

# Projektaufgabe zur Vorlesung Fahrzeugregelung

## **Implementierung und Applikation von Fahrdynamik-Regelsystemen**

Technische Universität Berlin  
Fachgebiet Kraftfahrzeuge  
Prof. Dr.-Ing. S. Müller/ M.Sc. Thang Nguyen

Gruppe 10

1. Yuheng Wu     398714    yuheng.wu@campus.tu-berlin.de
2. Jinxiao Yang   398737    jinxiao.yang@ampus.tu-berlin.de
3. Jingsheng Lyu   398756    jingsheng.lyu@campus.tu-berlin.de

# Verzeichnis

<b>Verzeichnis</b>	<b>2</b>
<b>1 Modellierung</b>	<b>3</b>
1.1 Aufgabe 1	3
1.2 Aufgabe 2	5
1.3 Aufgabe 3	7
<b>2 Reglerentwurf</b>	<b>11</b>
2.1 Aufgabe 1	11
2.2 Aufgabe 2	14
2.3 Aufgabe 3	16
2.3.1 P-Anteil	16
2.3.2 I-Anteil	17
2.3.3 D-Anteil	17
2.4 Aufgabe 4	18
2.4.1 Ergebnisse und Analyse	19
<b>3 Literaturverzeichnis</b>	<b>26</b>
<b>4 Anhang</b>	<b>27</b>
4.1 Parametertabelle	27
4.2 PID-Matlab Funktion	28

# 1 Modellierung

## 1.1 Aufgabe 1

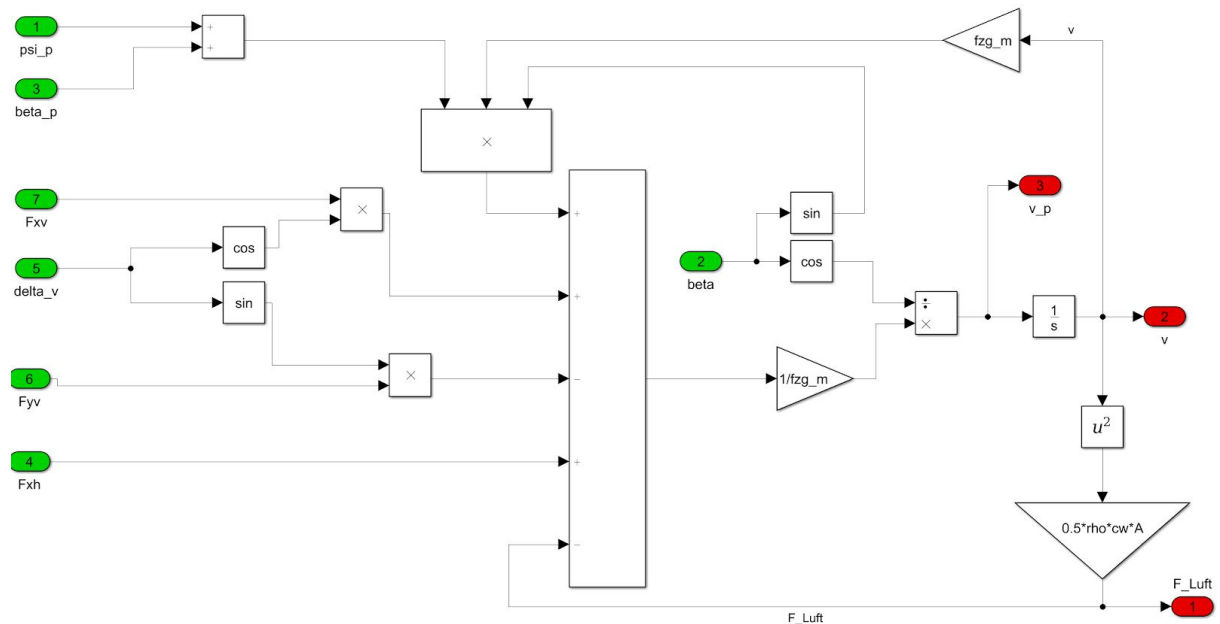
Zuerst werden die BDGLen dieses nichtlinearen Einspurmodells nach  $\dot{\nu}$ ,  $\dot{\beta}$  sowie  $\ddot{\psi}$  aufgelöst. Es wird aufgestellt:

$$\dot{\nu} = \frac{mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \sin\beta + F_{xH} + F_{xV} \cos\delta_v - F_{yV} \sin\delta_v - F_{Lx}}{m \cos\beta} \quad (1)$$

