Vorderachse

Parameter Bezeichnung	Beschreibung
\$_i_DIFFERENTIAL_VA1	Übersetzung des Differentials
\$_QUERSPERRE_DIFF_VA1	Schalter für die Differentialsperre
\$_SWITCH_VA1_DREHZAPFEN_CONTROL_ON_OFF	Schalter zum Aktivieren der Drehfeder zur Steuerung am Drehzapfen
\$_SWITCH_VA1_ZENTRALHEBEL_CONTROL_ON_OFF	Schalter zum Aktivieren der Steuerung mittels Zentralhebel
\$_SWITCH_VA1_ZS_ON_OFF	Schalter zum De/Aktivieren der Zahnstangenlenkung
\$_SWITCH_VA1_ZWISCHENHEBEL_CONTROL_ON_OFF	Schalter zum Aktivieren der Steuerung mittels Zwischenhebel
\$_SWITCH_VA1_1t_ON_OFF	Schalter zum De/Aktivieren der 1-teiligen Spurstange
\$_SWITCH_VA1_2t_ON_OFF	Schalter zum De/Aktivieren der 2-teiligen Spurstange
\$_SWITCH_VA1_3t_ON_OFF	Schalter zum De/Aktivieren der 3-teiligen Spurstange
\$_VA1_ACHSLAST	Achslast zur VA1
\$_VA1_FAUSTSPUR	Faustspur
\$_VA1_LENKHEBELKOPF_X	Koordinate x Lenkhebelkopf am Achsschenkel
\$_VA1_LENKHEBELKOPF_Y	Koordinate y Lenkhebelkopf am Achsschenkel
\$_VA1_LENKHEBELKOPF_Z	Koordinate z Lenkhebelkopf am Achsschenkel
\$_VA1_NACHLAUFVERSATZ	Nachlaufversatz
\$_VA1_NACHLAUFWINKEL	Nachlaufwinkel des gesamten Achskoerpers
\$_VA1_SPREIZUNG_L	Spreizungswinkel links
\$_VA1_SPREIZUNG_R	Spreizungswinkel rechts

Tabelle A.1.: Parameterliste erste Vorderachse

Parameter Bezeichnung	Beschreibung
\$_VA1_SPURHEBELKOPF_L_X	Koordinate x des linken Spurhebelkopfes
\$_VA1_SPURHEBELKOPF_L_Y	Koordinate y des linken Spurhebelkopfes
\$_VA1_SPURHEBELKOPF_L_Z	Koordinate z des linken Spurhebelkopfes
\$_VA1_SPURHEBELKOPF_R_X	Koordinate x des rechten Spurhebelkopfes
\$_VA1_SPURHEBELKOPF_R_Y	Koordinate y des rechten Spurhebelkopfes
\$_VA1_SPURHEBELKOPF_R_Z	Koordinate z des rechten Spurhebelkopfes
\$_VA1_SPUR_RADMITTE	Spurweite der Räder
\$_VA1_STURZ_L	Sturz linkes Rad
\$_VA1_STURZ_R	Sturz rechtes Rad
\$_VA1_Zentrallenker_KK_Schubstange_X	Zentrallenker Kugelkopf Lenkschubstange x-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_Schubstange_Y	Zentrallenker Kugelkopf Lenkschubstange y-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_Schubstange_Z	Zentrallenker Kugelkopf Lenkschubstange z-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_SS_L_X	Zentrallenker Kugelkopf Spurstange links x-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_SS_L_Y	Zentrallenker Kugelkopf Spurstange links y-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_SS_L_Z	Zentrallenker Kugelkopf Spurstange links z-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_SS_R_X	Zentrallenker Kugelkopf Spurstange rechte x-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_SS_R_Y	Zentrallenker Kugelkopf Spurstange rechte y-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_KK_SS_R_Z	Zentrallenker Kugelkopf Spurstange rechte z-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_pivot_alpha	Zentrallenkerwinkel alpha
\$_VA1_Zentrallenker_pivot_beta	Zentrallenkerwinkel beta
\$_VA1_Zentrallenker_pivot_X	Nullpunkt des Zentrallenkers x-Koordinate
\$_VA1_Zentrallenker_pivot_Y	Nullpunkt des Zentrallenkers y-Koordinate

