

Michael Kündig, BSc

## **Aktives Fahrwerk für ein Formula Student Fahrzeug**

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur

Fachrichtung: Maschinenbau

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Graz, April 2017

The logo for FTG, with 'FT' in blue and 'G' in grey, all in a stylized, italicized font.



# Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....  
(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....  
(date) (signature)



# Abstract

With conventional vehicles, springs and dampers separate the vehicle body from the vertical tire movements. This is to compensate for road irregularities and to make sure that the tire maintains in best contact with the road. By means of different maneuvers such as cornering or braking, the vehicle body inclines to the road surface and is supported through springs and dampers. Therefore these need to be aligned to both the tire as well as the body movements, which inevitably leads to a conflict of interest. The suspension geometry determines how the vehicle body moves in relation to the wheels and vice versa. The choice of geometry can therefore counteract the body movement.

However this negatively affects the forces that occur at the tire and running gear, which should be avoided, if possible. Consequently there is another conflict of interest when designing the suspension geometry. Furthermore, the correct inflow of these components is of great importance for racing cars with aerodynamic devices.

Therefore body movements are also undesirable here. An active suspension can counteract these and is therefore developed for a "Formula Student" vehicle. For this, different concepts are considered and evaluated according to their feasibility. A pneumatic system, consisting of conventional springs and dampers and an additional pneumatic cylinder, has proved to be the most suitable system. It is controlled via a proportional valve, whose task is to adjust the pressure in the pneumatic cylinder according to the driving maneuver and based on the desired value which is defined beforehand. Also, a suitable control strategy is required, which specifies how the pressure is adjusted. This interpretation shall serve as a basis for further test drives.



# Kurzfassung

Bei herkömmlichen Fahrzeugen trennen Federn und Dämpfer den Fahrzeugaufbau von den vertikalen Reifenbewegungen. Dies ist notwendig, damit Fahrbahnunebenheiten ausgeglichen werden können und der Reifen immer in bestmöglichem Kontakt mit der Fahrbahn steht. Durch unterschiedliche Fahrmanöver, wie Kurvenfahrten oder Bremsvorgänge, neigt sich der Fahrzeugaufbau relativ zur Fahrbahn und wird durch Federn und Dämpfer abgestützt. Daher müssen diese, neben der Abstimmung auf die Reifenbewegungen, auch auf die Aufbaubewegungen abgestimmt werden. Dies führt zwangsweise zu einem Zielkonflikt der Abstimmung. Wie sich der Aufbau zu den Rädern bewegt und umgekehrt, wird durch die Fahrwerksgeometrie bestimmt. Durch die Wahl dieser Geometrie kann der Aufbaubewegung entgegengewirkt werden. Allerdings führt dies zu negativen Auswirkungen auf die Kräftesituation am Reifen oder im Fahrwerk, welche möglichst vermieden werden sollten. Dies bedeutet wiederum ein Interessenskonflikt bei der Auslegung der Fahrwerksgeometrie. Weiters spielt bei Rennfahrzeugen mit aerodynamischen Hilfsmitteln die richtige Anströmung dieser Komponenten eine wichtige Rolle. Daher sind Aufbaubewegungen auch hier unerwünscht.

Durch ein aktives Fahrwerk kann dem entgegengewirkt werden. Daher wird für ein "Formula Student"-Fahrzeug ein solches Fahrwerk entwickelt. Dafür werden unterschiedliche Konzepte betrachtet und diese nach ihrer Umsetzbarkeit am Fahrzeug bewertet. Als am besten geeignetes System stellt sich ein pneumatisches System, bestehend aus konventionellen Federn und Dämpfern, mit einem zusätzlichen Pneumatikzylinder, heraus. Dieser wird über ein Proportionalventil geregelt. Dieses Ventil muss den Druck im Pneumatikzylinder ja nach Fahrmanöver anpassen. Dafür muss dem Ventil vorgegeben werden, welcher Druck im Zylinder herrschen muss. Weiters wird eine geeignete Regelstrategie benötigt, welche bestimmt, wie der Druck angepasst wird. Diese Auslegung soll als Grundlage für spätere Testfahrten am Fahrzeug dienen.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>i</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>v</b>
<b>Inhalt</b>	<b>viii</b>
<b>Abkürzungen</b>	<b>ix</b>
<b>Symbole</b>	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Formula Student . . . . .	1
1.1.1 Der Bewerb . . . . .	2
1.1.2 Reglement . . . . .	5
1.2 Begriffserklärung des Fahrwerks . . . . .	7
1.2.1 Fahrwerksgeometrie und Fahrwerkskinematik . . . . .	7
1.2.1.1 Koordinatensystem . . . . .	7
1.2.1.2 Hauptabmessungen . . . . .	8
1.2.1.3 Reifenkinematik . . . . .	10
1.2.1.4 Reifenkennfelder . . . . .	12
1.2.1.5 Fahrwerkskinematik reifenseitig . . . . .	19
1.2.1.6 Fahrwerkskinematik fahrzeugseitig . . . . .	21
1.2.2 Fahrwerkskomponenten . . . . .	26
1.2.2.1 Federn . . . . .	28
1.2.2.2 Dämpfer . . . . .	33
1.3 Der TANKIA 2017 . . . . .	39
1.3.1 Ausgangssituation für das aktive Fahrwerk . . . . .	40
1.3.2 Zielsetzung . . . . .	41
<b>2 Fahrwerksarten</b>	<b>43</b>
2.1 Passives Fahrwerk . . . . .	43
2.2 Adaptives/Semi-aktives Fahrwerk . . . . .	45
2.3 Aktives Fahrwerk . . . . .	49
2.3.1 Bose-Fahrwerk . . . . .	54

2.3.2	Active Body Control . . . . .	55
2.3.3	Aktive Fahrwerke in der Formel 1 . . . . .	56
<b>3</b>	<b>Konzeptparameter</b>	<b>59</b>
3.1	Ermittlung Federwerte . . . . .	60
3.2	Ermittlung Dämpferwerte . . . . .	63
<b>4</b>	<b>Konzeptlösungen</b>	<b>65</b>
4.1	Elektrisch . . . . .	65
4.1.1	Elektrisch mit Feder . . . . .	66
4.1.1.1	Elektrozylinder mit Kugelumlaufspindel . . . . .	67
4.1.1.2	Elektrozylinder mit Direktantrieb . . . . .	68
4.1.2	Elektrisch mit Feder und Dämpfer . . . . .	69
4.2	Pneumatisch . . . . .	71
4.2.1	Pneumatisch mit Dämpfer . . . . .	71
4.2.2	Pneumatisch mit Feder und Dämpfer . . . . .	73
4.3	Hydraulisch . . . . .	75
<b>5</b>	<b>Komponentenauswahl</b>	<b>77</b>
5.1	Aktorik . . . . .	77
5.2	Regelventil . . . . .	81
5.3	Sensorik . . . . .	83
<b>6</b>	<b>Modell</b>	<b>85</b>
6.1	Auswirkung der Gasfeder . . . . .	86
6.2	Der PID-Regler . . . . .	97
6.2.1	Arten von Regelstrecken . . . . .	97
6.2.2	Arten von Reglern . . . . .	99
6.2.3	Auslegung des PID-Reglers . . . . .	102
6.3	Stellstrategie für den Regler . . . . .	105
<b>7</b>	<b>Diskussion</b>	<b>111</b>
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>113</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>I</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>V</b>
	<b>Literatur</b>	<b>VII</b>

# Abkürzungen

ABC	Active Body Control
ABS	Anti Blockier System
CFK	Carbonfaserverstärkter Kunststoff
eABC	Electrical Semiactive Body Control
FRIC	Front and Rear Inter-Connected Suspension
SAE	Society of Automotive Engineers
TANKIA	There Are No Kangaroos In Austria



# Symbole

## Koordinaten

$x$	Längsachse
$y$	Querachse
$z$	Hochachse

## Parameter und Konstanten

$A_K$	Kolbendurchmesser
$B_t$	Breite über alles
$b$	Spurweite
$b_F$	Federabstand
$b_{\text{Stabi}}$	Stabilisator-Wirkabstand
$b_f$	vordere Spurweite
$b_r$	hintere Spurweite
$C$	Radmittelpunkt
$c$	Federkonstante
$c_A$	Federkonstante Aufbaufeder
$c_P$	Federrate Pneumatikzylinder
$c_R$	Federrate Reifen
$c_{\text{Rad}}$	radbezogene Federrate
$c_{\text{Stabi}}$	Stabilisatorsteifigkeit
$D$	Dämpfung
$d$	Dämpfungskonstante
$f_n$	Eigenfrequenz
$H_t$	Höhe über alles
$h_R$	Schwerpunktshöhe der Achsmasse
$h_V$	Schwerpunktshöhe des Fahrzeugs
$h_f$	vordere Rollzentrumshöhe
$i$	Übersetzungsverhältnis
$K$	Konstante
$K_D$	Differenzierbeiwert
$K_I$	Integrierbeiwert
$K_P$	Proportionalbeiwert

$K_{\text{krit}}$	kritischer Verstärkungsfaktor
$K_{\text{s}}$	stationäre Verstärkung
$k_{\text{c}}$	Bremsnickausgleichswert
$L_{\text{t}}$	Länge über alles
$l$	Radstand
$l_0$	statische Federlänge
$l_{\text{f}}$	Abstand von Vorderachse zu Schwerpunkt
$l_{\text{h}}$	Bremskraftverteilung hinten
$l_{\text{r}}$	Abstand von Hinterachse zu Schwerpunkt
$l_{\text{v}}$	Bremskraftverteilung vorne
$m$	Masse
$m_{\text{A}}$	Aufbaumasse
$m_{\text{R}}$	Radmasse
$m_{\text{RA}}$	Achsmasse
$n$	Nachlaufstrecke
$O$	Nickpol
$O_{\text{f}}$	vorderer Nickpol
$O_{\text{r}}$	hinterer Nickpol
$P_{\text{a}}$	Querpol des äußeren Rades
$P_{\text{i}}$	Querpol des inneren Rades
$p_{\text{max}}$	Maximaldruck
$R$	Gaskonstante
$r_0$	Radius des undeformierten Reifens
$r_{\text{S}}$	Lenkrollradius
$r_{\text{s}}$	statischer Reifenradius
$s$	Reifenschlupf
$s_{\text{A}}$	Antriebsschlupf
$s_{\text{B}}$	Bremsschlupf
$T$	Gastemperatur
$T_1$	Zeitkonstante
$T_{\text{N}}$	Nachstellzeit
$T_{\text{V}}$	Vorhaltezeit
$T_{\text{g}}$	Ausgleichszeit
$T_{\text{i}}$	Integrierzeitkonstante
$T_{\text{krit}}$	Periodendauer der kritischen Schwingung
$T_{\text{t}}$	Totzeit
$T_{\text{u}}$	Verzugszeit
$V$	Aufbauschwerpunkt
$V_{\text{R}}$	Verstärkungsfaktor
$v$	spezifisches Volumen
$v^*$	max. Profilverformung des Reifens in Querrichtung
$W$	Radaufstandspunkt
$\epsilon$	Bremsabstützwinkel

---

$\kappa$	Isentropenexponent
$\sigma$	Spreizung
$\tau$	Nachlaufwinkel
$\chi$	Anfahrabstützwinkel

## Variablen

$a$	Beschleunigung
$d$	Störgröße
$e$	Regeldifferenz
$F_D$	Dämpfungskraft
$F_F$	Federkraft
$F_{F_{\text{dyn}}}$	dynamische Federkraft
$F_{F_{\text{max}}}$	maximale Federkraft
$F_{F_{\text{stat}}}$	statische Federkraft
$F_{\text{Flieh,A}}$	Fliehkraft der Aufbaumasse
$F_{\text{Flieh,R}}$	Fliehkraft der Achsmasse
$F_X$	Reifen-Längskraft
$F_Y$	Reifen-Seitenkraft
$F_Z$	Aufstandskraft des Reifens
$F_{Z_{\text{dyn}}}$	dynamische Aufstandskraft des Reifens
$G(s)$	Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich
$G(t)$	Übertragungsfunktion im Zeitbereich
$K(s)$	Übertragungsfunktion des Reglers
$l$	Längenänderung des Pneumatikzylinders
$M$	Moment
$M_P$	Momentanpol des Rades
$m$	Reglerausgangsgröße
$n$	Kraftschritt
$p$	Druck
$P_D$	Dämpferleistung
$r$	Rückführgröße
$r_d$	dynamischer Reifenradius
$r_e$	effektiver Reifenradius
$s$	komplexe Variable
$t$	Versatz der Reifen-Seitenkraft zum Aufstandspunkt
$v$	Geschwindigkeit
$v_W$	Geschwindigkeit im Aufstandspunkt
$v_s$	Schlupfgeschwindigkeit
$W_F$	Federarbeit
$w$	Führungsgröße
$x$	Regelgröße

## Symbole

---

$z$	Federweg
$z_A$	Aufbaubewegung
$z_R$	Radhub
$z(t)$	Anregung durch die Fahrbahn
$\dot{z}$	Federgeschwindigkeit
$\dot{z}_A$	Vertikalgeschwindigkeit des Aufbaus
$\dot{z}_R$	Vertikalgeschwindigkeit des Rades
$\ddot{z}_A$	Vertikalbeschleunigung des Aufbaus
$\ddot{z}_R$	Vertikalbeschleunigung des Rades
$\alpha$	Schräglaufwinkel
$\gamma$	Sturzwinkel
$\phi$	Rollwinkel
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit des Rades

# 1 Einleitung

Anfänglich wird die Formula Student, die Rennserie, für die das Fahrzeug des TU Graz Racing Teams gebaut wird, beschrieben. Seit Bestehen des Teams tragen die Fahrzeuge den Namen "TANKIA" (**T**here **A**re **N**o **K**angaroos **I**n **A**ustria) mit der entsprechenden Jahreszahl. Daher heißt das diesjährige Fahrzeug TANKIA 2017. Weiters werden die relevanten Punkte des Reglements beschrieben, wodurch die Rahmenbedingungen dieses Projektes definiert werden. Anschließend werden die wichtigsten Begriffe, die für das Verständnis des Fahrwerks wichtig sind, erklärt. Dies sind neben den rein geometrischen und kinematischen Begriffen auch die Bauteile eines Fahrwerks. Danach wird das Fahrwerk des diesjährigen Fahrzeugs beschrieben. Daraus ergibt sich auch die Ausgangssituation für das aktive Fahrwerk und die Zielsetzung dieses Projektes.

## 1.1 Formula Student

Die Formula Student ist eine Rennserie, bei der Teams von Studierenden einen Rennwagen konstruieren, fertigen und zusammenbauen, um sich dann bei verschiedenen Wettbewerben mit anderen Formula Student Teams zu messen. Daran sind zur Zeit über 500 Teams aus der ganzen Welt beteiligt. Der Antrieb des Fahrzeuges kann entweder elektrisch ausgeführt werden, oder durch einen Verbrennungsmotor. Die offiziellen Wettbewerbe werden in den USA, in Australien, Brasilien, Italien, Österreich, Deutschland, Japan und in England abgehalten. Die Wettbewerbe werden dabei von verschiedenen Veranstaltern ausgetragen. Daher gibt es neben den offiziellen Wettbewerben noch viele andere, welche allerdings nicht als offiziell geführt werden. [1] [2]

Der erste Wettbewerb wurde 1981 von der SAE (Society of Automotive Engineers) in Austin (USA) abgehalten. Dabei traten sechs Teams gegeneinander an, wodurch insgesamt etwa 40 Studierende daran beteiligt waren. Der größte Wettbewerb findet derzeit immer noch in den USA statt. In Michigan nehmen jährlich 120 Teams aus aller Welt am Wettbewerb teil. Insgesamt sind somit etwa 2470 Studierende an diesem Wettbewerb versammelt. Der erste Wettbewerb in Europa wurde 1999 ausgetragen (Silverstone, UK). [1]

Grundsätzlich gilt an jedem offiziellen Event das Reglement der Formula SAE. Allerdings kann jeder Wettbewerb selbst zusätzliche Regeln bestimmen oder sogar selbst ein komplett eigenes Reglement schreiben, wie es etwa in Deutschland der Fall ist. Diese Reglements sind sehr ähnlich, allerdings ist das Reglement in Deutschland grundsätzlich etwas strenger ausgelegt. In Europa hat es sich etabliert, dass die meisten Wettbewerbe das deutsche



Abbildung 1.1: Teamfoto beim Formula Student Bewerb in Deutschland 2016 [4]

Reglement übernehmen. Daher wird im weiteren Verlauf auf das SAE-Reglement und das Deutschland-Reglement eingegangen. [2] [3]

### 1.1.1 Der Bewerb

Die Formula Student ist nicht nur ein Rennen im klassischen Sinn, sondern besteht aus mehreren Disziplinen. Diese werden unterteilt in drei statische Disziplinen, wo das Fahrzeug steht, und in fünf dynamische Disziplinen, bei denen das Fahrzeug fährt. Für all diese Disziplinen werden Punkte vergeben, wobei eine Gesamtpunktezahl von 1000 Punkten vergeben wird. [1] [2]

Doch bevor ein Auto am Bewerb überhaupt teilnehmen kann, muss zuerst das sogenannte **Scrutineering** absolviert werden, welches aus vier Teilen besteht. Dabei wird als erstes die **Tech Inspection** durchgeführt, um zu überprüfen, ob das Fahrzeug reglementkonform ist. Als nächstes wird der **Tilt Test** durchgeführt (siehe Abbildung 1.2), bei dem das Fahrzeug seitlich bis in den Kippunkt aufgekippt wird. Dieser Test dient der Überprüfung der Kippstabilität und gleichzeitig wird die Dichtheit des Fahrzeugs überprüft (Sprit-, Kühlflüssigkeitssystem etc.). Für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor (wie es der TANKIA seit jeher ist) folgt der **Noise Test**, bei dem die Einhaltung des Grenzwertes des Schallpegels am Auspuff überprüft wird. Abschließend erfolgt der **Brake Test**. Um diesen Test positiv abzuschließen, muss das Fahrzeug nach einem Beschleunigungsvorgang in der Lage sein, eine Vollbremsung mit Blockieren aller vier Räder durchzuführen,



Abbildung 1.2: TU Graz Racing Team beim Tilt Test in Deutschland 2014 [5]

ohne dass der Motor nach dem Bremsvorgang abstirbt. Erst wenn all diese Überprüfungen positiv abgeschlossen wurden, kann das Fahrzeug am Bewerb teilnehmen. [2]

Der Bewerb beginnt mit den statischen Disziplinen. Diese sind **Business Plan Presentation** mit maximal 75 Punkten, **Cost Analysis** mit 100 zu erreichenden Punkten und das **Engineering Design**, wobei 150 Punkte erreicht werden können. Bei den statischen Disziplinen werden somit etwa ein Drittel der Gesamtpunkte vergeben, der Rest wird bei den dynamischen Disziplinen verteilt. Diese Punkteverteilung wird sowohl beim SAE-Reglement verwendet, als auch im deutschen Reglement. [2] [3]

Bei der Business Plan Presentation soll einer fiktiven Investorengruppe eine Kleinserie des Formula Student Fahrzeuges verkauft werden. Hierfür soll ein Konzept entwickelt werden, welches in einer 10-minütigen Präsentation einer Jury vorgetragen wird. Bei der Cost Analysis müssen die gesamten Kosten der verbauten Teile, deren Herstellung und die verwendeten Mittel aufgelistet und verteidigt werden. Beim Engineering Design wird das Fahrzeug und dessen Detaillösungen einer Fachjury präsentiert und hinsichtlich der Ingenieursleistung und dessen Verständnis bewertet. Nach Abschluss der statischen Disziplinen folgen die dynamischen Disziplinen. [2]

Die dynamischen Disziplinen bestehen aus **Skid Pad**, **Acceleration**, **Autocross**, **Endurance** und **Efficiency**. Während es im SAE-Reglement für Skid Pad maximal 50 Punkte gibt, können laut deutschem Reglement 75 Punkte erreicht werden. In der Disziplin Acceleration gibt es bei beiden Reglements 75 Punkte. Im Autocross werden laut SAE-Reglement 150 Punkte vergeben, im deutschen 100. Bei der "Königsdisziplin" eines jeden Formula Student Bewerbses, dem Endurance, werden im SAE-Reglement 300 Punkte vorgesehen, im Deutschland-Reglement sogar 325 Punkte. In Kombination mit dem Endurance wird die Efficiency ausgewertet, welche in beiden Reglements 100 Punkten gibt. [2] [3]

Die unterschiedlichen Kurse werden in der Formula Student durch Kegel ("Cones") abgesteckt. Fällt ein Cone um, gibt es je nach Disziplin Strafsekunden. Dabei erhält das Team mit der schnellsten Zeit die maximale Punkteanzahl in der Disziplin. Die Punkteverteilung für die weiteren Teams wird durch einen Schlüssel im Reglement bestimmt. In der Disziplin Skid Pad wird dazu mit den Cones eine liegende Acht aufgestellt:

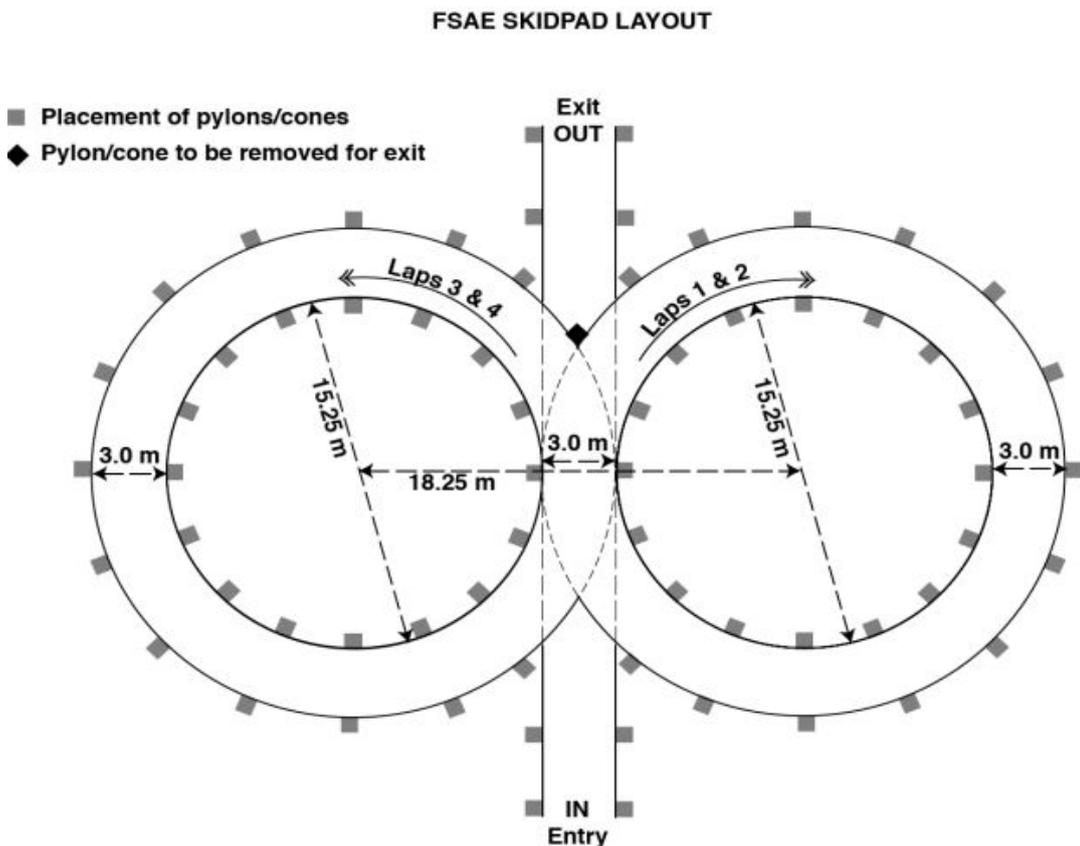


Abbildung 1.3: Aufstellplan des Skid Pads [2]

Dieser wird bei allen Formula Student Bewerbungen gleich aufgestellt. Dabei muss der Fahrer zuerst zwei Mal den rechten Kreis und dann zwei Mal den linken Kreis durchfahren. Dabei darf ein Team zwei Fahrer bestimmen, welche jeweils zwei Versuche haben. Die schnellste Zeit aus den vier Versuchen wird gezählt. Dieser Modus wird auch bei den Disziplinen Acceleration und Autocross angewandt. Bei der Acceleration-Disziplin muss eine 75m lange, gerade Strecke zurückgelegt werden. Das Fahrzeug beschleunigt dabei aus dem Stillstand heraus. Beim Autocross wird ein ca. 800m langer Kurs mit unterschiedlichen Kurven, Slaloms und Geraden absolviert. Die Fahrer dürfen den Kurs davor nicht befahren, der Kurs wird lediglich einmal abgelaufen. Ein ähnlicher Kurs wird auch für den Endurance aufgestellt. Dabei wird allerdings nicht nur eine Runde gefahren, sondern insgesamt wird eine Gesamtlänge von 22km absolviert. Je nach Kurs variiert dabei die Rundenanzahl. Auf dem Kurs sind etwa drei bis sechs Fahrzeuge zur gleichen Zeit. Für Überholvorgänge sind ca. zwei bis drei Überholzonen eingerichtet. Aus Sicherheitsgründen gibt es also kein direktes gegeneinander fahren. Nach der Hälfte der Runden wird ein Fahrerwechsel durchgeführt, welcher maximal drei Minuten dauern darf. Das Fahrzeug wird dabei abgestellt und muss danach wieder angestartet werden. Punkte gibt es in dieser Disziplin nur, wenn die gesamte Rundenanzahl absolviert wird. Des Weiteren wird mit der Endurancezeit und dem dabei verbrauchten Kraftstoff über einen Schlüssel im Reglement die Efficiency-Punkteanzahl vergeben. [2] [3]

Schlussendlich werden alle Punkte aus den statischen und dynamischen Disziplinen addiert, das Team mit den meisten Punkten gewinnt den Bewerb. Dabei gibt es, außer in England, zwei separate Wertungen für Elektro- und Verbrennerfahrzeuge. [1]

### 1.1.2 Reglement

Um an den Bewerbungen teilzunehmen, muss das Fahrzeug dem jeweiligen Reglement entsprechen. Daher soll hier auf die grundlegenden Punkte und vor allem auf die für das Fahrwerk relevanten Punkte eingegangen werden. Da das SAE-Reglement und das deutsche Reglement vom Prinzip her gleich aufgebaut sind, wird nur bei Abweichungen auf diese eingegangen.

Der erste Punkt des Reglements beschreibt die "Administrative Regulations". Dieser Abschnitt beschreibt die generellen Anforderungen an das Fahrzeug und das Team. Ein Punkt beschreibt dabei, dass das Fahrzeug an einem Bewerb nur einmal teilnehmen darf, wodurch jedes Jahr ein neues Fahrzeug gebaut werden muss. Ein Formula Student Team darf dabei nur aus Studierenden bestehen und auch nur von diesen konstruiert werden. Dadurch ist es verboten, dass externen Firmen oder Professoren, Teile oder Baugruppen entwerfen. Die Fertigung dieser Teile darf allerdings auch extern erfolgen. [2] [3]

Im nächsten Abschnitt werden die technischen Anforderungen des Fahrzeuges definiert ("General Technical Requirements"). Generell wird hier festgehalten, dass das Fahrzeug ein offener Einsitzer mit nicht abgedeckten Reifen sein muss. Entgegen der geläufigen

Meinung, hat die Form des Fahrzeuges nichts mit einem "Formel-Fahrzeug" zu tun. Das Wort Formel beschreibt nur die Tatsache, dass es für die Rennserie ein Reglement, also Formeln, gibt. Eine wichtige Größe für die Auslegung des Fahrzeuges ist der minimale Radstand, welcher mit 1525mm definiert ist. Die Spurweite ist nicht begrenzt. Für das Fahrwerk wird ein minimaler Federweg von 50mm vorgeschrieben. Dabei entfallen 25mm auf das Einfedern und 25mm auf das Ausfedern. Das Fahrzeug muss dazu mit sogenannten "Shock Absorber" ausgestattet sein. Dieses Bauteil muss in der Lage sein, kinetische Energie, welche durch die Radhubbewegung auf das Fahrzeug übertragen wird, in eine andere Energieform umzuwandeln. Diese Tatsache wird in weiterer Folge noch eine wichtige Rolle spielen. Während das SAE-Reglement nur vorschreibt, dass kein Teil außer den Rädern die Fahrbahn berührt, wird im deutschen Reglement zusätzlich ein minimaler Bodenabstand von 30mm festgelegt. Anschließend werden in diesem Abschnitt die sicherheitsrelevanten Regeln, welche vor allem das Chassis betreffen, definiert. Des Weiteren werden unterschiedliche Bereiche abgesteckt, welche für die jeweiligen Konzeptlösungen des aktiven Fahrwerks relevant sind. Auf diese wird in Abschnitt 4 im Detail eingegangen, falls diese für die Umsetzung relevant sind. [2] [3]

Im nächsten Punkt des Regelwerkes wird der Antrieb definiert. Dieser kann wie schon erwähnt elektrisch oder durch einen Verbrennungsmotor ausgeführt werden. Da das TU Graz Racing Team einen Verbrennungsmotor verwendet, wird im Folgenden der Abschnitt "Internal Combustion Engine Vehicle" beschrieben. Dieser besagt, dass der Antrieb durch einen Viertaktmotor erfolgen muss. Das SAE-Reglement besagt zusätzlich, dass der Hubraum des Motors mit 710 Kubikzentimetern begrenzt ist. Wichtig dabei ist die Reglementierung des Durchmessers der Ansaugereinheit. Dieser ist mit 20mm begrenzt, beim Gebrauch von E85-Kraftstoff sind es 19mm. [2] [3]

Der Ablauf des Bewerbes wird im abschließenden Teil des Reglements definiert. Dabei werden sowohl Ablauf, Punkteschlüssel und auch Strafen definiert. Die wichtigsten Punkte daraus wurden bereits in Abschnitt 1.1.1 beschrieben. [2] [3]

## 1.2 Begriffserklärung des Fahrwerks

Das Fahrwerk ist für die Verbindung von Reifen und Fahrzeugaufbau verantwortlich. Dabei übernimmt das Fahrwerk viele unterschiedliche Funktionen. Vor allem bei Wettbewerbsfahrzeugen sind diese Funktionen von entscheidender Bedeutung für die Leistungsfähigkeit des Rennwagens. Um diese Funktionen umzusetzen, werden verschiedene Fahrwerkskomponenten benötigt, wodurch je nach Anforderungen ein Fahrwerk abgestimmt werden kann. Dadurch werden sämtliche vom Aufbau kommenden Kräfte und Momente auf die Fahrbahn übertragen und umgekehrt. [6]

Bei einem Rennfahrzeug besteht die Hauptaufgabe eines Fahrwerks darin, die Reifen bestmöglichst auszunutzen. Dies ergibt für den Reifen, als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Straße, gewisse Anforderungen, da dieser durch sein Übertragungsverhalten das Fahrverhalten des Fahrzeugs, dessen Fahrsicherheit und auch dessen Komfort maßgeblich mitbestimmt. Für einen Rennreifen bedeutet dies maximale Haftung bei minimalem Abrieb und gleichbleibenden Eigenschaften über die gesamte Renndistanz. Diese Eigenschaften sollen so schnell wie möglich, also ohne langes aufheizen oder einfahren, erreicht werden. Außerdem spielt die Reifenmasse bzw. dessen Massenträgheitsmoment eine wichtige Rolle für die Fahrdynamik. Der Reifen sollte also möglichst leicht sein, um eine agile Fahrdynamik zu ermöglichen und möglichst klein sein, um ein schnelles Beschleunigen und Bremsen zu gewährleisten. [6] [7]

Da ein Fahrzeug bzw. ein Reifen bei jedem Fahrzustand (Bremsen, Beschleunigen, Kurvenfahrt etc.) optimal funktionieren soll, ist es sehr schwer ein Fahrwerk auszulegen. Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten Begriffe und Einflussgrößen dazu beschrieben. In Abschnitt 1.2.2 wird auf die dazu benötigten Bauteile näher eingegangen.

### 1.2.1 Fahrwerksgeometrie und Fahrwerkskinematik

Da es sich bei der Wahl der richtigen Kinematik einer Radaufhängung um einen sehr wichtigen Aspekt der Fahrzeugentwicklung handelt, wird diese unmittelbar nach der Wahl des Aufhängungskonzeptes festgelegt. Dabei handelt es sich um einen iterativen Prozess, da mehrere kinematische Kenngrößen in Relation zu anderen Parametern des Fahrwerks stehen. Um diese Kinematik zu bestimmen, muss ein Koordinatensystem bestimmt werden. [8]

#### 1.2.1.1 Koordinatensystem

Als Koordinatensystem wird ein rechtshändiges, fahrzeuggebundenes Koordinatensystem nach ISO 88551.3 / DIN 70000 definiert. Dadurch werden neben den Bewegungsrichtungen entlang der Achsen auch die Bewegungen um die Achsen definiert. Abbildung 1.4 zeigt ein solches Koordinatensystem. Die x-Achse zeigt dabei auf der Mittelebene des

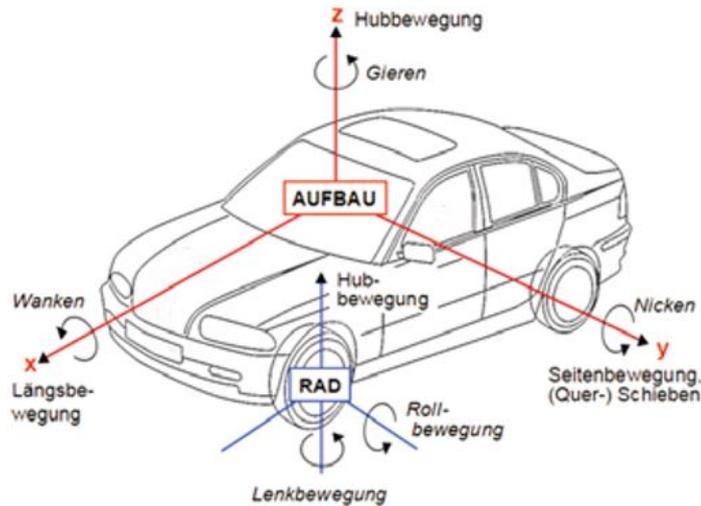


Abbildung 1.4: Koordinatensystem nach ISO 88551.3 / DIN 70000 [8]

Fahrzeugs nach vorne, die y-Achse nach links und die z-Achse nach oben. Eine Bewegung entlang der x-Achse wird als Längsbewegung, eine Bewegung entlang der y-Achse als Seiten- oder Querbewegung und eine Bewegung nach oben als Hubbewegung bezeichnet. Der Nullpunkt wird je nach Anwendung definiert. Für kinematische Betrachtungen wird dieser in den Schwerpunkt des Fahrzeugs gelegt. Um die Reifenkinematik zu bestimmen, wird das Koordinatensystem in den Radmittelpunkt gelegt. [8]

Des Weiteren wird die Bewegung des Fahrzeugs um die x-Achse als Wanken definiert, eine Drehung um die y-Achse wird als Nicken bezeichnet und die Drehbewegung um die z-Achse als Gieren. Jeder Fahrzustand kann durch eine Kombination dieser Bewegungen beschrieben werden. [6] [8]

Um die Kinematikpunkte zu bestimmen werden die Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug benötigt. Diese sind Teil der Hauptabmessungen des Fahrzeugs.

### 1.2.1.2 Hauptabmessungen

Die Hauptabmessungen werden bereits in der Konzeptphase bestimmt. Dazu gehören auch wichtige Kenngrößen für das Fahrwerk bzw. die Fahrdynamik des Fahrzeuges. Diese werden in Abbildung 1.5 dargestellt. Der Abstand der Radaufstandspunkte von Vorder- zu Hinterachse wird als **Radstand  $l$**  bezeichnet. Ein langer Radstand bewirkt weniger Nicken, eine stabile Geradeausfahrt und dadurch eine bessere Fahrsicherheit. Wird nämlich der Radstand im Schwerpunkt (hier als  $V$  bezeichnet) in vorderen und hinteren Schwerpunktsabstand ( $l_f$  und  $l_r$ ) unterteilt, ergeben sich die Hebelarme, mit denen

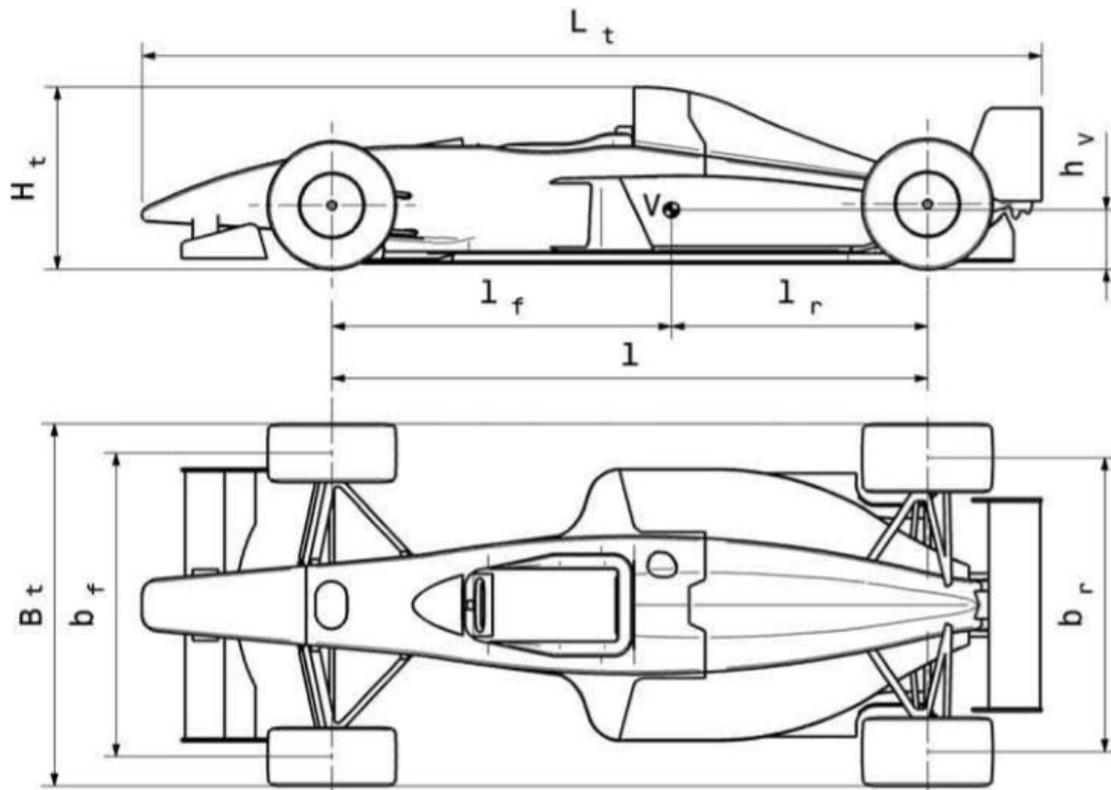


Abbildung 1.5: Hauptabmessungen eines Rennfahrzeuges [6]

die Seitenkräfte am Reifen um die Hochachse wirken. Dadurch ergeben sich bei langem Radstand größere Momente, welche das Fahrzeug mit seiner Massenträgheit in der Spur halten. Wichtig für die Fahrstabilität ist vor allem ein großer Abstand der Hinterachse zum Schwerpunkt. Ein kurzer Radstand hingegen hat Vorteile bezüglich des Handlings, da das Kurvenverhalten besser ist. Bei gleichem Radeinschlag wird dadurch ein kleinerer Wendekreis erreicht, wodurch sich das Fahrzeug agiler steuern lässt. Dieses Kurvenverhalten ist bei einem Formula Student Fahrzeug durch die enge Kurssetzung bei den Bewerben sehr wichtig, wodurch ein kurzer Radstand gewählt wird. Daher wird von den meisten Teams der reglementbedingte Mindestradstand von 1525mm gewählt. Nachteilig bei einem kurzen Radstand wirkt sich die größere Achslastverlagerung durch das Nicken aus. [6] [8]

Der Abstand der Radaufstandspunkte zwischen der linken und der rechten Seite des Fahrzeuges wird als **Spurweite  $b$**  bezeichnet. Diese können, beispielsweise durch unterschiedlich breite Reifen, zwischen Vorder- und Hinterachse variieren, wodurch zwischen **vorderer Spurweite  $b_f$**  und **hinterer Spurweite  $b_r$**  unterschieden wird. Eine breite Spurweite verringert das Wanken und die Radlastverlagerungen. Dies führt zu besserem Fahrverhalten und höherem Fahrkomfort. Außerdem kann das Fahrzeug nicht so leicht

umkippen. Bei den engen Formula Student Kurven ergeben sich durch eine breite Spur allerdings Nachteile im Handling des Fahrzeuges, da die Agilität in den Kurven verloren geht. Des Weiteren wird durch eine breite Spur die Fahrzeugbreite größer, wodurch die Angriffsfläche der Luft größer wird und der aerodynamische Widerstand steigt. Durch diese Vor- und Nachteile muss hier ein Kompromiss gefunden werden. Aus diesem Grund weichen die Spurweiten der Formula Student Fahrzeuge auch stark voneinander ab. Diese bewegen sich ca. zwischen 1000 und 1500mm. [6] [8]

Um die unerwünschten Nick- und Wankbewegungen zu vermindern, wird eine sehr tiefe Schwerpunktshöhe  $h_V$  angestrebt. Dadurch verringert sich auch der Gewichtstransfer zwischen den Rädern bei den unterschiedlichen Fahrmanövern. Bei hinterradgetriebenen Rennfahrzeugen wird nur beim Beschleunigen ein hoher Schwerpunkt gewünscht, um mehr Gewicht auf die Hinterachse zu transferieren. Mit allen verbauten Komponenten des Fahrzeugs ergeben sich auch die restlichen Hauptabmessungen. Dies sind Länge, Breite und Höhe über alles ( $L_t$ ,  $B_t$  und  $H_t$ ). Um ein geringes Massenträgheitsmoment und agiles Fahrzeug zu erhalten, sollen diese Abmessungen und das Gesamtgewicht, vor allem in der Formula Student, so gering wie möglich gehalten werden. [6]

### 1.2.1.3 Reifenkinematik

Nach den Hauptabmessungen wird die Kinematik des Rades bzw. des Reifens bestimmt. Dazu wird das Koordinatensystem des Rades, wie in Abbildung 1.4 beschrieben, verwendet, welches als körperfest definiert wird.