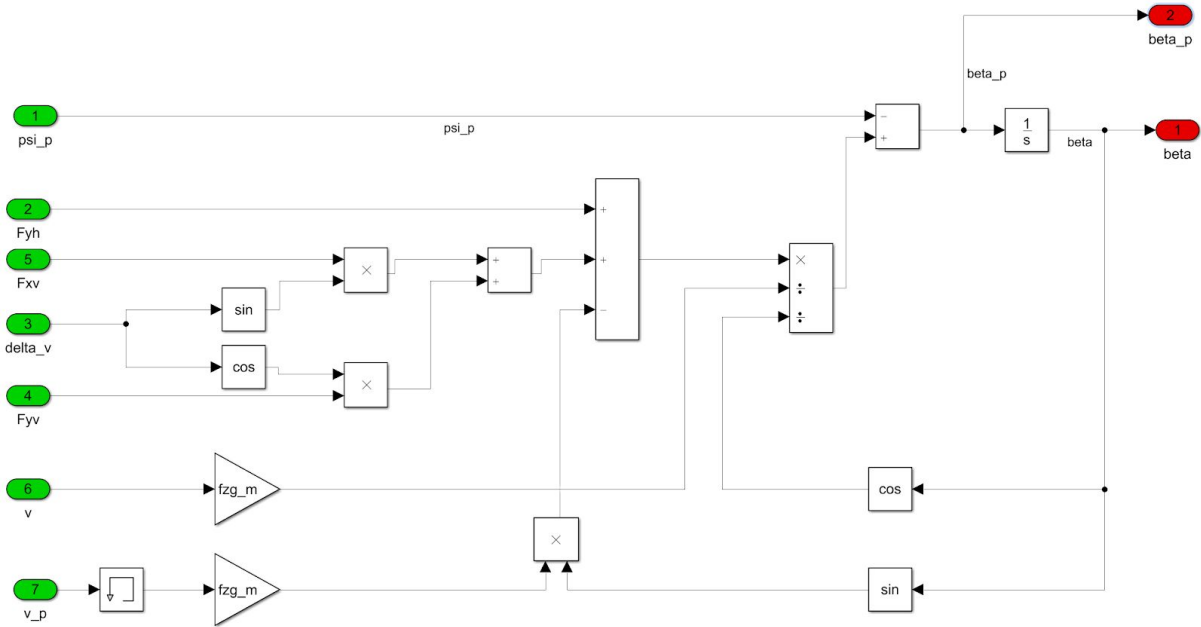
$$\dot{\beta} = \frac{-m\dot{\nu} \sin\beta + F_{yH} + F_{xV} \sin\delta_v + F_{yV} \cos\delta_v}{m \cos\beta} - \dot{\psi} \quad (2)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{(F_{yV} \cos\delta_v + F_{xV} \sin\delta_v) l_v - F_{yH} l_h}{J_z} \quad (3)$$

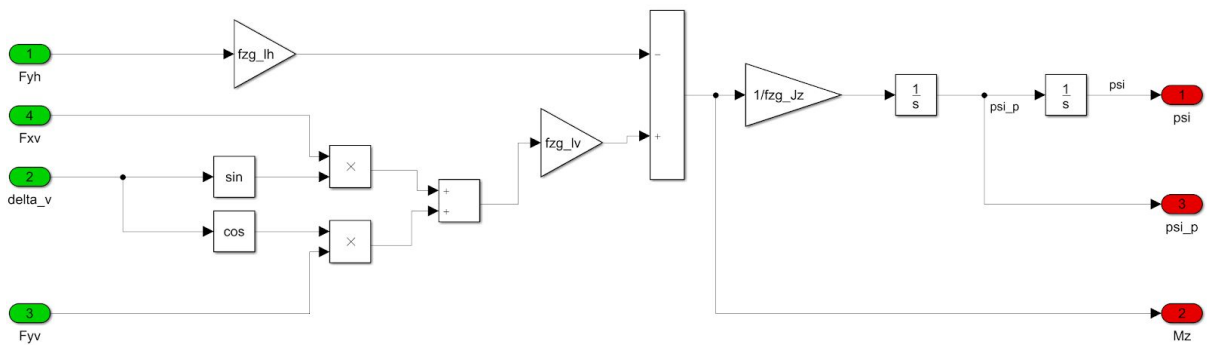
Diese BDGLen werden anschließend in Simulink umgesetzt. Es wird ein "Memory" block im "Lösung der BDGLen nach  $\dot{\beta}$ " Subsystem eingestellt, um das "Algebraic Loop" zu kompensieren.



**Abb.1: Lösung der BDGLen nach  $\dot{\nu}$**



**Abb.2: Lösung der BDGLen nach  $\dot{\beta}$**



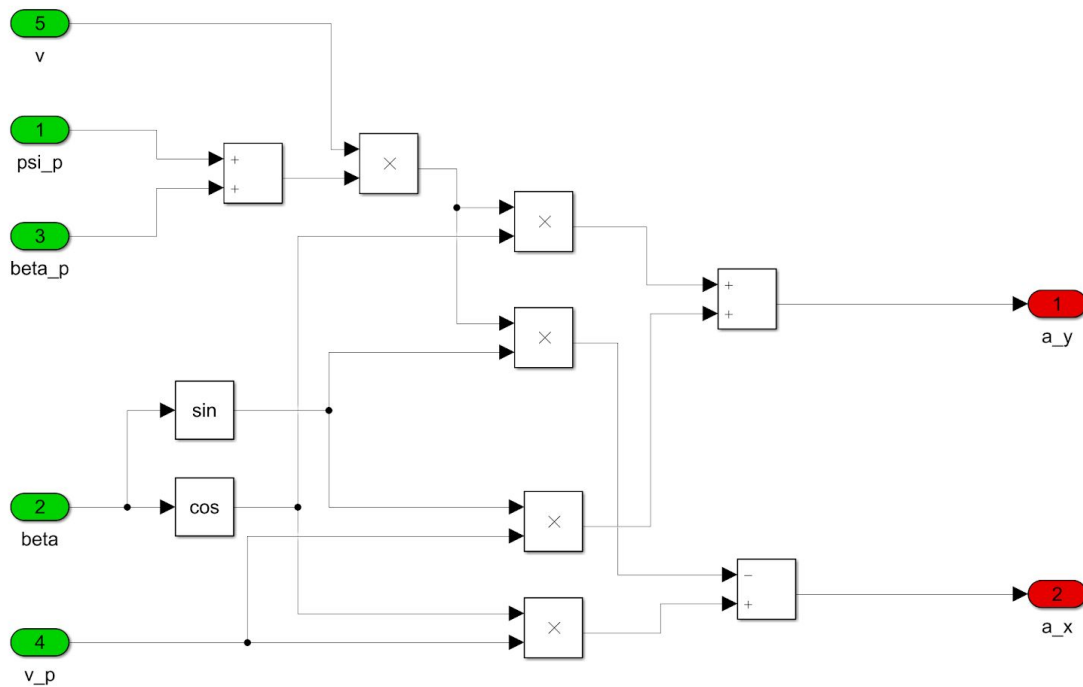
**Abb.3: Lösung der BDGLen nach  $\ddot{\psi}$**