Tabelle A.1.: Parameterliste erste Vorderachse

Parameter Bezeichnung	Beschreibung
\$_VA1_Zentrallenker_pivot_Z	Nullpunkt des Zentrallenkers z-Koordinate
\$_VA1_ZS_KK_L_X	x-Koordinate des Zahnstangenkugelpfeses links
\$_VA1_ZS_KK_L_Y	y-Koordinate des Zahnstangenkugelpfeses links
\$_VA1_ZS_KK_L_Z	z-Koordinate des Zahnstangenkugelpfeses links
\$_VA1_ZS_KK_R_X	x-Koordinate des Zahnstangenkugelpfeses rechts
\$_VA1_ZS_KK_R_Y	y-Koordinate des Zahnstangenkugelpfeses rechts
\$_VA1_ZS_KK_R_Z	z-Koordinate des Zahnstangenkugelpfeses rechts
\$_VA1_ZS_SPURSTANGE_L_C	Steifigkeit der Spurstange links, bei der Zahnstangenlenkung
\$_VA1_ZS_SPURSTANGE_R_C	Steifigkeit der Spurstange rechts, bei der Zahnstangenlenkung
\$_VA1_1t_SPURSTANGE_C	Steifigkeit der einteiligen Spurstange
\$_VA1_2t_Spurstange_L_C	Steifigkeit der 2-teiligen Spurstange links
\$_VA1_2t_Spurstange_R_C	Steifigkeit der 2-teiligen Spurstange rechts
\$_VA1_3t_LAGE_ZWISCHENSTANGE_X	Koordinate x Kugelpfede der Zwischenstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_LAGE_ZWISCHENSTANGE_Y	Koordinate y Kugelpfede der Zwischenstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_LAGE_ZWISCHENSTANGE_Z	Koordinate z Kugelpfede der Zwischenstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_NACHLAUFWINKEL	Nachlaufwinkel im Achsschenkel
\$_VA1_3t_SPURSTANGEN_C	Steifigkeit der Spurstangen beim 3-teiligen Lenktrapez
\$_VA1_3t_SPURSTANGE_ZWISCHENHEBEL_X	Koordinate x Kugelpfede der Spurstange am Zwischenhebel

Tabelle A.1.: Parameterliste erste Vorderachse

Parameter Bezeichnung	Beschreibung
\$_VA1_3t_SPURSTANGE_ZWISCHENHEBEL_Y	Koordinate y Kugelkopf der Spurstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_SPURSTANGE_ZWISCHENHEBEL_Z	Koordinate z Kugelkopf der Spurstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_ZHK_ACHSE_ALPHA	Winkel Alpha der Zwischenhebelachse
\$_VA1_3t_ZHK_ACHSE_BETA	Winkel Beta der Zwischenhebelachse
\$_VA1_3t_ZH_LENKSCHUBSTANGE_X	Koordinate x Kugelkopf der Lenkschubstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_ZH_LENKSCHUBSTANGE_Y	Koordinate y Kugelkopf der Lenkschubstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_ZH_LENKSCHUBSTANGE_Z	Koordinate z Kugelkopf der Lenkschubstange am Zwischenhebel
\$_VA1_3t_ZWISCHENHEBEL_PIVOT_X	Position der Drehachse des Zwischenhebels, x-Koordinate
\$_VA1_3t_ZWISCHENHEBEL_PIVOT_Y	Position der Drehachse des Zwischenhebels, y-Koordinate
\$_VA1_3t_ZWISCHENHEBEL_PIVOT_Z	Position der Drehachse des Zwischenhebels, z-Koordinate
\$_VA1_3t_ZWISCHENSTANGE_C	Steifigkeit der Zwischenstange beim 3-teiligen Lenktrapez

Abbildungsverzeichnis

1.1. Höchstzulässige Achslasten nach Richtlinie 96/53/EG [1]	3
1.2. Richtlinie 97/27/EG des europäischen Parlaments und des Rates [2]	4
1.3. Richtlinie 97/27/EG, Abschnitt mit der Heckauslenkung, des europäischen Parlaments und des Rates [2]	5
1.4. Achskonzeption beim zweiachsigen Nutzfahrzeug	6
1.5. Achskonzeption beim dreiachsigen Nutzfahrzeug	7
1.6. Beispiele für Achskonzepte beim vierachsigen Nutzfahrzeug	7
1.7. Achskonzeption beim fünfachsigen Nutzfahrzeug	8
1.8. Mehrlenker Vorderachse vom Audi A6	8
1.9. Starrachse [29]	8
1.10. Vorderachs Einzelradaufhängung beim Fernreisebus [29]	9
1.11. Einzelradaufhängung mit Rahmen schematisch [29]	9
1.12. Lenkgestängebauarten [7]	10
1.13. Lenkbare starre Vorderachse	10
1.14. Kurbeltrieb eines 2-achsigen Fahrzeuges [29]	11
1.15. Zwei Vorderachsen, Ansicht mit Kurbeltrieb	11
1.16. Kurbeltrieb beim zweiteiligen Lenktrapez ohne Spurstangen	12
1.17. Dreiteiliges Lenktrapez [24]	13
1.18. Dreiteiliges Lenktrapez mit Zentralhebel	14
1.19. Dreiteiliges Lenktrapez mit integriertem Lenkgetriebe	14
1.20. Kinematik der Zahnstangenlenkung [7]	15
2.1. Lenkungskenngößen bei fester Spreizachse [20]	17
2.2. Schräglauf- und Radlenkwinkel	17
2.3. Einfluss des Nachlaufs- und Spreizungswinkel über den Lenkwinkel [20] . . .	18
2.4. Entstehung des Eigenlenkfehlers [24]	19
2.5. Eigenlenkeffekt[24]	19
2.6. S-Schlag [7]	19
2.7. Ackermannbedigung bei zweiachsigem Fahrzeug	20
2.8. Lenkwinkel - Lenkdifferenzwinkel	21
2.9. Größen zur Bestimmung des Lenkfehlers bei einem 2-achsigen Fahrzeug . . .	22
2.10. Größen zur Bestimmung der Lenkfehler bei 3-Achser mit Vorlaufachse	24
2.11. Darstellung Ackermannlenkung bei 3-Achser mit Nachlaufachse	25
2.12. Lenkwinkel an der Vorder- und Laufachse	26
2.13. Schräglaufwinkel an Vorder-, Trieb- und Laufachse	27