Abbildung 1.6 zeigt die wichtigsten Größen für die Reifenkinematik. Bei einem Rad wird zwischen unterschiedlichen Radien unterschieden. So beschreibt der Radius  $r_0$  den Radius des undeformierten Reifens. Der Radius  $r_s$  definiert den statischen Reifenradius. Dieser wird zwischen dem Radmittelpunkt  $C$  und dem Radaufstandspunkt  $W$  auf der Fahrbahn gemessen. Ein für die Kinematik wichtiger Radius ist der effektive Reifenradius  $r_e$ . Dieser beschreibt den Abstand des Momentanpols  $M_P$  eines frei rollenden Rades zur Radmitte  $C$ . Da dieser abhängig von der Aufstandskraft  $F_Z$  und der Winkelgeschwindigkeit des Rades  $\omega$  ist, wird dieser Radius auch als dynamischer Reifenradius  $r_{\text{dyn}}$  bezeichnet. [7]

Mit diesem Radius lässt sich der **Schlupf**  $s$  bestimmen. Dieser wird in der x-z-Ebene definiert. Eine wichtige Größe dazu ist die Schlupfgeschwindigkeit in x-Richtung  $v_{s_x}$ . Diese Größe beschreibt die Differenz der Geschwindigkeit des Momentanpols  $\omega r_e$  und der Geschwindigkeit des Radmittelpunktes  $v_x$ :

$$v_{s_x} = \omega r_e - v_x \quad (1.1)$$

Sind diese Geschwindigkeiten gleich, wird die Schlupfgeschwindigkeit null. [6] [7]

Für die Schlupfdefinition wird unterschieden, ob das Rad angetrieben oder gebremst wird.

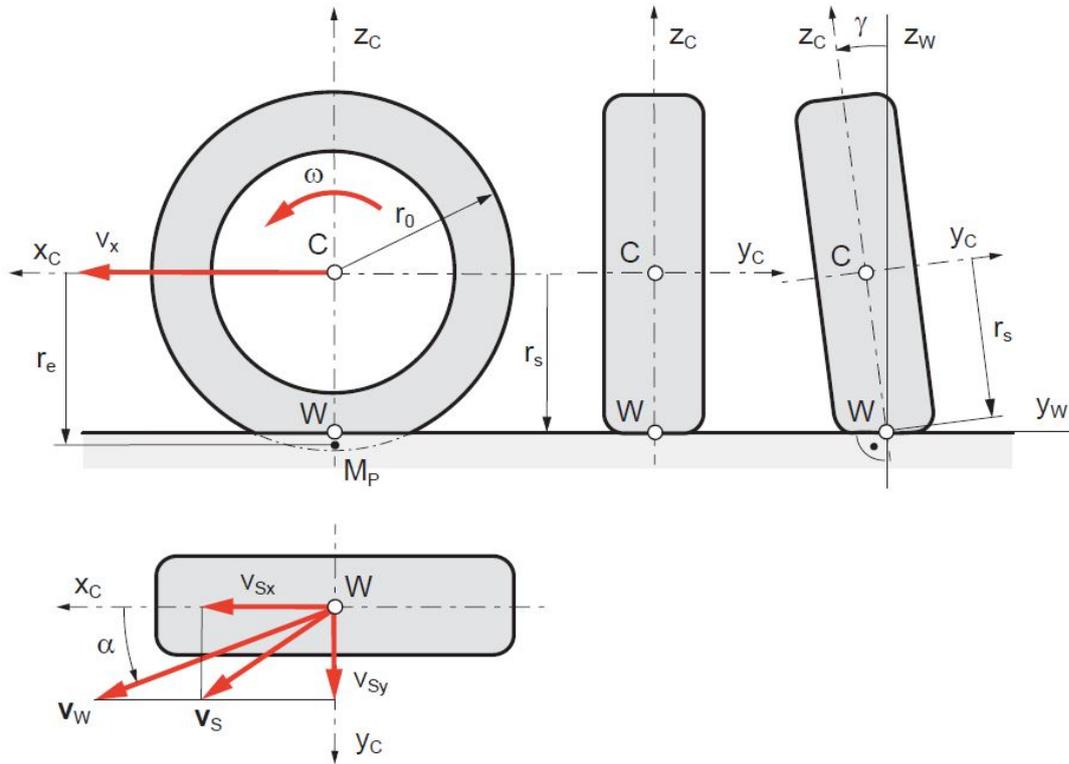


Abbildung 1.6: kinematische Bezeichnungen am Reifen [7]

Dazu werden **Antriebsschlupf**  $s_A$  und **Bremsschlupf**  $s_B$  definiert. Dabei steht in beiden Fällen im Zähler die Schlupfgeschwindigkeit  $v_{s_x}$ . Im Nenner steht beim Antriebsschlupf die Geschwindigkeit des Momentanpols, beim Bremsschlupf die Geschwindigkeit des Radmittelpunktes:

$$s_A = \frac{v_{s_x}}{|\omega| r_e} = \frac{\omega r_e - v_x}{|\omega| r_e} \quad (1.2)$$

$$s_B = \frac{v_{s_x}}{v_x} = \frac{\omega r_e - v_x}{v_x} \quad (1.3)$$

Dies hat den Vorteil, dass sich die Schlupfwerte stets zwischen -1 und 1 bewegt. Bei blockierendem Rad ist die Geschwindigkeit des Momentanpols 0 und der Bremsschlupf besitzt den Wert -1. Bei vollständig durchdrehendem Rad bewegt sich das Rad nicht vorwärts, wodurch die Geschwindigkeit  $v_x$  null wird und der Antriebsschlupf 1 wird. [7]

Wird die x-y-Ebene betrachtet, lässt sich der **Schräglaufwinkel**  $\alpha$  bestimmen. Dieser ist definiert als Winkel zwischen der x-Achse des Reifens und dem Geschwindigkeitsvektor  $v_W$  im Aufstandspunkt  $W$ . Die y-Komponente dieser Geschwindigkeit wird als Schlupfgeschwindigkeit  $v_{s_y}$  bezeichnet. Mit der x-Komponente der Schlupfgeschwindigkeit lässt

sich die resultierende Schlupfgeschwindigkeit  $v_s$  berechnen. Der einfachste Weg, dem Reifen einen Schräglaufwinkel aufzuzwingen, ist durch eine Lenkbewegung. Der Schräglaufwinkel hängt allerdings vor allem von den Reifenparametern ab. Daher wird in Abschnitt 1.2.1.4 bei der Beschreibung der Reifenkennfelder näher darauf eingegangen. [6] [7]

Eine Drehung des Rades um den Aufstandspunkt  $W$  in der  $y$ - $z$ -Ebene wird als **Sturz** um den **Sturzwinkel**  $\gamma$  bezeichnet. Durch die Seitenkräfte bei einer Kurvenfahrt verformt sich die Aufstandsfläche des Reifens, wodurch sich diese verringert und der Grip sinkt. Durch den Sturz lässt sich dies verhindern. [6]

### 1.2.1.4 Reifenkennfelder

Um die Reifenkennfelder zu bestimmen, werden die Kräfte, welche im Aufstandspunkt  $W$  wirken, benötigt. In  $z$ -Richtung ist dies die Aufstandskraft  $F_Z$ , welche sich durch die wirkende Radlast ergibt. In  $x$ -Richtung die Umfangs- oder Längskraft  $F_X$ , welche für den Vortrieb bzw. die Verzögerung des Reifens verantwortlich ist. In  $y$ -Richtung wirkt die Seiten- oder Querkraft  $F_Y$ . Damit nun ein Reifen eine Längskraft aufbaut, wird neben der Aufstandskraft ein Schlupf benötigt. Für eine Querkraft, welche im Besonderen zur Kurvenfahrt benötigt wird, ist neben der Aufstandskraft ein Schräglaufwinkel erforderlich. Welche Kraft ein Reifen übertragen kann, hängt von vielen Faktoren, wie etwa dem Reifendruck, der Reifenbreite oder dem Querschnittsverhältnis (Reifenhöhe zu -breite) ab. Die übertragbare Kraft im Aufstandspunkt  $W$  nimmt mit der Aufstandskraft zu. Allerdings nimmt mit zunehmender Aufstandskraft der Kraftschlussbeiwert ab, wodurch sich eine degressive Abhängigkeit von Umfangskraft zu Aufstandskraft ergibt:

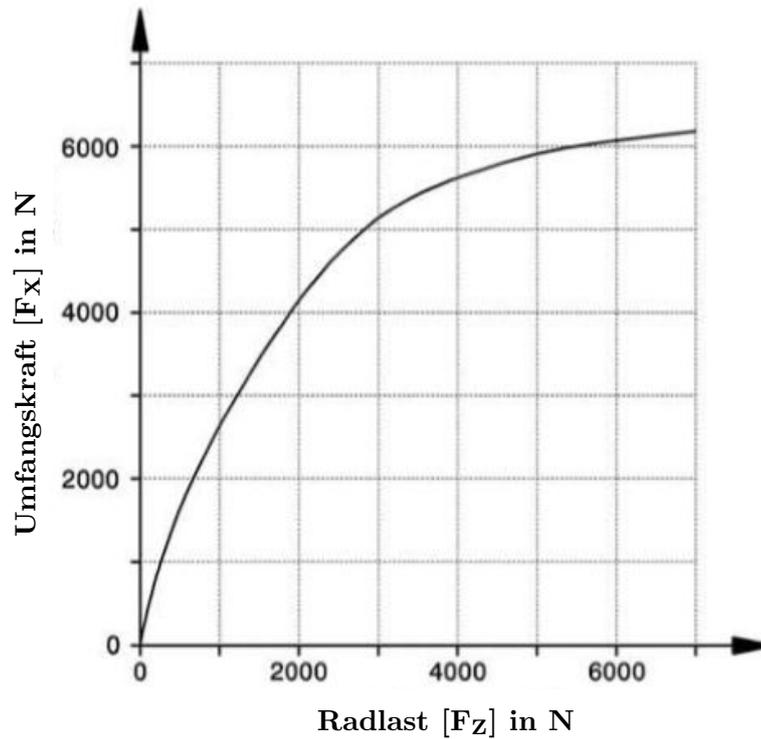


Abbildung 1.7: Umfangskraft in Abhängigkeit von der Aufstandskraft [6]

Dieser Zusammenhang besteht auch zwischen der Seitenkraft und der Aufstandskraft. Dies erklärt auch, wieso Radlastschwankungen unerwünscht sind. So kann mit vier gleich belasteten Reifen schneller durch eine Kurve gefahren werden, als mit vier Reifen, die in Summe mit den selben Aufstandskräften belastet werden. [6] [7]

Bei der Längskraftcharakteristik wird die übertragene Längskraft für verschiedene Aufstandskräfte über den Schlupf dargestellt. Der Schlupf wird hier in Prozent angegeben, wobei +100% Schlupf ein Durchdrehen des Reifens und -100% Schlupf ein Blockieren des Reifens bedeuten. Folgende Abbildung zeigt eine solche Längskraftcharakteristik für einen Straßenreifen:

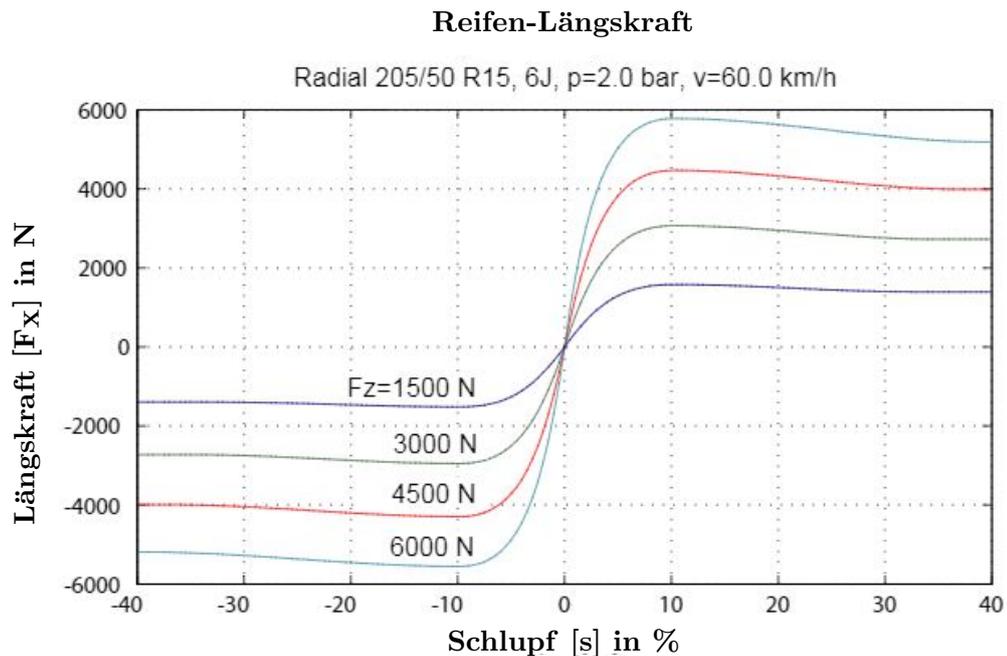


Abbildung 1.8: Darstellung der Längskraft über den Schlupf eines Straßenreifens [7]

Dabei ist ersichtlich, dass die Längskraft ein Maximum erreicht und dann wieder abfällt. Dies wird als Abreißcharakteristik bezeichnet. Der Grund dafür besteht in der Tatsache, dass bis zum Maximum reiner Formschlupf auftritt und danach Gleitschlupf eintritt. Formschlupf bezeichnet dabei die elastische Verformung im Reifen, ohne dass die Oberfläche auf der Fahrbahn gleitet. Beim Gleitschlupf hingegen beginnen die auslaufenden Profiltelchen zu gleiten. Dies fängt an, sobald die maximale Haftgrenze der Profiltelchen überschritten wird. Wird der Schlupf weiter erhöht, nimmt der Anteil des Gleitschlupfes immer mehr zu und der Anteil des Formschlupfes immer mehr ab, bis bei 100% Schlupf reiner Gleitschlupf auftritt. Im vom Formschlupf geprägten Teil bei niedrigen Schlupfwerten steigt die Längskraft nahezu linear an, bis der maximale Reibwert erreicht wird und die Kurve stark nichtlinear weiter verläuft. Diese Kurven sind vor allem für Traktionsregelungen und Anti-Blockier-Systeme (ABS) von großer Bedeutung. [6] [7]

Für die Seitenkraftcharakteristik wird die Seitenkraft über den Schräglaufwinkel dargestellt. Dabei wird wieder die Aufstandskraft konstant gehalten:

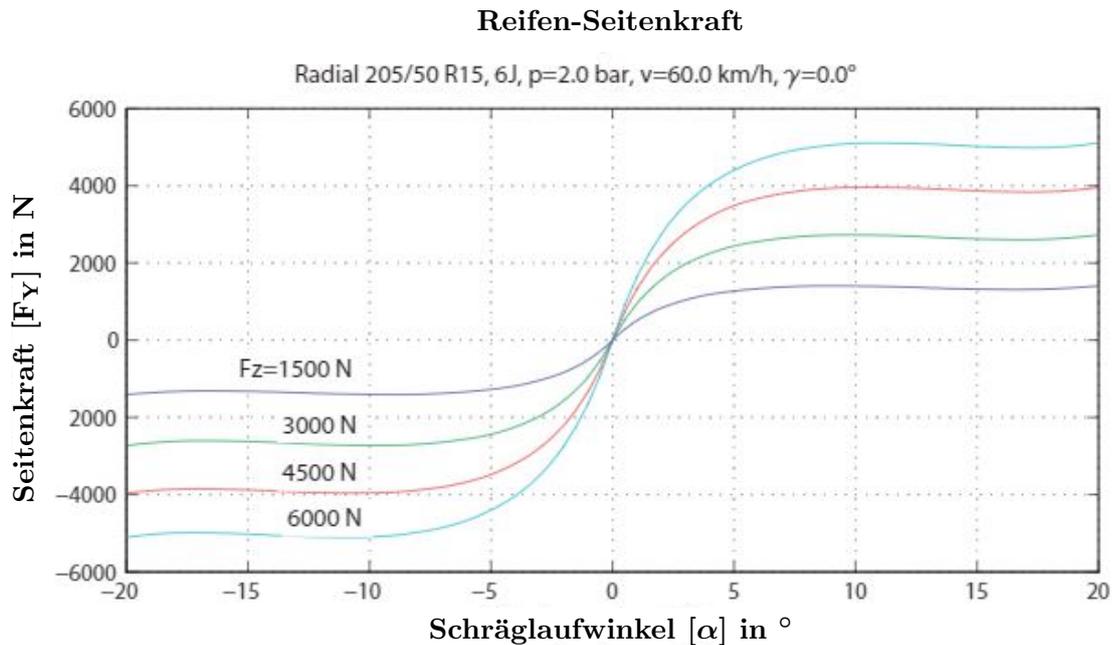


Abbildung 1.9: Darstellung der Seitenkraft über den Schräglaufwinkel eines Straßenreifens [7]

Eine Abreißcharakteristik ist bei der Seitenkraftcharakteristik problematisch, da dies bei der Kurvenfahrt zu unkontrollierbaren Fahrzuständen führt, weshalb dies bei PKW durch die Profilierung des Reifens vermieden wird (siehe Abbildung 1.9). Dies wird als Sättigungscharakteristik bezeichnet. Bei Rennreifen, welche meist keine Profilierung aufweisen ("Slicks") hängt die Art der Charakteristik von vielen weiteren Faktoren ab, wie etwa vom Reifendruck, der Seitensteifigkeit oder der Gummimischung des Reifens. Daher kann auch hier eine Abreißcharakteristik auftreten. [6] [7]

Vom Prinzip her wird die Seitenkraft über den Schräglaufwinkel gleich aufgebaut wie die Längskraft über den Schlupf, außer dass durch den Schräglaufwinkel die Profilteilchen seitlich statt längs ausgelenkt werden. Abbildung 1.10 zeigt die Reifenfläche, welche die Fahrbahn berührt. Diese Fläche wird als Latsch bezeichnet:

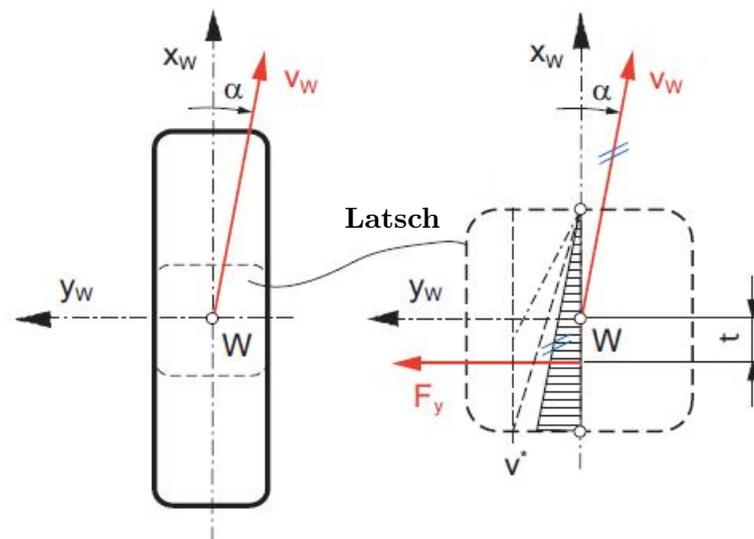


Abbildung 1.10: Entstehung der Seitenkraft durch die Verformung des Latsches infolge des Schräglaufwinkels [7]

Die schraffierte Fläche zeigt die Auslenkung der Profiltailchen, wobei die Steigung dieser Fläche dem Schräglaufwinkel entspricht. Ist diese Auslenkung bis zum Auslaufen des Profils eine Gerade, tritt nur Formschlupf auf. Wird der Schräglaufwinkel erhöht, erreichen die Profiltailchen ihre maximale Verformung, welche hier mit  $v^*$  bezeichnet wird. Ab dieser maximalen Verformung tritt Gleitschlupf ein. Durch diese Verformungen entsteht eine asymmetrische Seitenkraftverteilung im Latsch. Der Flächenschwerpunkt dieser Kraftverteilung entspricht dem Angriffspunkt der Seitenkraft, welcher um den Abstand  $t$  versetzt ist. [6] [7]

Durch diesen außermittigen Kraftangriffspunkt entsteht ein Moment, welches den Reifen wieder in seine gerade Ausgangsstellung bringen will. Daher wird dieses Moment Rückstellmoment genannt. Dieses Moment wirkt auch auf die Lenkung, wodurch es dem Fahrer wichtige Rückschlüsse auf die wirkende Seitenkraft am Reifen liefert. Die unterschiedlichen Haft- und Gleitvorgänge im Latsch bewirken nämlich nach einer anfänglichen Vergrößerung des Rückstellmomentes wieder ein Abfallen des Momentes bei Erhöhung des Schräglaufwinkels. Bei weiterer Erhöhung des Schräglaufwinkels kann die Kurve auch einen Nulldurchgang aufweisen:

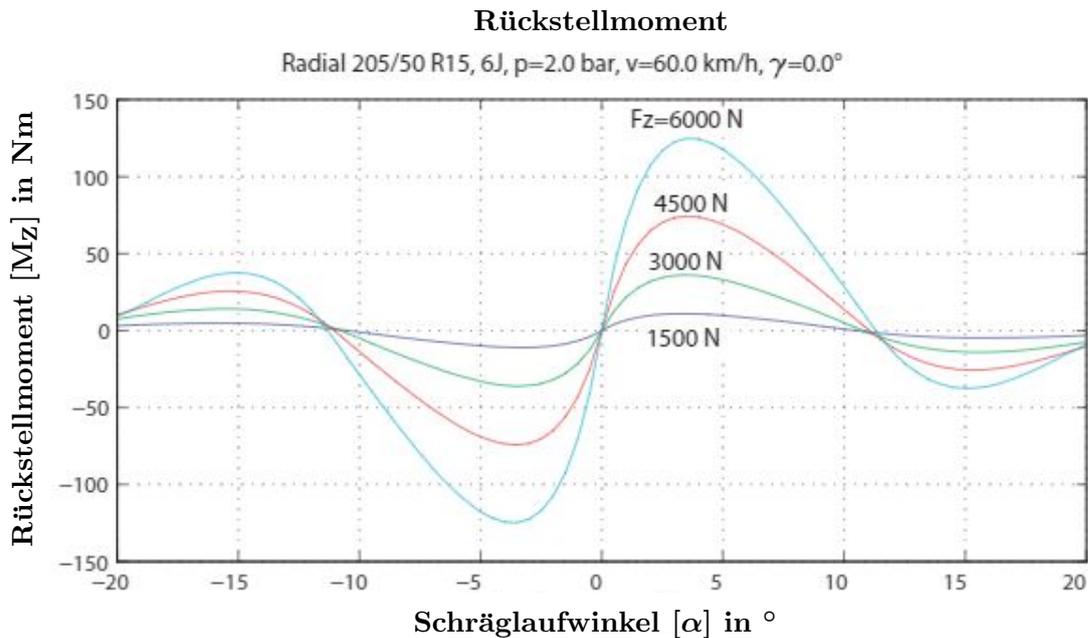


Abbildung 1.11: Darstellung des Rückstellmoments über den Schräglaufwinkel eines Straßenreifens [7]

Eine Seitenkraft kann auch über den Sturzwinkel aufgebaut werden. Wird der Reifen um den Sturzwinkel geneigt, entsteht eine Scherspannung im Latsch, wodurch auch ohne Lenkbewegung eine Seitenkraft entsteht. Diese Kraft zeigt in Richtung der Neigung des Sturzes. Diese Kraft wird durch eine Lenkbewegung mit der dadurch entstehenden Seitenkraft überlagert. Dabei ändert sich die Seitenkraftcharakteristik des Reifens, wie in Abbildung 1.12 dargestellt. Aus dieser Darstellung ist ersichtlich, dass durch einen negativen Sturzwinkel, also bei nach innen geneigtem Rad, die Seitenkraft zunimmt, wohingegen die Seitenkraft bei positivem Sturzwinkel abnimmt. Die Wahl des richtigen Sturzwinkels muss im Zusammenspiel mit dem Reifen erfolgen, da ein zu großer Sturzwinkel zu einem hohen, einseitigen Reifenverschleiß führt. [6] [7]

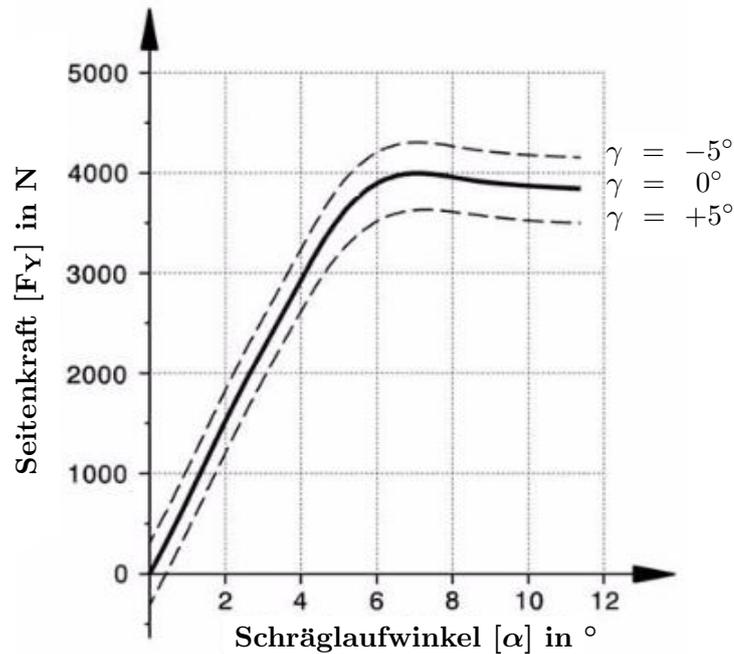


Abbildung 1.12: Einfluss des Sturzwinkels auf die Seitenkraft [6]

Da sich bei normalem Fahrbetrieb die Längs- und Seitenkräfte überlagern, wird ein überlagertes Reifendiagramm benötigt. Treten dabei Schlupf und Schräglaufwinkel zur gleichen Zeit auf, können nur begrenzte Längs- und Querkräfte übertragen werden. Wird nun beispielsweise bei gleichbleibendem Schlupf der Schräglaufwinkel erhöht, sinkt die übertragbare Längskraft. Diese Abhängigkeit besteht natürlich auch bei gleichbleibendem Schlupf und einer Steigerung des Schräglaufwinkels. Die maximal übertragbare Reifenkraft aus Längs- und Querkraft wird dabei durch den Kammschen Kreis begrenzt. Folgende Abbildung zeigt die Abhängigkeit der Längs- und Querkräfte bei unterschiedlichem Schlupf und unterschiedlichen Schräglaufwinkeln:

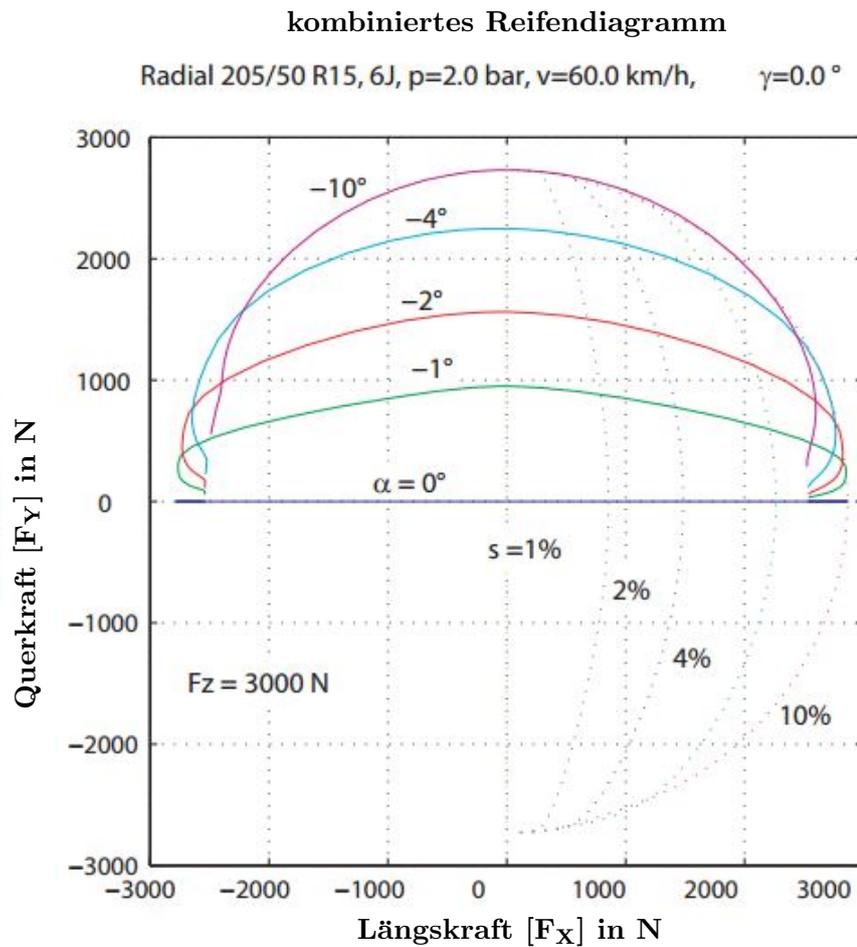


Abbildung 1.13: Kombiniertes Reifendiagramm aus Längs- und Querkräften am Reifens  
[7]

### 1.2.1.5 Fahrwerkskinematik reifenseitig

Um das Rad mit seiner gewünschten Kinematik auf der Straße zu führen, werden je nach Aufhängungsprinzip verschiedene Bauteile benötigt, um das Rad mit dem Aufbau zu verbinden. Wie bei den meisten Rennfahrzeugen wird auch beim TANKIA eine Doppelquerlenkerachse verwendet (näheres dazu in Abschnitt 1.2.2). Dies bedeutet, dass das Rad über einen oberen und einen unteren Querlenker mit dem Chassis verbunden wird:

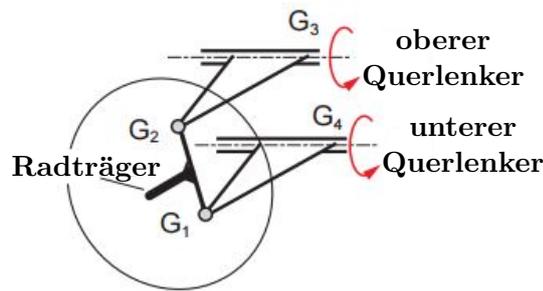


Abbildung 1.14: Darstellung einer Doppelquerlenkerachse [7]

Dabei sind die radseitigen Querlenkerpunkte  $G_1$  und  $G_2$  sphärisch mit dem Radträger verbunden. Der Radträger dient der Lagerung des Rades und der Anbindung der Bauteile, welche das Rad mit dem Chassis verbinden. Die Querlenkerpunkte  $G_3$  und  $G_4$  sind zylindrisch mit dem Chassis verbunden. Dadurch bleiben zwei Freiheitsgrade offen. Diese erlauben das Einfedern des Rades und eine Lenkbewegung. Die Lenkbewegung erfolgt dabei um die Lenkachse (oder auch Spreizungsachse genannt), welche durch die Querlenkerpunkte am Radträger definiert wird. Dadurch kommt dieser Achse vor allem an der gelenkten Vorderachse eine große Bedeutung zu, wobei auch an der Hinterachse wichtige Parameter für die Kinematik des Fahrwerks bestimmt werden:

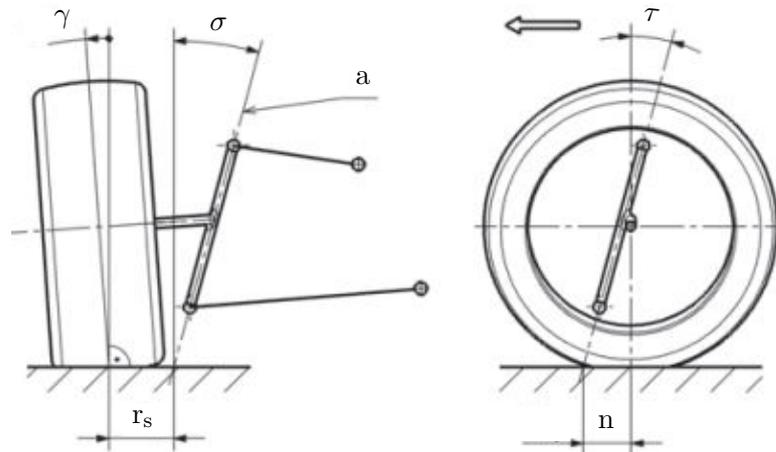


Abbildung 1.15: geometrische Parameter der Lenkachse [6]

In der  $y$ - $z$ -Ebene wird der Winkel zwischen der Lenkachse und der Vertikalen als **Spreizung**  $\sigma$  bezeichnet. Durch die Spreizung wird die Zu- oder Abnahme des Sturzwinkels bei einer Lenkbewegung definiert. Der Abstand des Durchstoßpunktes der Lenkachse mit der Fahrbahn in dieser Ebene zum Radaufstandspunkt definiert den **Lenkrollradius**  $r_s$ . Dieser beeinflusst vor allem das Feedback am Lenkrad, wodurch der Fahrer wichtige Rückschlüsse auf die am Reifen wirkenden Kräfte erlangt. [6] [8]

Wird das Fahrwerk seitlich betrachtet, also in der x-z-Ebene, beschreibt der Winkel zwischen Lenkachse und der Radmittelebene den **Nachlaufwinkel**  $\tau$ . Auch dieser Winkel hat Einfluss auf den Sturzverlauf bei einer Lenkbewegung. Die Lenkachse muss dabei nicht durch die Radmitte verlaufen, auch eine außermittige Positionierung kann kinematische Vorteile bringen. Durch den Nachlaufwinkel wird die **Nachlaufstrecke**  $n$  gebildet. Diese beschreibt den Abstand zwischen dem Durchstoßpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn und dem Radaufstandspunkt in der Seitenebene. Im Zusammenspiel mit der am Reifen wirkenden Seitenkraft ist diese Strecke für die Richtungsstabilisation des Reifens verantwortlich. [6] [8]

Durch die Positionierung der Lenkachse, mit den Abhängigkeiten der beschriebenen Winkel, beschreibt die Lenkbewegung keine Kreisbahn, sondern eine Bahnkurve. Auch der Verlauf des Sturzwinkels lässt sich dadurch über die Lenkbewegung beeinflussen. [6]

Werden die Räder schon statisch um einen gewissen Winkel gelenkt, wird dies als **Vorspur** bei nach innen gelenkten Rädern, und als **Nachspur** bei nach außen gelenkten Rädern, bezeichnet. Der Winkel wird als Vorspurwinkel bezeichnet und ist für ein nach innen gedrehtes Rad positiv. Durch unvermeidbare Elastizitäten in der Radaufhängung kann durch die Wahl von Vor- oder Nachspur im dynamischen Betrieb eine neutrale Spur, also parallel stehende Räder, gewährleistet werden. Bei der nicht angetriebenen Achse, welchem beim TANKIA die Vorderachse ist, werden die Räder infolge des Rollwiderstandes nach hinten gedrückt. Dies kann durch eine Vorspur ausgeglichen werden. Bei der angetriebenen Achse hingegen werden durch das Antriebsmoment die Räder nach vorne gedrückt. Dies kann durch eine Nachspur kompensiert werden. [6] [8]

Durch die gelenkten Räder wird schon bei einer normalen Geradeausfahrt eine Seitenkraft aufgebaut. Diese heben sich zwischen der linken und der rechten Seite auf, wodurch diese richtungsstabilisierend wirken. Nachteilig dabei wirkt der erhöhte Rollwiderstand, welcher durch die Seitenkraft hervorgerufen wird. [6] [8]

### 1.2.1.6 Fahrwerkskinematik fahrzeugseitig

Durch die Definition der Fahrwerkspunkte am Chassis werden zum einen die Bewegungen des Rades beim Ein- und Ausfedern beschrieben, zum anderen die Bewegungen des Aufbaus bei Nick- und Wankvorgängen. Wird die y-z-Ebene des Fahrzeugs betrachtet, können durch die Anordnung der Querlenker Querpol und Rollzentrum definiert werden:

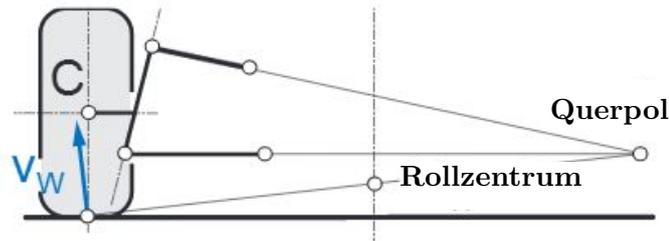


Abbildung 1.16: Konstruktion von Rollzentrum und Querpol [7]

Das **Rollzentrum** (oder auch Wankpol genannt) ist der Momentanpol des Aufbaus, um welchen sich dieser zur Seite neigt. Über die gedachte Verbindung des Radaufstandspunktes mit dem Rollzentrum werden dadurch die Seitenkräfte zwischen Aufbau und Rad übertragen. Für die Konstruktion des Rollzentrums wird der **Querpol** benötigt. Dieser Punkt ergibt sich aus den Schnittlinien der beiden Querlenker. Wird dieser Punkt mit dem Radaufstandspunkt verbunden, beschreibt der Schnittpunkt dieser Linie mit der Fahrzeugmittelebene das Rollzentrum. Über den Abstand von Rollzentrum zu Aufbauschwerpunkt lässt sich das Wankmoment bestimmen, welches durch die Aufbauträgheit bei einer Kurvenfahrt entsteht. Je geringer dieser Abstand, also je höher das Rollzentrum (oder niedriger der Schwerpunkt), desto weniger neigt sich der Aufbau zur Seite. Durch diese Seitenneigung ändern sich durch die kinematischen Abhängigkeiten auch der Sturz des Reifens und die Spurweite. Bei geringer Rollzentrumshöhe sind diese Änderungen geringer. Dies kann einen entscheidenden Einfluss auf die Stabilität des Fahrzeugs bei Kurvenfahrten haben. Bei Renn- oder Straßenfahrzeugen werden üblicherweise niedrigere Rollzentren gewählt als etwa bei Lastkraftwagen. Dies hat den Grund, dass bei hohen Rollzentren die statische Abstützung durch das geringere Wankmoment größer ist, aber die dynamische Abstützung durch die Dämpfer geringer. Das geringe Rollzentrum hat daher für die Dynamik des Fahrwerks seine Vorteile. [6] [7] [8]

Sturz- und Spuränderung hängen außerdem von der Lage des Querpoles ab. Die gedachte Verbindungslinie zwischen Radaufstandspunkt und Querpol beschreibt nämlich den Hebel, um den sich das Rad beim Ein- und Ausfedern bewegt. Je länger dieser Hebel ausgeführt wird und je niedriger der Querpol liegt, desto geringer fallen Spur- und Sturzänderung bei einer Federbewegung aus (Geschwindigkeitsvektor  $v_W$  des Radaufstandspunktes in Abbildung 1.16 neigt sich weniger nach außen). [6] [8]

Bei Einzelradaufhängungen bewirkt ein hohes Rollzentrum zusätzlich den unerwünschten Aufstützeffekt. Dieser Effekt entsteht beim Wanken des Aufbaus in Zusammenspiel mit hohen Querpolen, wodurch das kurvenäußere Rad weniger einfedert als das kurveninnere ausfedert. Durch die Radlastverlagerung, verursacht durch die Fahrzeugträgheit, zum äußeren Rad wirkt an diesem Rad eine größere Aufstands- und Seitenkraft. Abbildung 1.17 zeigt diese Situation. Der Querpol des kurveninneren Rades wird mit  $P_i$  bezeichnet, der Querpol des kurvenäußeren mit  $P_a$ . Die in den Aufstandspunkten entstehenden

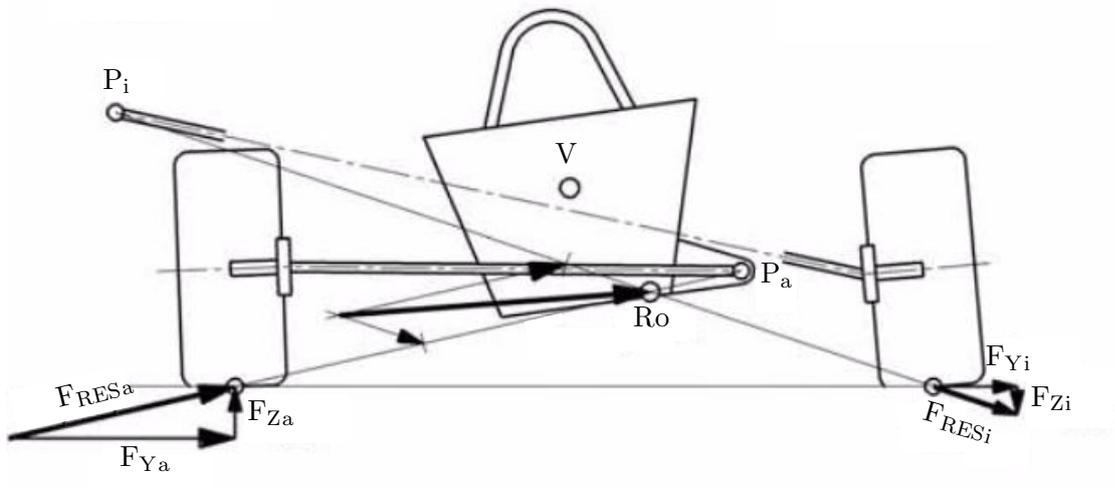


Abbildung 1.17: exemplarische Darstellung des Aufstützeffektes [6]