Die Beschleunigungen des Fahrzeugs werden folgend berechnet:

$$a_x = \dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \sin \beta \quad (4)$$

$$a_y = \dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cos \beta \quad (5)$$

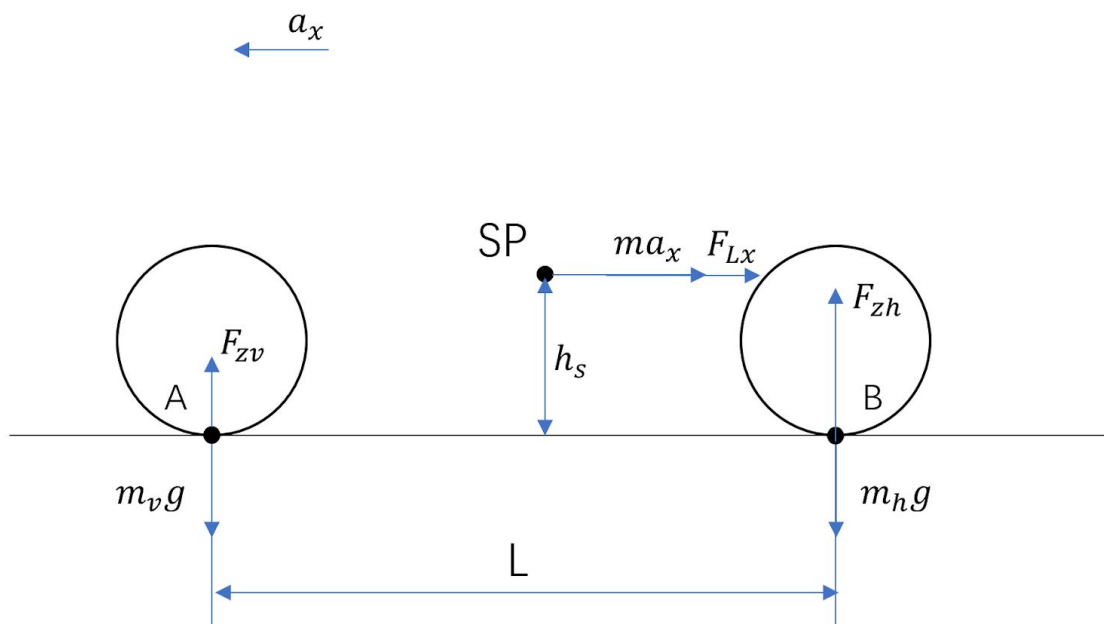
In Simulinkmodell wird das Beschleunigungsmodell erstellt nach:



**Abb.4: Beschleunigung des Fahrzeugs**

## 1.2 Aufgabe 2

Zuerst wird die Radlaständerung wie folgend berechnet :



**Abb.5: Freischnitt aus der Seitenansicht**

Drallsatz um Aufstandspunkt A:

$$\left( m a_x + F_{Lx} \right) h_s + m_h g L - F_{zh} L = 0 \quad (6)$$

Drallsatz um Aufstandspunkt B:

$$\left( m a_x + F_{Lx} \right) h_s - m_v g L + F_{zv} L = 0 \quad (7)$$

Wobei gilt, dass:

$$m_v = m \frac{l_h}{L} \quad (8)$$

$$m_h = m \frac{l_v}{L} \quad (9)$$

Es werden nun die Radlastgleichung aufgestellt:

$$F_{zv} = m \frac{l_h}{L} g - \frac{\left( m a_x + F_{Lx} \right) h_s}{L} \quad (10)$$

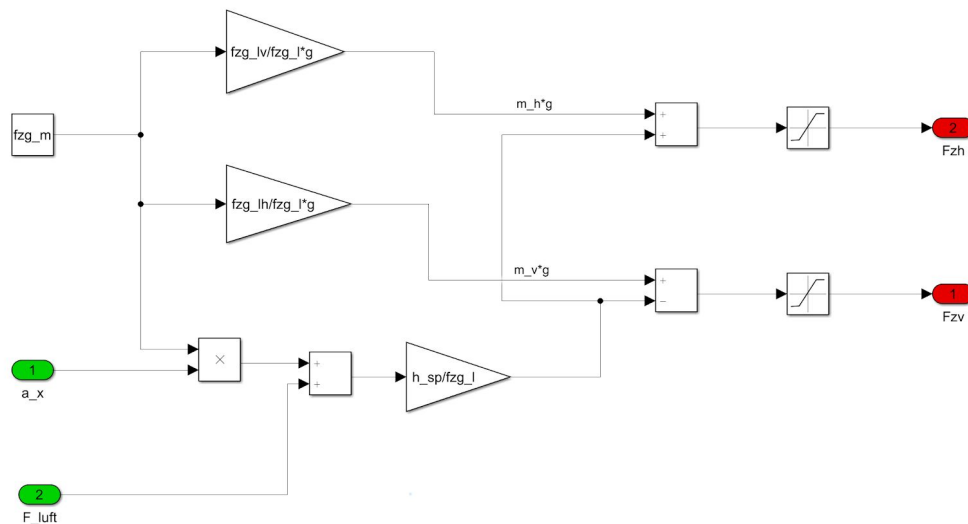
$$F_{zh} = m \frac{l_v}{L} g + \frac{\left( m a_x + F_{Lx} \right) h_s}{L} \quad (11)$$

Die Radlasten werden begrenzt:

$$0 \leq F_{zv} \leq mg$$

$$0 \leq F_{zh} \leq mg$$

In Simulink wird das Radaufstandskräfte-Modell nun nach folgendem Schema aufgebaut:



**Abb.6: Radaufstandskräfte-Modell**

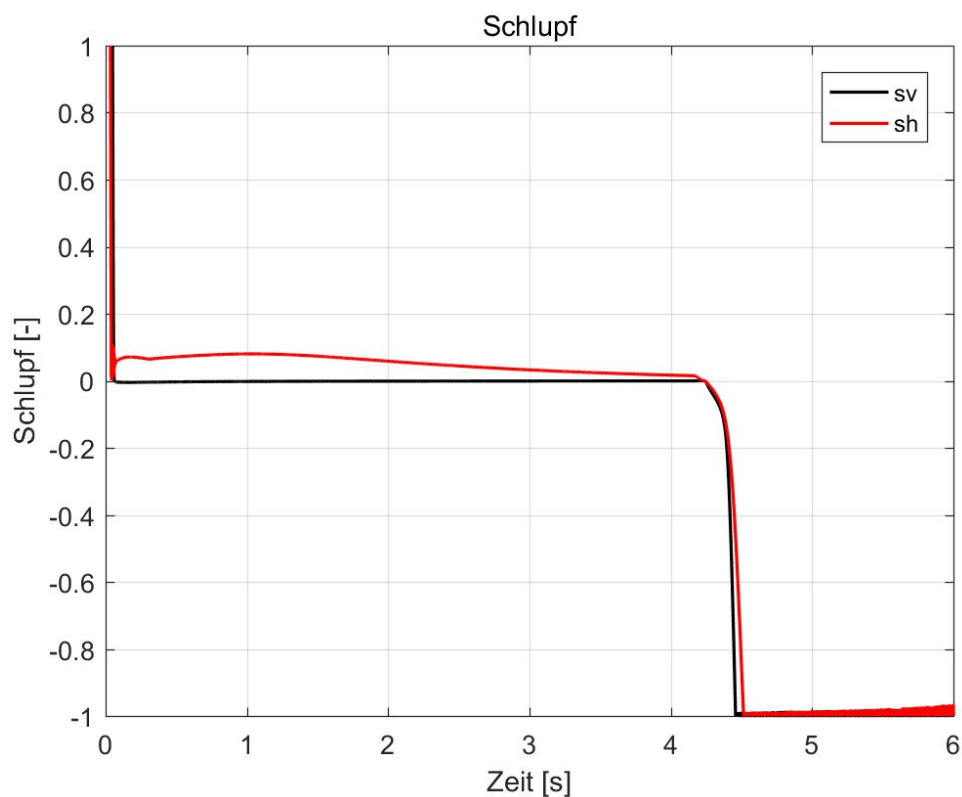
### 1.3 Aufgabe 3

Der Schlupf wird berechnet:

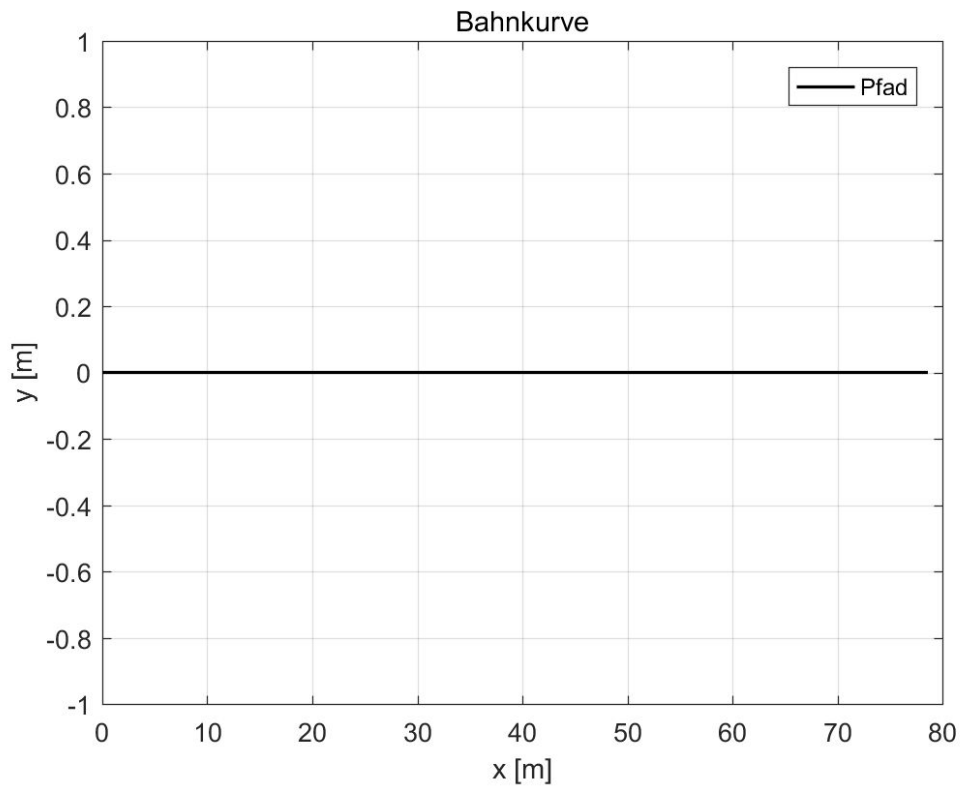
$$s_v = - \frac{v - w_v r_{rad}}{v} \quad (12)$$