3.1. Wiesen Struktur	29
3.2. Ketten Anordnung	29
3.3. Baum Struktur	30
3.4. Kinematische Schleifen Struktur	31
3.5. Entwicklungsumfeld einer MKS Software [16]	32
3.6. Körper in einer Kettenstruktur	34
3.7. Zwangskräfte durch eine Schleifenschließbedingung	37
3.8. PQR Marker Ausrichtung	38
3.9. SIMPACK CodeExport [17]	40
4.1. Angehobene Achsen [9]	43
4.2. Bodenkontakt der Achsen [9]	43
4.3. Differential bzw. Verteilergetriebe	45
4.4. MKS-Modell des Lenkgetriebes	46
4.5. Mechanische nichtlineare Übersetzung eines Lenkgetriebemodells	46
4.6. Kurbeltrieb	47
4.7. Verlauf der Time Excitation für den Lenkwinkel an der ersten Vorderachse	47
4.8. Kraftelemente zur Steuerung der Lenkbewegung [9]	48
4.9. 1. Vorderachse	49
4.10. Parameter an der ersten Vorderachse	50
4.11. Querneigungsformen von Fahrbahnen	51
4.12. Spurstangenkräfte bei Fahrbahnneigung [8]	52
4.13. 2. Vorderachse	52
4.14. Lenken am Stand	55
4.15. Lenken am Stand beim PKW [22]	55
4.16. Zwillingsbereifte Achse	56
4.17. Singlebereifte Achse	56
4.18. Vorlaufachse	57
4.19. Nachlaufachse	57
4.20. MKS-Struktur	58
4.21. Gesamtfahrzeug Modell mit Substrukturen	59
4.22. SimuLENK Gesamtfahrzeug MKS Modell	60
5.1. V-Modell [17]	62
5.2. Strukturierung der SimuLENK Benutzeroberfläche	64
5.3. SimuLENK Benutzeroberfläche	66
5.4. Konfigurationsmöglichkeiten für die Lage und Ausrichtung des Lenkstockhebels mit der Eingabemöglichkeit von Steifigkeiten für den Kurbeltrieb	67
5.5. Programmaufbau und Datenhaltung	68
5.6. Fahrdynamisches Koordinatensystem	69
5.7. Konstruktives Koordinatensystem	69
5.8. Mögliche Sortierungskriterien	70
6.1. Sturzwinkel über Winkel Rad am Boden, validierte Daten	76

6.2. Sturzwinkel über Winkel Rad am Boden, neues Modell	76
6.3. Winkel Spurhebel/Spurstange an Vorderachse, validierte Daten	78
6.4. Winkel Spurhebel/Spurstange an Vorderachse, neues Modell	78
6.5. Vorderachse: Lenkwinkel am Boden, validierte Daten	79
6.6. Vorderachse: Lenkwinkel am Boden, neues Modell	79
6.7. Vorderachse: Lenkwinkel am Drehzapfen, validierte Daten	80
6.8. Vorderachse: Lenkwinkel am Drehzapfen neues Modell	80
6.9. Lenkfehler des rechten Rades, validierte Daten	82
6.10. Lenkfehler des rechten Rades, validierte Daten	82
6.11. Radlenkwinkel über Lenkstockhebelwinkel, validierte Daten	83
6.12. Radlenkwinkel über Lenkstockhebelwinkel	83
6.13. Relation der Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel, validierte Daten . .	85
6.14. Relation der Winkel zwischen Rad und Lenkstockhebel, neues Modell	85
6.15. Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle, validierte Daten	86
6.16. Erforderliches Lenkmoment an der Segmentwelle, neues Modell	86
6.17. Kräfte in den Spurstangen, validierte Daten	88
6.18. Kräfte in den Spurstangen, neues Modell	88
6.19. Wendekreisradius, validierte Daten	90
6.20. Wendekreisradius, neues Modell	90
6.21. Spurkreisradius, validierte Daten	91
6.22. Spurkreisradius, neues Modell	91
6.23. Heckauslenkung, validierte Daten	92
6.24. Heckauslenkung, neues Modell	92
6.25. Reifenschräglaufwinkel, validierte Daten	93
6.26. Reifenschräglaufwinkel, neues Modell	93
6.27. Lenkfehler des rechten Rades	96
6.28. Reifenschräglaufwinkel beim militärischen Fahrzeug	96
6.29. Wendekreis beim militärischen Fahrzeug	97
6.30. Schräglaufwinkel an Vorder, Trieb- und Laufachse	99