Kräfte werden im Rollzentrum auf den Aufbau übertragen. Dadurch zeigt die resultierende Kraft im Rollzentrum nach oben, wodurch der Aufbau angehoben wird und das Wankmoment steigt. Mit der Verschiebung von Rollzentrum und Querpol ergeben sich daher immer positive und negative Kinematikänderungen, wodurch die Festlegung dieser Punkte immer ein Kompromiss darstellt und mit weiteren Bauteilen des Fahrwerks, wie Federn oder Stabilisatoren, abgestimmt werden muss. [6] [8]

Werden vorderes und hinteres Rollzentrum verbunden, ergibt sich die Rollachse, um die sich das Fahrzeug mit seiner Schwerachse neigt. Die Radlastverlagerung an Vorder- und Hinterachse können durch die Positionierung der Rollzentren beeinflusst werden. Die Rollsteifigkeit steigt mit höherem Rollzentrum, da sich der Aufbau weniger neigt, wodurch aber auch die Radlastverlagerung zunimmt. Wird also beispielsweise an der Hinterachse das Rollzentrum höher gewählt, ist die Radlastverlagerung an dieser Achse größer und das Fahrzeug neigt eher zum Übersteuern. Die Berechnung dazu wird in Abschnitt 1.2.2.1 näher beschrieben. [6] [8]

Mit Übersteuern und Untersteuern wird das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beschrieben. Wird eine Kurve durchfahren, wirkt die Querbeschleunigung auf das Fahrzeug. Dadurch entstehen an den Reifen Seitenkräfte. Diese entstehen nur, wenn ein Schräglaufwinkel auftritt. Die Schräglaufwinkel der einzelnen Räder bestimmen nun das Eigenlenkverhalten. Untersteuern zeichnet sich dadurch aus, dass die Schräglaufwinkel an der Vorderachse schneller anwachsen als an der Hinterachse. Das Fahrzeug schiebt über die Vorderachse, wodurch der Fahrer mehr einlenken muss. Das umgekehrte Verhalten wird als Übersteuern bezeichnet, wachsen die Schräglaufwinkel an beiden Achsen gleich an, ergibt sich neutrales Eigenlenkverhalten. Theoretisch besteht das Optimum bei einer 50:50 Gewichtsverteilung von Vorder- zu Hinterachse und einer unbeschleunigten Kur-

venfahrt aus gleichen Schräglaufwinkeln, also einem neutralen Verhalten. Hier wird das Seitenkraftpotential optimal ausgenutzt [6]

Für eine Nickbewegung ergibt sich in der  $x$ - $z$ -Ebene ebenfalls ein Momentanpol, um welchen sich die Räder beim Bremsen oder Beschleunigen drehen. Dieser wird als **Nickpol** bezeichnet. Um diesen Punkt entsteht beim Bremsen oder Beschleunigen das durch die Fahrzeugträgheit entstehende Nickmoment. Beim Bremsen federt dadurch die Vorderachse ein und die Hinterachse aus, beim Beschleunigen tritt das Gegenteil ein. Durch die Stellung der Querlenker und der Radträgerpunkte, an denen die Querlenker befestigt werden, ergibt sich der Nickpol  $O$ :

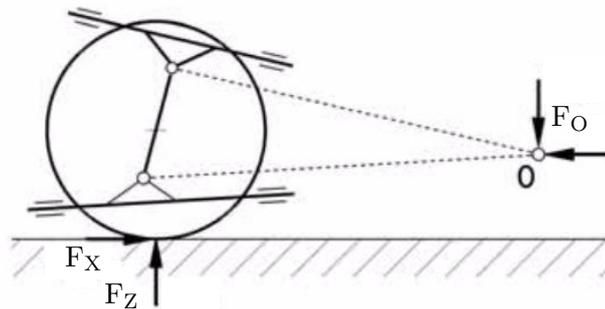


Abbildung 1.18: Konstruktion des Nickpols [6]

Die gedachte Verbindung zwischen Radaufstandspunkt und Nickpol wirkt wie eine Schwinge, über die die Kräfte zwischen Aufbau und Reifen übertragen werden (gleiches Prinzip wie beim Rollen). Dadurch bestimmt die Lage des Nickpols die Reaktionskräfte und auch Nachlauf- und Radstandsänderungen. Je höher der Nickpol, desto größer die Reaktionskräfte, welche der Nickbewegung entgegenwirken. Allerdings nimmt durch einen hohen Nickpol auch die Nachlaufänderung zu, wodurch sich an der Vorderachse bei einer zusätzlichen Kurvenfahrt ein größeres Rückstellmoment auf die Lenkung ergibt. Durch die Einfederbewegung bewegt sich außerdem das Rad bei hohem Nickpol nach vorne, wodurch sich das Rad in Richtung eines Hindernisses (wie einer Bodenwelle) bewegt und sich die Federung dadurch scheinbar verhärtet. [6] [7] [8]

Vor allem für Rennfahrzeuge mit aerodynamischen Hilfsmitteln ist ein starkes Nicken nachteilig, da sich dadurch die Anströmung der Aerodynamikkomponenten verändert und unter Umständen zu unkontrollierbaren Fahrzuständen führt. Das Nickverhalten kann durch die Positionierung des Nickpols verändert werden. Das Verhindern einer Nickbewegung beim Bremsen wird **Bremsnickausgleich** (**“Anti-Dive“**) genannt, für den Beschleunigungsfall **Anfahrickausgleich** (**“Anti-Squad“**). Für den Fall, dass die Bremse am Rad montiert wird, wie es beim TANKIA der Fall ist, erfolgt die Berechnung des Bremsnickausgleich wie in Abbildung 1.19 dargestellt. Für die Vorder- und Hinterach-

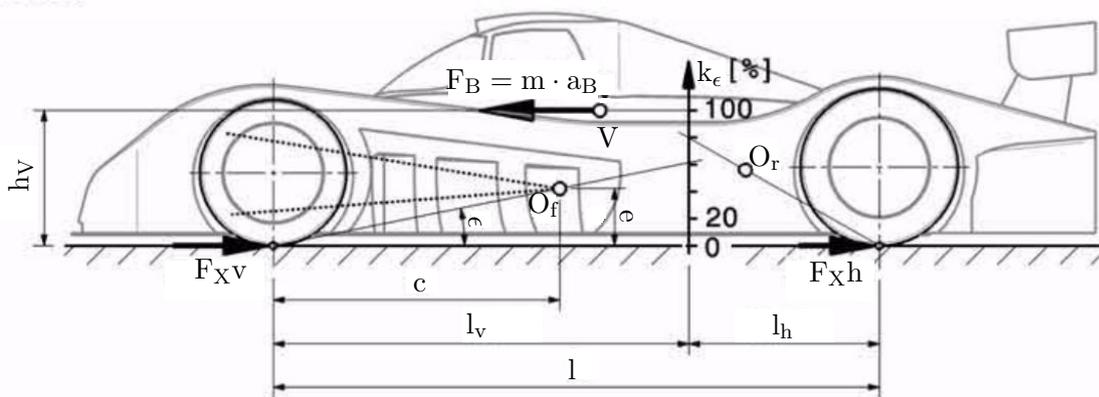


Abbildung 1.19: grafische Konstruktion des Bremsnickausgleichs [6]

se ergeben sich jeweils unterschiedliche Nickachsen ( $O_f$  für die vordere Achse,  $O_r$  für die hintere), um die sich der Aufbau neigt. Vor allem die Vorderachse spielt dabei eine wichtige Rolle, da durch die höheren Bremskräfte aufgrund der Achslastverlagerung größere Reaktionskräfte entstehen. Die Bremskräfte greifen im Radaufstandspunkt an, da beim Bremsen eine feste Verbindung zwischen Rad und Aufbau besteht (bei fahrzeugseitigen Bremsen tritt die Längsabstützung durch die Bremsung in der Radmitte auf). Der Winkel zwischen Verbindungslinie von Radaufstandspunkt mit Nickachse und der Fahrbahnebene wird Bremsabstützwinkel  $\epsilon$  genannt. Des Weiteren wird der Radstand entsprechend des Bremskraftanteils geteilt ( $l_v$  vorne und  $l_h$  hinten) und zusammen mit dieser Verbindungslinie ergibt sich der prozentuelle Bremsnickausgleichswert  $k_\epsilon$ . 100% Bremsnickausgleich tritt auf, wenn diese Verbindungslinie durch die Horizontale des Schwerpunktes verläuft (vorne bedeutet dies kein Einfedern und hinten kein Ausfedern), 0% entspricht dabei einem Durchgang der Verbindungslinie mit der Teilungslinie am Fahrbahnboden. Durch die hohen Abtriebswerte bei Rennfahrzeugen steigen die Bremskräfte am Beginn der Bremsung stark an, wodurch die Reaktionskräfte durch einen Bremsnickausgleich steigen. Die dadurch entstehenden Gelenksreibungen können die Federwirkung des Fahrwerks beeinträchtigen. Daher wird vor allem bei Rennfahrzeugen mit aerodynamischen Antriebshilfen trotz aller Vorteile eher wenig Bremsnickausgleich an Vorder- und Hinterachse gewählt. Für PKW wird an der Vorderachse auch ein geringer Bremsnickausgleich gewählt (Lenkungsprobleme wie bereits erklärt), an der Hinterachse können sogar Winkel von über 100% gewählt werden, wodurch die Hinterachse zusätzlich nach unten gedrückt wird. [6] [8]

Für ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb (Prinzip des TANKIA) wird für die Berechnung des Anfahrnickausgleichs die Senkrechte durch die Mitte der Vorderachse gezogen, da diese keinen Beitrag zum Antrieb leistet. Dadurch kann auch nur das Heck einfedern, die Vorderachse bleibt gleich. Dies kann zu einer unerwünschten Sturzänderung an der Hinterachse führen. An der Hinterachse wirkt die Antriebskraft nun in der Radmitte, da

die Kraft nicht am Rad, sondern am Aufbau abgestützt wird:

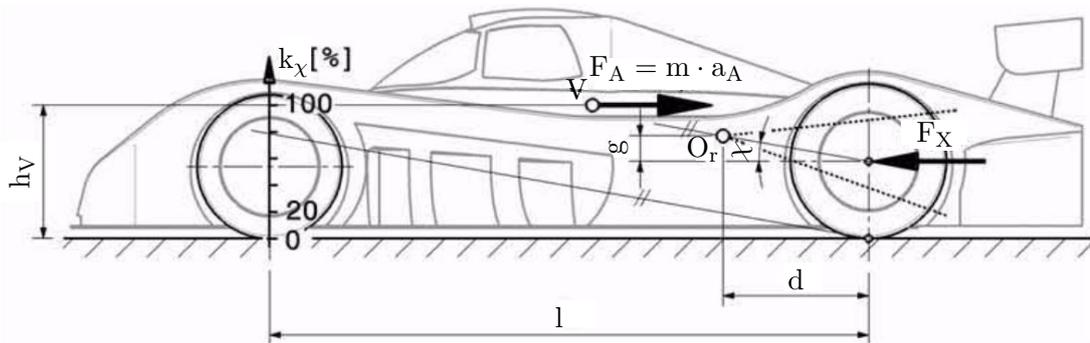


Abbildung 1.20: grafische Konstruktion des Anfahrnickausgleichs [6]

Der Anfahrabstützwinkel  $\chi$  beschreibt daher den Winkel zwischen der Verbindungslinie von Radmittelpunkt zu Nickachse und der Horizontalen. Dieser Winkel wird im Radaufstandspunkt aufgetragen und mit der Vertikalen an der Vorderachse geschnitten, wodurch sich der prozentuelle Anfahrnickausgleich ergibt. Bei Rennfahrzeugen wird der Anfahrnickausgleich nicht sehr hoch ausgeführt, da dadurch die Federwirkung wiederum zu sehr eingeschränkt wird. [6] [8]

Die Lenkung stellt für ein Fahrwerk und die Performance eines Rennfahrzeuges eine wichtige Baugruppe dar. Da ein aktives Fahrwerk allerdings (nahezu) keinen Einfluss auf die Lenkungsgeometrie bzw. die Lenkungs kinematik hat, wird nicht weiter darauf eingegangen.

## 1.2.2 Fahrwerkskomponenten

Um die beschriebenen kinematischen Funktionen des Fahrwerks umzusetzen gibt es viele unterschiedliche Konzepte, welche durchaus zwischen Vorder- und Hinterachse unterschiedlich sein können. Jedes dieser Konzepte bietet in sich wieder viele unterschiedliche Variationen. Daher werden im Folgenden nur die Komponenten des 2017er Modells im Detail beschrieben. Das Grundkonzept bildet, wie schon erwähnt, eine Doppelquerlenkerachse. Dieses wird auch in vielen anderen Rennserien, wie der Formel 1, verwendet. Abbildung 1.21 zeigt die vordere Radaufhängung des TANKIA 2017, Abbildung 1.22 die hintere.

Der **Radträger (1)** dient der Verbindung der Radnabe mit den Verbindungselementen zum Aufbau. Außerdem wird der Bremsattel daran befestigt. Die **Radnabe (2)** wird über die Radlager im Radträger gelagert und dient der Befestigung des Rades. Des Weiteren wird darauf die Bremsscheibe schwimmend gelagert. Die Verbindung des Radträgers mit dem Chassis erfolgt über oberen und unteren Querlenker, der Spur- bzw. Lenkstange.

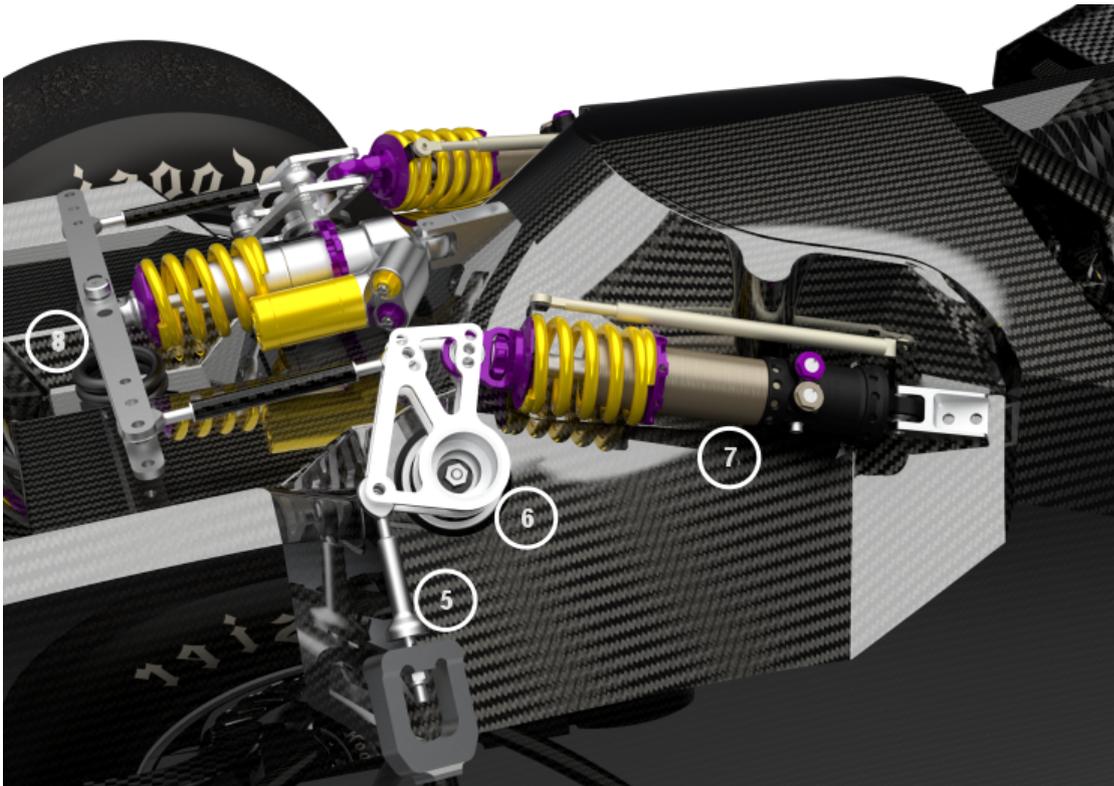


Abbildung 1.21: Vorderradaufhängung des TANKIA 2017

Während die **Querlenker (3)** für die beschriebenen kinematischen Funktionen verantwortlich sind, wird über die vordere **Lenkstange (4)** das Rad gelenkt. An der hinteren Aufhängung dient eine **Spurstange (4)** der Verbindung mit dem Chassis, welche keine aktive Lenkbewegung ausführen kann, das Rad also nur über kinematische Beziehungen führt. Die Hubbewegung des Rades wird über eine **Druckstrebe (5)** auf einen **Umlenkhebel (6)** übertragen, an welchem das **Federbein (7)** befestigt ist. Neben dem Druckstreben-Prinzip kann auch ein Zugstreben-Prinzip verwendet werden. Dabei wirkt auf die Strebe beim Einfedern keine Druckkraft, sondern eine Zugkraft. Die beschriebenen Verbindungselemente dienen nahezu ausschließlich der Gewährleistung der Kinematik, welche sich durch die Geometrie der Anbindungspunkte ergibt. Dabei sei zu erwähnen, dass die elastokinematischen Effekte nicht zu vernachlässigen sind und mitunter große Auswirkungen auf die gewünschte Kinematik haben. Gerade für die dynamischen Effekte des Fahrwerks ist das Federbein, bestehend aus Feder und Dämpfer, von entscheidender Bedeutung.

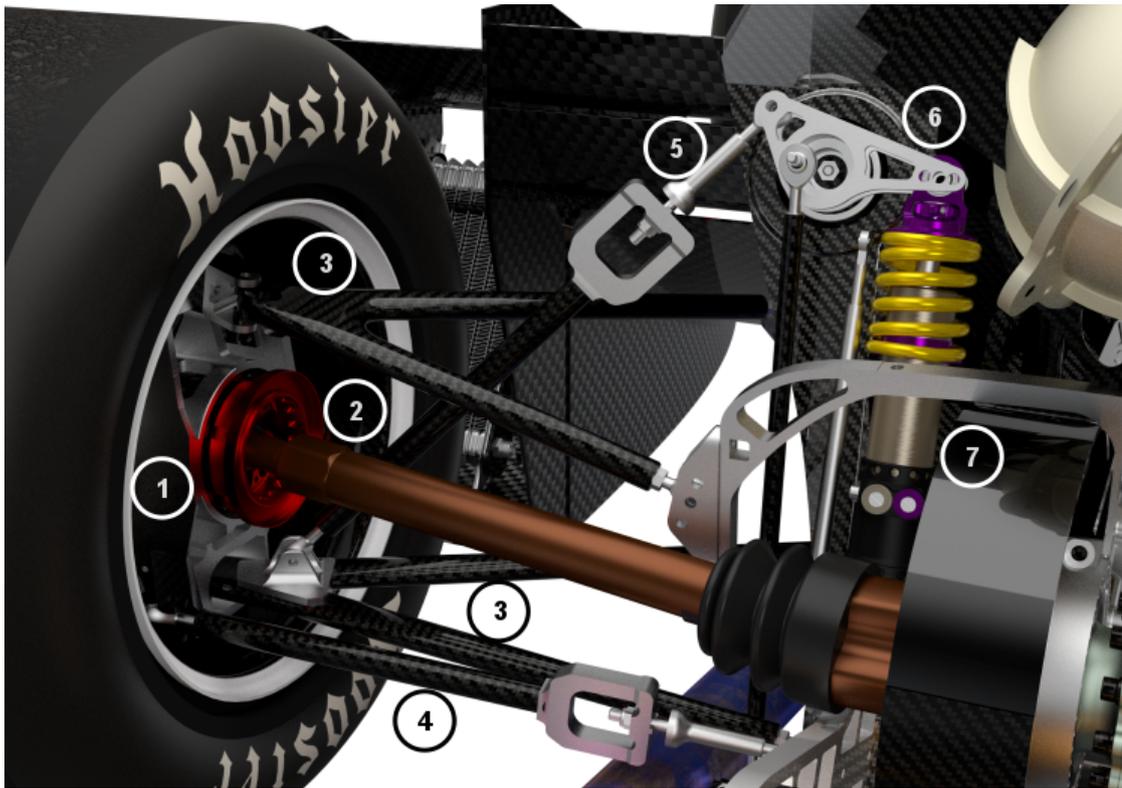


Abbildung 1.22: Hinterradaufhängung des TANKIA 2017

### 1.2.2.1 Federn

Durch die Federung wird die Vertikalbewegung des Rades zum Fahrzeugaufbau geleitet und somit die gefederten von den ungederten Massen entkoppelt. Die Feder muss dazu ein elastisches Element sein, welches Stöße von der Fahrbahn abfedert und auch in der Lage ist, das Rad auf den Boden zu drücken um den maximal möglichen Kontakt mit der Fahrbahn zu gewährleisten. Daher ist die Federwirkung für die Fahrsicherheit und den Komfort verantwortlich. Weiters sorgen die Federn für die Abstützung des Aufbaus gegenüber den Rädern durch die Nick- und Wankbewegungen. Um diese Funktionen zu erfüllen, muss die Feder in der Lage sein, Bewegungsenergie aufzunehmen und diese kontrolliert wieder abzugeben. Um die Energie kontrolliert wieder abzugeben, wird ein Dämpfer benötigt, welcher diese Energie (zumeist) in Wärme umwandelt. Andernfalls würde sich das Fahrwerk aufschwingen. Die Funktion des Dämpfers wird in Abschnitt 1.2.2.2 näher beschrieben. Das Federprinzip beruht darauf, dass sich die Feder bei einer einwirkenden Kraft verformt und abhängig von dieser Verformung eine Gegenkraft aufbaut. Die Abhängigkeit der wirkenden Federkraft vom Einfederweg wird durch die Federkennlinie bestimmt (siehe Abbildung 1.23). Die Steigung dieser Kennlinie muss dabei nicht konstant sein. Bei dieser Darstellung steigt die Kennlinie progressiv an. Dadurch

wird erreicht, dass die Feder nicht bis auf Anschlag zusammen gestaucht wird und somit keine Stöße auf den Aufbau übertragen werden. Die Steigung der Federkennlinie wird als Federkonstante oder Federrate bezeichnet:

$$c_{\text{Feder}} = \frac{dF}{dz} \quad (1.4)$$

Für die mechanische Umsetzung der Federwirkung können mehrere Prinzipien angewandt werden. Diese können beispielsweise als Schrauben-, Blatt- (Abbildung 1.24) oder Torsionsfeder (Abbildung 1.25) aus Federstahl ausgeführt werden, aber beispielsweise auch als Gasfeder. Während Torsionsfedern im Rennsport häufig eingesetzt werden, spielt die Blattfeder keine Rolle. Die Gasfeder weist eine progressive Federkennlinie auf, die anderen beschriebenen Federn eine lineare Kennlinie. Allerdings kann beispielsweise durch eine variable Steigung der Schraubenfeder eine Progressivität ermöglicht werden. Durch einen zusätzlichen Zug- oder Druckanschlag aus einem Elastomer kann die Federkennlinie im Endbereich des Federweges progressiv ausgeführt werden. Beim TANKIA werden Schraubenfedern aus Federstahl verwendet, da diese billig und einfach aufgebaut sind. Durch die einfache Kopplung mit dem Dämpfer ergibt sich außerdem eine extrem kompakte Bauweise. Die Endanschläge werden im Dämpfer vorgesehen. [6] [7] [8]

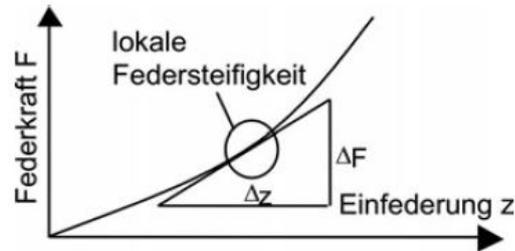


Abbildung 1.23: exemplarische Darstellung einer Federkennlinie [8]

Der Federweg wird mit  $z$  beschrieben, da dieser in direkter Abhängigkeit mit der Radhubbewegung  $z_R$  in  $z$ -Richtung steht. Um dieses Verhältnis zu bestimmen, wird beim TANKIA ein Umlenkhebel verwendet, an dem dieses eingestellt werden kann. Durch den Winkel der Druckstrebe und die Anordnung der Anbindungspunkte am Umlenkhebel von Druckstrebe - welche vom Rad kommt - und dem Federbein - welches zum Aufbau führt - wird das Übersetzungsverhältnis  $i$  von Radhubbewegung zu Federbeinbewegung definiert:

$$i = \frac{\Delta z}{\Delta z_R} \quad (1.5)$$

Für das Verhalten des Fahrzeugs ist die radbezogene Federsteifigkeit relevant. Wird die Gleichung der Federsteifigkeit auf die Federung des Rades angewandt, ergibt sich die Abhängigkeit der Federkennlinie vom Übersetzungsverhältnis:

$$c_{\text{Rad}} = \frac{dF_Z}{dz_R} \quad (1.6)$$

mit  $F_R = F_F \cdot i$  wird die radseitige Federkonstante zu

$$c_{\text{Rad}} = c_{\text{Feder}} \cdot i^2 + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \quad (1.7)$$

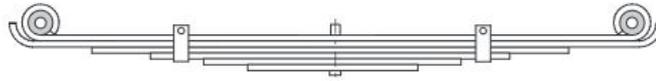


Abbildung 1.24: Verbindung mehrerer Blattfedern zu einem Federpaket [7]



Abbildung 1.25: einfache Torsionsfeder [7]

Durch die Wahl des Übersetzungsverhältnisses kann somit auch die Charakteristik der Federkennlinie verändert werden. [6] [8]

Beim TANKIA 2017 wird an der Vorderachse eine weitere Feder-Dämpfer-Einheit verbaut (siehe Abbildung 1.21 (8)). Dabei übernimmt dieses Element die Aufgabe der zusätzlichen Federung bei gleichseitigem Einfedern. Bei einseitigem Federn wirkt das System wie ein Wiegebalken und beeinflusst die Federung nicht. Dieses System wird vor allem bei Fahrzeugen mit aerodynamischen Hilfsmitteln verwendet und unterstützt die Aufrechterhaltung des gewünschten Bodenabstandes. Dieser würde vor allem beim Anbremsen mit hohen Geschwindigkeiten abnehmen, wodurch sich die Anströmung der Aerodynamikkomponenten negativ verändert. Durch die kurze Hinterachse des TANKIA wird dieses System an der Hinterachse nicht benötigt. [6]

Für die Fahrwerksauslegung sind die auftretenden Schwingungen von Interesse. Diese beeinflussen die Radlastschwankungen und dadurch den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Die durch Schwingungen verursachte Veränderung der Radlast wird daher als Radlastschwankung bezeichnet, die Änderung durch Aufbaubewegungen (längs oder quer) als Radlastverlagerung oder auch Radlastdifferenz. Für normale Straßenfahrzeuge haben die Schwingungen zusätzlich eine Bedeutung für den Komfort, bei Rennfahrzeugen hingegen sind nur die Radlastschwankungen relevant. Allerdings sollten die Eigenfrequenzen nicht bei der Eigenfrequenz eines Menschen liegen, da dies zu Übelkeit führen kann. Diese Frequenz liegt etwa bei vier bis sechs Hertz. Die Schwingung für eine Einzelradaufhängung ergibt sich aus der Formel der Eigenfrequenz einer ungedämpften harmonischen Schwingung in Kombination mit der Federsteifigkeit  $c_T$  des Reifens. Daraus lässt sich die Eigenfrequenz  $f_{n_{\text{gedert}}}$  der gefederten Massen des Aufbaus und die Eigenfrequenz  $f_{n_{\text{ungefedert}}}$  der ungefederten Massen der Achse bestimmen:

$$f_{n_{\text{gedert}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_R \cdot c}{m_{\text{gedert}}(c_R + c)}} \quad (1.8)$$

$$f_{\text{nungefedert}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{\text{R}} + c}{m_{\text{ungefedert}}}} \quad (1.9)$$

Die gefederten Massen am Rad werden durch die Achslasten bestimmt. Als Startwert für die Auslegung der Federrate für ein Rundstreckenfahrzeug wird eine Frequenz von etwa zwei Hertz verwendet, bei einem Straßenfahrzeug beträgt der Ausgangswert etwa ein Hertz. Die endgültige Federrate wird dann für die jeweilige Strecke im Zusammenspiel mit dem Dämpfer bestimmt. [6] [7]

Weiters wird der minimale Hub des Rades bestimmt. Dieser wird vom Reglement mit 50mm festgelegt. Des Weiteren wird die Nulllage festgelegt. Diese wird im deutschen Reglement mit 30mm Bodenabstand definiert (siehe Abschnitt 1.1.2). Daraus lassen sich über das Übersetzungsverhältnis am Umlenkhebel die Federlängen definieren. [2] [3] [6]

Damit die Aufbaufedern nicht unnötig steif ausgeführt werden müssen um die Wankbewegung abzustützen, werden sogenannte Stabilisatoren eingesetzt. Diese verbinden die gegenüberliegenden Räder miteinander und wirken nur bei ungleichseitiger Radhubbewegung. Bei gleichzeitigem Einfedern bewegt sich der Stabilisator ohne Wirkung mit. Beim TANKIA 2017 wird die Wirkung vorne durch eine Drehfeder realisiert, bei der Hinterachse wird dieser U-förmig ausgeführt. Beide Prinzipien beruhen auf der Verdrehung der Stabilisator-Bauteile. Durch diese Verdrehung entsteht ein Moment, welches dem Wankmoment entgegenwirkt und somit das Wanken begrenzt. Durch die gezielte Auslegung der Stabilisatoren kann das Wankverhalten der Achsen unterschiedlich ausgelegt werden, wodurch sich das Fahrverhalten des Fahrzeuges beeinflussen lässt. Wird der Stabilisator allerdings zu hart ausgeführt, wird die Kopplung der Räder zu groß und die Achse an das Schwingungsverhalten einer Starrachse herangeführt. Daher wird der Stabilisator in der Grundauslegung des Fahrwerks nicht berücksichtigt und erst bei der Setupabstimmung des Fahrwerks dort eingesetzt, wo er gebraucht wird. [6] [8]

Dadurch sind nun alle Größen bekannt, um die Radlastverlagerungen bei einer Querbeschleunigung zu bestimmen. Die gesamte Radlastverlagerung  $\Delta F_Z$  ist abhängig von der Schwerpunkthöhe  $h_V$  und der Spurweite  $b$  in Kombination mit der Fahrzeugmasse  $m$  und der Querbeschleunigung  $a_Y$ :

$$\Delta F_Z = a_Y \frac{m \cdot h_V}{b} \quad (1.10)$$

Um das Fahrverhalten zu beeinflussen, lässt sich die Verteilung der Radlastdifferenz von Vorder- zu Hinterachse durch weitere Parameter beeinflussen. Um diese zu bestimmen, werden die Achsen frei geschnitten. Abbildung 1.26 zeigt den Freischnitt der Vorderachse, die Hinterachse wird identisch gerechnet. Die statischen Kräfte werden hier nicht berücksichtigt. Weiters wird angenommen, dass sich die Rollzentren durch die Federbewegungen nicht verschieben. [8]

Im ersten Schritt wird das Momentengleichgewicht in der Mitte der Achse auf Fahr-

bahnhöhe aufgestellt. Dazu werden die Kräfte und Abmaße des Freischnittes verwendet, welche anschließend beschrieben werden.

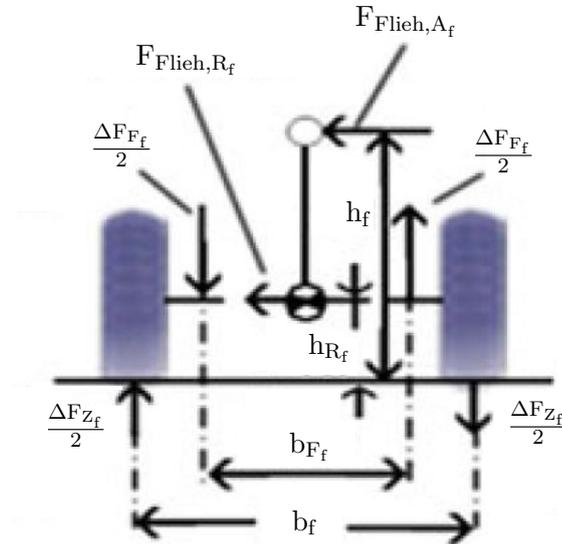


Abbildung 1.26: Freischnitt einer Vorderachse [8]

Das Momentengleichgewicht rechnet sich wie folgt:

$$\sum M_f = 0 = F_{\text{Flieh},A_f} \cdot h_f + F_{\text{Flieh},R_f} \cdot h_{R_f} + 2 \cdot \frac{\Delta F_{F_f}}{2} \cdot \frac{b_{F_f}}{2} - 2 \cdot \frac{\Delta F_{Z_f}}{2} \cdot \frac{b_f}{2} \quad (1.11)$$

mit

$$F_{\text{Flieh},A_f} = m_A \cdot a_Y \cdot \frac{l_f}{l} \quad (1.12)$$

und

$$F_{\text{Flieh},R_f} = m_{R_{A_f}} \cdot a_Y \quad (1.13)$$

- $F_{\text{Flieh},A_f}$  beschreibt den Anteil der auf den Aufbau wirkenden Fliehkraft, welche am vorderen Rollzentrum abgestützt wird
- mit  $h_f$  wird die Höhe des vorderen Rollzentrums bezeichnet
- $F_{\text{Flieh},R_f}$  beschreibt die Kraft, welche durch die Fliehkraft auf die Vorderachsmasse wirkt
- $h_{R_f}$  bezeichnet die Höhe des Schwerpunkts der Vorderachsmasse
- $\Delta F_{F_f}$  gibt die Differenz der Federkraft zwischen den Seiten infolge der Wankbewegung an.

- $b_{F_f}$  beschreibt den Abstand der Kraftangriffspunkte der Federn von linker zu rechter Seite
- $\Delta F_{Z_f}$  gibt die Radlastverlagerung zwischen den Seiten infolge der Querbeschleunigung an.

Die Differenz der Federkraft lässt sich über den Rollwinkel  $\phi$  und die Federsteifigkeiten von Aufbaufeder  $c$  und Stabilisator  $c_{\text{Stabi}}$  berechnen. Weiters wird der Wirkabstand des Stabilisators  $b_{\text{Stabi}}$  benötigt:

$$\frac{\Delta F_{F_f}}{2} = c_f \cdot \phi \cdot \frac{b_{F_f}}{2} + c_{\text{Stabi}_f} \cdot \phi \cdot \frac{b_{\text{Stabi}_f}}{2} \quad (1.14)$$

Dadurch lässt sich die Gleichung für die Radlastverlagerung  $\Delta F_{Z_f}$  bestimmen:

$$\Delta F_{Z_f} = F_{\text{Flieh},A_f} \cdot \frac{2 \cdot h_f}{b_f} + F_{\text{Flieh},R_f} \cdot \frac{2 \cdot h_{R_f}}{b_f} + c_f \cdot \phi \cdot \frac{b_{F_f}^2}{b_f} + c_{\text{Stabi}_f} \cdot \phi \cdot \frac{b_{\text{Stabi}_f} \cdot b_{F_f}}{b_f} \quad (1.15)$$

Diese Gleichung beschreibt die Terme, welche einen Einfluss auf die Radlastverlagerung haben. Der Aufbauschwerpunkt scheint in dieser Gleichung zwar nicht direkt auf, bestimmt aber in Zusammenspiel mit der Rollzentrumshöhe den Rollwinkel mit. Wird das Rollzentrum auf Fahrbahnhöhe gesetzt, fällt der erste Term heraus. Die gesamte Wankabstützung erfolgt über Federn und Stabilisatoren. Wird das Rollzentrum mit dem Schwerpunkt gleichgesetzt, fallen die Terme der Federn und Stabilisatoren aus der Gleichung, da der Rollwinkel null wird. [6] [8]

### 1.2.2.2 Dämpfer

Um die vorhin beschriebenen Schwingungen der Fahrzeugmassen, hervorgerufen durch Fahrbahnunebenheiten oder Fahrmanöver, zu begrenzen und rasch abklingen zu lassen, wird ein Schwingungsdämpfer benötigt. Dieser wird bei Fahrzeugen meist Stoßdämpfer genannt. Die optimale Auslegung eines (konventionellen) Dämpfers stellt dabei für einen normalen PKW einen Zielkonflikt dar (siehe Abbildung 1.27). Für die Fahrsicherheit ist vor allem eine maximale Bodenhaftung erforderlich. Dies entspricht auch der Zielvorgabe eines Sportwagens für eine gute Performance. Dafür wird eine gute Schwingungsdämpfung der ungefederten Massen benötigt, also jener Massen, die nicht von der Aufbaufeder abgestützt werden. Durch diese Schwingungen werden die dynamischen Radlastschwankungen verursacht, welche sich negativ auf die Performance des Reifens auswirken. Dies entspricht einer harten Dämpfung. Die Federung dieser Massen erfolgt durch die Elastizität des Reifens. Für den Fahrkomfort ist die Dämpfung der Aufbaumassen entscheidend. Dazu sollte einerseits die Aufbaubewegung gering gehalten werden, andererseits aber auch die Aufbaubeschleunigung, was aber einer schwachen Dämpfung entspricht. Die Aufbaubewegungen treten mit einer Frequenz von unter fünf Hertz auf, die ungefederten Massen zwischen fünf und 20 Hertz und die Reifenaufstandsfläche mit über 20 Hertz. [6] [8]



Abbildung 1.27: Aufgaben eines Stoßdämpfers [8]

Wie bereits beschrieben, wird bei einem konventionellen Dämpfer die Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt. Dies kann durch unterschiedliche Prinzipien realisiert werden, wie etwa durch Coulomb'sche Reibung, Flüssigkeitsreibung oder durch Gasdrosselung. Bei Stoßdämpfern in Kraftfahrzeugen wird meist das Prinzip der Flüssigkeitsreibung angewandt. Dabei wird ein Teleskopdämpfer verwendet, welcher mit der Feder zusammen das Federbein bildet und somit parallel zur Feder geschaltet wird. Dadurch sind Federweg und Federgeschwindigkeit das selbe wie Dämpferweg und Dämpfergeschwindigkeit. Während die Federkraft von der Verformung der Feder abhängt, wird die Dämpfungskraft über die Geschwindigkeit aufgebaut:

$$F_{\text{Dämpfer}} = d_{\text{Dämpfer}} \cdot \dot{z} \quad (1.16)$$

Dabei beschreibt  $d_{\text{Dämpfer}}$  die Dämpfungskonstante, welche durch die Mechanik des Dämpfers definiert wird. Diese geht, wie die Federkonstante, bei Vorliegen eines Übersetzungsverhältnisses quadratisch in die Berechnung der Dämpferkraft am Rad ein. Die Auslegung erfolgt über die Dämpfung  $D$ :

$$D = \frac{d}{2\sqrt{c \cdot m}} \quad (1.17)$$

Über diese lässt sich das Dämpfungsverhalten bestimmen. Daraus ergeben sich zwei Grenzfälle. Für eine ungedämpfte Schwingung wird  $D$  zu null und die Schwingung klingt nicht ab. Für  $D = 1$  tritt der aperiodische Grenzfall ein. Dies bedeutet, dass keine Schwingung eintritt, sondern sich die Masse nach der Auslenkung ohne Schwingung wieder in die Ausgangslage zurück bewegt. Allerdings braucht das Abklingen dieser Auslenkung sehr lange. In der Praxis werden für PKW Dämpfungen von ca. 0,3 bis 0,4 verwendet, bei Sportwagen oder Rennfahrzeugen zwischen 0,5 und 0,7. [6] [7]

Bei Teleskopdämpfern gibt es prinzipiell zwei unterschiedliche Bauarten:

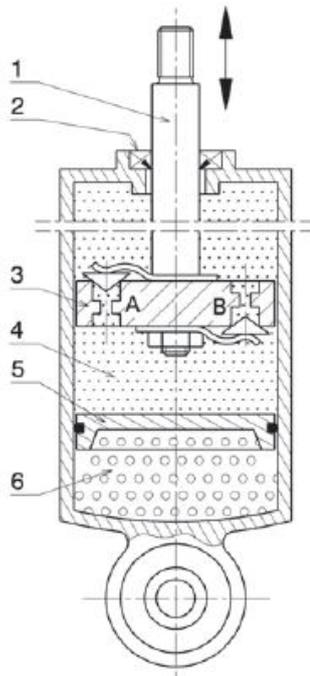


Abbildung 1.28: Einrohrdämpfer [6]

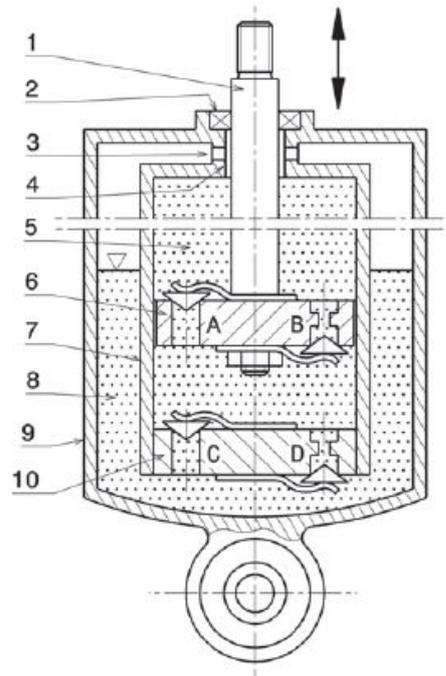


Abbildung 1.29: Zweirohrdämpfer [6]