$$s_h = - \frac{v - w_h r_{rad}}{v} \quad (13)$$

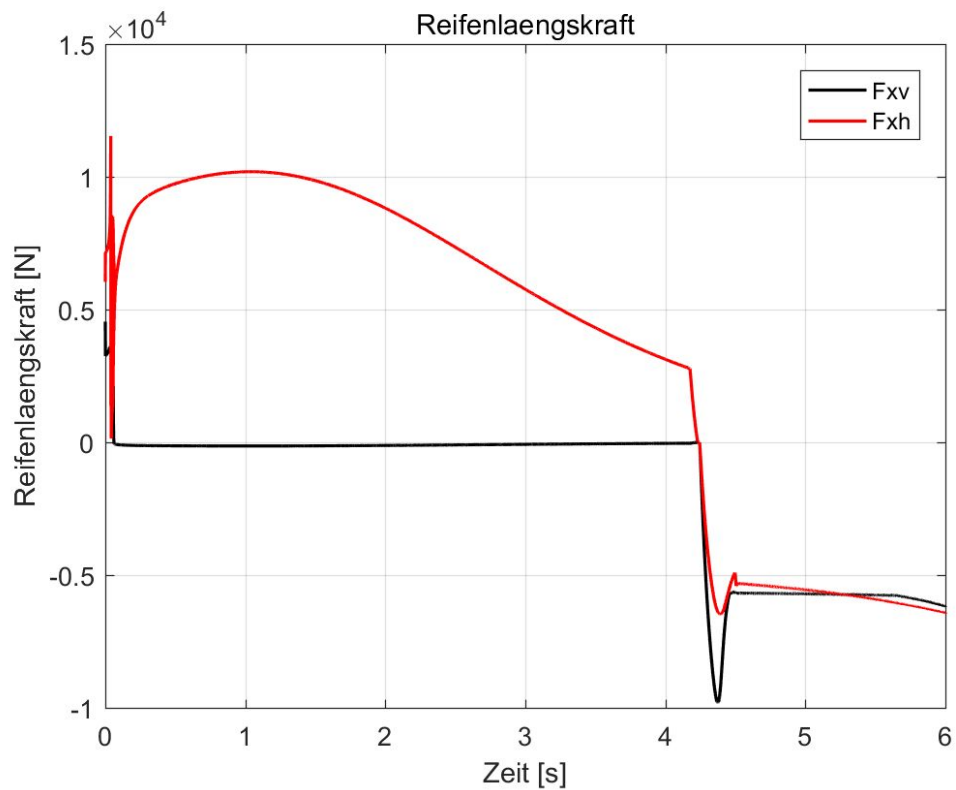
Nachfolgend werden alle Simulationsergebnisse für Dynamik Manöver gezeigt:



**Abb.7: Längsschlupf an den Rädern bei Beschleunigung (bis ca. 4,2s) und Abbremsung**



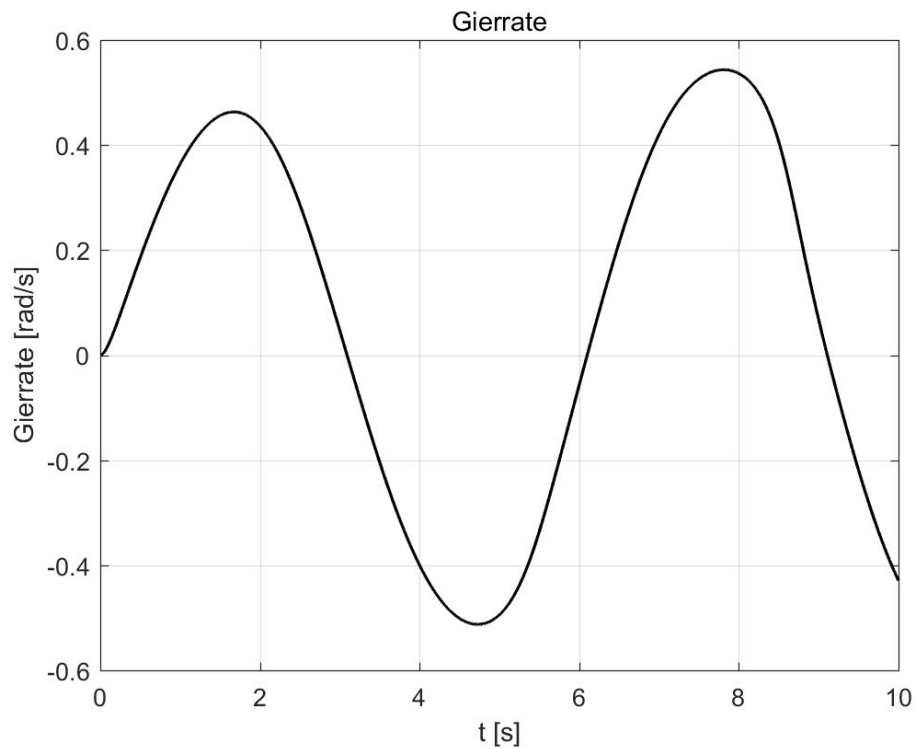
**Abb.8: Fahrzeugposition über die Zeit**