Der Einrohrdämpfer besteht aus:

- 1 Kolbenstange
- 2 Kolbenstangendichtung
- 3 Kolben mit den Ventilen A und B
- 4 Arbeitsraum
- 5 Trennkolben
- 6 Ausgleichsraum

Die Dämpfung wird bei beiden Arten durch eine Kombination von Hydrauliköl und Ventilen realisiert. Der Einrohrdämpfer, welcher auch beim TANKIA verwendet wird, besteht aus einem mit Öl gefüllten Arbeitsraum und einem Ausgleichsraum, welcher mit einem Gas gefüllt wird. Der Ausgleichsraum dient dabei der Kompensierung der Volumenänderung beim Ein- und Ausfahren der Kolbenstange. Die Dämpfung erfolgt durch einstellbare Ventile in Zug- und Druckrichtung. Der Dämpfer zeichnet sich durch einen einfachen Aufbau aus und lässt sich beliebig einbauen. Dadurch, dass das Öl unter Druck steht, reduziert sich die Gefahr der Kavitation, da das Öl nicht zu schäumen beginnt. Weiters funktioniert die Dämpfung durch den Druck im Arbeitsraum auch bei

hohen Frequenzen sehr gut. Allerdings muss deshalb die Kolbenstange gut abgedichtet werden, was auch zu höherer Reibung und größeren Losbrechkräften führt. Außerdem ist der Dämpfer nicht in der Lage, Biegemomente aufzunehmen. [6] [7]

Der Zweirohrdämpfer besteht aus:

- 1 Kolbenstange
- 2 Kolbenstangendichtung
- 3 Rücklaufbohrung
- 4 Kolbenstangenführung
- 5 Arbeitsraum
- 6 Kolben mit Ventilen A und B
- 7 Zylinderrohr
- 8 Ausgleichsraum
- 9 Außenrohr
- 10 Bodenventil mit den Ventilen C und D

Die Dämpfung beim Zweirohrdämpfer wird zusätzlich zu den Ventilen im Kolben durch die Bodenventile realisiert, wodurch sich außerdem mehr Einstellmöglichkeiten bieten. Der Volumenausgleich durch die Kolbenstangenbewegung wird durch das Ausgleichsrohr gewährleistet. Dieses ist dazu zur Hälfte mit Öl gefüllt, zur Hälfte mit Gas, wodurch der Dämpfer kürzer gebaut werden kann. Weiters braucht auf die Abdichtung der Kolbenstange nicht so sehr geachtet werden wie beim Einrohrdämpfer, wodurch auch die Reibung der Dichtung geringer ausfällt. Durch den Aufbau des Dämpfers können außerdem auch Biegemomente aufgenommen werden. Nachteilig wirkt sich die schlechtere Wärmeabfuhr im inneren des Dämpfers aus. Der Dämpfer darf außerdem nicht zu schräg eingebaut werden, damit sich am Bodenventil immer Öl befindet. [6] [7]

Durch die Drosselventile im Kolben des Dämpfers lässt sich die Dämpferkennlinie einstellen. Dabei wird die Kraft, die der Dämpfer aufbaut, über die Geschwindigkeit aufgetragen. Für Zug und Druck wird üblicherweise unterschiedliches Dämpfungsverhalten gewünscht. Die Kennlinie dafür ist meist nichtlinear, wie in Abbildung 1.30 dargestellt. Bei einer linearen Druckstufe würden Stöße zu direkt weitergeleitet, weshalb die Druckstufe zumeist weicher ausgeführt wird, also eine flachere Kennlinie aufweist. Um dies zu kompensieren, wird die Zugstufe härter ausgeführt. Dadurch wird außerdem das Fahrzeug bei einer gleichmäßigen Schwingungsanregung zwangsläufig abgesenkt. Das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe variiert je nach Anforderung stark. Während bei PKW das Verhältnis etwa bei 3:1 liegt, kann bei Rennfahrzeugen das Verhältnis im Extremfall auch bei 1:1 liegen. [6] [8]

Bei einem sportlichen Fahrwerk werden größere Dämpferkräfte gewünscht. Steht der

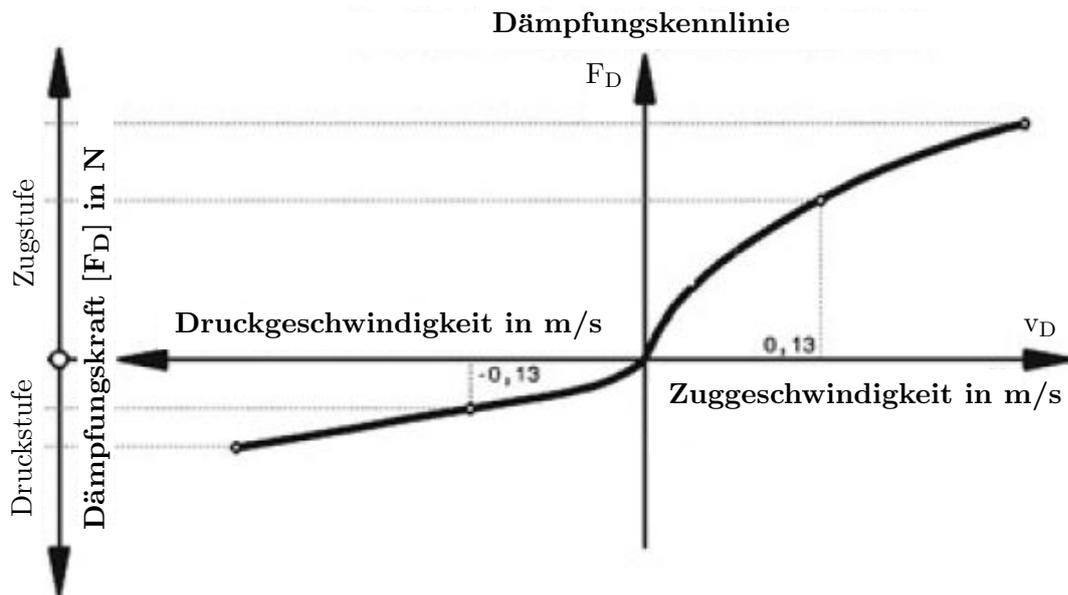


Abbildung 1.30: Beispielhafte Darstellung einer Dämpfungskenlinie [6]

Komfort im Vordergrund, sind die Dämpferkräfte geringer. Wie in Abbildung 1.31 dargestellt, kann die Dämpfung nicht beliebig hoch gewählt werden, um die Radlastschwankungen zu verringern. Wird die Dämpfung zu hoch gewählt, ist die Feder nicht mehr in der Lage, das Rad durch die Bodenunebenheiten auf den Boden zu drücken, wodurch die Radlastschwankungen wieder steigen. Durch eine Erhöhung der Federsteifigkeit wird dieser Punkt später erreicht, das Phänomen tritt jedoch immer noch auf. Außerdem sollte die Federrate eher weich ausgeführt werden. Aus dieser Abbildung wird auch ersichtlich, wie die Aufbaubeschleunigung, welche für den Komfort verantwortlich ist, im Konflikt mit der Radlastschwankung steht. Die richtige Wahl der Dämpfereinstellung eines Rennfahrzeuges gestaltet sich daher recht schwierig, da diese einen großen Einfluss auf das Fahrverhalten und den Reifen hat. [6] [8]

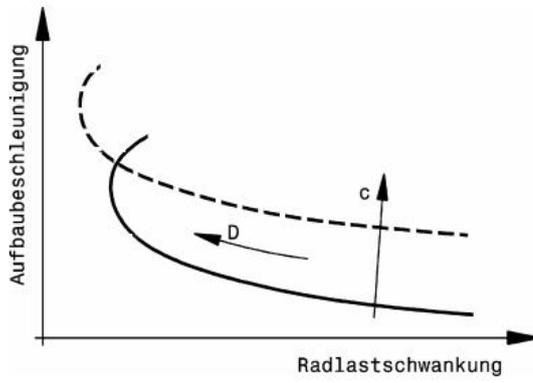


Abbildung 1.31: Auslegungskonflikt von Federsteifigkeit und Dämpfung [6]

## 1.3 Der TANKIA 2017

Der TANKIA 2017 ist das 14. Fahrzeug, welches vom TU Graz Racing Team gebaut wird. Das Racing Team wurde 2002 gegründet, das erste Fahrzeug war 2004 im Renneinsatz. Seither hat sich das Fahrzeug stetig weiterentwickelt, mit teils größeren Konzeptänderungen. Das Grundgerüst des TANKIA 2004 bildet ein Gitterrohrrahmen. Der Antrieb erfolgt über einen Vierzylinder-Motor. Der Felgendurchmesser wurde mit 13 Zoll festgelegt. 2005 wurde schon das erste Carbon-Monocoque mit einem Gussheck gebaut. In den folgenden Jahren wurde viel in Richtung Leichtbau investiert. Meist wurden die metallischen Teile durch selbst gebaute CFK-Bauteile (Carbonfaserverstärkter Kunststoff) ersetzt (z.B. Heckrahmen, Felgen, Querlenker, etc.). Die Aufhängungskonzepte änderten sich dabei häufig. 2012 folgte die Umstellung auf einen Einzylinder-Motor. Weiters wurden Felgen mit einem Durchmesser von 10 Zoll gebaut. In diesem Jahr wurden außerdem erstmals aerodynamische Hilfsmittel verbaut. 2013 wurde das erste einteilige Monocoque gebaut. Von 2012 bis 2016 wurde an der Vorderachse ein Zugstreben-Konzept verwendet, an der Hinterachse ein Druckstreben-Konzept.

Auch der TANKIA 2017 weist gegenüber den letzten Jahren mehrere Änderungen auf. Der Kernpunkt der Entwicklung liegt aber weiterhin auf dem Leichtbauprinzip, da dies für den Erfolg in der Formula Student unerlässlich ist. Mit ca. 160kg waren die Fahrzeuge der letzten Jahre stets bei den leichtesten der Formula Student dabei. Eine der wichtigsten Entwicklungsziele des TANKIA 2017 soll neben der weiteren Reduzierung des Gewichtes auch die Reduzierung der Elastizitäten sein. Vor allem in der Gewährleistung der Fahrwerkskinematik soll dies Verbesserungen bringen.

Der Kern des Fahrzeugs bildet das komplett neu konstruierte Monocoque. Dies wird in Sandwichbauweise aus Carbon und Aluminium- und Nomexwaben gebaut. Das Hauptaugenmerk wurde dabei auf eine bessere Krafteinleitung und Anbindung der Komponenten gelegt. Bei der Konstruktion der Außenhülle lag der Fokus auf der Abstimmung mit dem komplett überarbeiteten Aeropaket. Weiters wurde eine neue Sitzposition für den Fahrer bestimmt um den Schwerpunkt des Fahrers weiter zu senken.

Angetrieben wird der TANKIA von einem KTM Einzylinder-Motor. Als Treibstoff wird dieses Jahr E85 verwendet, bisher wurde Benzin verwendet. Durch diese Veränderung ergibt sich in der Effizienzwertung am Bewerb ein besserer Faktor für die Punktevergabe. Bei den Komponenten des Antriebsstranges wurde das Hauptaugenmerk auf die Reduktion des Gewichtes gelegt, ohne die Zuverlässigkeit zu gefährden. Beispiele dafür sind die Aluminium-Radnaben, Carbon-Antriebswellen oder die Bremsanlage.

Signifikante Änderungen wurden auch im Bereich des Fahrwerks durchgeführt. An der Vorderachse wird dieses Jahr das Prinzip der Druckstreben-Aufhängung verwendet. Durch die kleinen 10 Zoll Felgen war nur ein sehr flacher Winkel der Zugstrebe zum Umlenkehebel verwirklichtbar, wodurch die Fahrwerkskräfte und die Elastizitäten stiegen. Durch



Abbildung 1.32: Der TANKIA 2017

die Verwendung einer steiler angestellten Druckstrebe sollen daher vor allem die Elastizitäten an der Vorderachse verringert werden. An der Hinterachse wird weiterhin das Druckstreben-Prinzip umgesetzt. Um die Elastizitäten an der Vorderachse weiter zu verringern, wurde auch das gesamte Lenkungssystem überarbeitet. Weiters wird an der Vorderachse ein zusätzliches Federbein verwendet, wie in Abschnitt 1.2.2.1 bereits beschrieben.

Den benötigten Strom liefert ein Akkumulator bestehend aus 16 Einzelzellen. Dieser besitzt eine Spannung von 13,2 Volt und liefert 10 Amperestunden.

### 1.3.1 Ausgangssituation für das aktive Fahrwerk

Bisher wird eine rein passive Radaufhängung verwendet. Die Bauteile, welche dazu verbaut werden, wurden in den letzten Abschnitten beschrieben. Durch diese Konstruktion werden nicht nur Bodenunebenheiten ausgeglichen, Kurvenfahrten und Brems- bzw. Beschleunigungsmanöver bewirken Bewegungen des Aufbaus, welche zusätzlich durch die Federn abgestützt werden müssen. Dies führt zu einem Kompromiss zwischen gewünschter Federauslegung auf die auftretenden Schwingungen und Wank- bzw. Nickabstützung. Durch eine geeignete Positionierung der Querlenker können diese Aufbaubewegungen minimiert werden. Für die Nickabstützung wird dies durch Brems- und Beschleunigungsnickaussgleich realisiert. Für die Wankabstützung kann das Rollzentrum erhöht werden. Dies bringt allerdings negative Auswirkungen mit sich, wie bereits in Abschnitt 1.2.1 beschrieben.

Um die Wankbewegung zu vermindern werden Stabilisatoren eingesetzt. Eine komplette

Eliminierung der Wankbewegung ist allerdings nicht erstrebenswert, da dies zu einem Verhalten einer Starrachse führt. Stabilisatoren führen daher zu weiteren negativen Effekten, wie in Abschnitt 1.2.2 beschrieben.

Für die optimale Nutzung der aerodynamischen Komponenten, wie Frontflügel oder Unterboden, ist ein konstanter Bodenabstand wichtig. Bei einer passiven Radaufhängung wirken die aerodynamischen Kräfte auf die Federn, welche dadurch vorgespannt werden und sich der Bodenabstand verringert. Dies bewirkt eine Veränderung der aerodynamischen Balance und das Fahrzeug setzt leichter auf. Dadurch muss der statische Bodenabstand erhöht werden, wodurch sich auch der Gesamtschwerpunkt erhöht, was sich negativ auf die Fahrdynamik auswirkt.

### 1.3.2 Zielsetzung

Die Zielsetzung dieses Projektes klingt denkbar einfach; der Fahrzeugaufbau soll sich immer in der gleichen Relativposition zur Fahrbahn befinden, unabhängig von Fahrmanöver und Fahrgeschwindigkeit. Dies soll auch bei beliebiger Positionierung der Querlenker möglich sein. Dabei muss die Aufhängung weiterhin in der Lage sein, Fahrbahnunebenheiten auszugleichen, ohne dass der Aufbau sich aufschwingt. Außerdem muss es weiterhin möglich sein, den Reifen nach unten zu drücken, wenn dieser eine Senke durchfährt, um die bestmögliche Bodenhaftung zu gewährleisten.

Dadurch werden Brems- und Beschleunigungsnickausgleich nicht mehr benötigt. Die Nickbewegungen sollen außerdem durch das aktive Fahrwerk nicht nur reduziert, sondern komplett eliminiert werden. Gleiches gilt für die Wankbewegungen. Das Rollzentrum hat keinen Einfluss mehr auf das Wankverhalten. Ein weiterer großer Vorteil besteht darin, dass kein Stabilisator mehr benötigt wird. Die Steuertendenz des Fahrzeuges lässt sich durch das aktive System beeinflussen.

Weiters soll das System die Abstimmung der Dämpfung auf die ungefederten Massen verbessern, da dies für die Performance des Reifens entscheidend ist. Durch die Verhinderung der Aufbaubewegung kann die Aufbaudämpfung (niedrige Frequenz) und die Raddämpfung (hohe Frequenz) getrennt betrachtet werden.

Um die Position des Aufbaus zu bestimmen und zu überwachen, werden Sensoren benötigt, welche die benötigten Informationen generieren. Diese Informationen dienen der ausgewählten Mechanik der Radaufhängung zur Anpassung des Fahrzeuges an die gestellten Anforderungen. Für diese Umsetzung wird eine Regelung benötigt, welche eine passende Regelstrategie beinhaltet.

Ein wichtiger Parameter für den Einsatz des Systems im TANKIA ist das Gewicht der

neuen Aufhängung. Daher muss die gefundene Lösung so leicht wie möglich sein, um einen Renneinsatz des Systems zu ermöglichen. Des Weiteren soll das System den Schwerpunkt und das Trägheitsmoment um die Hochachse so wenig wie möglich beeinflussen.

Für den Renneinsatz des Systems muss auch die Zuverlässigkeit gewährleistet sein. Dabei muss das System bei Temperaturen nahe dem Gefrierpunkt funktionieren, aber auch bei Temperaturen bis zu 40°C. Des Weiteren darf das System bei Nässe bzw. Regen nicht ausfallen. Auch das Zurückbauen auf ein vorhandenes System muss möglich sein.

Ein weiterer, wichtiger Aspekt sind die Kosten des Systems. Da das TU Graz Racing Team nur durch Sponsoring finanziert wird, muss das System möglichst kostengünstig sein. Außerdem soll es nicht von mehreren Lieferanten bzw. Sponsoren abhängig sein. Daher sollte das System so einfach wie möglich ausgeführt werden.

## 2 Fahrwerksarten

In diesem Kapitel werden die grundlegenden Unterschiede zwischen einem passiven, einem adaptiven bzw. semi-aktiven und einem aktiven Fahrwerk beschrieben.

### 2.1 Passives Fahrwerk

Ein passives Fahrwerk zeichnet sich dadurch aus, dass die Eigenschaften der Komponenten, welche die Bewegung von Rad und Aufbau trennen, durch ihre konstruktive Auslegung fix definiert sind. Bei einem herkömmlichen Fahrwerk sind dies Federn und hydraulische Dämpfer, wie sie in Abschnitt 1.2.2 beschrieben wurden. Dabei ist die Feder durch ihre Federsteifigkeit oder auch Federkonstante  $c$  definiert. Die Federkraft  $F_F$  ergibt sich aus der Federsteifigkeit mal dem Federweg  $z$ . Der Dämpfer ist durch seine Dämpfungskonstante  $d$  definiert. Die Dämpfungskraft ist abhängig von der Einfedergeschwindigkeit  $\dot{z}$ . Dadurch ergibt sich die Dämpfungskraft  $F_D$  als Produkt der Dämpfungskonstante und der Einfedergeschwindigkeit. Um die Dynamik solcher Bauteile darzustellen und diese auszulegen, wird für jedes Rad ein abstrahiertes System in Vertikalrichtung gebildet; das Viertelfahrzeug:

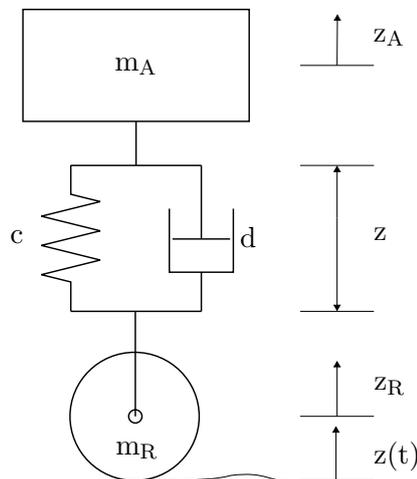


Abbildung 2.1: Viertelfahrzeugmodell eines passiven Fahrwerks

Im Viertelfahrzeug-Modell wird die Masse des Reifens mit  $m_R$  bezeichnet, die vertikale Reifenbewegung mit  $z_R$ . Für die tiefergehende Betrachtung wird der Reifen zusätzlich mit einer Reifensteifigkeit und einer Reifendämpfung erweitert. Der Verlauf der Fahrbahn (abhängig von der Zeit) wird als  $z(t)$  bezeichnet.  $m_A$  bezeichnet die geviertelte Masse des Aufbaus, dessen Vertikalbewegung wird mit  $z_A$  beschrieben. Zwischen Aufbau und Reifen befinden sich Feder und Dämpfer mit dem Federweg  $z$ .

Ein passives Fahrwerk zeichnet sich dadurch aus, dass Feder- und Dämpfungskennlinie durch genau eine Kurve definiert sind. Ohne Tausch der Federn bzw. mechanische Verstellung der Ventile des Dämpfers sind keine Veränderungen der Kurven möglich. [7] [9]

Vorteile:

- einfacher Aufbau
- kompakt
- kostengünstig
- leicht
- keine Zusatzenergie nötig

Nachteile:

- Veränderung der Feder-/Dämpfungskonstanten nur durch Tausch bzw. mechanische Verstellung der Komponenten möglich
- Abstimmung bleibt immer ein Kompromiss

## 2.2 Adaptives/Semi-aktives Fahrwerk

Vor allem die Dämpfung stellt bei einem passiven Fahrwerk immer einen Konflikt zwischen Komfort und Fahrsicherheit bzw. Fahrdynamik dar. Während beim Komfort die Aufbaubewegung und die Aufbaubeschleunigung im Vordergrund steht, ist dies bei der Fahrbahnhaftung die Reifendynamik. Außerdem spielt die Aufbaubewegung etwa bei Kurvenfahrt oder Beschleunigungsmanövern eine wichtige Rolle. Für die Betrachtung der Aufbaubewegungen wird eine Anregungsfrequenz von 1-5 Hertz betrachtet, für die Reifendynamik Frequenzen von 15-20 Hertz, wie schon in Abschnitt 1.2.2.2 beschrieben. Somit werden bei unterschiedlichen Anregungen unterschiedliche Dämpfungen benötigt. Bei einem adaptiven bzw. semi-aktiven Fahrwerk ist diese Anpassung möglich. [6] [9]

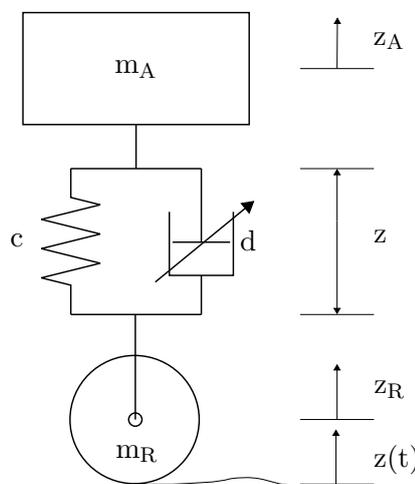


Abbildung 2.2: adaptives/semi-aktives Fahrwerk

Dafür wird die Dämpfung verändert, die Feder bleibt als passives Element bestehen. Für die Umsetzung wird dem System nur eine sehr geringe Menge an Energie zugeführt. Hauptsächlich wird dies elektronisch ausgeführt. Dadurch besteht die Möglichkeit, das Fahrverhalten maßgeblich zu verändern, da für unterschiedliche Fahrmanöver wie Bremsen, Beschleunigen oder Kurvenfahrten sowie für unterschiedliche Fahrbahnbeschaffenheiten die Dämpfung angepasst werden kann. Die Kraftrichtung solcher Systeme richtet sich wie bei passiven Systemen nur entgegen der einwirkenden Kraft. [9]

Der Unterschied zwischen einem adaptiven und einem semi-aktiven Fahrwerk besteht in der Frequenz, mit der die Dämpfung verändert werden kann. Während ein adaptives System die Dämpfung nur sehr langsam verändern kann (1-5 Hertz), kann dies bei einem semi-aktiven System sehr schnell geschehen (30-40 Hertz). Daher eignen sich adaptive Systeme für Anwendungen, bei denen der Komfort im Vordergrund steht bzw. die Dämpfung je nach Fahrerwunsch voreingestellt wird, semi-aktive Systeme für Anwendungen,

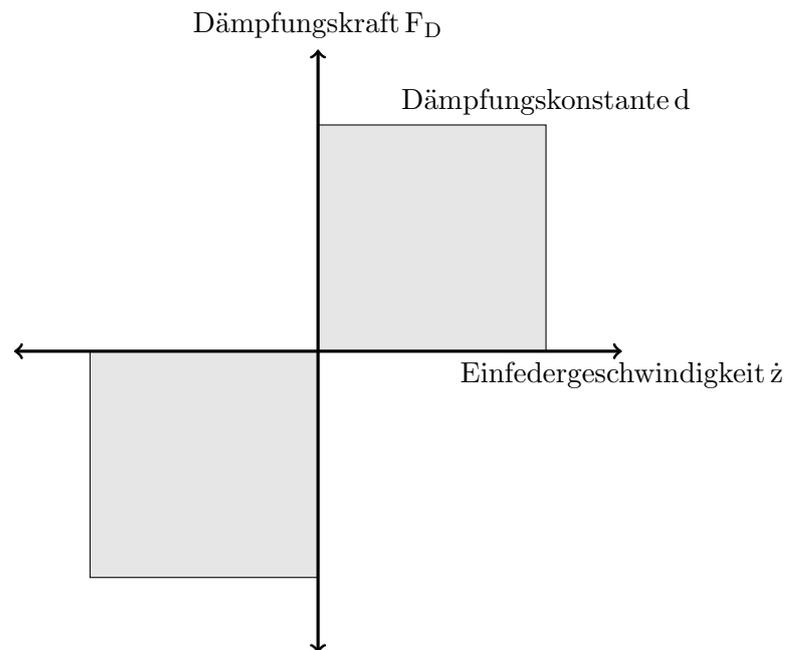


Abbildung 2.3: Einstellbereich der Dämpfung bei einem adaptiven/semi-aktiven Fahrwerk

welche die Fahrdynamik betreffen. Bei diesen Systemen wird die Dämpfung im Fahrbetrieb kontinuierlich angepasst. Durch die schnelle Anpassung der Dämpfung kann somit die Aufbaubewegung begrenzt und gleichzeitig die Radlastschwankungen verringert werden. [9]

Für die Umsetzung dieser Anforderungen gibt es derzeit drei gängige Konzeptlösungen: elektrohydraulische Dämpfer, magnetorheologische Dämpfer und elektrorheologische Dämpfer. Die Veränderung der Dämpfung erfolgt bei elektrohydraulischen Dämpfern durch eine elektronische Verstellung der Dämpferventile. Bei magnetorheologischen Dämpfern wird ein spezielles Hydrauliköl verwendet, welches seine Viskosität durch ein magnetisches Feld ändert. Elektrorheologische Dämpfer sind mit einem Hydrauliköl gefüllt, welches seine Viskosität durch ein elektrisches Feld ändert. [9]

Vorteile:

- Anpassung der Dämpfung je nach gewünschter Einstellung
- Niedriger Energiebedarf
- geringes Gewicht
- kompakte Bauweise
- Sicherheit bei Systemausfall gegeben

- Regelgeschwindigkeit

Nachteile:

- höhere Kosten als bei passiven Radaufhängungen
- Elektronik erforderlich
- Sensorik wird benötigt
- geeignete Regelstrategie vonnöten

Wird die Vergrößerungsfunktion der Radlastdifferenzen betrachtet, zeigt sich, wie die Dämpfung bei einem semi-aktiven System verändert werden muss. Diese zeigt zwei Resonanzspitzen, welche bei den Eigenfrequenzen von Aufbau und Radmasse auftreten:

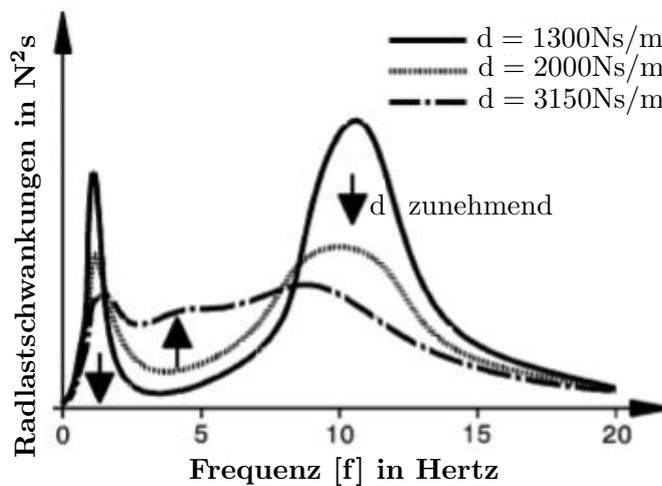


Abbildung 2.4: Abhängigkeit der Radlastschwankungen von der Dämpfung [6]

Im Bereich dieser Spitzen wird eine große Dämpfung benötigt, dazwischen wird eine geringe Dämpfung benötigt. [6] [8]

Um die Federwirkung adaptiv auszuführen, werden meist Luftfedern eingesetzt. Dies ermöglicht die Auswahl unterschiedlicher Federkennlinien. Dadurch kann zusätzlich direkt der Bodenabstand verändert werden. Für diese Niveauregulierung wird aber ein aktives System benötigt. Daher wird in Abschnitt 2.3 näher darauf eingegangen. [8]



## 2.3 Aktives Fahrwerk

Ein aktives Fahrwerk zeichnet sich dadurch aus, dass dem System Energie zugeführt werden muss. Vereinfacht ausgedrückt bedeutet es, dass das Fahrzeug angehoben werden kann. Dadurch ist es möglich, aktiv unerwünschten Bewegungen des Rades bzw. des Aufbaus entgegenzuwirken und diese vollkommen auszugleichen. Dies ist bei einem adaptiven/semi-aktiven Fahrwerk nicht möglich. Um dies zu ermöglichen, wird ein Aktor benötigt. Dieser wird zumeist elektronisch angesteuert, die Aktorenergie wird dabei hydraulisch, pneumatisch oder elektrisch ausgeführt. [8] [9]

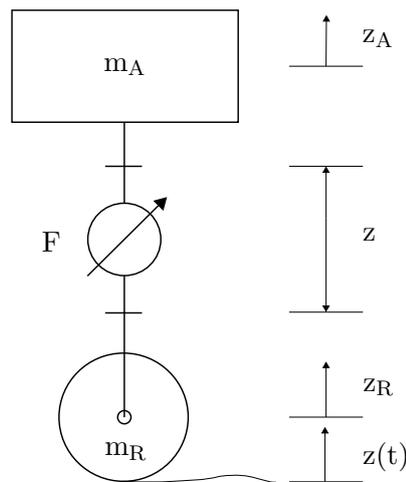


Abbildung 2.5: aktives Fahrwerk

Wie dieses System umgesetzt oder kombiniert wird hängt von der jeweiligen Konzeptlösung ab. Bei einem aktiven Fahrwerk kann entweder nur ein Aktor, wie in Abbildung 2.5 dargestellt, verwendet werden, oder dieser beispielsweise mit Feder- und/oder Dämpfeinheiten kombiniert werden.

Dabei wird wiederum zwischen langsam und schnell wirkenden Systemen unterschieden. Langsam wirkende Systeme besitzen eine Bandbreite von einigen wenigen Hertz (vgl. adaptive Radaufhängung), schnell wirkende Systeme reagieren hingegen in wenigen Millisekunden (vgl. semi-aktive Radaufhängung). [9]

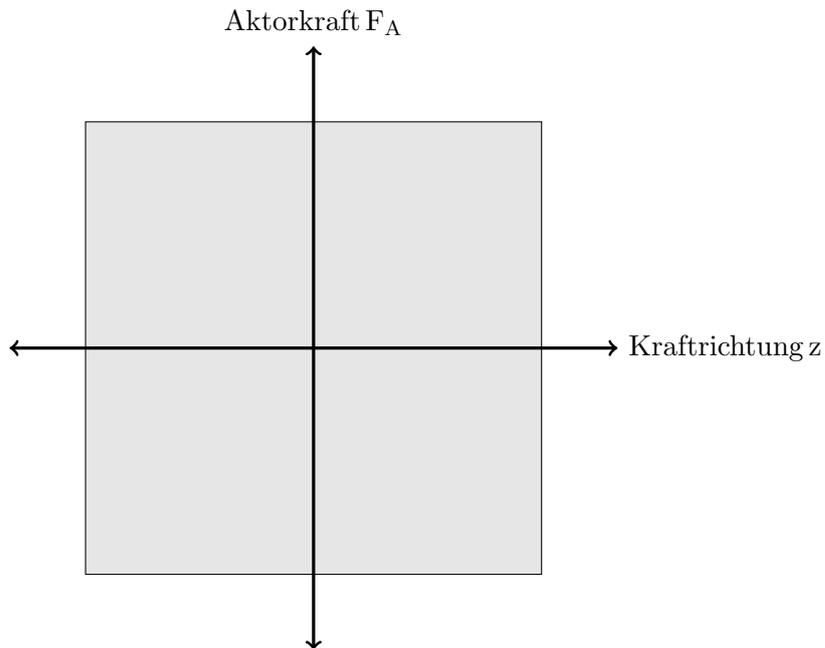


Abbildung 2.6: Einstellbereich der Aktorkraft bei einem aktiven Fahrwerk

Damit wäre es auch möglich, den Aufbau entgegen der auftretenden Beschleunigung zu neigen, ähnlich eines Motorrades, welches durch eine Kurve fährt. Dies ist allerdings nur bei speziellen Prototypen sinnvoll.

Vorteile:

- großer Aktionsbereich
- bessere Fahrdynamik durch aktive Abstützung von Nick- und Wankbewegungen
- kein Stabilisator nötig
- Positionierung der Querlenker hat keinen Einfluss auf die Aufbaubewegung
- Kompensierung aller Schwingungen möglich

Nachteile:

- hohe Kosten
- Energiebedarf
- sperrig
- Ausfallsicherheit
- Stabilität

Zu den aktiven Fahrwerken zählen streng genommen auch Niveauregulierungssysteme,

da bei diesen auch Energie zugeführt werden muss, um das Fahrzeug anzuheben. Dadurch wird das Fahrzeugniveau an den Beladungszustand angepasst, das Fahrverhalten während der Fahrt aber nicht beeinflusst. Dieses System wurde schon in den 1950er-Jahren von Citroen durch eine hydropneumatische Radaufhängung umgesetzt. Dieses zeichnet sich dank der pneumatischen Federkomponente durch einen hohen Komfort bei guter Fahrdynamik aus. Andere Fahrzeughersteller verwenden dazu heute Gasfedern. Durch solche Systeme lässt sich das Fahrzeugniveau auch während der Fahrt verstellen, beispielsweise um den Luftwiderstand bei hohen Geschwindigkeiten durch ein Absenken des Fahrzeugs zu verringern, oder um in unwegsamem Gelände durch ein Anheben des Fahrzeugs mehr Bodenfreiheit zu gewinnen. [7] [8]

Abbildung 2.7 zeigt einen Viertelschnitt dieses Federbeines, welches auch Federungskugel genannt wird. Dieses besteht aus einer Stahlkugel (1), welche zum Teil mit Gas, zum Teil mit einer Hydraulikflüssigkeit gefüllt ist. Die Hydraulikflüssigkeit (2) befindet sich auch im Leichtmetallzylinder (3). Auf diese Flüssigkeit wirkt der Kolben (4), welcher die Radbewegungen auf die Flüssigkeitssäule überträgt. Die Gasfüllung (5) wird durch eine Gummimembran (6) von der Hydraulikflüssigkeit getrennt. Die dämpfende Funktion übernehmen Ventile (7) zwischen dem Zylinder und der Kugel. Durch den Kolben wird die Bewegung des Rades über die inkompressible Flüssigkeit auf das Gas übertragen, welches die federnde Wirkung der Aufhängung übernimmt. Die Gasmenge bleibt dabei konstant, der Druck in diesem Raum ergibt sich durch die Belastung auf den Kolben. Die Höhenregulierung dieses Systems erfolgt über eine Veränderung des Ölvolumens im Zylinder. Beim Anheben des Fahrzeugs wird dazu Öl in den Zylinder gepumpt, für das Senken wird Öl abgelassen. [7] [8] [10]

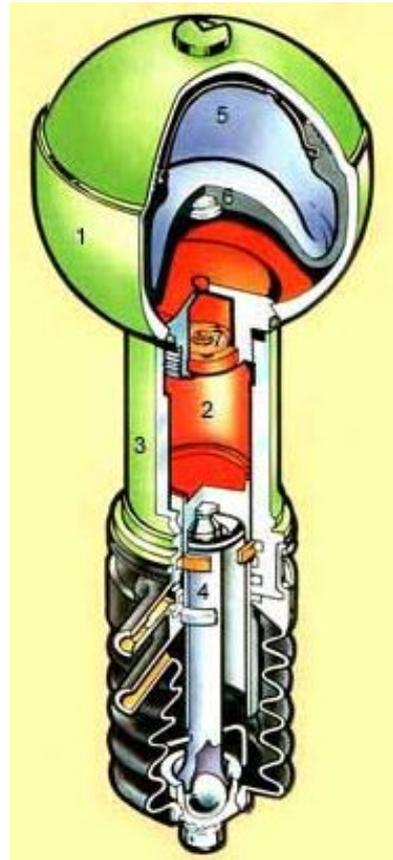


Abbildung 2.7: Schnittbild des hydropneumatischen Federbeines [10]

Mit den hydropneumatischen Federbeinen lässt sich auch recht einfach ein adaptives Fahrwerk realisieren, bei dem Federung und Dämpfung verändert werden. Dazu wird ein zweites hydropneumatisches Element angebracht, wobei die Ölkammern über ein schaltbares Ventil miteinander verbunden werden. Wird das Ventil geöffnet, wird die Federung weicher und die Dämpfung geringer (Komforteinstellung). Bei geschlossenem Ventil wird die Federung härter und die Dämpfung größer (sportliche Einstellung). Das Öffnen und Schließen des Ventils während der

Fahrt übernimmt der Bordcomputer. [7] [10].

Für noch mehr Flexibilität können die Achsen zusätzlich mit einer Federungskugel gekoppelt werden, welche über einen Stellmechanismus zugeschaltet werden. Dies erlaubt eine zusätzliche Beeinflussung der Nick- und Wankbewegungen, wodurch bei diesem System der Stabilisator nicht benötigt wird:

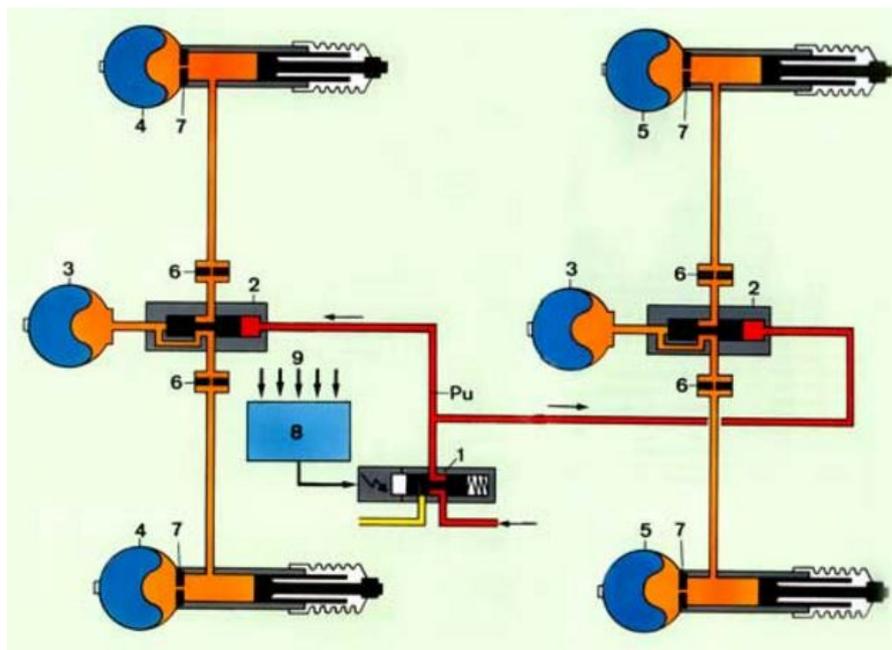


Abbildung 2.8: Hydraktive Federung des Citroen XM [10]

Das Magnetventil (1) verschiebt über Hydraulikleitungen den Stellmechanismus (2). Ist das Magnetventil geschlossen, liegt kein Druck am Stellmechanismus an. Der Schieber sperrt die zusätzliche Federungskugel (3) und die Verbindung der vorderen (4) und der hinteren Federungskugel (5). Dadurch wirken auch die zusätzlichen Dämpfer (6) nicht. Die Dämpfung erfolgt nur über die Hauptdämpfer (7). Dies entspricht der harten Abstimmung. Die Schaltung dieses Magnetventils erfolgt über den Rechner (8) mit dem Geber (9). Wird nun das Magnetventil geschaltet, wie in Abbildung 2.8 dargestellt, wirkt in der Leitung der Druck  $P_u$  und verschiebt den Stellmechanismus. Dadurch wird die zusätzliche Federungskugel dazu geschaltet und die Federungskugeln der Achsen miteinander verbunden. Außerdem wirken die zusätzlichen Dämpfer nun. Dies beschreibt die weiche Abstimmung. [10]

In den meisten Motorsportserien sind aktive Eingriffe in das Feder-Dämpfer-System verboten. Bei Sportfahrzeugen und Fahrzeugen höherer Preisklasse für den Straßengebrauch, welche über eine elektronisch geregelte Radaufhängung verfügen, werden zumeist eine

Kombination aus einer Feder mit veränderlicher Länge (z.B. adaptive Gasfeder) und einem semi-aktiven Dämpfer gewählt. Über die Gasfeder lässt sich dabei das Fahrzeugniveau einstellen und die Federkennlinie auswählen. Dies sind meist vorprogrammierte Setupeinstellungen, welche über den Bordcomputer ausgewählt werden können um die Sportlichkeit bzw. den Komfort des Fahrwerks auszuwählen. [8] [9]

Für Radnabenantriebe, welche sich derzeit im Entwicklungsstadium befindet, bieten sich neue Umsetzungsmöglichkeiten für aktive Radaufhängungen. Reifenhersteller, wie Bridgestone oder Michelin, entwickeln dazu eigene Felgen, welche alle Fahrwerksfunktionen übernehmen. Da der Antrieb der Räder durch Elektromotoren erfolgt, können auch elektrische Aktoren für die Fahrwerksbewegungen im Rad integriert werden. Diese Systeme können (neben den Bremsen) elektrische Energie rekuperieren, wodurch weniger Energie benötigt wird. [8]



Abbildung 2.9: "Active Wheel" von Michelin [11]

Aber auch einige aktive Radaufhängungen wurden schon entwickelt und umgesetzt. Diese werden im Folgenden beschrieben.

### 2.3.1 Bose-Fahrwerk

Die Entwicklung dieses Fahrwerks begann in den 1980er-Jahren. Das Grundprinzip beruht auf dem Austauschen des herkömmlichen Feder-Dämpfer-Systems durch einen linearen Elektromotor, welcher bei einer Spannung von 300V betrieben wird. Dieser übernimmt die Funktion sowohl der Feder als auch des Dämpfers, wodurch es möglich ist, den Zielkonflikt des Dämpfers zu neutralisieren. Daher handelt es sich um ein schnell wirkendes System. Die statische Last wird durch eine Torsionsfeder aufgenommen, welche auch das Fahrzeug bei einem Systemausfall stützt:



Abbildung 2.10: Bose-Fahrwerk [12]

Durch eine geeignete Regelstrategie kann somit der Aufbau komplett unabhängig von Fahrbahnbeschaffenheit und Fahrmanöver in der Waagerechten gehalten werden. Dabei ist die Stellgeschwindigkeit dieses Systems höher als bei allen vergleichbaren Systemen, wodurch es möglich ist, allen Fahrbahnunebenheiten entgegenzuwirken. Diesem System ist es sogar möglich, über Hindernisse zu springen, was zu PR-Zwecken gerne gezeigt wird. Solche Manöver sind bei keinem anderen System am Markt möglich. [8] [12]

Das System benötigt dafür hochpräzise Sensoren und leistungsstarke Elektromagnete, wobei das ganze System (nahezu) in Echtzeit auf die Gegebenheiten angepasst werden kann. Durch die hohen Kosten und dem hohen Gewicht hat es dieses System allerdings noch nicht zur Serienreife geschafft. Der Nachteil des hohen Energieverbrauchs wurde

mittlerweile durch eine geeignete Rekuperation der Energie mittels Kondensatoren reduziert. Bose gibt den Leistungsbedarf dieses Systems auf einer normalen Fahrbahn mit weniger als einem Kilowatt an. [8] [12]

### 2.3.2 Active Body Control

Die Active Body Control (ABC) ist ein langsam wirkendes System von Mercedes, welches 1999 erstmals vorgestellt wurde. Im Gegensatz zum Bose-System ist dieses System allerdings schon in Serienfahrzeugen verbaut. Dieses System wirkt nur auf die Federung, der konventionelle Dämpfer bleibt unbeeinflusst:

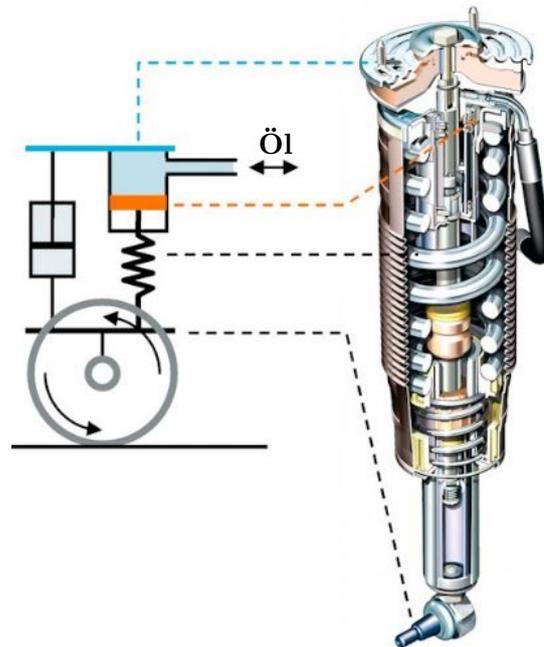


Abbildung 2.11: Funktionsbeschreibung der Active Body Control [13]

Die Funktion wird auf der linken Seite von Abbildung 2.11 gezeigt. Die ABC besteht dabei aus einem einfachwirkenden Hydraulikzylinder (Plunger) welcher seriell zu einer konventionellen Feder verbaut wird. Diese Einheit steht parallel zum Dämpfer, wie bei einem konventionellen Federbein. Die mechanische Umsetzung ist auf der rechten Seite der Abbildung dargestellt. Dieses System besitzt einen Regelbereich bis zu 5 Hertz, wodurch sich der Energieverbrauch in Grenzen hält. Der benötigte Druck von etwa 200 bar wird von einer Radialkolbenpumpe bereitgestellt. Dadurch ist das System in der Lage, Nick- und Wankbewegungen aktiv entgegenzuwirken und auch Fahrbahnunebenheiten auszugleichen. Stabilisatoren werden daher nicht benötigt. Auch eine statische Last kann, wie bei der hydropneumatischen Aufhängung, ausgeglichen werden. Die Fe-

derkonstante bleibt aber immer gleich (bis zu den Endanschlägen). Die Feder wird bei der Auslegung steif ausgelegt, da dies für die Regelung vorteilhaft ist und der Bauraum kürzer ist durch den Plunger. Der Dämpfer wird eher weich ausgelegt, da nur noch niederenergetische Radschwingungen im hohen Frequenzbereich gedämpft werden müssen. [8]

Eine Weiterentwicklung dieses Systems stellt die Magic Body Control dar. Diese ebenfalls von Mercedes Benz stammende Entwicklung tastet durch Kameras die Umgebung ab, wodurch Fahrbahnunebenheiten frühzeitig erkannt werden und das Fahrwerk sich darauf einstellen kann. Eine weitere Entwicklungsvariante des ABC-Systems besteht in der Electrical Semiactive Body Control (eABC). Dabei wird statt des Hydraulikzylinders ein Elektromotor mit Kugelumlaufspindel verwendet. Dadurch wird etwa halb so viel Energie benötigt, als bei der herkömmlichen Variante. [8]

Nachteilig wirkt sich bei der ABC der höhere Wartungsaufwand durch die Abnutzung der Hydraulik aus. Weiters zeigt das System Schwächen bei niedrigfrequenten Schwingungen bei geringen Fahrgeschwindigkeiten. Diese Schwingungen sind vom Fahrer deutlich mehr zu spüren als bei konventionellen Systemen. [8]

### 2.3.3 Aktive Fahrwerke in der Formel 1

In der Formel 1 wurden aktive Fahrwerke zu Beginn der 1980er-Jahre entwickelt. Der Hauptgrund für die Einführung einer aktiven Aufhängung besteht in der Tatsache, dass die aerodynamischen Hilfsmittel immer perfekt angeströmt werden sollen. Durch die unvermeidbaren Aufbaubewegungen bei einer passiven Aufhängung ist dies nicht möglich. Der Pionier dieses Systems war, wie bei vielen revolutionären Einführungen in der Formel 1, der Brite Colin Chapman mit seinem Lotus Rennstall. Einen Renneinsatz dieses Fahrwerks durfte er allerdings nicht mehr miterleben, denn Chapman starb 1982, das erste aktive Fahrwerk kam erst 1987 am Lotus 99T zum Einsatz. Bei dieser Ausführung wurde das gesamte Federbein durch einen hydraulischen Aktor ersetzt, Federn wurden nicht eingesetzt. [14]

Dieses System war jedoch nicht ausgereift genug, um es dauerhaft einzusetzen. Parallel dazu wurde vom Williams Team weiter in diese Richtung entwickelt. Ihnen war es durch diese Technik möglich, im Jahre 1992 durch den Williams FW14B, komplett überlegene Fahrzeuge zu entwickeln, wodurch sie sowohl Fahrer-, als auch Konstrukteursweltmeistertitel gewannen. Das System wurde schon 1991 am FW14 eingesetzt, das Fahrzeug war allerdings nicht standhaft genug. Die aktive Komponente wurde auch durch einen hydraulischen Aktor umgesetzt, zusätzlich wurde eine passive Feder verwendet. 1993 wurde die aktive Radaufhängung von der FIA verboten. Die Gründe damals waren die enormen Kosten dieses Systems. [14]



Abbildung 2.12: aktives Fahrwerk am Williams FW14B [15]

Bei den heutigen Formel 1-Fahrzeugen steht die Aerodynamik immer noch an erster Stelle bei der Fahrwerksentwicklung. Da aktive Systeme immer noch verboten sind, werden immer wieder neue Systeme entwickelt, welche die Aufbaubewegungen bei unterschiedlichen Fahrmanövern so weit es geht neutralisieren sollen. Die Umsetzung erfolgt dabei meist passiv hydraulisch. So wurden beispielsweise beim FRIC-System (Front and Rear Inter-Connected Suspension) die Dämpfer der Vorderachse mit den Dämpfern der Hinterachse verbunden, um die Nickbewegungen zu minimieren. Mittlerweile wurde dieses System allerdings wieder verboten. Die Entwicklung solcher Systeme und das Ausloten der Grenzen des Reglements werden allerdings weiterhin mit Hochdruck vorangetrieben. [16]



### 3 Konzeptparameter

Um ein geeignetes Fahrwerkskonzept für den TANKIA zu finden, müssen die erforderlichen Kräfte bzw. Leistungen der Bauteile (Federn und Dämpfer) ermittelt werden. Diese werden mit den gemessenen Daten eines Endurance ermittelt, da diese Disziplin die längste und somit energieintensivste ist. Dazu werden die Daten des Linearpotentiometers ausgewertet, welcher parallel zum Federbein angebracht ist. Dieser misst die Längenänderung  $z$  des Federbeines über die Zeit. Am Umlenkhebel wird eine Übersetzung von Radhub zu Federweg von etwa 1 gewählt, wodurch der Federweg auch dem Radhub entspricht.



Abbildung 3.1: Linearpotentiometer am Federbein des TANKIA 2016

Da die Messeinrichtungen am Bewerb entfernt werden, wird für die Berechnung ein dem Endurance ähnliches Testprogramm ausgewertet. Dabei wird für jedes Rad ein Ausschnitt der Testfahrt von ca. 142 Sekunden betrachtet. Um die Leistung für ein Endurance zu erhalten, wird diese Runde mit dem Faktor 10 multipliziert.

### 3.1 Ermittlung Federwerte

Bei der Messung wurde eine Feder mit einer Federsteifigkeit von  $c = 61,3\text{N/mm}^2$  verwendet. Dabei ergeben sich lineare Federcharakteristiken:

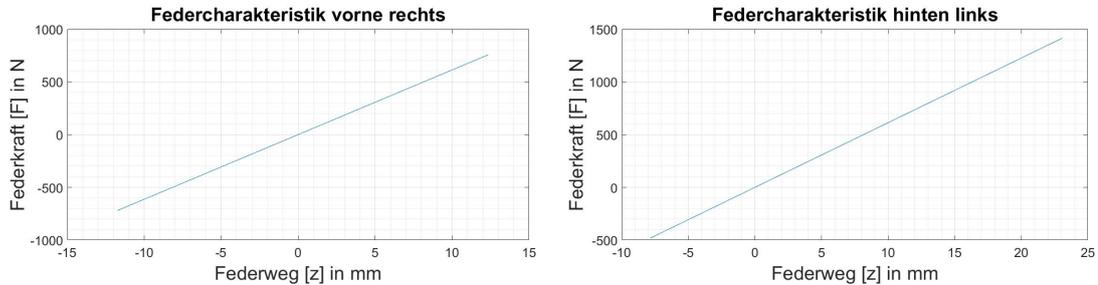


Abbildung 3.2: Federcharakteristik vorne    Abbildung 3.3: Federcharakteristik hinten

Das Maximum der dynamischen Federkraft tritt hinten links auf und beträgt 1400N. Das Maximum an der Vorderachse tritt auf der rechten Seite auf und beträgt 800N. Diese Kräfte sollten in etwa gleich groß sein. An dieser Differenz wird sichtbar, wie weich die ganze Vorderachse des TANKIA 2016 ist, da ein Großteil der Bewegung durch Elastizitäten abgefangen wird. Die hintere Federcharakteristik spiegelt recht gut die gewollte Charakteristik wieder.

Um die Federarbeit zu bestimmen, darf nur die Einfederarbeit betrachtet werden, da bei einer konventionellen Feder die Federarbeit wieder zurückgegeben wird. Außerdem wird zwischen der statischen Federkraft  $F_{F_{\text{stat}}}$  und der dynamischen Federkraft  $F_{F_{\text{dyn}}}$  unterschieden. Dabei beschreibt die statische Federkraft jene Kraft, welche für das Halten des Fahrzeuggewichtes samt Fahrer im Stand zuständig ist. Als dynamische Federkraft wird jene Kraft bezeichnet, welche beim Fahren des Autos um die statische Ruhelage wirkt. Abbildung 3.4 zeigt einen Ausschnitt der dynamischen Federkraft (rot) und der dynamischen Federkraft, welche nur beim Einfedern wirkt (blau), über der Zeit dargestellt. Zusätzlich wirkt eine statische Federkraft von ca. 600N. Dies ergibt eine maximale Gesamtkraft  $F_{F_{\text{max}}}$  der Feder von 2000N. Die durchschnittliche dynamische Federkraft  $F_{F_{\text{dyn}}}$  beträgt 93,6N. Um die Arbeit zu ermitteln, wird die Einfederkraft über den Einfederweg integriert:

$$W_F = \int_0^z F_F dz \quad (3.1)$$

Über den gesamten Endurance ergibt sich somit eine gesamte Einfederarbeit  $W_F$  um die Ruhelage von maximal 4,5kJ hinten links und damit eine Gesamtleistung von 3,3 Watt, welche über den Endurance aufgebracht werden muss. Für die Ermittlung der Leistung wird die Länge eines durchschnittlichen Endurance betrachtet, welcher ca. 1400 Sekunden

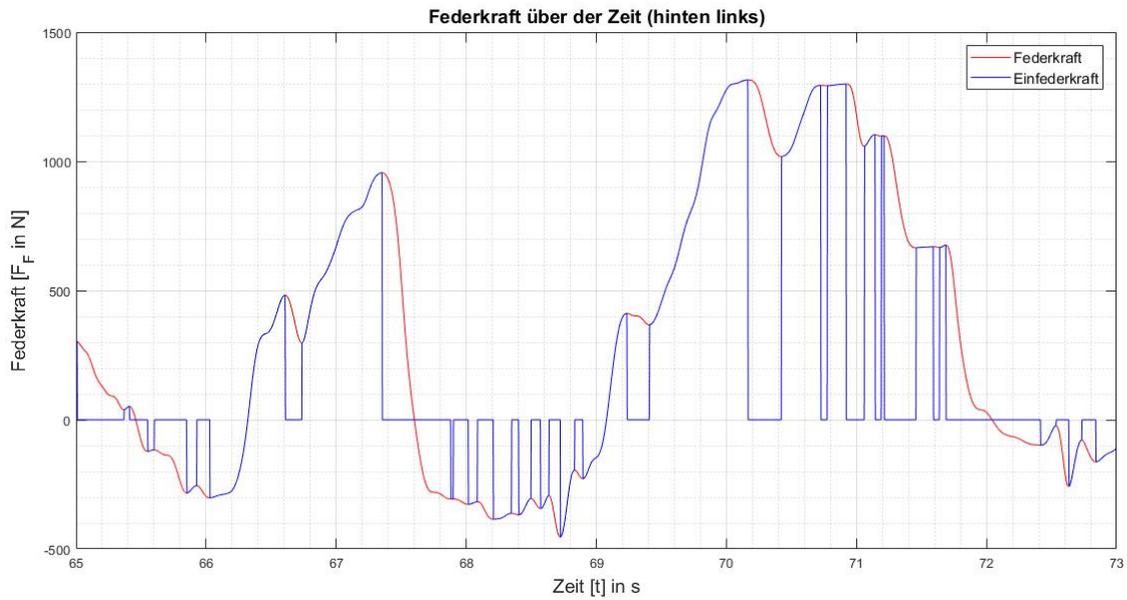


Abbildung 3.4: Ausschnitt der Feder- und Einfederkraft um die Ruhelage

dauert. Wird die Arbeit, welche statisch aufgebracht werden muss, dazu gezählt, ergibt sich eine Einfederarbeit  $W_F$  von 11kJ und eine Leistung von 8W pro Rad.



## 3.2 Ermittlung Dämpferwerte

Für die Ermittlung der erforderlichen Dämpferleistung wird der Verlauf des Federbeinweges abgeleitet, wodurch dessen Geschwindigkeit  $\dot{z}$  berechnet wird:

$$\dot{z} = \frac{dz}{dt} \quad (3.2)$$

Mit dieser Geschwindigkeit wird die Dämpferkraft berechnet. Da es sich beim Dämpfer um ein rein dynamisches Bauteil handelt, also statisch keine Kraft wirkt, kann die Dämpferkraft direkt über die Dämpfungskonstante  $d$  berechnet werden. Dazu werden die Kurven der Dämpfercharakteristik verwendet:

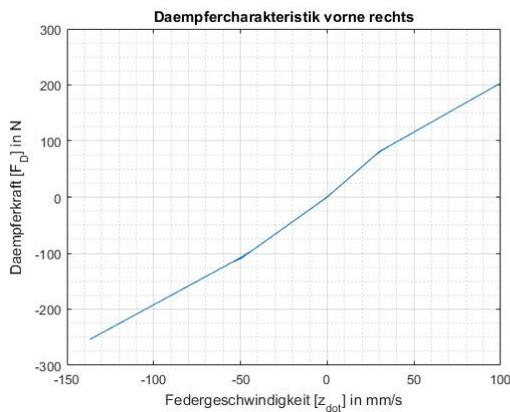


Abbildung 3.5: Dämpfercharakteristik vorne

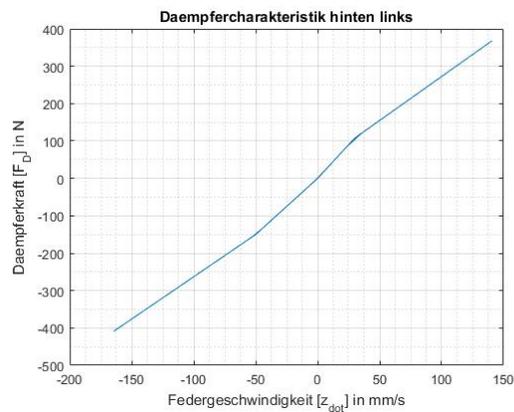


Abbildung 3.6: Dämpfercharakteristik hinten

Die maximale Kraft der Druckstufe beträgt hinten ca. 360N und vorne etwa 200N, bei der Zugstufe sind dies hinten ca. 400N und vorne 260N.

Die erforderliche Dämpferleistung wird über die Dämpferkraft und die Einfedergeschwindigkeit berechnet:

$$P_D = \int_0^z F_D dz \quad (3.3)$$

Vorne ergibt dies eine durchschnittliche Dämpfungsleistung von einem Watt und hinten von zwei Watt, allerdings werden Spitzenleistungen von bis zu 70 Watt erreicht.

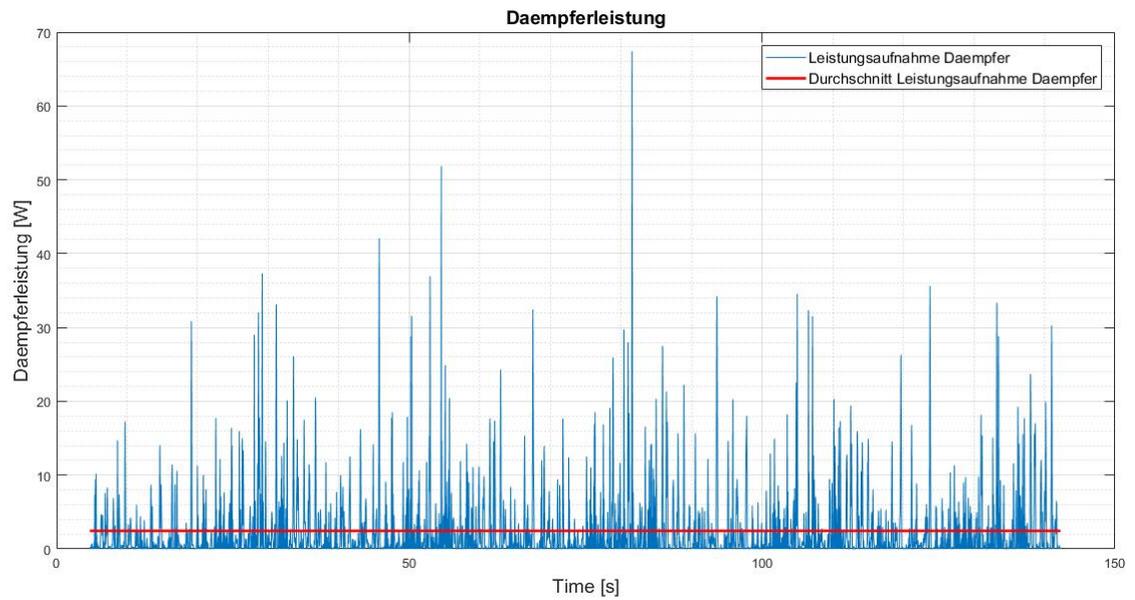


Abbildung 3.7: Dämpfungsleistung hinten links

Für die unterschiedlichen Konzeptlösungen werden je nach System weitere Werte benötigt. Diese werden ausgehend von den hier ermittelten Daten berechnet.

## 4 Konzeptlösungen

Für die Unterteilung der Konzepte wird zwischen den unterschiedlichen Aktorenergien unterschieden. Dies sind elektrische, pneumatische und hydraulische Energie. Dabei können die unterschiedlichen Energiearten nach ihren Eigenschaften für unterschiedliche Umsetzungen verwendet werden. Dies bedeutet, dass beispielsweise ein pneumatischer Aktor die Federung übernehmen kann, die Dämpfung hingegen (praktisch) nicht. Bei der hydraulischen Energie ist dies genau umgekehrt. Die Bewertung der unterschiedlichen Energieformen und deren Anwendung werden in der folgenden Tabelle dargestellt:

	Pneumatik- zylinder	Hydraulik- zylinder	Elektrozylinder mit Spindel	Elektrozylinder Direktantrieb
Kraft	-	+++	+++	-
Geschwindigkeit	o	--	+	+++
Investitionskosten	+++	o	o	---
Betriebskosten	---	---	+	++
Positioniergenauigkeit	---	-	+++	+++
Baugröße	+	+++	+	o
Dynamik	--	o	+	+++
Energieeffizienz	---	--	+++	o
Inbetriebnahme	--	--	+	+
Zuverlässigkeit	--	o	++	+++
Skalierbarkeit (Hub)	---	---	+	o

Tabelle 4.1: Bewertung Aktorenergie [17]

Für die unterschiedlichen Anwendungen und deren Umsetzung, auf welche im Folgenden eingegangen wird, haben die verschiedenen Bewertungskriterien natürlich unterschiedliche Gewichtungen.

### 4.1 Elektrisch

Bei dieser Variante wird das Federbein durch einen elektrischen Aktor ersetzt. Dieser sollte bei einer Spannung von 13 Volt betrieben werden, da dies der aktuellen Akkuspannung entspricht. Optional ist es auch möglich einen Akku mit einer höheren Spannung für dieses System einzubauen. Dieser darf reglementbedingt eine Spannung von 60V DC

oder 25V AC RMS nicht überschreiten. [2] [3]

Allerdings ist ein solcher Ersatz des Federbeines reglementbedingt nicht möglich, da ein Bodenabstand von mindestens 30mm gewährleistet werden muss und gleichzeitig stromlos das Ein- und Ausfedern des Rades um 25mm möglich sein. Wenn rein ein Aktor mit Bremse oder Selbsthemmung verwendet wird, wäre ein konstanter Bodenabstand möglich. Allerdings wird dadurch das stromlose Ein- und Ausfedern unmöglich. Ein weiterer negativer Aspekt dieser Variante besteht im Verhalten des Fahrzeugs bei Aktorausfall. Falls dieser Fall eintritt, ist ein Einfedern des Fahrzeuges nicht mehr möglich, wodurch das Fahrzeug unfahrbar würde. Außerdem muss bei dieser Variante das statische Fahrzeuggewicht mitgehalten werden, wodurch die Aktorleistung sehr hoch ausgeführt werden muss.

Durch diese Nachteile ist diese Umsetzung für dieses Fahrzeug nicht möglich und wird deshalb nicht weiter betrachtet.

### 4.1.1 Elektrisch mit Feder

Um den geforderten Bodenabstand zu gewährleisten, wird parallel zum Aktor eine Feder angebracht. Dadurch kann auch das Fahrzeuggewicht bei stromlosem Aktor gehalten werden und ist somit auch reglementkonform (so lange der Aktor nicht selbsthemmend ist).

Um die ungewollten Aufbaubewegungen zu vermeiden, muss der ausgewählte Aktor die dynamischen Kräfte des konventionellen Federbeines übernehmen. Dazu werden die Feder- und Dämpferkräfte addiert. Beim Einfedern wird dabei eine maximale Kraft von 1450N erreicht, beim Ausfedern 550N. Die durchschnittliche Kraft am Federbein beträgt ca. 157N.

Des Weiteren muss der Aktor in der Lage sein, die gleiche Bewegungsgeschwindigkeit wie das Federbein zu ermöglichen. Diese beträgt maximal 140mm/s beim Einfedern und 200mm/s beim Ausfedern. Außerdem muss der Aktor mindestens die Beschleunigung des Federbeines leisten. Diese beträgt beim Ein- und Ausfedern maximal  $5\text{m/s}^2$ .

Für die Umsetzung dieser Anforderungen gibt es drei gebräuchliche Prinzipien:

- Elektrozyylinder mit Kugelumlaufspindel (Elektromotor parallel)
- Elektrozyylinder mit Kugelumlaufspindel (Elektromotor seriell)
- Elektrozyylinder mit Direktantrieb

#### 4.1.1.1 Elektrozyylinder mit Kugelumlaufspindel

Bei dieser Ausführung wird durch eine Kugelumlaufspindel die Drehbewegung eines Elektromotors in eine Linearbewegung umgewandelt. Der Vorteil der Kugelumlaufspindel besteht darin, dass durch die Umsetzung der Bewegung sehr große Kräfte erreicht werden können und der Wirkungsgrad dabei sehr hoch ist. Der Nachteil allerdings besteht in der Tatsache, dass durch die Notwendigkeit der Bewegungsumsetzung das Gesamtgewicht relativ hoch ist.

Der Motor kann dabei direkt an die Spindel angeschlossen werden, wodurch sich jedoch die Gesamtlänge erhöht. Eine kompaktere Lösung bietet etwa ein Stirnradgetriebe oder ein Riementrieb, welcher parallel dazu verbaut wird. Diese Ausführung hat allerdings den Nachteil, dass noch mehr zusätzliche Teile benötigt werden, wodurch das Gewicht steigt und der Wirkungsgrad sinkt.



Abbildung 4.1: Elektrozyylinder mit seriell und parallel verbautem Motor [18]

Der Vorteil der Kombination von Elektromotor und Kugelumlaufspindel besteht in der Kombinierbarkeit der Bauteile. So können Lineareinheit und Elektromotor je nach Anforderung aufeinander abgestimmt werden. Durch die richtige Wahl des Elektromotors können die Regelparameter wie etwa Reaktionsgeschwindigkeit und die Positioniergenauigkeit definiert werden. Durch die Spindel werden die mechanischen Anforderungen, wie etwa Fahrweg, Kraft und Geschwindigkeit, definiert.

Für die Umsetzung der elektrischen Energie in eine Linearbewegung, wie bei der Kugelumlaufspindel, gibt es noch die Ausführung mittels Gleitspindel. Diese Umsetzung ist allerdings selbsthemmend, wodurch diese Methode nicht verwendet werden kann.

Im Folgenden sind einige gängige Elektrozyylinder mit Kugelumlaufspindel aufgelistet. Da die meisten Hersteller für diese Anforderungen nur den Zylinder ohne Motor anbieten, sind im Folgenden einige passende Zylinder mit Kugelumlaufspindel aufgelistet:

- Festo ESBF-BS-40-50-5P [19]

max. Kraft: 3000N  
max. Geschwindigkeit: 550mm/s  
max. Beschleunigung: 5m/s<sup>2</sup>  
Gewicht: 2kg

- Parker ETH032M05 [20]

max. Kraft: 3600N  
max. Geschwindigkeit: 400mm/s  
max. Beschleunigung: 4m/s<sup>2</sup>  
Gewicht: 2kg

- RK Rose+Krieger LZ 70 FL KG 20x20 [21]

max. Kraft: 1500N  
max. Geschwindigkeit: 1000mm/s  
max. Beschleunigung: 10m/s<sup>2</sup>  
Gewicht: 3kg

Das Gewicht alleine ist schon sehr hoch, aber theoretisch kann der Aktor noch für den TANKIA verwendet werden. Allerdings gibt es bei der Einschränkung der Spannung durch das Reglement keinen geeigneten Motor für diese Umsetzung.

### 4.1.1.2 Elektrozyylinder mit Direktantrieb

Dieses Prinzip entspricht dem Konzept des Bose-Fahrwerks, wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben. Durch die Beschränkung der Spannung gibt es allerdings keinen Elektrozyylinder mit Direktantrieb, der die geforderten Anforderungen erfüllt. Bei Aktoren, welche die benötigte Kraft erreichen, ist die Geschwindigkeit zu niedrig, bei schneller arbeitenden Aktoren wird die benötigte Kraft nicht erreicht. Vor allem die hohe Reaktionsgeschwindigkeit kann bei diesen Spannungen nicht erreicht werden. Bei den Standardaktoren in diesem Spannungsbereich liegt die Geschwindigkeit meist im zweistelligen Millimeterbereich pro Sekunde. Außerdem ist auch das Gewicht dieser Lösung relativ hoch.

### 4.1.2 Elektrisch mit Feder und Dämpfer

Da bei einem System nur mit einem Elektrozyylinder die erforderliche Geschwindigkeit nicht erreicht werden kann, kann nicht auf einen Dämpfer verzichtet werden. Um der Aufbaubewegung entgegenzuwirken, kann ein Aktor in Serie mit der Feder verbaut werden. Dieses Prinzip entspricht dem eABC, wie in Abschnitt 2.3.2 beschrieben. Die Federkraft von 1400N muss der Aktor immer noch in der Lage sein zu leisten. Dies ist mit einem Direktantrieb nicht möglich, wodurch nur ein Elektrozyylinder mit Spindel verwendet werden kann. Für diesen Einsatz ist es von Vorteil, wenn der Aktor selbsthemmend ist, da somit die Fahrzeughöhe eingestellt werden kann und anschließend der Einfederweg stromlos gemessen werden kann.

Für diese Anwendung werden nicht mehr so hohe Aktorgeschwindigkeiten benötigt. Dazu werden die Kraftspitzen der Federkraftmessung ausgewertet. Dadurch ergibt sich eine maximale Ein- bzw. Ausfedergeschwindigkeit von ca. 50mm/s. Für diesen Geschwindigkeitsbereich sind einige Elektrozyylinder (mit Motor) am Markt. Einige Beispiele sind im Folgenden aufgelistet:

- Drive System Europe DSZY3-12-5-102 [22]

max. Kraft: 2500N  
max. Geschwindigkeit: 47mm/s  
Gewicht: 4kg  
Einschaltdauer: 25%

- Transmotec DMA-12-5-B-102 [23]

max. Kraft: 2600N  
max. Geschwindigkeit: 47mm/s  
Gewicht: 4,3kg  
Einschaltdauer: 25%

- RK Rose+Krieger LZ 60 S [24]

max. Kraft: 1000N  
max. Geschwindigkeit: 30mm/s  
Gewicht: 2,9kg  
Einschaltdauer: 15%

Negativ für diese Ausführung sind zum einen das hohe Gewicht und zum anderen die Einschaltdauer. Dies bedeutet, dass z.B. bei einer Einschaltdauer von 20% bei einer Vollast von zwei Minuten Betrieb, der Aktor für acht Minuten ruhen muss, bevor er wieder arbeiten kann. Diese Einschalt Dauern sind typisch für Elektromotoren, welche

mit solch niedrigen Spannungen betrieben werden. Für eine durchgehende Anpassung der Federbein-Länge ist dieses System daher nicht geeignet, wodurch diese Lösung nicht am TANKIA eingesetzt werden kann.

## 4.2 Pneumatisch

Bei einem pneumatischen System ist es nicht möglich, die Dämpfung zu ersetzen. Daher muss ein Dämpfer vorgesehen werden. Durch die Kompressibilität des Gases ist es allerdings möglich, die Federung zu gewährleisten.

### 4.2.1 Pneumatisch mit Dämpfer

Bei diesem System wird ein Pneumatikzylinder parallel zum Dämpfer verbaut. Durch die richtige Wahl des Pneumatikzylinders mit dem entsprechenden Druck kann die gewünschte Federrate erreicht werden.

Der Kolbendurchmesser  $A_K$  wird über die maximal aufzuwendende Federkraft  $F_{F_{\max}} = 2000\text{N}$  und den Maximaldruck des Pneumatikzylinders  $p_{\max}$  bestimmt. Der regelbare Druck eines herkömmlichen Pneumatikzylinders beträgt etwa 10 bar.

$$A_K = \frac{F_{F_{\max}}}{p_{\max}} = 2000\text{mm}^2 \quad (4.1)$$

Daraus ergibt sich ein Mindestdurchmesser des Kolbens von 50mm. Ein gängiger Kolbendurchmesser am Markt beträgt 40mm. Daher wird dieser Kolben gewählt, da der nächst größere Durchmesser 63mm beträgt und daher auch viel schwerer ist. Der maximale Druck im Zylinder beträgt dadurch etwa 15 bar. Diese Kraftspitzen auf den Zylinder müssen von der Regelung unterbunden werden. Mit dem gewählten Kolbendurchmesser lässt sich der Druck im statischen Zustand bestimmen:

$$p_{\text{stat}} = \frac{F_{F_{\text{stat}}}}{A_K} = 4,8\text{bar} \quad (4.2)$$

Über die Isentropenbeziehung

$$p \cdot v^\kappa = \text{const.} \quad (4.3)$$

lässt sich durch Einsetzen und Umformen die Längenänderung des Zylinders beim Einwirken der Einfederkraft bestimmen:

$$l = \left( \frac{F_{F_{\text{stat}}}}{F_F} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot l_0 \quad (4.4)$$

Als Gas wird  $\text{CO}_2$  verwendet. Der Isentropenexponent  $\kappa$  des Gases beträgt 1,29. Die Länge  $l_0$  beschreibt den zur Verfügung stehenden Federweg, welcher 25mm beträgt. Die Kraft  $F_F$  beschreibt die auf den Zylinder einwirkende Kraft, welcher durch die Federwirkung des Gases abgestützt wird. Dadurch ergibt sich die Federkennlinie des Pneumatikzylinders:

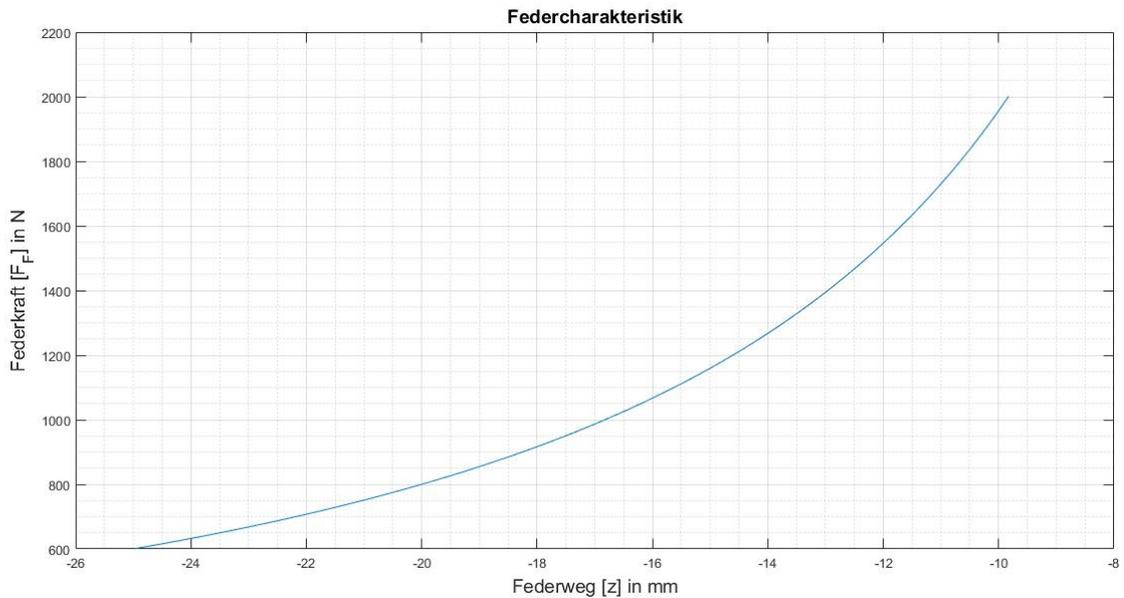


Abbildung 4.2: Federcharakteristik des Pneumatikzylinders

Dabei zeigt sich eine progressive Federkennlinie über den Einfederweg. Diese endet bei etwa 10mm Restfederweg.

Bei der aktiven Regelung dieses Systems wird Gas in den Zylinder gefüllt um der Einfederkraft entgegenzuwirken, wodurch sich die Einfederlänge nicht ändert. Eine Federkennlinie lässt sich nicht bestimmen, da es keine Einfederung gibt. Die Federsteifigkeit allerdings lässt sich über die aufgebrachte Kraft ermitteln. Zum Vergleich wird dazu die Federsteifigkeit des normalen Pneumatikzylinders in Abbildung 4.3 aufgezeichnet. Die Berechnung erfolgt numerisch über den Ansatz, dass der Zylinder bei einer diskreten Steigerung der wirkenden Kraft ein gewisses Stück einfedert und dann durch ein Füllen mit Gas wieder auf die ursprüngliche Länge gepumpt wird. Mathematisch wird dies über folgende Formel programmiert:

$$l(n+1) = \left( \frac{F_F(n)}{F_F(n+1)} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot l_0 \quad (4.5)$$

Die Kraft  $F_F(0)$  beschreibt die statische Federkraft. Die Kraft wird so lange erhöht, bis die maximale Federkraft erreicht wird. Die einzelnen Schritte werden mit  $n$  bezeichnet. Dadurch ergibt sich eine nahezu lineare Erhöhung der Federsteifigkeit. Die aktive Feder ist also weicher als der passive Pneumatikzylinder.

Der große Vorteil des pneumatischen Systems besteht darin, dass die Energie durch Druckgasflaschen bereitgestellt werden kann und kein zusätzliches System, wie beispielsweise bei einer Hydraulik, benötigt wird. Um das Volumen zu ermitteln wird die be-

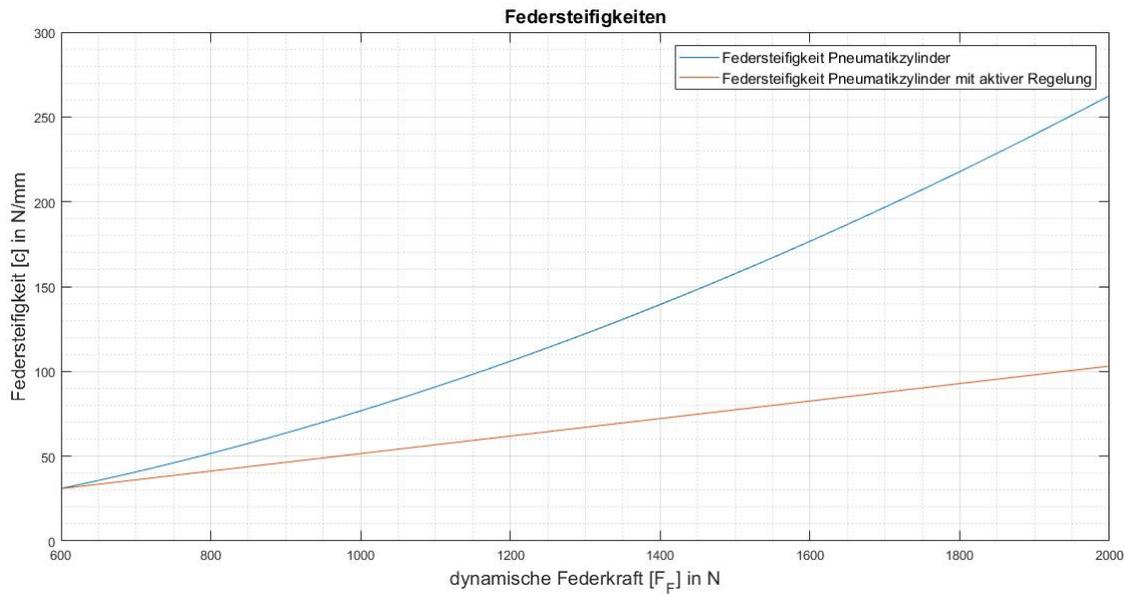


Abbildung 4.3: Federsteifigkeiten des normalen Pneumatikzylinders und des aktiv geregelten Zylinders über der Federkraft dargestellt

nötigte Gasmasse errechnet. Diese wird über die ideale Gasgleichung berechnet, wobei eine konstante Temperatur von 298K vorausgesetzt wird. Die spezifische Gaskonstante  $R$  von  $\text{CO}_2$  beträgt  $188,9 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ . Für den Druck wird die Einfederkraft, welche auf die Kolbenfläche wirkt, eingesetzt:

$$m(t) = \frac{F_{\text{Ein}}(t) \cdot l_0}{R \cdot T} \quad (4.6)$$

Um die Gesamtmasse zu berechnen, wird wieder die Endurancedauer herangezogen. Mit dieser Masse lässt sich wieder mit der idealen Gasgleichung die Druckgasflaschengröße bestimmen. Der maximale Druck in der Gasflasche wird mit 300 bar angenommen. Daraus ergibt sich pro Zylinder ein Volumen von ca. 0,85 Liter und daher insgesamt ein Volumen von 3,4 Liter.