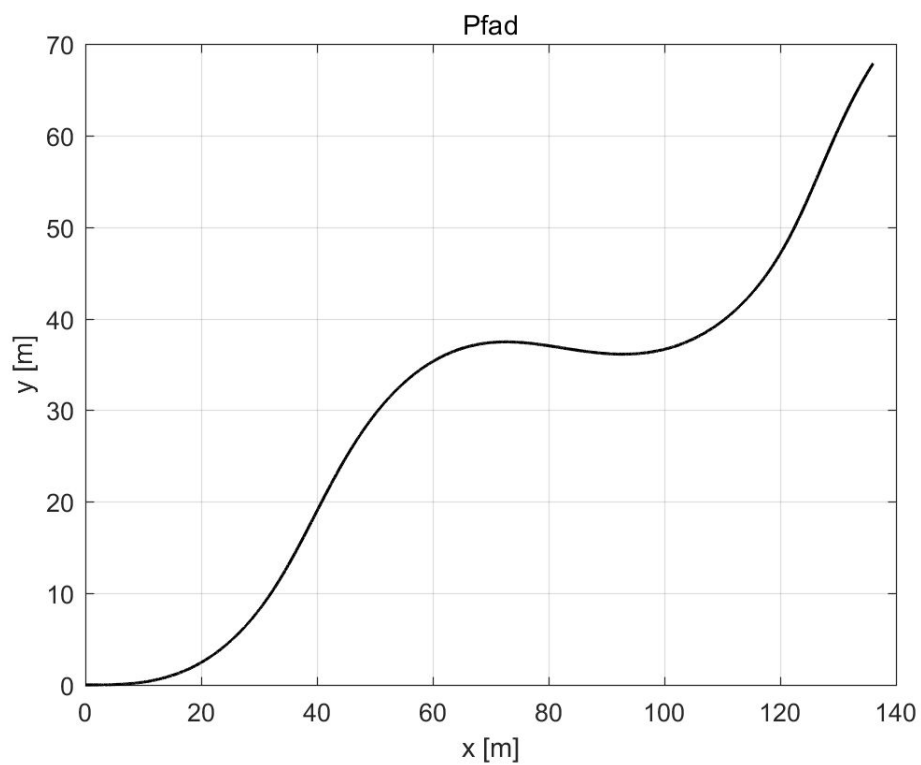
**Abb.9: Reifenkräfte bei Längsdynamik**



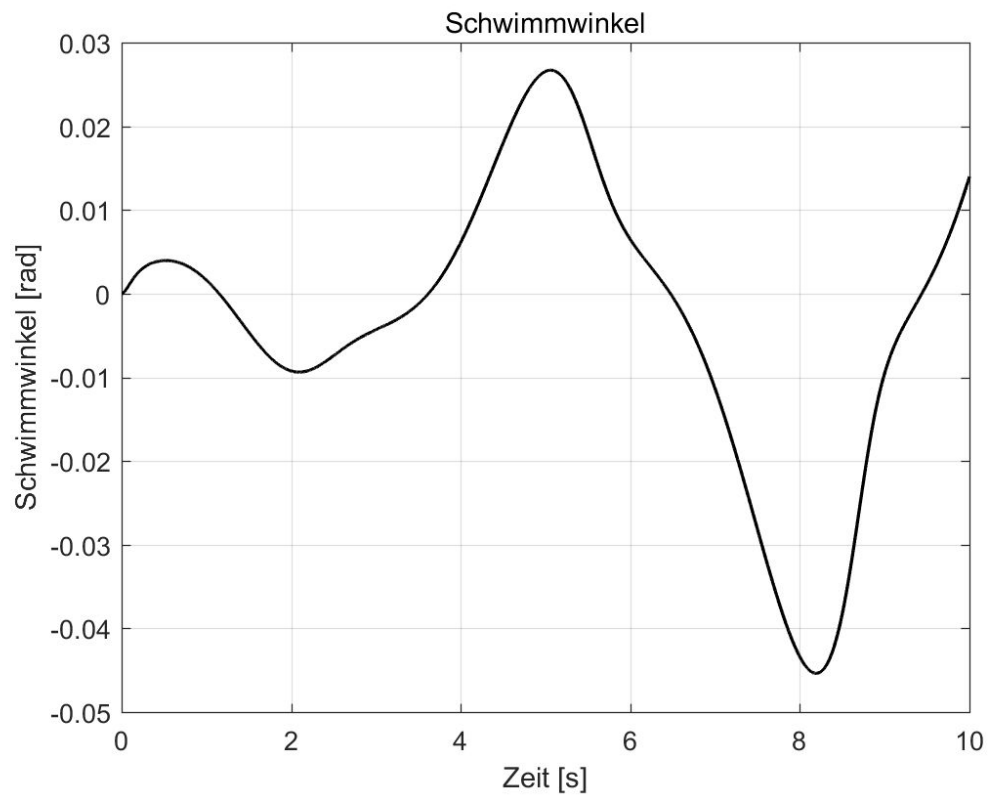
Die Ergebnisse für Sinusfahrt werden dargestellt:



**Abb.10: Gierrate bei Sinusfahrt**



**Abb.11: Position bei Sinusfahrt**



**Abb.12: Schwimmwinkel bei Sinusfahrt**

## 2 Reglerentwurf

### 2.1 Aufgabe 1

In dieser Aufgabe werden einige Tiefpassfilterung (PT1) benötigt, um Messrauschen zu verringern. Durch Transfer Function Block in Simulink wird PT1 Tiefpassfilter mit der Anstiegszeit  $T_{filt}$  umgesetzt.

Das Prinzip davon lautet wie folgt:

$$\frac{x_{filt}}{x} = \frac{1}{T_{filt}s + 1} \quad (14)$$

Aber wenn die jeweilige Signale  $v\_mess$ ,  $psi\_p\_mess$  sowie  $beta\_mess$  zur Tiefpassfilterung implementiert werden, muss man einige angepassten Zeitkonstante finden. Das heißt, eine  $T_{filt}$  für  $v\_mess$ , eine  $T_{filt}$  für  $psi\_p\_mess$  sowie eine  $T_{filt}$  für  $beta\_mess$  zu finden.

Damit können wir sehen, dass der Phasenverzug der gefilterten Signale nicht zu groß werden sollte, weil ansonsten diese Regelung nicht stabil ist.