#### 4.2.2 Pneumatisch mit Feder und Dämpfer

Bei dieser Variante wird der Pneumatikzylinder parallel zum Federbein angebracht. Hier hat die Feder vor allem sicherheitsrelevante Gründe. Fällt nämlich die Pneumatik aus, würde dies einen sofortigen Ausfall des Fahrzeugs bedeuten und unter Umständen erheblichen Schaden verursachen. Durch die zusätzliche, konventionelle Feder bleibt das Fahrzeug weiterhin fahrbar.

Weiters wird die Belastung auf den Zylinder geringer, da die statische Federkraft von

der Schraubenfeder abgestützt wird. Der Gasverbrauch sinkt dadurch nur geringfügig. Der maximale Druck im Pneumatikzylinder sinkt auf etwa 11,5 bar. Die pneumatische Federsteifigkeit wird durch die Parallelschaltung mit der Schraubenfeder zu dessen Federsteifigkeit addiert. Folgende Abbildung zeigt den Vergleich der Federsteifigkeiten. Dazu wird als erstes die Federsteifigkeit des rein aktiven pneumatischen Systems von Abschnitt 4.2.1 über der dynamischen Federkraft dargestellt. Wie schon beschrieben, steigt diese nahezu linear an. Weiters wird die Federkonstante der passiven Feder dargestellt. Zu dieser Feder wird nun die Federsteifigkeit einer aktiven Gasfeder dazu gezählt:

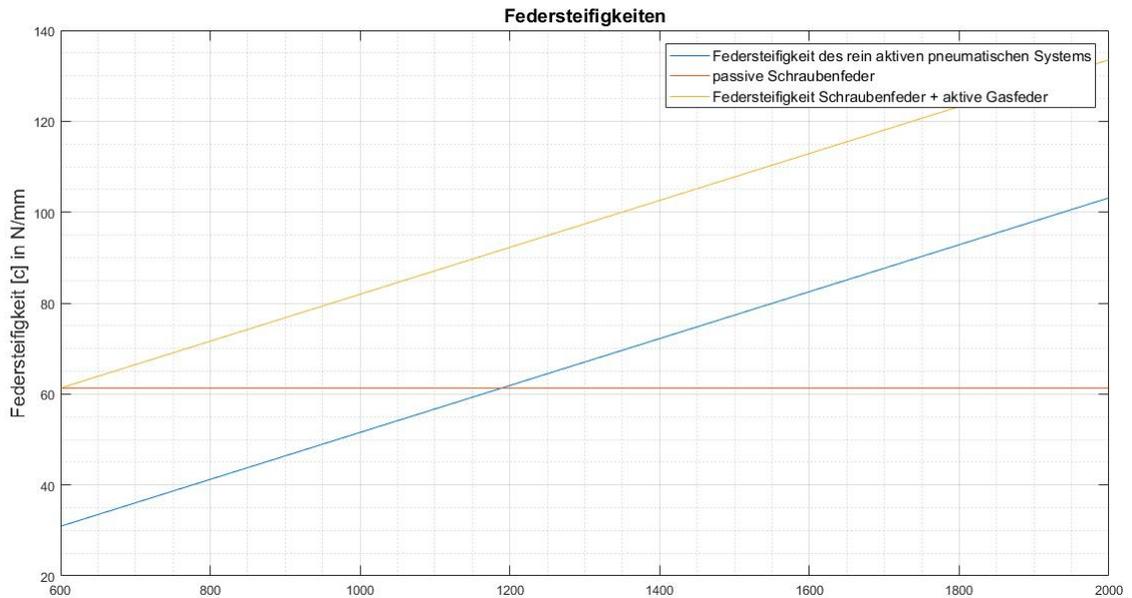


Abbildung 4.4: Vergleich der Federsteifigkeiten

Durch diese Parallelschaltung zeigt diese Kombination ein härteres Verhalten, als die Variante ohne passive Feder. Um dies zu vermeiden, muss die Schraubenfeder weicher ausgeführt werden. Die Federrate dieses Systems steigt wie beim rein pneumatischen System nahezu linear an. Die Steigungen dieser beiden Systeme sind nahezu identisch.

Generell muss die Abstimmung des herkömmlichen Federbeines mit der aktiven Gasfeder iterativ erfolgen. Wie beim eABC wäre eine harte Schraubenfeder für die Regelung hilfreich, wodurch eine weiche Dämpfung verwendet werden kann. Die Abstimmung hinsichtlich der Fahrdynamik, in Abhängigkeit von der Regelung des Systems, muss schrittweise im realen Fahrbetrieb erfolgen. Eine erste theoretische Auslegung wird in Abschnitt 6 beschrieben.

## 4.3 Hydraulisch

Ein rein hydraulisches System, wie es damals von Lotus erstmals eingesetzt wurde (siehe Abschnitt 2.3.3) ist rein vom Reglement her nicht umzusetzen. Da ein hydraulisches Fluid inkompressibel ist, kann ohne Pumpe der Federweg stromlos nicht gemessen werden. Anders sieht es bei der Umsetzung durch einen hydraulischen Aktor und einer Feder aus.

Dabei kann zwischen zwei verschiedene Varianten unterschieden werden. Zum einen kann die Umsetzung durch einen zusätzlichen Aktor seriell zur Feder umgesetzt werden, wobei der Dämpfer zu dieser Einheit parallel angebracht wird, wie es bei der Active Body Control der Fall ist (siehe Abschnitt 2.3.2). Zum anderen kann der Dämpfer durch einen hydraulischen Aktor ersetzt werden (vgl. Williams FW14 aus Abschnitt 2.3.3).

Bei beiden Systemen wird dafür eine Hydraulikpumpe benötigt. Bei normalen Fahrzeugen ist dies kein Problem, da für verschiedene Systeme (z.B. Bremsen oder Servolenkung) schon eine Pumpe vorgesehen wird. Da beim TANKIA keine Pumpe vorhanden ist, müsste für dieses System eine eingebaut werden. Dafür kann beispielsweise folgende Pumpe bei 12V verwendet werden:

- 150W Motor/Pump Performance Guide (im Betriebspunkt) [25]

Druck: 45bar

Strom: 12,5A

Fördervolumen: 0,6l/min

Gewicht: 2,1kg

Einschaltdauer: 50%

Druck- und Fördervolumen können je nach Anforderung durch die Pumpenkennlinie variieren. Da aber hier wie beim Elektrozyylinder ein Gleichstrommotor verwendet wird, ist es nicht möglich, diesen permanent zu betreiben. Daher ist eine aktive Hydraulik für den TANKIA ungeeignet.



## 5 Komponentenauswahl

Angesichts der Einschränkung durch das Reglement hinsichtlich der Spannung an einem Formula Student Fahrzeug, kann ein aktives Fahrwerk nur durch eine Pneumatik umgesetzt werden. Dies wird ein langsam wirkendes System sein, welches nur die Aufbaubewegungen verhindert, aber (vorerst) keine Bodenunebenheiten ausgleicht. Da das ganze System erst am Fahrzeug getestet und validiert werden muss, wird im Prinzip das aktive System zum bestehenden, passiven System dazugebaut. Dies entspricht der Konzeptlösung des aktiven Pneumatikzylinders, welcher parallel zum Federbein verbaut wird (siehe Abschnitt 4.2.2). In weiterer Folge könnten die Schraubenfedern entfernt werden, wenn das aktive System seine Standhaftigkeit bewiesen hat.

Die Komponenten des Systems an Vorder- und Hinterachse sind ident, lediglich die Anbindung an den Umlenkhebel gestaltet sich an der Hinterachse aus Platzmangel etwas komplizierter. Die pneumatische Energie wird durch Druckgasflaschen bereitgestellt. Bei der Positionierung der Flaschen muss auf das Reglement geachtet werden. Diese müssen beispielsweise hinter dem Fahrer positioniert werden und müssen für den Fall eines Überschlags geschützt werden. Durch Pneumatikleitungen wird das Druckgas zum aktiven System geleitet werden. Dieses besteht aus einem Aktor und einem Regelventil. Je näher das Ventil am Pneumatikzylinder angebracht wird, desto kürzer die Luftsäule. Wird die Luftsäule länger, wird die Federsteifigkeit des aktiven Systems größer.

### 5.1 Aktorik

Als Aktor wird ein doppelt wirkender Pneumatikzylinder der Firma FESTO verwendet. Dieser besitzt einen Kolben mit einem Durchmesser von 40mm. Der Hub wird mit 50mm festgelegt. Außerdem wird eine Endlagendämpfung vorgesehen. Dadurch ergibt sich die Produktbezeichnung "DSNU-40-50-P". Dies ist ein Standard-Rundzylinder mit seitlichen Anschlüssen für die Pneumatikverschraubungen. Im Zylinder wird der Kolben bewegt, welcher die Bewegung durch eine Kolbenstange auf den Umlenkhebel überträgt. Der Betriebsdruck wird mit 10 bar angegeben. Außerdem arbeitet der Zylinder in einem großen Temperaturbereich von  $-20^{\circ}\text{C}$  bis  $+80^{\circ}\text{C}$ . Die Verfahrgeschwindigkeit ohne Last wird bei 6 bar mit maximal 100mm/s angegeben. Diese sinkt je nach Belastung. Da aber bei dieser Anwendung nicht die Ausfahrgeschwindigkeit, sondern eher die Anpassungsgeschwindigkeit der Regelung im Fokus steht, ist dies eher zweitrangig. [26]

Aus Platzgründen führt der Zylinder eine gegenläufige Bewegung zum Federbein aus

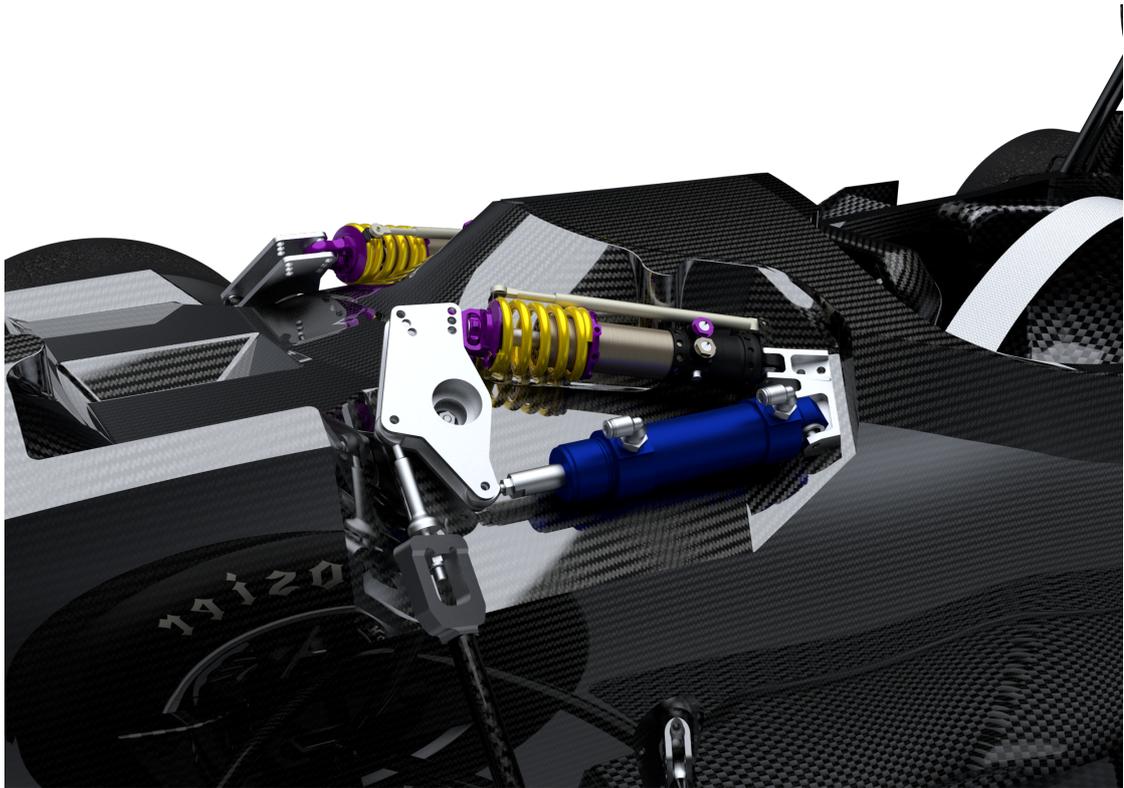


Abbildung 5.1: aktive Vorderradaufhängung am TANKIA 2017

(Zylinder fährt beim Einfedern aus). Dadurch wird die Seite des Zylinders mit Druckgas gefüllt, auf der die Kolbenstange sitzt, um der Einfederbewegung des Rades entgegenzuwirken. Dadurch sinkt aber die wirksame Kolbenfläche. Da für die Auslegung des Zylinders die Maximalkraft herangezogen wurde, welche nur kurzzeitig wirkt, sollte das aktive System immer noch in der Lage sein, die Kraft aufzubringen, welche für die Aufbauabstützung benötigt wird. Weiters kann durch das geregelte Pneumatikventil im Falle einer solchen Kraftspitze der Zylinder kurzzeitig geöffnet werden, um diesen vor Schaden zu schützen. Durch die bestehende Schraubenfeder wird die Kraftspitze abgestützt. Die Umsetzung dieses Systems an der Vorderachse wird in Abbildung 5.1 gezeigt, die hintere Ausführung in Abbildung 5.2.

Das Produktgewicht eines Zylinders wird mit 781g angegeben. Aus Platz- und Gewichtsgründen muss der Zylinder nachbearbeitet werden und wird somit auch leichter. Weiters werden an beiden Enden Kugelgelenkköpfe angebracht, um die Drehbewegung des Umlenkhebels zu ermöglichen. Das wirkliche Gewicht kann daher erst nach der Bearbeitung des Zylinders bestimmt werden. Der Aufbau des Zylinders bleibt an Vorder- und Hinterachse durch die Bearbeitung gleich. Lediglich die Anbindungsteile an des Monocoque und die Umlenkhebel werden unterschiedlich ausgeführt. Weiters wird an der Hinterachse ein

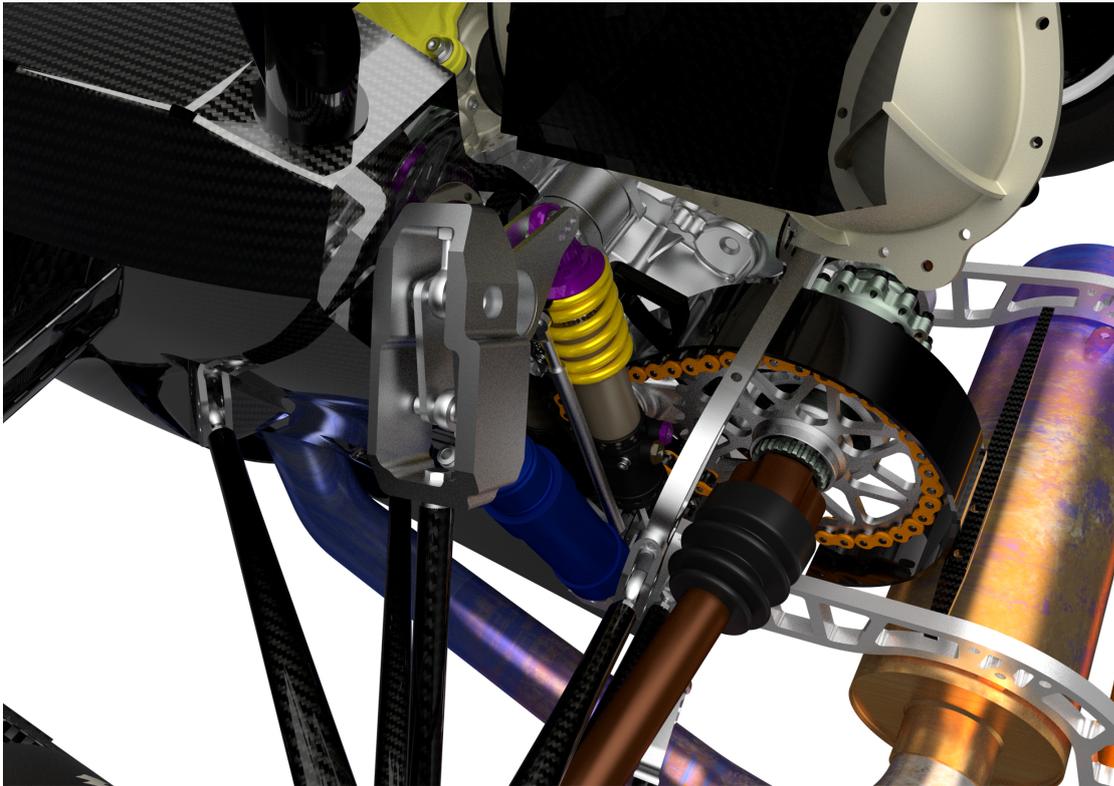


Abbildung 5.2: aktive Hinterradaufhängung am TANKIA 2017

zusätzliches Teil für die Bewegungsumlenkung zum Umlenkhebel benötigt. Dieses wird an der Druckstrebe angebracht und wird aus kinematischen Gründen benötigt, damit die Kolbenstange des Zylinders und die Druckstrebe nicht miteinander kollidieren. [26]



## 5.2 Regelventil

Um den Druck im Pneumatikzylinder zu regeln, welcher in Abhängigkeit der Radlast die Kolbenposition und daher den Radhub bestimmt, werden Stellglieder benötigt. In diesem Fall wird ein Proportional-Druckregelventil benötigt. Dieses elektrische Ventil wird wiederum von der Firma FESTO bezogen und trägt die Typenbezeichnung "VPPX". Das Produktgewicht der kleinsten Ausführung wird mit 400g angegeben. Weiters beträgt die Einschaltdauer 100%. Dadurch kann das System durchgehend betrieben werden. Wichtig ist außerdem die Schutzklasse des elektrischen Systems. Dieses muss gegen Schmutz und Wasser geschützt werden. Durch die Schutzklasse IP65 ist das Ventil genügend geschützt, wodurch sich das System für den Einsatz am TANKIA eignet. Auch der Temperaturbereich von 0°C bis +50°C ist ausreichend. [27]

Der große Vorteil dieses Proportionalventils besteht darin, dass dieses intern über einen PID-Regler verfügt. Dieser Regler kann über ein mitgeliefertes Plug-in konfiguriert werden. Die maximale Leistungsaufnahme wird mit 7W angegeben. Folgendes Bild zeigt den Regelkreis dieses Systems, die Begriffe werden im Anschluss erklärt:

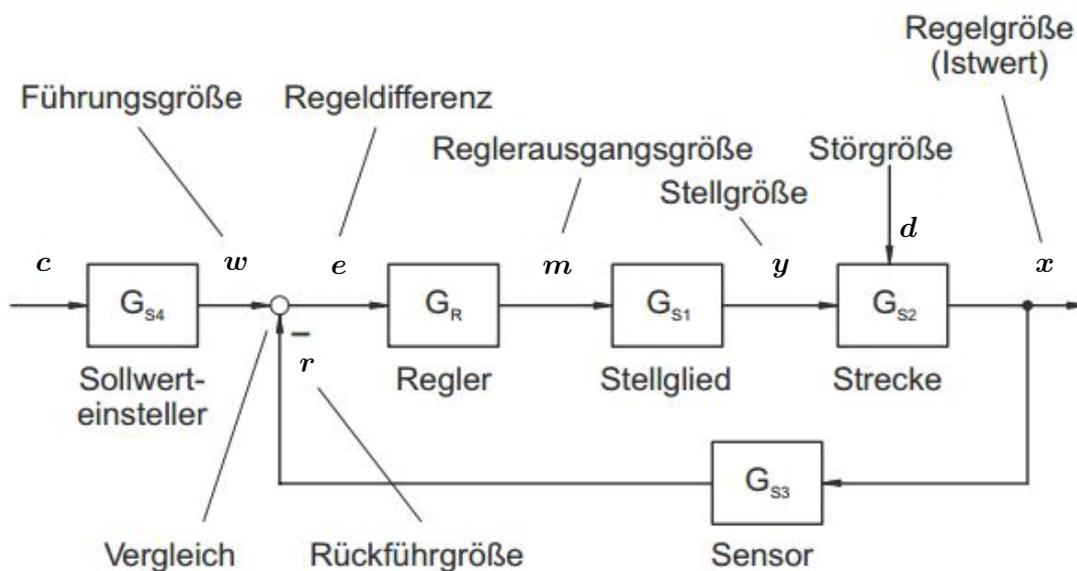


Abbildung 5.3: Aufbau eines Regelkreises [28]

Am Anfang steht der Sollwertesteller  $G_{S4}$ . Die Größe  $c$  beschreibt den Sollwert, welcher bei einer pneumatischen Regelung den Druck darstellt. Der Sollwertesteller wandelt diesen Druck in eine elektrische Führungsgröße  $w$ . Durch die Rückführgröße  $r$  vom Sensor  $G_{S3}$  kommend wird durch einen Vergleich mit der Führungsgröße die Regeldifferenz  $e$  gebildet. Dieser Vergleich ist der charakteristische Unterschied einer Regelung zu einer Steuerung. Bei einer Steuerung gibt es kein System für einen Vergleich. Der Sollwert

bestimmt dadurch direkt die Stellgröße. Bei einer Regelung dient die Regeldifferenz als Eingang für den Regler  $G_R$ . Der Regler generiert die Reglerausgangsgröße  $m$ , welche auf das Stellglied  $G_{S1}$  wirkt. Dies ist bei der Pneumatik ein Ventil. Regler und Stellglied werden durch das VPPX Proportional-Druckregelventil zusammengefasst. Das Stellglied liefert die Stellgröße  $y$  und stellt die Eingangsgröße der Strecke  $G_{S2}$  dar. Die Strecke stellt jenen Teil dar, der beeinflusst werden soll, also den Pneumatikzylinder. Am Zylinder wird der aktuelle Druck gemessen, welcher die Rückführgröße bestimmt. Bei diesem System befindet sich dieser Sensor direkt am Ausgang des Druckregelventils. Dieser Druck entspricht auch dem aktuellen Druck im Zylinder. Die Regelgröße  $x$  beschreibt den Istwert des Systems, welche die Ausgangsgröße der Regelstrecke darstellt. Dieser Vorgang läuft kontinuierlich ab, sodass der Druck im Zylinder ständig an die Gegebenheiten angepasst wird. Ein Nachregeln kann auch durch das Auftreten einer Störgröße  $d$  notwendig sein. Diese Störgröße wirkt auf die Strecke und beschreibt beispielsweise ein Leck in der Druckgasleitung oder eine Last, welche auf den Zylinder wirkt (z.B. Durchfahrt durch eine Bodenwelle). [27] [28]

Die Auslegung des Reglers wird in Abschnitt 6.2 näher beschrieben. Das Stellglied wird als 3/2-Wegeventil ausgeführt. Dies bedeutet, dass das Ventil drei Anschlüsse und zwei Schaltstellungen besitzt. Dabei wird an einem Anschluss die Zuluft angeschlossen, an den anderen zwei Anschlüssen können beispielsweise Leitungen zu Aktoren oder andere Anschlüsse angeschlossen werden. Abbildung 5.4 zeigt das Schaltsymbol dieses Ventils. In Ruhestellung ist dieses Ventil geschlossen. Durch die Öffnung des Ventils wird Gas von Eingang 3 zu Ausgang 2 geleitet, welcher zum Zylinder führt. Dadurch wird der Zylinder eingefahren, das Fahrzeug also angehoben. Wird das Ventil geschaltet, kommt kein Gas mehr von der Zufuhr 3 durch, sondern der Anschluss 1 wird mit dem Zylinderanschluss 2 verbunden. Am Anschluss 1 wird ein Schalldämpfer vorgesehen, welcher Gas vom Zylinder ablässt. Dadurch fährt der Zylinder aus und das Rad federt ein. [27]

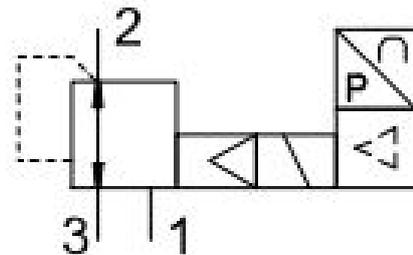


Abbildung 5.4: Schaltzeichen des Proportionalventils [27]

## 5.3 Sensorik

Für dieses System werden vorerst nur die vorhandenen Sensoren des TANKIA verwendet. Da dies schon recht viele sind, sollten diese für eine Grundausslegung des aktiven Systems genügen. Die wichtigsten Sensoren für die Grundausslegung sind dabei die Beschleunigungssensoren des Aufbaus. Für erweiterte Regelungen können beispielsweise die Messsignale von Lenkwinkelsensor, Bremsdrucksensor, der Raddrehzahlsensoren, der Linearpotentiometer am Federbein oder der Dehnmessstreifen an den Druckstreben berücksichtigt werden.

Der Linearpotentiometer liefert die aktuelle Einfederposition des Federbeines. Über die Federbeinstellung wird die Position des Aufbaus bestimmt. Bleibt dieser Wert bei verschiedenen Fahrmanövern auf einer ebenen Strecke (nahezu) konstant, so bewegt sich der Aufbau relativ zur Fahrbahn nicht. Dies stellt die Zielvorgabe des Systems dar. Da aber eine Strecke nie ganz eben ist, muss jedes einzelne Rad auch ein- und ausfedern können. Die Zielvorgabe einer bestimmten Einfederposition alleine reicht daher nicht. Dafür werden die Beschleunigungssensoren des Aufbaus, Lenkwinkel- und Bremsdrucksensor benötigt. Dadurch kann erkannt werden, ob sich das Fahrzeug zur Seite neigt, oder infolge einer Bremsung vorne eintaucht. Über die Raddrehzahlsensoren wird die Geschwindigkeit des Fahrzeugs bestimmt, wodurch zusätzlich die Abtriebskräfte des Fahrzeugs bestimmt werden können.

Die Regelung des Pneumatikzylinders erfolgt über einen Drucksensor im Proportionalventil. Der Druck (Regelgröße) wird dabei je nach Regelstrategie angepasst, wodurch die Kraft des Zylinders steigt oder abnimmt und der Aufbau bei den unterschiedlichen Fahrmanövern waagrecht bleibt. Wie der Druck angepasst wird, bestimmt der PID-Regler. Welcher Sollwert dabei eingestellt wird, gibt das Steuergerät vor, an dem alle Sensorkanäle zusammenlaufen und durch vorprogrammierte Abläufe die Ausgangssignale generiert werden. Durch ein solches Programm wird auch der Sollwert für das Proportionalventil ausgegeben.



## 6 Modell

Für die Modellbildung des aktiven Systems wird jedes Rad einzeln betrachtet. Dieses System lässt sich durch ein Viertelfahrzeug-Modell darstellen:

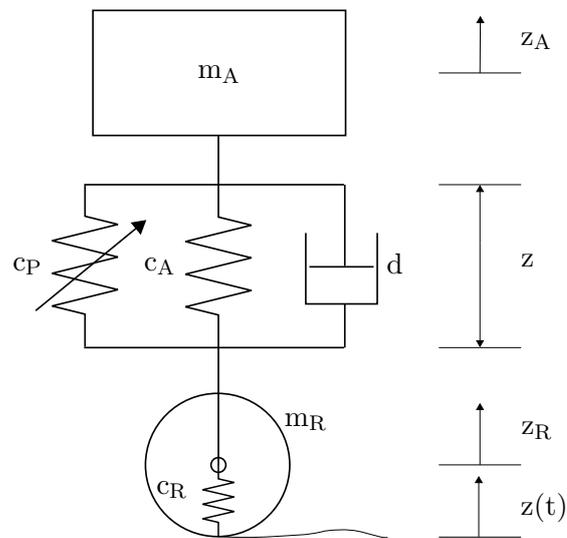


Abbildung 6.1: passives Fahrwerk mit aktiver Gasfeder

Zusätzlich zum passiven System wird hier eine Gasfeder mit der veränderlichen Steifigkeit  $c_P$  angebracht. Weiters wird die Reifensteifigkeit  $c_R$  berücksichtigt, die Reifendämpfung wird nicht miteinbezogen. Die Reifensteifigkeit wird als konstant angenommen. Für tiefer gehende Betrachtungen oder bei einer Erweiterung des Modells werden spezifische Reifenmodelle benötigt. Für dieses Modell wird zuerst die Auswirkung der Gasfeder betrachtet. Als nächstes wird auf die Auslegung des PID-Reglers für das aktive System eingegangen. Abschließend wird die Stellstrategie des Reglers beschrieben. Mit dieser Grundausslegung ist der Test am Fahrzeug möglich und die Abstimmung auf die realen Begebenheiten können durchgeführt werden.

## 6.1 Auswirkung der Gasfeder

Auf die Vertikaldynamik hat die Gasfeder bei dieser Ausführung keinen Effekt. Da der Pneumatikzylinder nur bei Quer- und Längsbewegungen mit Gas gefüllt wird um die dadurch resultierenden Aufbaubewegungen zu begrenzen, bleibt der Zylinder bei reiner Vertikalbewegung drucklos. Hier wirken nur die passiven Komponenten. Für die Berechnung wird die Bewegungsgleichung mit den Parametern aus Abbildung 6.1 aufgestellt. Diese werden für die gefederten und die ungefederten Massen getrennt aufgestellt:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = c_A(z_R - z_A) + d(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \quad (6.1)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = c_R(z(t) - z_R) - c_A(z_R - z_A) - d(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \quad (6.2)$$

Gleichung 6.1 beschreibt die Bewegungsgleichung der gefederten Massen, Gleichung 6.2 beschreibt die Bewegungsgleichung der ungefederten Massen. Für den Fahrkomfort werden die gefederten Massen betrachtet. Für die Fahrsicherheit bzw. die Fahrdynamik werden über die ungefederten Massen die dynamischen Radlastschwankungen betrachtet. Für die Modellbildung werden die Gleichungen auf die jeweiligen Beschleunigungen umgeformt:

$$\ddot{z}_A = \frac{1}{m_A} [c_A(z_R - z_A) + d(\dot{z}_R - \dot{z}_A)] \quad (6.3)$$

$$\ddot{z}_R = \frac{1}{m_R} [c_R(z(t) - z_R) - c_A(z_R - z_A) - d(\dot{z}_R - \dot{z}_A)] \quad (6.4)$$

Mit diesen Gleichungen lässt sich das Modell aufstellen. Dazu wird als erstes die Systemantwort auf eine Sprungfunktion betrachtet (Abbildung 6.2). Als Parameter dieser Gleichungen dienen die Werte des TANKIA. Ausgewertet werden die Bewegungen des Aufbaus und des Rades. Als Fahrbahnanregung wird ein Sprung von 20mm gewählt. Diese Bewegungen klingen nach einer kurzen Schwingungsphase durch die Dämpfung ab. Zum Vergleich wird die Antwort der Aufhängung mit der pneumatischen Feder betrachtet (Abbildung 6.3). Dazu wird statt der linearen Federkonstante  $c_A$  die progressive Federrate eingesetzt. Diese wurde schon in Abschnitt 4.2.1 bestimmt. Der Vergleich der beiden Antworten zeigt dasselbe Verhalten, lediglich geringe Abweichungen treten auf.

Werden diese beiden Federkennlinien parallel geschaltet, ergibt sich ein deutlich abweichendes Verhalten (Abbildung 6.4). Wie bereits beschrieben, werden dazu die Federraten addiert. Dieser Fall tritt auch bei dem aktiven System auf, wenn in den Zylinder infolge von Radlastverlagerungen Gas gepumpt wird. Hier wird der Fall dargestellt, dass die dynamische Radlast des Viertelfahrzeugmodells um die statische Radlast steigt. Dadurch verhärtet sich die Aufbaufeder deutlich. Die Bewegungen der ungefederten und gefederten Massen nehmen stark zu. Weiters klingt die Bewegung nur sehr langsam ab.

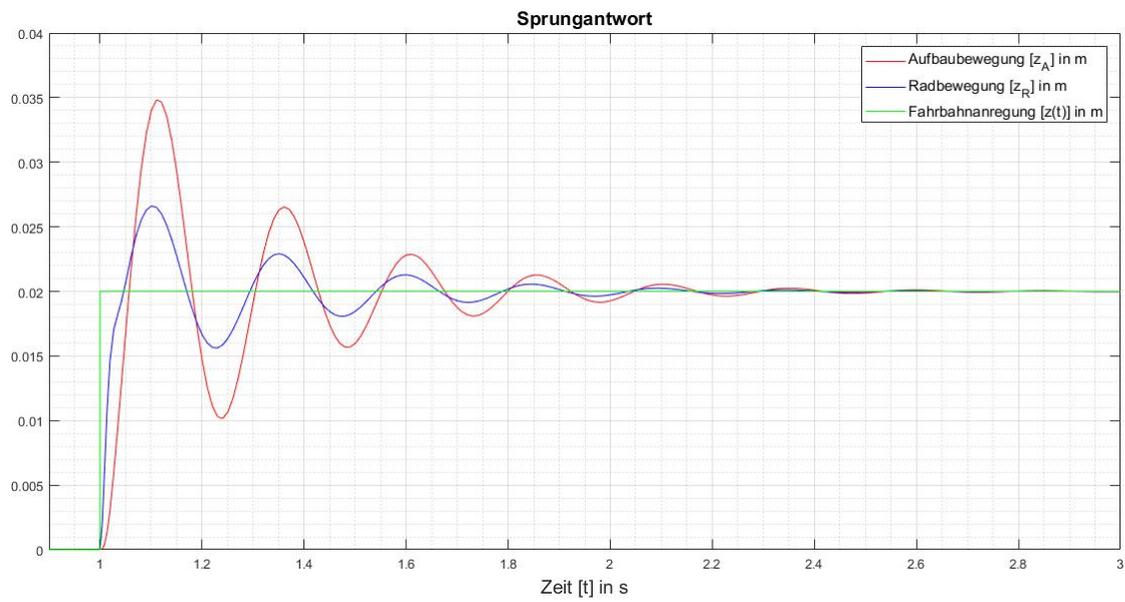


Abbildung 6.2: Sprungantwort des Fahrwerks

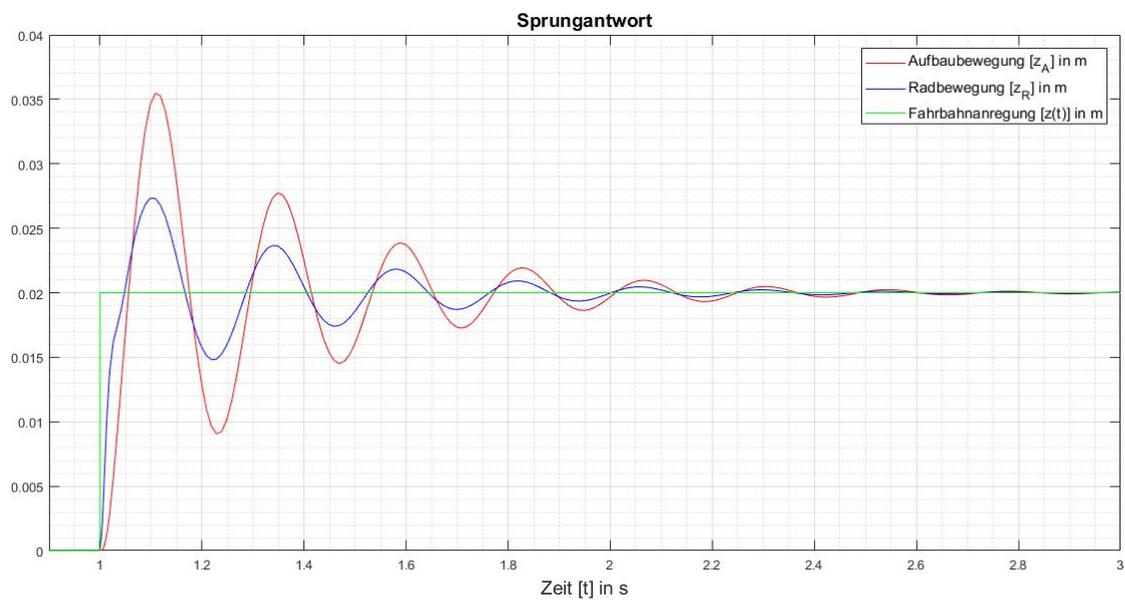


Abbildung 6.3: Sprungantwort der pneumatischen Aufhängung

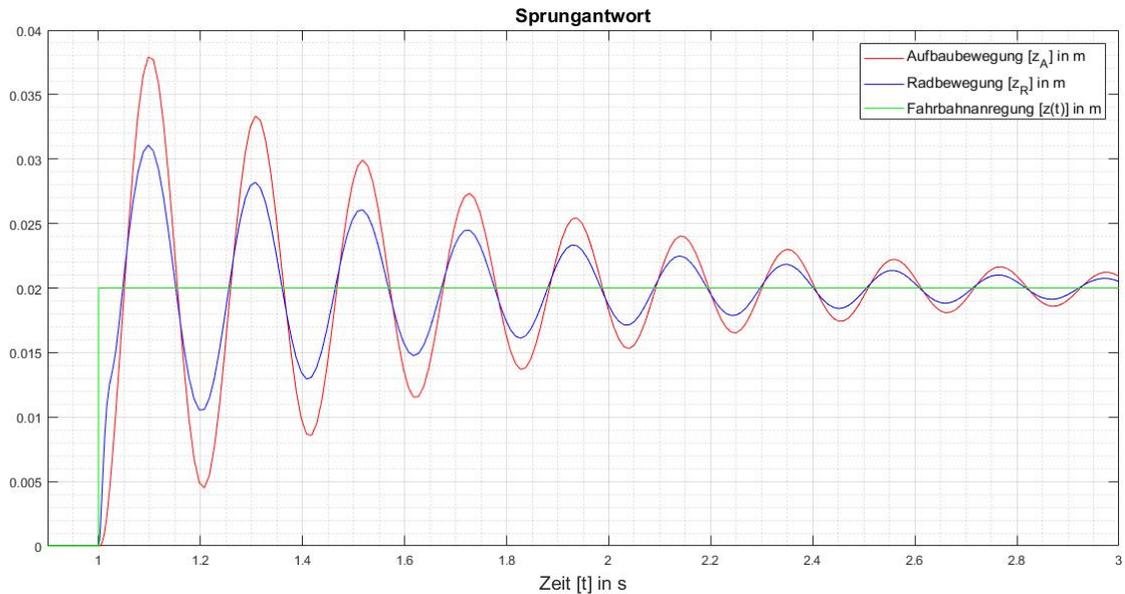


Abbildung 6.4: Sprungantwort der aktiven Aufhängung bei erhöhter Radlast

Als nächstes wird die dynamische Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnregung betrachtet. Diese sollte aus fahrdynamischen Gründen möglichst niedrig gehalten werden. Berechnet wird diese über die Reifensteifigkeit und der Differenz der Bewegungen von Fahrbahn zu Radhub:

$$F_{Z_{\text{dyn}}} = c_R(z(t) - z_R) \quad (6.5)$$

Anfangs wird wieder die rein passive Aufhängung betrachtet. Dieses Verhalten zeigt auch das aktive System ohne Gasdruck. Dabei wird untersucht, bei welcher Anregungsfrequenz die Radlastschwankung am höchsten ist. Das Maximum tritt bei diesem Modell und diesen Parametern bei vier Hertz auf. Danach sinkt die Radlastschwankung und steigt dann bei höheren Frequenzen wieder an. Allerdings wird das Maximum nicht mehr erreicht. Das eingeschwingene Verhalten des Modells bei vier Hertz wird in Abbildung 6.5 dargestellt.

Bei dieser Anregung kommt es zu einem deutlichen Aufschwingen des Aufbaus. Die Amplitude der Anregung beträgt 10mm, der Aufbau schwingt mit über 40mm phasenverschoben mit. Auch die ungefederten Massen besitzen eine deutlich höhere Amplitude als die Anregung. Diese schwingen phasenverschoben mit über der doppelten Amplitude mit. Durch dieses Verhalten steigen die dynamischen Radlastverlagerungen an (Abbildung 6.6). Natürlich würde bei diesen Radlastschwankungen das Rad von der Fahrbahn abheben. Dies wird bei diesem Modell allerdings nicht berücksichtigt. Um dies hier zu vermeiden, muss lediglich die Anregungsamplitude gesenkt werden. Das qualitative Verhalten der Antwort ändert sich dadurch nicht, wodurch weiterhin mit diesen Parametern

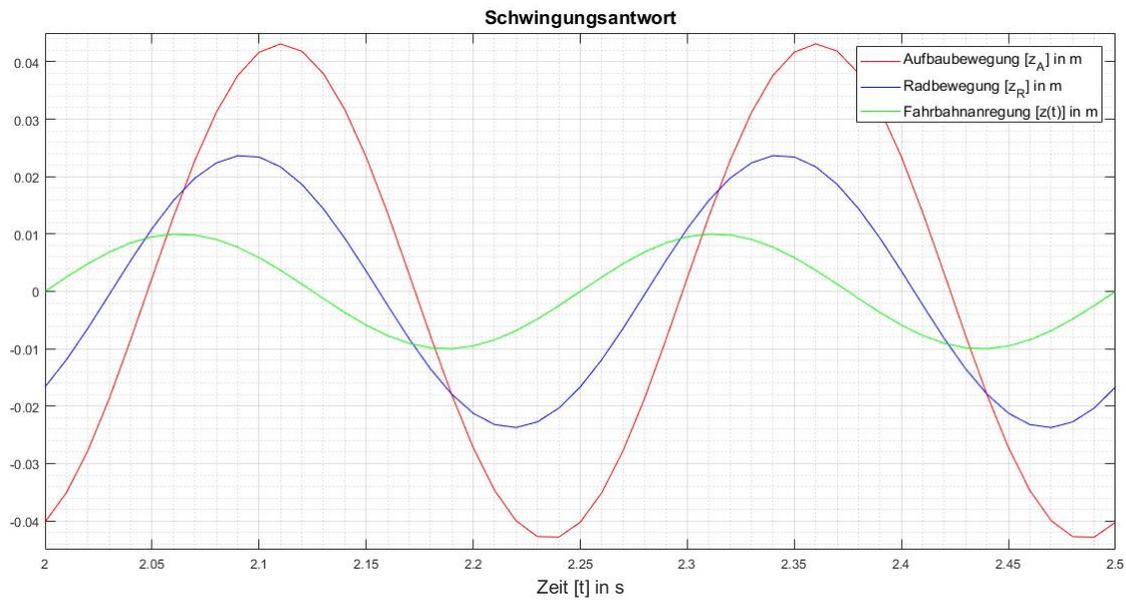


Abbildung 6.5: Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort

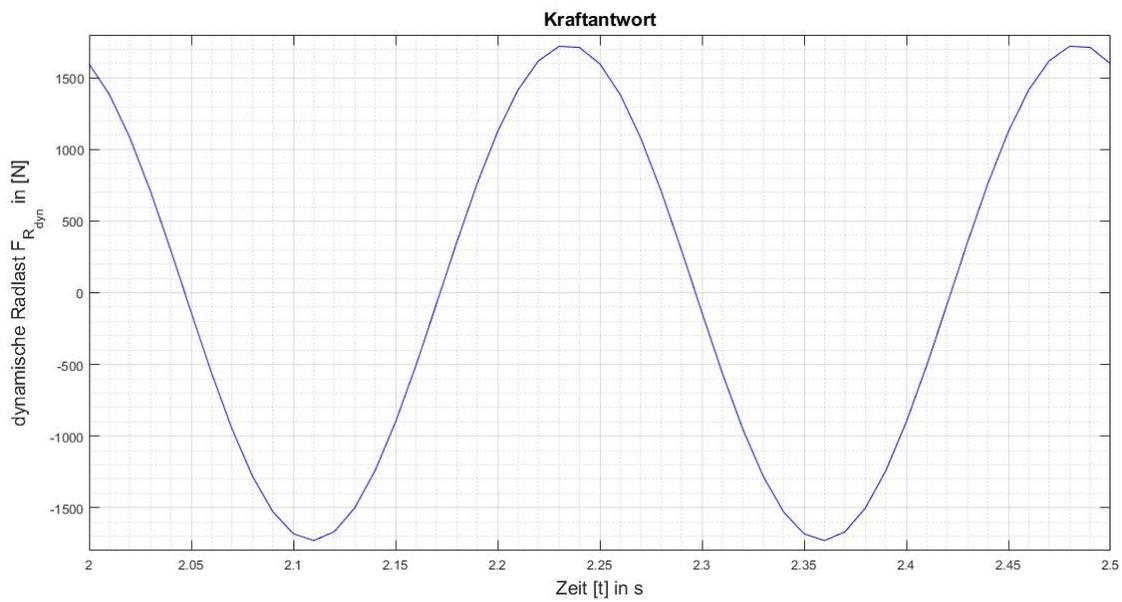


Abbildung 6.6: Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnanregung

gerechnet wird.

Bei hohen Frequenzen ergibt sich außerdem ein anderes Verhalten der Schwingungsamplituden. Dafür wird eine Anregungsfrequenz von 20 Hertz gewählt. Die Amplitude bleibt dieselbe:

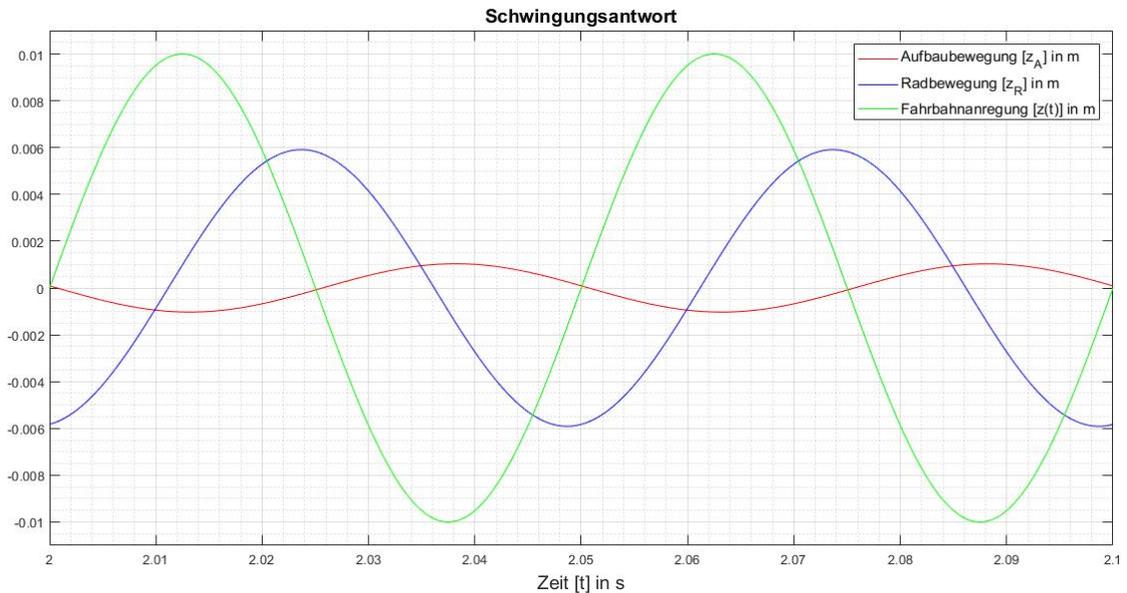


Abbildung 6.7: Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort bei 20 Hertz

Dabei zeigt sich, dass der Aufbau nahezu gar nicht mitschwingt. Die Amplitude der Radbewegung ist kleiner als die der Fahrbahnanregung. Allerdings ergibt sich durch die Phasenverschiebung immer noch eine Radlastschwankung, die fast so hoch ist wie die der niedrigfrequenten Anregung.

Die verwendete Aufhängung wird wieder mit der pneumatischen Aufhängung verglichen. Die maximale dynamische Radlastschwankung tritt wieder bei vier Hertz auf. Dabei sind die Amplituden der ungefederten und der gefederten Massen größer (siehe Abbildung 6.8). Daher ist auch das Maximum der Radlastverlagerung größer, als bei der konventionellen Aufhängung (Abbildung 6.9).

Bei höheren Frequenzen zeigt sich wieder ein ähnliches Verhalten der beiden Aufhängungen, allerdings ist die Kraftamplitude geringfügig niedriger. Abbildung 6.10 zeigt die Schwingungsantworten. Die Abweichungen zur konventionellen Aufhängung sind minimal.

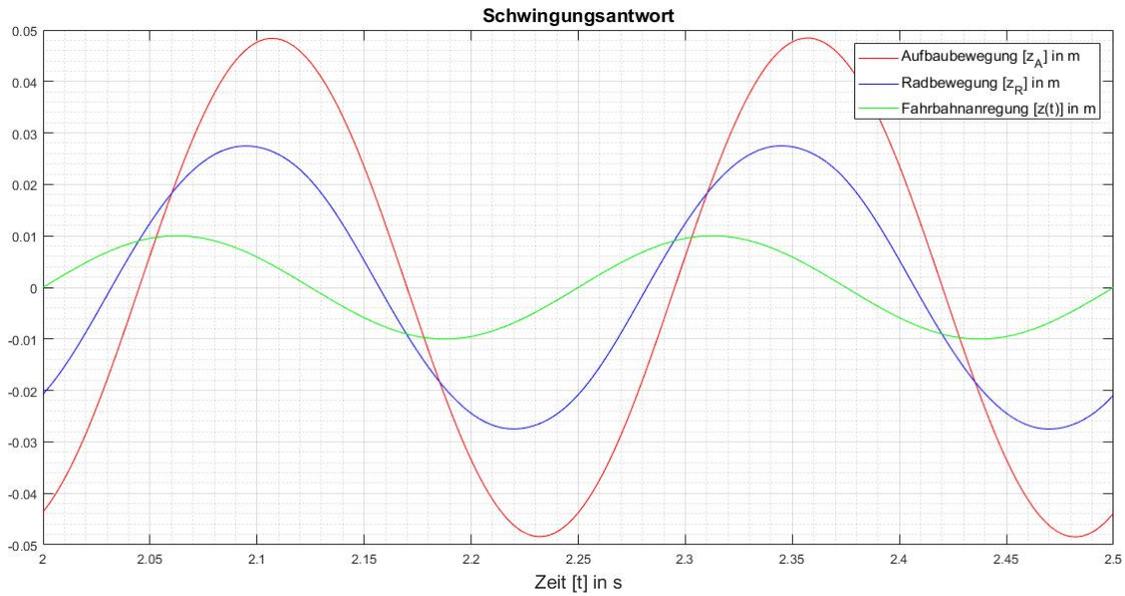


Abbildung 6.8: Ausschnitt der Schwingungsantwort der pneumatischen Aufhängung

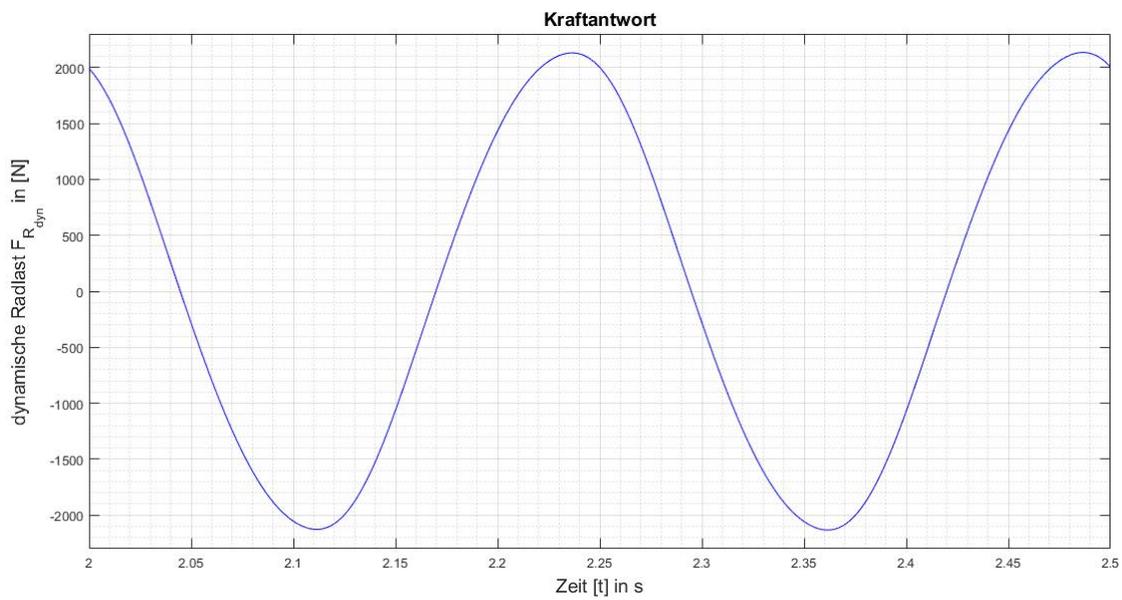


Abbildung 6.9: Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnregung der pneumatischen Aufhängung

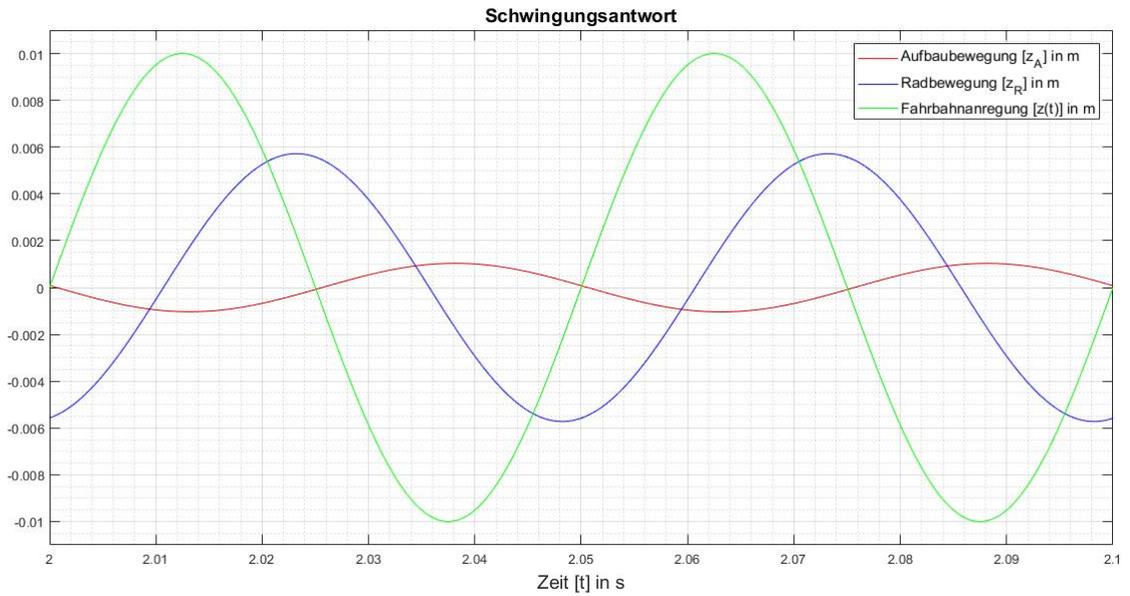


Abbildung 6.10: Ausschnitt der eingeschwingenen Antwort des pneumatischen Fahrwerks bei 20 Hertz

Werden die beiden Federsteifigkeiten addiert, zeigen sich wieder deutliche Abweichungen der Bewegungsamplituden:

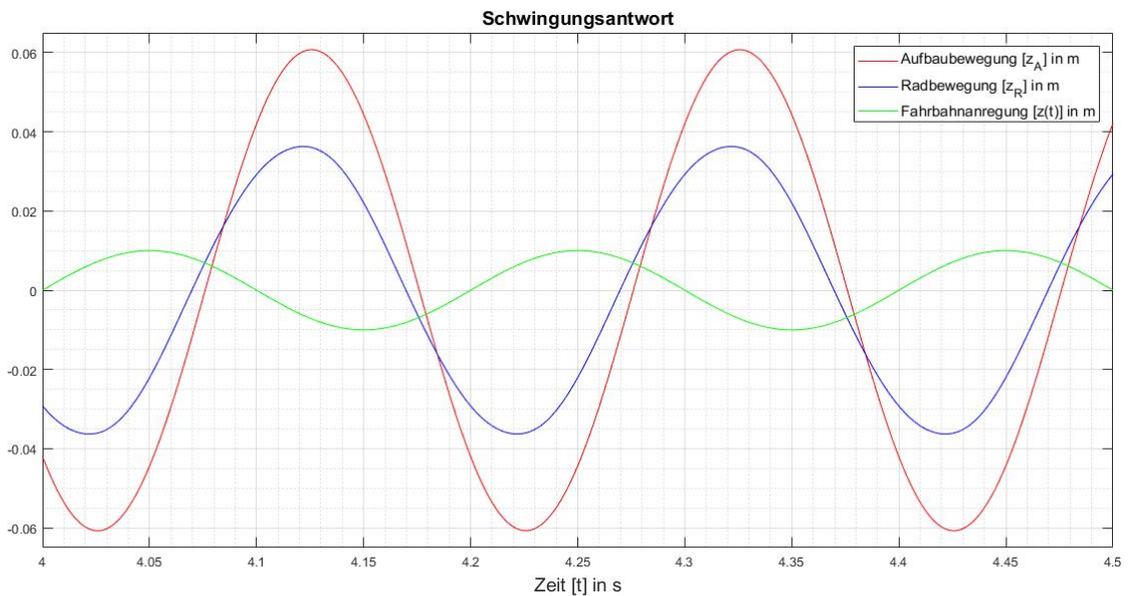


Abbildung 6.11: Ausschnitt der Schwingungsantwort des Fahrwerks mit kombinierter Federsteifigkeit

Weiters dauert der Einschwingvorgang wieder deutlich länger als bei den beiden Varianten mit einzelnen Federn. Neben der Erhöhung der Bewegungsamplituden wird vor allem die Phasenverschiebung größer, wodurch die Kraftamplitude der Radlastschwankung bei dieser Frequenz sehr groß wird:

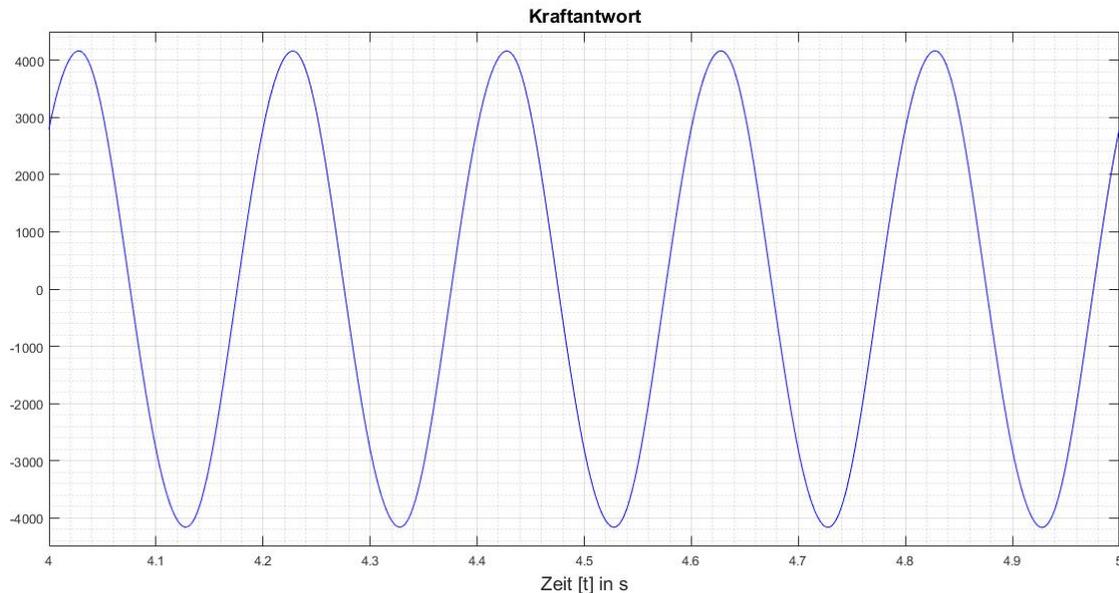


Abbildung 6.12: Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnanregung mit kombinierter Federsteifigkeit

Bei hohen Frequenzen werden die Radlastschwankung etwas kleiner. Dies wird durch die Schwingungsantwort bei 20 Hertz verdeutlicht (Abbildung 6.13). Dabei zeigt dieser Fall eine geringere Schwingung der ungedehnten Massen.

Diese Ergebnisse dieses simplen Modells decken sich recht gut mit den Ergebnissen aus realen Versuchen anderer Fahrzeuge. Die größte beobachtete Radlastschwankung tritt bei der Resonanzspitze des Aufbaus auf. Danach sinkt diese Amplitude wieder ab, bis sie zur Resonanzspitze der ungedehnten Massen wieder steigt. Weiters zeigt sich, dass bei größerer Federsteifigkeit zwar die Amplitude der Radlastschwankung bei höheren Frequenzen niedriger ist, bei niedrigen Frequenzen allerdings sehr groß wird. Abbildung 6.14 zeigt ein Diagramm der Vergrößerungsfunktion der Radlastschwankung eines realen Fahrwerks. Die Resonanzspitze des Aufbaus tritt dabei bei einer niedrigeren Frequenz auf, als beim hier verwendeten Modell. Daher sollte in der Grundausslegung eine niedrige Federsteifigkeit gewählt werden, um bei niedrigen Frequenzen ein großes Aufschwingen zu vermeiden.

Für diese betrachteten Fälle lassen sich die unterschiedlichen Federwege  $z$  der Aufbau- und Radfedern bestimmen. Dazu wird die Differenz der Aufbau- und Radhubbewegung

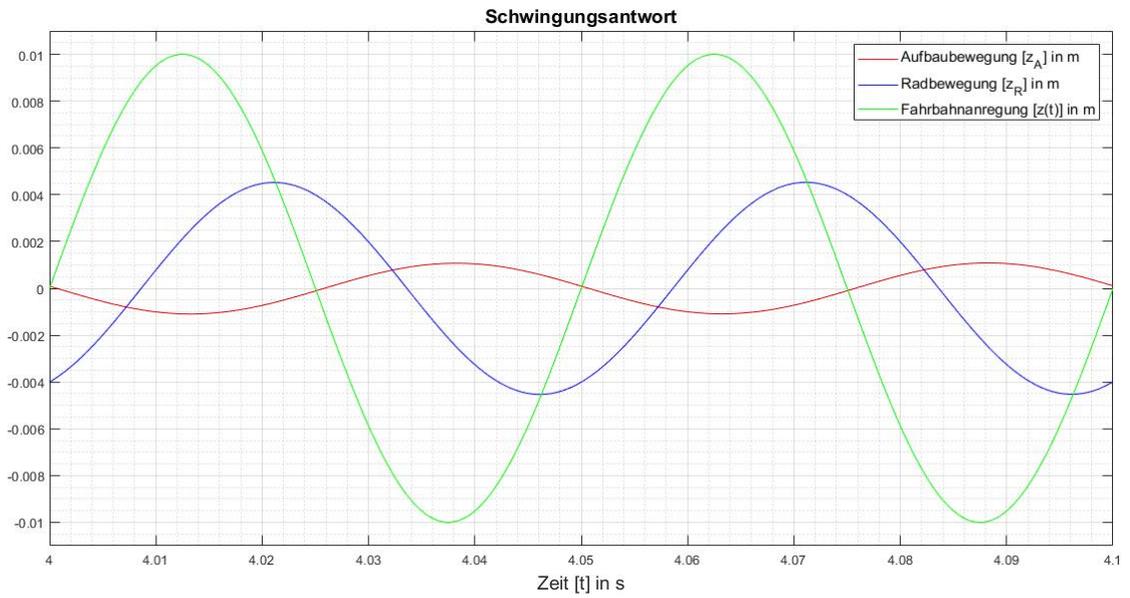


Abbildung 6.13: Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort der kombinierten Variante bei 20 Hertz

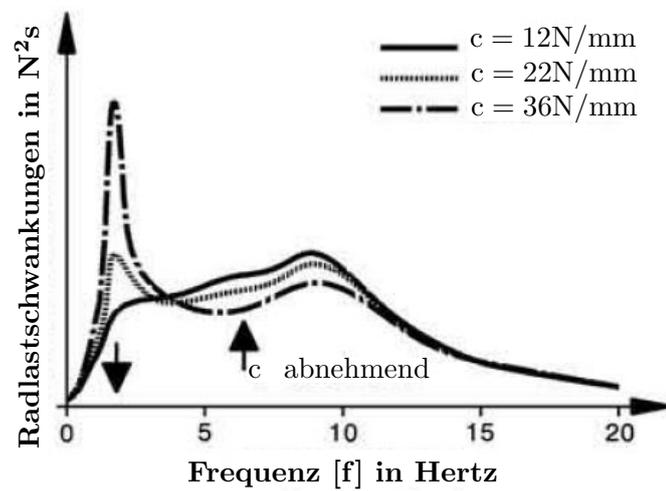


Abbildung 6.14: Abhängigkeit der Radlastschwankungen von der Federsteifigkeit [6]

wegung ausgewertet. Tabelle 6.1 zeigt diesen Vergleich. Dabei weist die pneumatische Federung einen etwas geringeren Federweg auf, als die konventionelle Federung. Weitaus geringere Federwege weist die kombinierte Ausführung auf, bei der zusätzlich eine statische Radlast auf den Pneumatikzylinder wirkt. Dies ist auf die härtere Federung zurück zu führen. Dadurch werden allerdings die Radlastschwankungen und die Aufbaubewegungen größer.

Variante	harmonische Anregung	max. Amplitude Federweg
konventionell	4 Hertz	23,11mm
pneumatisch	4 Hertz	21,15mm
kombiniert	4 Hertz	8,25mm
Variante	harmonische Anregung	max. Amplitude Federweg
konventionell	20 Hertz	6,25mm
pneumatisch	20 Hertz	6,11mm
kombiniert	20 Hertz	5,2mm
Variante	Sprunggröße	max. Amplitude Federweg
konventionell	20mm	11,73mm
pneumatisch	20mm	11,16mm
kombiniert	20mm	8,69mm

Tabelle 6.1: Vergleich der Federwege

Der Vergleich der Systemantworten zeigt bei diesem Modell und den Parametern der Aufhängung des TANKIA keine merklichen Abweichungen zwischen einer konventionellen Aufhängung und einer pneumatischen Aufhängung. Die Radlastschwankungen hängen primär von anderen Parametern ab, wodurch eine progressive Federkennlinie hier keine positiven Effekte bewirkt. Bei der verhärteten Federung zeigen sich deutlich negative Effekte. Daher sollte eine Federung generell so weich wie möglich ausgeführt werden. Begrenzt wird dies durch die zur Verfügung stehenden Federwege und die Aufbaubewegung. Die Federkonstante der Schraubenfeder wird dabei durch einen Austausch der Feder verändert, bei der pneumatischen Feder wird die Federrate durch die Länge der Luftsäule verändert. Wie weich die Feder ausgeführt werden kann, hängt von der Regelbarkeit des Systems ab. Die Kombination dieser beiden Bauteile wird im Zusammenspiel mit dem Dämpfer am realen Fahrzeug bestimmt. [8]



## 6.2 Der PID-Regler

Um einen Regler auszulegen, muss das Verhalten der Regelstrecke (kurz "Strecke"), also des Pneumatikzylinders bekannt sein. Dieses wird mathematisch durch die Übertragungsfunktion der Regelstrecke definiert. Dazu wird beim realen System ein Einheitssprung (Sprung auf "1") auf die Strecke aufgebracht. Bei einem Pneumatikzylinder bedeutet dies eine Druckerhöhung im Zylinder. [29]

### 6.2.1 Arten von Regelstrecken

Jede Strecke hat dabei ihr charakteristisches Übertragungsverhalten, welches durch die jeweilige Übertragungsfunktion definiert wird. Die wichtigsten Arten werden im Folgenden beschrieben:

- Proportionalglied (P-Glied)

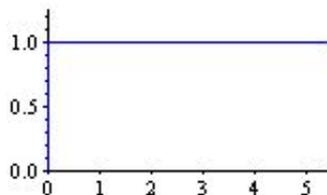


Abbildung 6.15: Sprungantwort des P-Gliedes [29]

Dies ist die einfachste Art einer Regelstrecke. Dabei reagiert die Strecke ohne Verzögerung und Abweichung auf den Einheitssprung. Durch den Einsatz einer Laplace-Transformation lassen sich die Modelle der Regelungstechnik einfacher beschreiben. Daher wird auch die Übertragungsfunktion nicht im Zeitbereich ( $G(t)$ ) angegeben, sondern im Laplace-Bereich ( $G(s)$ ) unter Verwendung der komplexen Variable  $s$ . Die Übertragungsfunktion  $G(s)$  wird beim P-Glied durch eine Konstante  $K$  beschrieben. Beispiele dafür sind Hebel oder Getriebe, bei denen das Zeitverhalten vernachlässigt werden kann. [28] [29]

- Integrator (I-Glied)

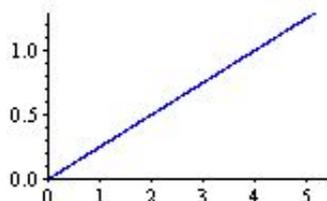


Abbildung 6.16: Sprungantwort des I-Gliedes [29]

Die Übertragungsfunktion dieser Strecke berechnet sich wie folgt:

$$G(s) = \frac{1}{T_i s} = \frac{K}{s} \quad (6.6)$$

Die Integrierzeitkonstante  $T_i$  beschreibt die Zeit, welche die Strecke braucht, bis der Wert "1" erreicht ist. Beispiele für I-Glieder sind Flüssigkeitsbehälter oder Werkzeugvorschübe. Diese müssen begrenzt werden, da ansonsten die Regelgröße gegen Unendlich strebt. [28] [29]

- Verzögerungsglied 0. Ordnung (Totzeitglied)

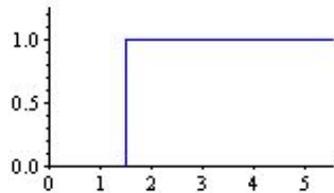


Abbildung 6.17: Sprungantwort des Totzeitgliedes [29]

Folgende Übertragungsfunktion charakterisiert das Totzeitglied:

$$G(s) = e^{-T_t s} \quad (6.7)$$

Die Totzeit  $T_t$  beschreibt die Zeit, welche bis zum Sprung in der Antwort benötigt wird. Dieses Verhalten ergibt sich durch Verzögerungen in der Strecke. Dies tritt zum Beispiel bei Förderbändern oder Signalverzögerungen auf. Je länger die Totzeit einer Regelstrecke dauert, desto schwieriger gestaltet sich die Regelung. [29]

- Verzögerungsglied 1. Ordnung (PT1-Glied)

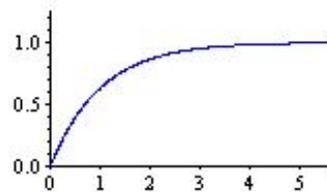


Abbildung 6.18: Sprungantwort des PT1-Gliedes [29]

Die Übertragungsfunktion für dieses Glied lautet

$$G(s) = \frac{K}{1 + T_1 s}. \quad (6.8)$$

Die Zeitkonstante  $T_1$  ergibt sich durch den Schnittpunkt der Gerade der Anfangssteigung mit der Horizontalen der Kurve für  $t \rightarrow \infty$ . Das PT1-Glied kommt in der Praxis sehr häufig vor. Dieses beschreibt ein P-Glied mit nicht vernachlässigbarem Zeitverhalten. Ein praktisches Beispiel eines solchen Verhaltens tritt bei der Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors auf. Dabei wird die Spannung verändert und mit einer Zeitverzögerung die Drehzahl angepasst. [28] [29]

- Verzögerungsglied 2. Ordnung (PT2-Glied)

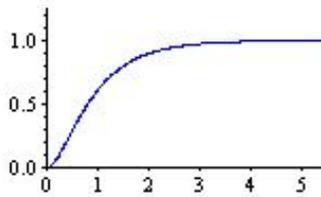


Abbildung 6.19: Sprungantwort des PT2-Gliedes [29]

Diese Übertragungsfunktion dieser Strecke berechnet sich wie folgt:

$$G(s) = \frac{K}{1 + \frac{2D}{\omega_0}s + \frac{1}{\omega_0^2}s^2} \quad (6.9)$$

Beim PT2-Glied wird zwischen schwingungsfähigem und nicht schwingungsfähigem System unterschieden. Abbildung 6.19 zeigt das Übertragungsverhalten eines nicht schwingungsfähigen Systems. Dieser Fall tritt für  $D \geq 1$  ein. Dadurch besitzt das System das gleiche Übertragungsverhalten wie zwei in Serie geschaltene PT1-Glieder. Ein Beispiel dazu stellt die oben erwähnte Drehzahlregelung der Gleichstrommaschine dar, bei der die Induktivität berücksichtigt wird. Ein Dämpfungswert von eins stellt den Grenzfall dar. Für  $0 < D < 1$  ergibt sich ein schwingungsfähiges System, wobei die Schwingung nach einer bestimmten Zeit abklingt (gedämpfte Schwingung). Besitzt die Dämpfung den Wert null, ergibt sich eine ungedämpfte, harmonische Schwingung. Wird die Dämpfung negativ, so verstärkt dies die Schwingung, wodurch das System instabiles Verhalten aufweist. [28] [29]

## 6.2.2 Arten von Reglern

Der Regler hat die Aufgabe, die Stellgröße  $y$  zu generieren, welche auf die Strecke wirkt, um den Ist- an den Sollwert des Systems anzugleichen. Daher wird der Regler durch das Verhalten der Strecke bestimmt. Als Regler wird meist ein PID-Regler verwendet. Dieser besteht aus einem Proportional-Anteil, einem Integral-Anteil und einem Differenzial-Anteil. Diese Teile können auch in anderen Kombinationen miteinander verknüpft und/oder alleine ausgeführt werden:

- Proportional-Regler (P-Regler) Ein P-Regler sorgt lediglich für eine Verstärkung der Regeldifferenz  $e$  um den Faktor  $V_R$ . Das Ergebnis wird direkt und ohne Zeitverzögerung weitergeleitet:

$$y(t) = V_R \cdot e(t) \quad (6.10)$$

Die Sprungantwort des P-Reglers ist dieselbe wie die des P-Gliedes. Allerdings kann die Regeldifferenz nicht komplett ausgeglichen werden. [28] [29]

- Integral-Regler (I-Regler) Um die bleibende Regeldifferenz zu vermeiden, kann ein integraler Anteil eingesetzt werden. Die einfachste Ausführung ist ein reiner

Integral-Regler. Der I-Regler summiert die Regeldifferenzen auf und multipliziert diese mit einem Verstärkungsfaktor:

$$y(t) = V_R \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (6.11)$$

Der I-Regler besitzt die gleiche Sprungantwort wie das I-Glied. Im Vergleich zu anderen Reglern ist der I-Regler recht langsam, kann aber eine Regeldifferenz komplett ausgleichen. [28] [29]

- PI-Regler

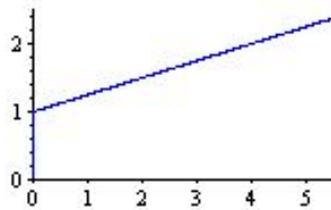


Abbildung 6.20: Sprungantwort des PI-Reglers [29]

Die Reglergleichung setzt sich aus den beiden Gleichungen der Regler zusammen:

$$y(t) = V_{R_P} \cdot e(t) + V_{R_I} \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (6.12)$$

Der PI-Regler besteht aus einem Proportional-Anteil und einem Integral-Anteil. Dadurch werden die Vorteile beider Systeme kombiniert. Dies ist die schnelle Regelgeschwindigkeit des P-Reglers und die exakte Ausregelung der Regeldifferenz des I-Reglers. [28] [29]

- PD-Regler

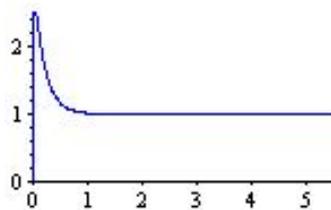


Abbildung 6.21: Sprungantwort des PD-Reglers [29]

Bei diesem Regler wird dem P-Regler ein differentieller Anteil beigefügt. Der D-Anteil dient der Erkennung der Änderungsgeschwindigkeit der Regeldifferenz. Dieser wird mit einem Verstärkungsfaktor multipliziert:

$$y(t) = V_{R_P} \cdot e(t) + V_{R_D} \frac{de(t)}{dt} \quad (6.13)$$

Durch die Erkennung der Änderungsgeschwindigkeit reagiert der Regler quasi im Voraus auf eine Änderung der Regeldifferenz. Durch dieses Verhalten erhöht sich

die Regelgeschwindigkeit, wodurch der Regler schneller reagiert als andere Regler. Nachteilig wirkt sich allerdings ein mögliches Rauschen des Messsignales aus. Dieses Rauschen wird durch den D-Anteil weiter verstärkt. Bei einem PD-Regler fehlt außerdem der I-Anteil, wodurch kein kompletter Ausgleich der Regeldifferenz erfolgen kann. [28] [29]

- PID-Regler

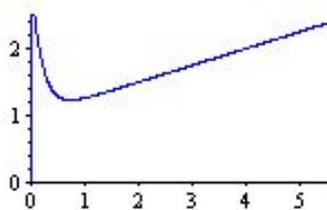


Abbildung 6.22: Sprungantwort des PID-Reglers [29]

Bei diesem Regler werden, wie schon erwähnt, ein P-Anteil, ein I-Anteil und ein D-Anteil verwendet:

$$y(t) = V_{RP} \cdot e(t) + V_{RI} \int_0^t e(\tau) + V_{RD} \frac{de(t)}{dt} \quad (6.14)$$

Durch die Kombination der Anteile werden die beschriebenen positiven Eigenschaften miteinander kombiniert, wodurch dieser als sehr schnell und genau gilt. Daher wird dieser Regler in der Praxis am häufigsten eingesetzt. Folgende Abbildung zeigt einen Vergleich der Antworten der beschriebenen Regler auf einen Einheitssprung. [28] [29]

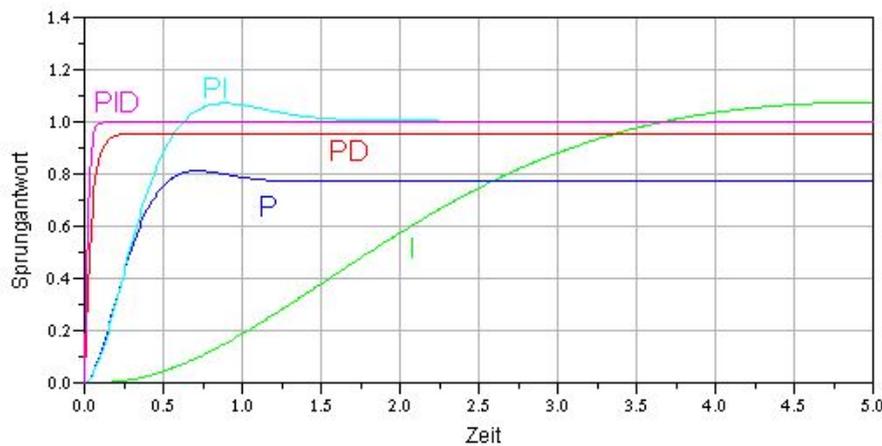


Abbildung 6.23: Reglervergleich [29]

### 6.2.3 Auslegung des PID-Reglers

Ein grundlegendes Ziel des Reglerentwurfs besteht darin, die Stabilität des Systems zu gewährleisten. Weiters soll das System schnell und genau reagieren und gegen Störungen unempfindlich sein. Die Stabilität des Systems ergibt sich durch die Kombination des Reglers mit dem dynamischen Verhalten der Strecke. Bei dieser Strecke handelt es sich im unregulierten Zustand um ein stabiles System. Ein stabiles System zeichnet sich dadurch aus, dass dieses auf eine beschränkte Stellgröße mit einer beschränkten Antwort reagiert. Dies ist bei dieser Strecke gegeben. Ein instabiles System wurde schon in Abschnitt 6.2.1 beschrieben. In diesem Beispiel mit einer negativen Dämpfung antwortet das System bei einer beschränkten Eingangsgröße mit einem unbeschränkten Ausgangssignal. [28]

Das Gesamtsystem kann aber bei einer ungeeigneten Regelung instabil werden. Um die Stabilität der Strecke und die Kombination mit einem Regler zu untersuchen, werden unterschiedliche mathematische Operationen verwendet. Dazu muss zuerst die Strecke mathematisch beschrieben werden. Dadurch werden Übertragungsverhalten und Übertragungsfunktion bestimmt. Die Auslegung des Reglers kann empirisch auch ohne Kenntnis der Übertragungsfunktion der Strecke erfolgen. Lediglich die Übertragungsfunktion des Reglers wird benötigt. [28]

Um die Übertragungsfunktion  $K(s)$  des PID-Reglers zu bestimmen, werden der Proportionalbeiwert  $K_P$ , der Integrierbeiwert  $K_I$  und der Differenzierbeiwert  $K_D$  benötigt. Die Übertragungsfunktion des (idealen) PID-Reglers lautet:

$$K(s) = \left( K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \right) \quad (6.15)$$

Für praktische Anwendungen werden diese Beiwerte durch die Nachstellzeit  $T_N$  und die Vorhaltezeit  $T_V$  ersetzt:

$$T_N = \frac{K_P}{K_I} \quad (6.16)$$

$$T_V = \frac{K_D}{K_P} \quad (6.17)$$

Dadurch ergibt sich folgende Übertragungsfunktion des Reglers:

$$K(s) = K_P \left( 1 + \frac{1}{T_N s} + T_V s \right) \quad (6.18)$$

Durch die Methode von Ziegler und Nichols kann mit dieser Übertragungsfunktion der Regler ausgelegt werden. Daneben gibt es noch weitere Methoden, diese ist allerdings die bekannteste. Diese Methode kann auf alle Regler angewandt werden. Die Voraussetzung dafür besteht in einem bereits existierenden System. Dieses muss stabil sein oder zumindest durch ein instabiles Verhalten nicht beschädigt werden. Dabei wird zwischen zwei

unterschiedlichen Varianten unterschieden. Die erste Variante wird als ‘‘Methode der Stabilitätsgrenze‘‘ bezeichnet. Dabei wird im ersten Schritt ein reiner P-Regler verwendet ( $T_N \rightarrow \infty$  und  $T_V \rightarrow 0$ ). Anschließend wird die Verstärkung so lange erhöhet, bis sich der Regelkreis bei einer Anregung mit einem Sprung in Dauerschwingung verbleibt. Die Verstärkung an diesem Punkt wird als kritischer Verstärkungsfaktor  $K_{\text{krit}}$  bezeichnet, die Periodendauer dieser Schwingung als  $T_{\text{krit}}$ . Mit diesen Werten werden die Regelparameter am PID-Regler nach folgendem Schema eingestellt:

$$K_P = 0,5 \cdot K_{\text{krit}} \quad (6.19) \quad T_N = 0,5 \cdot T_{\text{krit}} \quad (6.20) \quad T_V = 0,12 \cdot T_{\text{krit}} \quad (6.21)$$

Falls es nicht möglich ist, das System bis in den kritischen Bereich zu bringen, kann die zweite Variante angewandt werden (‘‘Methode der Übergangsfunktion‘‘). Dazu wird experimentell die Sprungantwort des Systems bestimmt. Anhand dieser Antwort werden die Regelparameter bestimmt. Dazu werden die stationäre Verstärkung  $K_s$ , die Verzugszeit  $T_u$  und die Ausgleichszeit  $T_g$  benötigt:

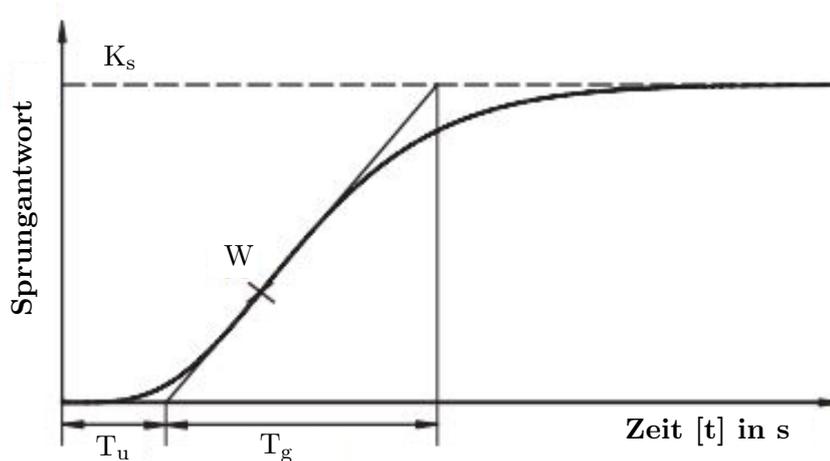


Abbildung 6.24: Sprungantwort der Strecke [29]

Dazu wird eine Tangente in den Wendepunkt der Antwort gelegt, wodurch die Zeiten abgelesen werden können. Die Regelparameter berechnen sich wie folgt:

$$K_P = \frac{1,2}{K_s} \cdot \frac{T_g}{T_u} \quad (6.22) \quad T_N = 2 \cdot T_u \quad (6.23) \quad T_V = 0,5 \cdot T_u \quad (6.24)$$

Dadurch lässt sich auch der PID-Regler dieses Systems experimentell auslegen. Die Feinabstimmung erfolgt im Renneinsatz. [28]



### 6.3 Stellstrategie für den Regler

In Abschnitt 6.2 wurde beschrieben, wie der Druck im Pneumatikzylinder angepasst werden kann. In diesem Abschnitt wird der Druck, welcher im Zylinder herrschen soll, definiert. Dabei wird der Sollwert  $c$  aus Abbildung 6.23 vorgegeben. Dazu wird anfänglich eine sehr einfache Methode entwickelt. Der Sollwert wird dazu über die Längs- und Querbeschleunigung des Fahrzeugs bestimmt. Diese Werte werden von den Beschleunigungssensoren des Fahrzeugs geliefert. Weiters werden die Höhe des Schwerpunktes, die Masse und die Abmaße des Fahrzeugs benötigt. Folgende Abbildung zeigt diese Situation für den Bremsfall:

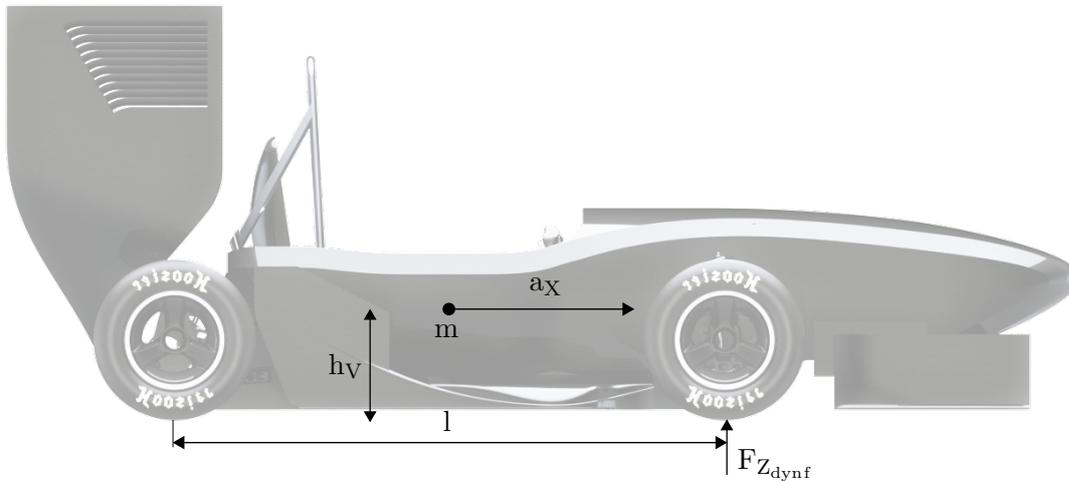


Abbildung 6.25: Bremsverzögerung

Somit kann die Kraft berechnet werden, welche benötigt wird, damit der Aufbau nicht Nickt oder Wankt. Um jene Kraft zu berechnen, welche infolge eines Bremsvorganges an der Vorderachse wirkt, wird an der Hinterachse das Momentengleichgewicht aufgestellt. Dabei werden nur die dynamischen Kräfte betrachtet, die statische Kraft, welche durch die Gewichtskraft bestimmt wird, wird durch die Schraubenfeder abgestützt.

$$\Sigma M_r = 0 = m \cdot a_X(t) \cdot h_V - F_{Z_{dynf}} \cdot l \quad (6.25)$$

Dabei wird nur der Beschleunigungswert durch die Sensoren bestimmt, die restlichen Parameter müssen zuerst durch Messungen bestimmt werden. Die Kraft  $F_{Z_{dynf}}$  muss bei der konventionellen Aufhängung von den Federn abgestützt werden. Daher bestimmt diese auch die Aktorkraft der aktiven Aufhängung. Hier wird von einem Übersetzungsverhältnis von eins ausgegangen. Um die Kraft eines einzelnen Rades zu berechnen, wird die halbe Achslast herangezogen:

$$F_{Z_{dynf}}(t) = m \cdot \frac{a_X(t) \cdot h_V}{2l} \quad (6.26)$$

In Wirklichkeit bewirkt die Bremsbeschleunigung auch an der Hinterachse eine Ausfederkraft. Diese kann bei dieser Ausführung nicht kompensiert werden, da der Pneumatikzylinder nur entgegen einer Einfederkraft wirkt. Allerdings sind die Kräfte am ausfedernden Rad nicht so wichtig, als die Kräfte am einfedernden Rad, da diese durch die Radlastverlagerungen dominieren.

Diese Kraft an der Vorderachse besteht nur, wenn  $a_X(t)$  größer als null ist, also nach vorne zeigt. Sobald die Beschleunigung in die andere Richtung zeigt, das Fahrzeug also beschleunigt, wirkt an der Vorderachse keine Aktorkraft mehr. Hier wirkt der Aktor an der Hinterachse:

$$F_{Z_{dynr}}(t) = m \cdot \frac{a_X(t) \cdot h_V}{2l} \quad \text{für } a_X(t) < 0 \quad (6.27)$$

Damit lässt sich die Nickbewegung (an der dominierende Achse) ausgleichen.

Für die Wankbewegung wird die Berechnung der Aktorkraft prinzipiell gleich durchgeführt. Die benötigten Parameter werden in Abbildung 6.26 dargestellt. Das Momentengleichgewicht um den inneren Radaufstandspunkt berechnet sich wie folgt:

$$\Sigma M_i = 0 = F_{Z_{dyna}}(t) \cdot b - m \cdot a_Y(t) \cdot h_V \quad (6.28)$$

Dadurch lässt sich die dynamische Kraft im Aufstandspunkt des dominierenden, kurvenäußeren Rades bestimmt:

$$F_{Z_{dyna}}(t) = m \cdot \frac{a_Y(t) \cdot h_V}{2b} \quad (6.29)$$

Das Vorzeichen der Beschleunigung bestimmt, auf welche Seite des Fahrzeugs die Kraft wirkt. Für kombinierte Fahrmanöver werden die Kräfte je nach Beschleunigungsvektor bestimmt und addiert. Der Druck, welcher nun im Zylinder wirken soll, wird über die Kolbenfläche bestimmt:

$$p(t) = \frac{F_{Z_{dynGes}}(t)}{A_K} \quad (6.30)$$

Über diese Methode lässt sich durch das Steuergerät des TANKIA der Sollwert für den Regler vorgeben. Wird das in Abschnitt 3 verwendete Testprogramm betrachtet, kann der gewünschte Druckverlauf des Zylinders bestimmt werden. Dazu werden die aufgezzeichneten Längs- und Querschleunigungen ausgewertet. Abbildung 6.27 zeigt einen Ausschnitt der Druckverläufe. Die blaue Kurve beschreibt den Zylinderdruck infolge einer Längsbeschleunigung, die rote Kurve den gewünschten Druck infolge einer Querschleunigung. Wenn beide Kurven positiv sind, bedeutet die, dass das Fahrzeug gebremst wird und eine Rechtskurve durchfährt. Wird die blaue Kurve negativ, so dreht sich die Beschleunigung um wodurch das Fahrzeug beschleunigt wird. Dadurch müssen die hinteren Pneumatikzylinder ausgefahren werden. Eine negative rote Kurve bedeutet eine Querschleunigung nach rechts, wodurch das Fahrzeug also eine Linkskurve durchfährt. Durch diese Verläufe können die benötigten Drücke der einzelnen Zylinder bestimmt werden.

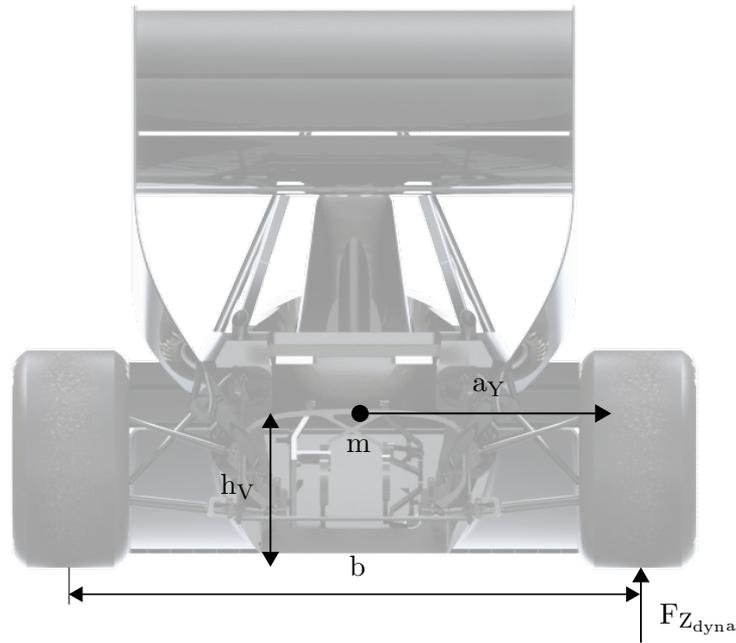


Abbildung 6.26: Kurvenfahrt

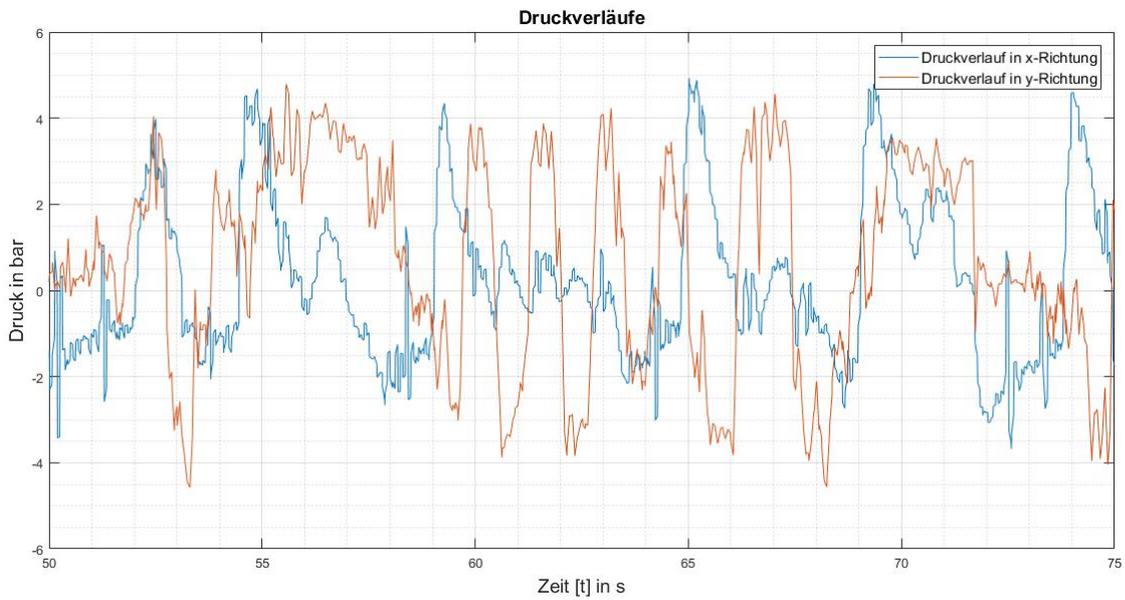


Abbildung 6.27: Ausschnitt der Druckverläufe infolge von Längs- und Querbeschleunigungen

Werden die benötigten Drücke der einzelnen Zylinder durch die betrachteten Längs- und

Querbewegungen ausgewertet, ergibt sich ein maximaler Druck von 8 bar. Dadurch sinkt der benötigte Druck, welcher in Abschnitt 4.2.2 errechnet wurde, da die Federbewegungen durch Fahrbahnunebenheiten nicht mehr in diese Berechnung einfließen. Außerdem sinkt dadurch die benötigte Gasmasse. Diese wird wieder mit der idealen Gasgleichung berechnet, allerdings nur mit den hier berechneten Druckverläufen und nicht über den Federweg. Durch diese Berechnungsmethode sinkt die benötigte Druckgasflaschengröße von 3,4l auf 2,4l.

Dies genügt für einen ersten Test am realen Fahrzeug, wodurch ein Test der mechanischen Komponenten und die Reglerauslegung erfolgen kann. Weiters können die Parameter angepasst werden, sollten die getroffenen Annahmen nicht stimmen. Beispielsweise kann die Schwerachse des Fahrzeugs nicht genau horizontal liegen, wodurch an Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Schwerpunktshöhen eingegeben werden müssen.

Wenn das aktive System stabil funktioniert, kann es beliebig erweitert werden. So können zusätzlich die Abtriebskräfte des Fahrzeugs eingelesen werden, wodurch bei hohen Geschwindigkeiten diesen Kräften entgegengewirkt werden kann. Außerdem kann getestet werden, wie weit niedrigfrequente Aufbauschwingungen durch das aktive System begrenzt werden können. Weiters können für die verschiedenen Disziplinen, wie Skid Pad oder Acceleration unterschiedliche Setups konfiguriert werden.

Ein weiterer Optimierungsschritt kann das Einbeziehen zusätzlicher Sensoren sein. So kann die Aufstandskraft auch über die Kraftmessung an der Druckstrebe bestimmt werden. Um die Daten für die Abstimmung des aktiven Systems zu erhalten, kann ein bestimmtes Testprogramm entwickelt werden, bei dem das aktive System anfangs nicht wirkt, um dann mit den ersten Werten eine Grundausslegung zu bestimmen und diese dann iterativ zu verbessern. Um das System schneller zu gestalten, können Lenkwinkelsensor und Bremsdrucksensor mit einbezogen werden. Da die Beschleunigung zeitversetzt eintritt, kann mit diesen Sensoren ein System entwickelt werden, welches der Bewegung schon vor dem Auftreten der Beschleunigung entgegenwirkt. Diese Entwicklungsschritte müssen iterativ mit Berücksichtigung der Stabilität vorgenommen werden.

Da durch einen Stabilisator das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs (also Über- oder Untersteuern) bestimmt wird, kann dies nun über das aktive Fahrwerk geschehen. Da für ein Rennfahrzeug nicht ein konstantes, neutrales Verhalten das Beste ist, verändert sich das optimale Eigenlenkverhalten im Verlauf einer Kurvenfahrt:

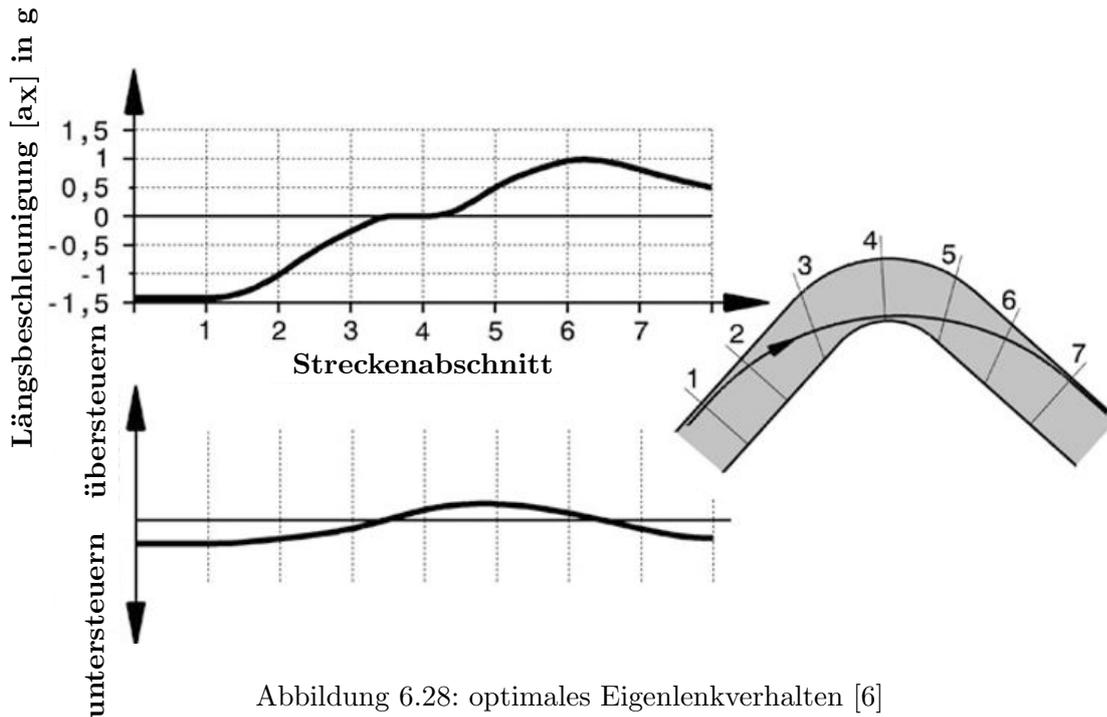


Abbildung 6.28: optimales Eigenlenkverhalten [6]

Um dieses Verhalten zu erreichen, kann die Radaufstandskraft durch das aktive System zwischen Vorder- und Hinterachse kontinuierlich verändert werden, wodurch je nach Vorgabe, eine Achse “geschwächt“ wird um das gewünschte Eigenlenkverhalten zu erreichen. [6]

Das aktive System kann beliebig erweitert werden. Sobald die Mechanik und die Regelung zuverlässig funktionieren, können auf das Steuergerät unterschiedliche Programme geladen werden um diese zu testen und zu validieren. Daher bietet sich hier ein großes Potential, um die Fahrdynamik des TANKIA zu verbessern und zu optimieren.



## 7 Diskussion

Durch das Reglement der Formula Student gibt es für eine aktive Aufhängung wenig Spielraum. Bei Straßenfahrzeugen, speziell bei Hybrid- oder Elektrofahrzeugen, könnte recht einfach eine elektrische Komponente zusätzlich verwendet werden, oder sogar alleine die Funktion des Federbeines übernehmen. Die Umsetzung einer rein elektrischen Komponente stellt allerdings höchste Anforderungen an die elektrischen Komponenten, die Regelung und die Regelgeschwindigkeit. Die betrachtete Ausführung mit einer elektrisch angetriebenen Spindel alleine gestaltet sich daher als sehr schwierig. Möglich scheint nur die Ausführung eines Direktantriebes, wie er von Bose entwickelt wurde. Als Zusatzkomponente kann ein Elektrozyylinder sehr wohl funktionieren.

Ein rein hydraulisches System, wie es in der Formel 1 schon verwendet wurde, macht für Straßenfahrzeuge und ein Formula Student Fahrzeug wenig Sinn. Bei einem Formel 1 Fahrzeug steht die optimale Anströmung der aerodynamischen Bauteile im Vordergrund. Der Komfort kann bei einem Straßenfahrzeug dadurch nicht gewährleistet werden. Als Zusatzkomponente kann ein hydraulischer Aktor wiederum ausgeführt werden. Für ein Formula Student Fahrzeug könnte selbst das rein hydraulische System Vorteile bringen, allerdings kann die benötigte Hydraulikpumpe durch die Spannungsreglementierung nicht betrieben werden.

Für ein Formula Student Fahrzeug kann somit nur ein pneumatischer Aktor betrieben werden, da die Renndauer begrenzt ist und die Energie somit durch Reservoirs mitgeführt werden kann. Die benötigte elektronische Energie für die Ventile ist recht gering. Durch das geringe Gewicht des TANKIA kann das aktive System relativ leicht, kompakt und einfach ausgeführt werden. Auch für Straßenfahrzeuge kann dieses System mit einer Pumpe verwendet werden. Die federnde Wirkung des Gases hat hier sowohl Vor- als auch Nachteile. Wie sich das Fahrwerk im geregelten Zustand verhält, muss daher iterativ getestet werden.

Die Umsetzung einer optimalen Dämpfung und einer Federung mit aktiver Regelung in einem Bauteil ist nur bei einem idealen elektrischen Direktantrieb möglich. Alle anderen Lösungen benötigen für den praktischen Gebrauch einen separaten Dämpfer. Dieser kann allerdings semi-aktiv ausgeführt werden. Durch die Kombination einer aktiven Komponente mit einem semi-aktiven Dämpfer kann die Fahrdynamik noch weiter optimiert werden. Bei dieser Variante könnte möglicherweise mit einer weichen Schraubenfeder, der aktiven Pneumatikfeder und einem semi-aktiven Dämpfer die beste Fahrdynamik für diese Ausführung erreicht werden.



## 8 Zusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeit besteht darin, ein funktionsfähiges, aktives Fahrwerk für das Formula Student Fahrzeug des TU Graz Racing Team zu entwickeln. Dazu wird anfangs auf die Rennserie und dessen Reglement, welches die Basis der Entwicklung bildet, eingegangen. Das aktive Fahrwerk wird dabei für das aktuelle Fahrzeug, den TANKIA 2017, entwickelt. Daher sollen praktische Testfahrten und die Validierung des Systems sofort möglich sein.

Anschließend werden die wichtigsten Begriffe und Komponenten des Fahrwerks erklärt, um die Vorteile und die Zielsetzung des aktiven Fahrwerks zu definieren. Dazu wird vom Fahrwerk des diesjährigen Fahrzeugs ausgegangen. Das aktive System zeigt in der Auslegung der Geometrie und der Kinematik bereits einige Vorteile. Dazu zählt die beliebig tiefe Positionierung des Rollzentrums, ohne dabei das Rollen des Aufbaus zu erhöhen, da das aktive System dieser Bewegung entgegenwirkt. Weiters wird kein Brems- oder Beschleunigungsnickausgleich benötigt, da auch diese Bewegungen durch das aktive System ausgeglichen werden. Als nächstes werden die Komponenten des 2017er Modells beschrieben. Besonders hier zeigt das aktive System seine Vorteile. Da normalerweise ein Stabilisator benötigt wird, um die Wankbewegungen des Fahrzeugs zu begrenzen, kann beim aktiven Fahrwerk darauf verzichtet werden. Die Steuertendenzen, welche durch den Stabilisator beeinflusst werden, können durch das aktive System kontinuierlich beeinflusst werden. Weiters wird besonders auf das konventionelle Federbein eingegangen. Durch ein aktives System können die Funktionen des Federbeines weitaus besser umgesetzt werden.

Im nächsten Abschnitt wird der Unterschied eines aktiven Fahrwerks gegenüber anderen Fahrwerksarten beschrieben. Besonders semi-aktive Dämpfer zeigen hier Vorteile in der Fahrdynamik, da die Dämpfung kontinuierlich auf die Anforderungen abgestimmt wird, wodurch die Radlastschwankungen vermindert werden. Im Anschluss werden die bestehenden aktiven Fahrwerkssysteme beschrieben. Dabei wird ersichtlich, dass es für Straßenfahrzeuge noch wenige serienreife Systeme gibt. Bei Rennfahrzeugen würde ein aktives System durchaus Vorteile bringen. Diese sind allerdings nahezu in allen Reglements verboten. Die Formula Student erlaubt allerdings ein solches System. Bisher wurden jedoch noch keine rein aktiven Systeme eingesetzt.

Um ein solches Fahrwerk zu entwickeln, werden die Daten des passiven Systems benötigt und ausgewertet. Diese dienen als Grundlage für die Auswahl der Komponenten für die unterschiedlichen Ausführungen. Dabei werden die Kennwerte der Federn und Dämpfer

aus einer Testfahrt des letztjährigen Fahrzeugs ermittelt.

Mit diesen Werten werden die unterschiedlichen Konzeptlösungen entwickelt. Dabei stellt sich ein Fahrwerk, welches aus Feder, Dämpfer und aktiver Pneumatikfeder mit Proportional-Druckregelventil besteht, als beste Lösung für dieses Fahrzeug heraus. Die Dämpfung wird bei diesem System nicht verändert. Dieses Fahrwerk wird mit Hilfe eines Viertelfahrzeug-Modells untersucht. Dadurch, dass die Gasfeder die Federsteifigkeit beim Eingriff des aktiven Systems erhöht, stellt sich heraus, dass eine weiche Federwirkung für die Fahrdynamik Vorteile mit sich bringt. Wie weit diese Entwicklung gehen kann, muss am realen Fahrzeug getestet werden.

Für ein aktives Fahrwerk wird eine Regelung benötigt, welche den Druck im Zylinder regelt. Die Reglerauslegung muss am realen Fahrzeug bestimmt werden. Als Auslegungsmethode wird eine der beschriebenen Methoden verwendet. Weiters wird eine einfache Methode beschrieben, um die Regelung auszulegen und die Standfestigkeit des Systems zu überprüfen. Diese Methode kann beliebig erweitert werden, wodurch die Fahrdynamik stetig verbessert werden kann. Die Auslegung am realen Fahrzeug muss iterativ erfolgen. Dabei kann die Schraubenfeder getauscht werden, die Luftsäule des Pneumatikzylinders durch längere Leitungen zum Ventil vergrößert werden, oder die Dämpfung verändert werden.

Stellt sich das aktive Fahrwerk als Zuverlässig heraus, kann dies in die Entwicklung zukünftiger Fahrzeuge des TU Graz Racing Teams mit einfließen. Dies erlaubt mehr Möglichkeiten für die Positionierung der Querlenker, wodurch die Kräftesituation am Fahrzeug und im Fahrwerk optimiert werden kann. Weiters verschwinden dadurch Aufstützeffekte, Sturzänderungen und Nachlaufänderungen durch die Relativbewegung vom Aufbau zu den Rädern. Die Auslegung der Federn und Dämpfer kann konkret auf die Radlastschwankungen ausgelegt werden. Die Aufbaubewegungen im niederfrequenten Bereich können durch das aktive Fahrwerk unterbunden werden.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Teamfoto beim Formula Student Bewerb in Deutschland 2016 [4]	2
1.2	TU Graz Racing Team beim Tilt Test in Deutschland 2014 [5]	3
1.3	Aufstellplan des Skid Pads [2]	4
1.4	Koordinatensystem nach ISO 88551.3 / DIN 70000 [8]	8
1.5	Hauptabmessungen eines Rennfahrzeuges [6]	9
1.6	kinematische Bezeichnungen am Reifen [7]	11
1.7	Umfangskraft in Abhängigkeit von der Aufstandskraft [6]	13
1.8	Darstellung der Längskraft über den Schlupf eines Straßenreifens [7]	14
1.9	Darstellung der Seitenkraft über den Schräglaufwinkel eines Straßenreifens [7]	15
1.10	Entstehung der Seitenkraft durch die Verformung des Latsches infolge des Schräglaufwinkels [7]	16
1.11	Darstellung des Rückstellmoments über den Schräglaufwinkel eines Straßenreifens [7]	17
1.12	Einfluss des Sturzwinkels auf die Seitenkraft [6]	18
1.13	Kombiniertes Reifendiagramm aus Längs- und Querkräften am Reifen [7]	19
1.14	Darstellung einer Doppelquerlenkerachse [7]	20
1.15	geometrische Parameter der Lenkachse [6]	20
1.16	Konstruktion von Rollzentrum und Querpole [7]	22
1.17	exemplarische Darstellung des Aufstützeffektes [6]	23
1.18	Konstruktion des Nickpols [6]	24
1.19	grafische Konstruktion des Bremsnickausgleichs [6]	25
1.20	grafische Konstruktion des Anfahrnickausgleichs [6]	26
1.21	Vorderradaufhängung des TANKIA 2017	27
1.22	Hinterradaufhängung des TANKIA 2017	28
1.23	exemplarische Darstellung einer Federkennlinie [8]	29
1.24	Verbindung mehrerer Blattfedern zu einem Federpaket [7]	30
1.25	einfache Torsionsfeder [7]	30
1.26	Freischnitt einer Vorderachse [8]	32
1.27	Aufgaben eines Stoßdämpfers [8]	34
1.28	Einrohrdämpfer [6]	35
1.29	Zweirohrdämpfer [6]	35
1.30	Beispielhafte Darstellung einer Dämpfungskennlinie [6]	37
1.31	Auslegungskonflikt von	38
1.32	Der TANKIA 2017	40

2.1	Viertelfahrzeugmodell eines passiven Fahrwerks . . . . .	43
2.2	adaptives/semi-aktives Fahrwerk . . . . .	45
2.3	Einstellbereich der Dämpfung bei einem adaptiven/semi-aktiven Fahrwerk	46
2.4	Abhängigkeit der Radlastschwankungen von der Dämpfung [6] . . . . .	47
2.5	aktives Fahrwerk . . . . .	49
2.6	Einstellbereich der Aktorkraft bei einem aktiven Fahrwerk . . . . .	50
2.7	Schnittbild des hydropneumatischen Federbeines [10] . . . . .	51
2.8	Hydraktive Federung des Citroen XM [10] . . . . .	52
2.9	“Active Wheel“ von Michelin [11] . . . . .	53
2.10	Bose-Fahrwerk [12] . . . . .	54
2.11	Funktionsbeschreibung der Active Body Control [13] . . . . .	55
2.12	aktives Fahrwerk am Williams FW14B [15] . . . . .	57
3.1	Linearpotentiometer am Federbein des TANKIA 2016 . . . . .	59
3.2	Federcharakteristik vorne . . . . .	60
3.3	Federcharakteristik hinten . . . . .	60
3.4	Ausschnitt der Feder- und Einfederkraft um die Ruhelage . . . . .	61
3.5	Dämpfercharakteristik vorne . . . . .	63
3.6	Dämpfercharakteristik hinten . . . . .	63
3.7	Dämpfungsleistung hinten links . . . . .	64
4.1	Elektrozylinder mit seriell und parallel verbautem Motor [18] . . . . .	67
4.2	Federcharakteristik des Pneumatikzylinders . . . . .	72
4.3	Federsteifigkeiten des normalen Pneumatikzylinders und des aktiv geregelten Zylinders über der Federkraft dargestellt . . . . .	73
4.4	Vergleich der Federsteifigkeiten . . . . .	74
5.1	aktive Vorderradaufhängung am TANKIA 2017 . . . . .	78
5.2	aktive Hinterradaufhängung am TANKIA 2017 . . . . .	79
5.3	Aufbau eines Regelkreises [28] . . . . .	81
5.4	Schaltzeichen des Proportionalventils [27] . . . . .	82
6.1	passives Fahrwerk mit aktiver Gasfeder . . . . .	85
6.2	Sprungantwort des Fahrwerks . . . . .	87
6.3	Sprungantwort der pneumatischen Aufhängung . . . . .	87
6.4	Sprungantwort der aktiven Aufhängung bei erhöhter Radlast . . . . .	88
6.5	Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort . . . . .	89
6.6	Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnanregung . . . . .	89
6.7	Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort bei 20 Hertz . . . . .	90
6.8	Ausschnitt der Schwingungsantwort der pneumatischen Aufhängung . . . . .	91
6.9	Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnanregung der pneumatischen Aufhängung . . . . .	91
6.10	Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort des pneumatischen Fahrwerks bei 20 Hertz . . . . .	92

---

6.11	Ausschnitt der Schwingungsantwort des Fahrwerks mit kombinierter Federsteifigkeit . . . . .	92
6.12	Radlastschwankung infolge einer harmonischen Fahrbahnanregung mit kombinierter Federsteifigkeit . . . . .	93
6.13	Ausschnitt der eingeschwungenen Antwort der kombinierten Variante bei 20 Hertz . . . . .	94
6.14	Abhängigkeit der Radlastschwankungen von der Federsteifigkeit [6] . . . .	94
6.15	Sprungantwort des P-Gliedes [29] . . . . .	97
6.16	Sprungantwort des I-Gliedes [29] . . . . .	97
6.17	Sprungantwort des Totzeitgliedes [29] . . . . .	98
6.18	Sprungantwort des PT1-Gliedes [29] . . . . .	98
6.19	Sprungantwort des PT2-Gliedes [29] . . . . .	99
6.20	Sprungantwort des PI-Reglers [29] . . . . .	100
6.21	Sprungantwort des PD-Reglers [29] . . . . .	100
6.22	Sprungantwort des PID-Reglers [29] . . . . .	101
6.23	Reglervergleich [29] . . . . .	101
6.24	Sprungantwort der Strecke [29] . . . . .	103
6.25	Bremsverzögerung . . . . .	105
6.26	Kurvenfahrt . . . . .	107
6.27	Ausschnitt der Druckverläufe infolge von Längs- und Querbeschleunigungen	107
6.28	optimales Eigenlenkverhalten [6] . . . . .	109



# Tabellenverzeichnis

4.1	Bewertung Aktorenergie [17] . . . . .	65
6.1	Vergleich der Federwege . . . . .	95



# Literatur

- [1] SAE International. *Formula SAE*. 2016. URL: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/>.
- [2] SAE International. *2017-18 Formula SAE Rules*. 2016. URL: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>.
- [3] Formula Student Germany. *Formula Student Rules 2017*. 2016. URL: [https://www.formulastudent.de/uploads/media/FS-Rules\\_2017\\_V1.1.pdf](https://www.formulastudent.de/uploads/media/FS-Rules_2017_V1.1.pdf).
- [4] Formula Student Germany. *Panoramic Picture*. 2016. URL: <http://media.formulastudent.de/FSG16/Hockenheim-2016/Panoramic-Picture/i-TXwsH7m/A>.
- [5] TU Graz Racing Team. *Facebook Photos*. 2016. URL: <https://www.facebook.com/261700161521/photos/a.345194236521.190399.261700161521/10152679936891522/?type=3&theater>.
- [6] Michael Trzesniowski. *Rennwagentechnik*. 2., aktualisierte und erweiterte Auflage 2010.
- [7] W. Hirschberg und H.M. Waser. *Kraftfahrzeugtechnik*. Juni 2014.
- [8] B. Heißing, M. Ersoy und S. Gies (Hrsg.) *Fahrwerkhandbuch*. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage 2011.
- [9] S.M. Savaresi u. a. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. 2010.
- [10] GS GSA Interessengemeinschaft. *Die hydropneumatische Federung*. 2017. URL: [http://www.gs-gsa-ig.de/Die%20Hydropneumatik/hydropneumatische\\_federung.htm](http://www.gs-gsa-ig.de/Die%20Hydropneumatik/hydropneumatische_federung.htm).
- [11] autobild.de. *Michelin Active Wheel*. 2017. URL: [http://i.auto-bild.de/ir\\_img/5/2/2/6/9/1/Michelin-Active-Wheel-729x486-1bc8f808506cde73.jpg](http://i.auto-bild.de/ir_img/5/2/2/6/9/1/Michelin-Active-Wheel-729x486-1bc8f808506cde73.jpg).
- [12] Spiegel. *Aktives Bose-Fahrwerk*. 2016. URL: <http://www.spiegel.de/pics/98/0,1020,399998,00.jpg>.
- [13] Mercedes Benz. *Magic Body Control*. 2017. URL: [http://media.caranddriver.com/ez/images/news/car/10q3/driven\\_mercedes-benz\\_magic\\_body\\_control-car\\_news/gallery/mercedes-benz\\_magic\\_body\\_control\\_photo\\_3/3808745-1-eng-US/mercedes\\_benz\\_magic\\_body\\_control\\_3\\_cd\\_gallery\\_zoomed.jpg](http://media.caranddriver.com/ez/images/news/car/10q3/driven_mercedes-benz_magic_body_control-car_news/gallery/mercedes-benz_magic_body_control_photo_3/3808745-1-eng-US/mercedes_benz_magic_body_control_3_cd_gallery_zoomed.jpg).

- [14] Dieter Rencken und Dominik Sharaf. *Sparsames Kostenmonster: Aktive Radaufhängung zurück?* 2014. URL: <http://www.motorsport-total.com/f1/news/2014/04/sparsames-kostenmonster-aktive-radaufhaengung-zurueck-14042602.html>.
- [15] snaplap. *Williams FW14B active suspension*. 2017. URL: [http://snaplap.s3-us-west-2.amazonaws.com/wp-content/uploads/2016/03/15105432/Williams-FW14B\\_activesuspension.jpg](http://snaplap.s3-us-west-2.amazonaws.com/wp-content/uploads/2016/03/15105432/Williams-FW14B_activesuspension.jpg).
- [16] Matt Somerfield und Giorgio Piola (Haymarket). *Formel-1-Technik 2017: Der neue Äufhängungskrieg* erklärt. 2017. URL: <http://www.motorsport-total.com/f1/news/2017/01/formel-1-technik-2017-der-neue-aufhaengungskrieg-erklaert-17010603.html>.
- [17] AMK. *SEZ Elektro-Zylinder*. 2016. URL: [http://amk-group.com/de/produkt/sez\\_elektro-zyylinder](http://amk-group.com/de/produkt/sez_elektro-zyylinder).
- [18] Metal Work. *Metal Work stellt erstmals Elektrozyylinder nach ISO 15552 vor*. 2016. URL: [https://www.automobil-produktion.de/assets/images/b/teaser\\_image\\_metal-work-stellt-erstmal-elektrozyylinder-nach-iso-15552-vor\\_76560\\_1-ba3c299b.jpg](https://www.automobil-produktion.de/assets/images/b/teaser_image_metal-work-stellt-erstmal-elektrozyylinder-nach-iso-15552-vor_76560_1-ba3c299b.jpg).
- [19] Festo. *Elektrozyylinder ESBF, mit Spindelantrieb*. 2016/09. URL: [https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb/data/doc\\_DE/PDF/DE/ESBF\\_DE.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_DE/PDF/DE/ESBF_DE.PDF).
- [20] Parker. *ETH Elektrozyylinder*. Februar 2016. URL: [http://www.parker.com/literature/Electromechanical%20Europe/Literature/190\\_550017\\_ETH\\_katalog.pdf](http://www.parker.com/literature/Electromechanical%20Europe/Literature/190_550017_ETH_katalog.pdf).
- [21] RK ROSE+KRIEGER. *Elektrozyylinder LZ FL/PL*. 4/2015. URL: [http://www.elektrozyylinder.ch/documents/News\\_lz\\_flpl\\_d.pdf](http://www.elektrozyylinder.ch/documents/News_lz_flpl_d.pdf).
- [22] Drive-System Europe Ltd. *DC-Elektrozyylinder DSZY3 (Ball screw)*. 16.06.2016. URL: [http://www.drive-system.com/pdf/de/DC\\_Elektrozyylinder\\_DSZY3.pdf](http://www.drive-system.com/pdf/de/DC_Elektrozyylinder_DSZY3.pdf).
- [23] Transmotec. *Elektrozyylinder DMA Serie*. 2016. URL: <http://download.transmotec.com/de/linear-antriebe/DMA/Transmotec-Elektrozyylinder-DMA-de.pdf>.
- [24] RK ROSE+KRIEGER. *Linear-Technik*. 2016. URL: [http://phoenixmecano.com/wp-content/uploads/2015/03/lt\\_hubsaeulen\\_elektrozyylinder\\_de.pdf](http://phoenixmecano.com/wp-content/uploads/2015/03/lt_hubsaeulen_elektrozyylinder_de.pdf).
- [25] Hydra Products. *150W Motor/Pump Performance Guide*. 2017. URL: <http://www.hydraproducts.co.uk/hydraproducts-germany/hydraulikaggregate/mikro-hydraulikaggregate/3-150w-motor-pump-performance-charts.aspx>.
- [26] Festo. *Rundzyylinder DSNU/DSNUP/DSN/ESNU/ESN*. 2017/03. URL: [https://www.festo.com/cat/de\\_de/data/doc\\_de/PDF/DE/DSNU\\_DE.PDF](https://www.festo.com/cat/de_de/data/doc_de/PDF/DE/DSNU_DE.PDF).
- [27] Festo. *Proportional-Druckregelventile VPPX*. 2016/04. URL: [https://www.festo.com/cat/de\\_de/data/doc\\_de/PDF/DE/VPPX\\_DE.PDF](https://www.festo.com/cat/de_de/data/doc_de/PDF/DE/VPPX_DE.PDF).
- [28] W. Schumacher und M. Maurer. *Grundlagen der Regelungstechnik*. 18.09.2014.

- [29] RN-Wissen.de. *Regelungstechnik*. 2017. URL: <http://rn-wissen.de/wiki/index.php/Regelungstechnik>.