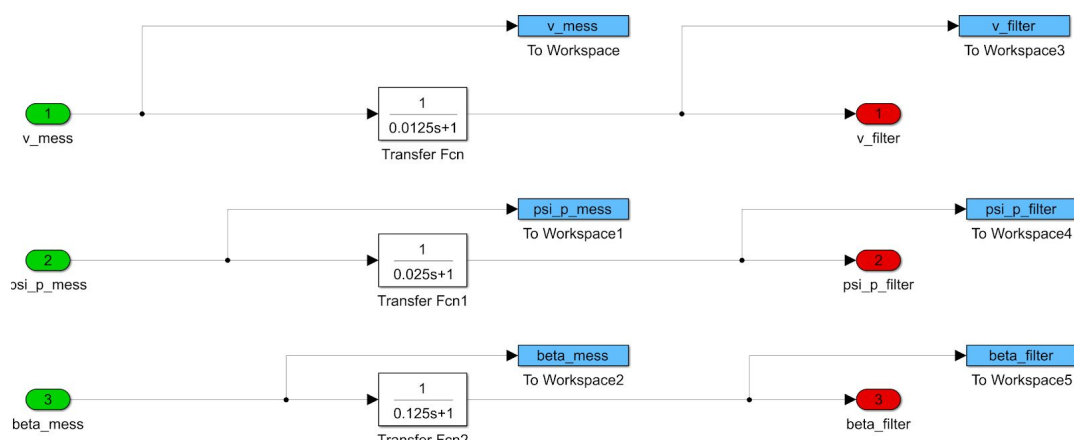
Nachdem viele verschiedene  $T_{filt}$  versucht werden, lassen sich die jeweilige  $T_{filt}$  wie folgt auswählen:

$$T_{filt\ v} = 0,0125 \quad (15)$$

$$T_{filt\ psi\ p} = 0,025 \quad (16)$$

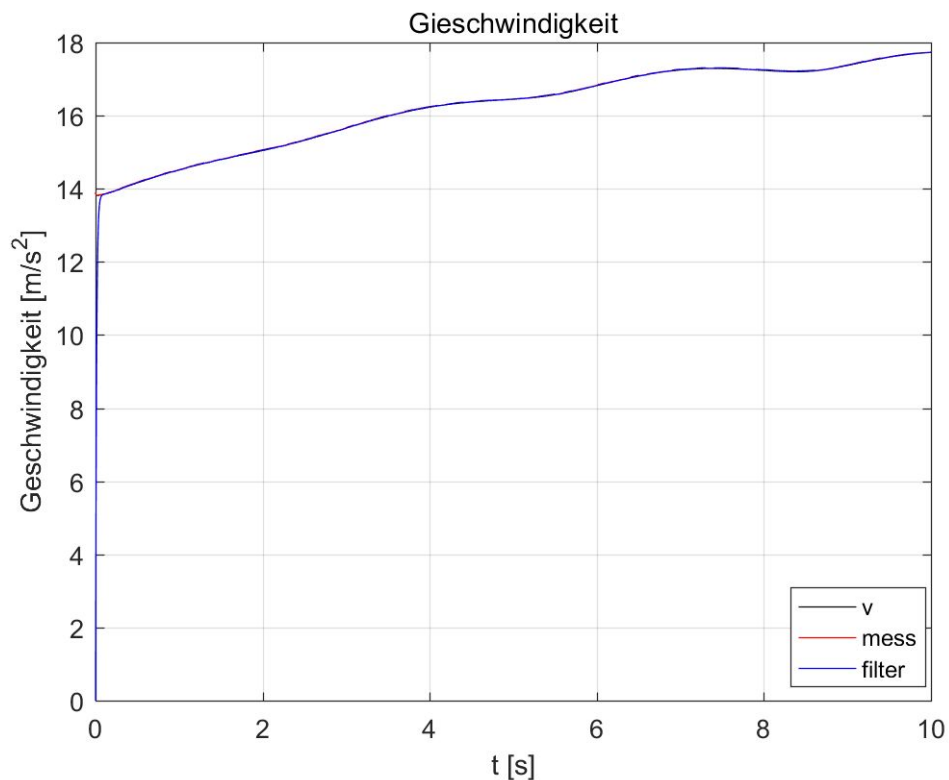
$$T_{filt\ beta} = 0,125 \quad (17)$$

In simulink wird das Modell wie folgt gezeigt:

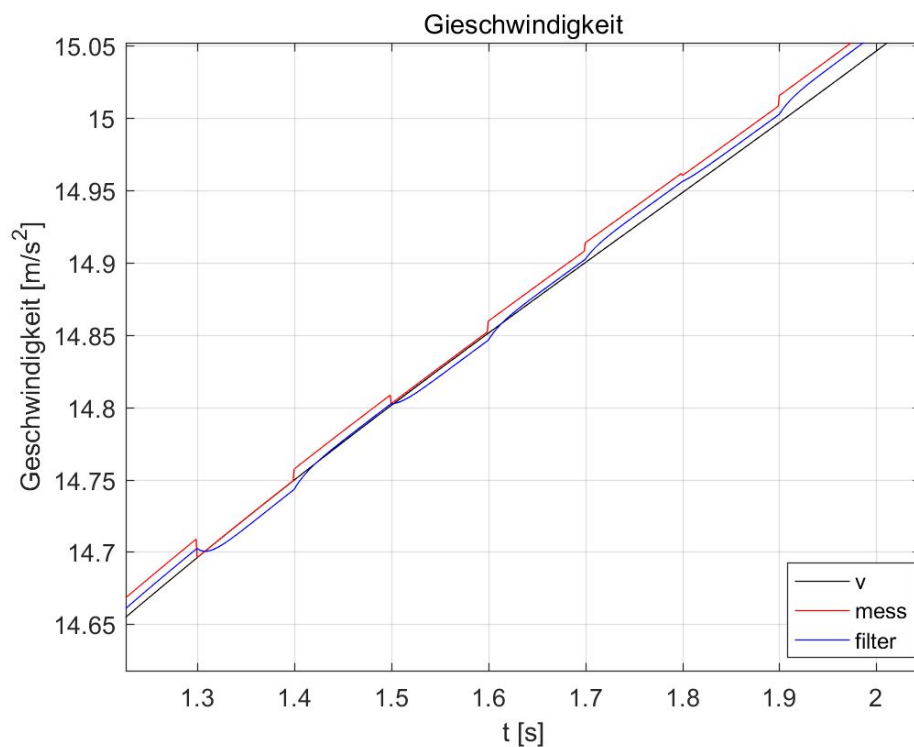


**Abb.13: Tiefpassfilterung**

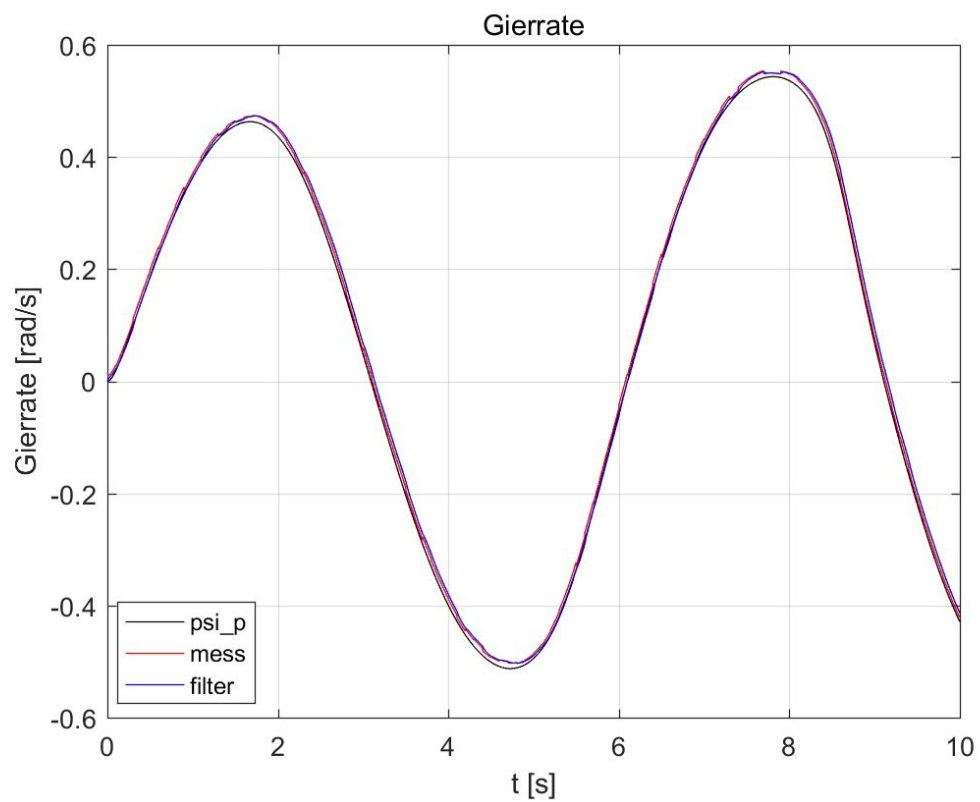
Und die gefilterten Signale mit den originalen Fahrzeugwerten sowie den gemessenen Werten werden wie folgt dargestellt:



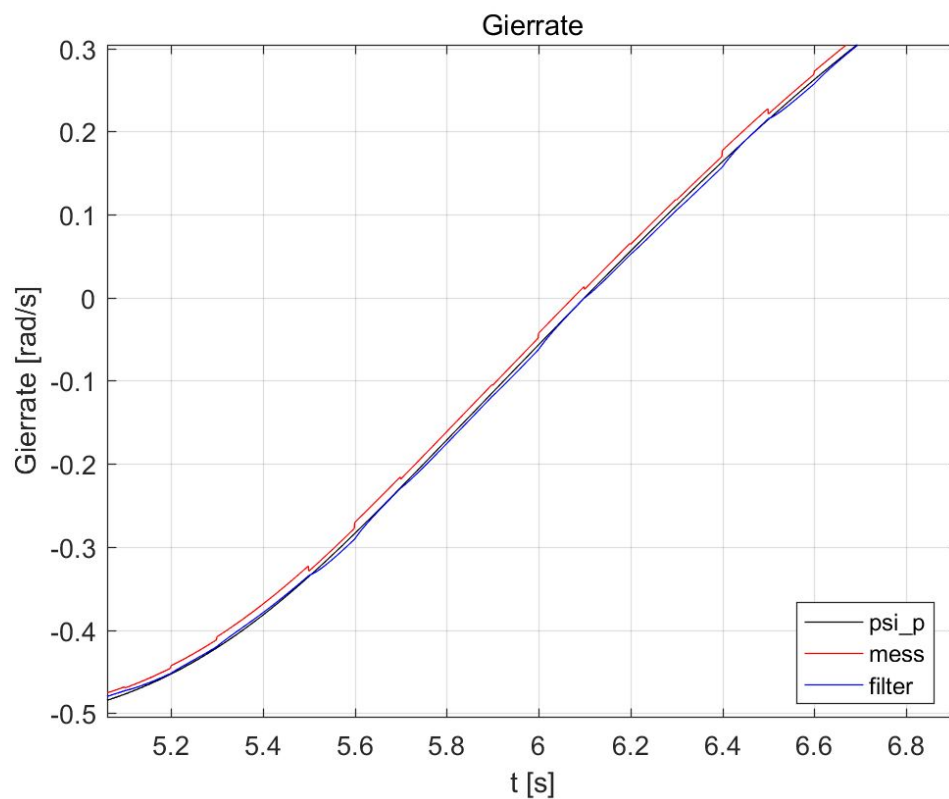
**Abb.14-1: Vergleich zwischen originalen und gefilterten Geschwindigkeit**



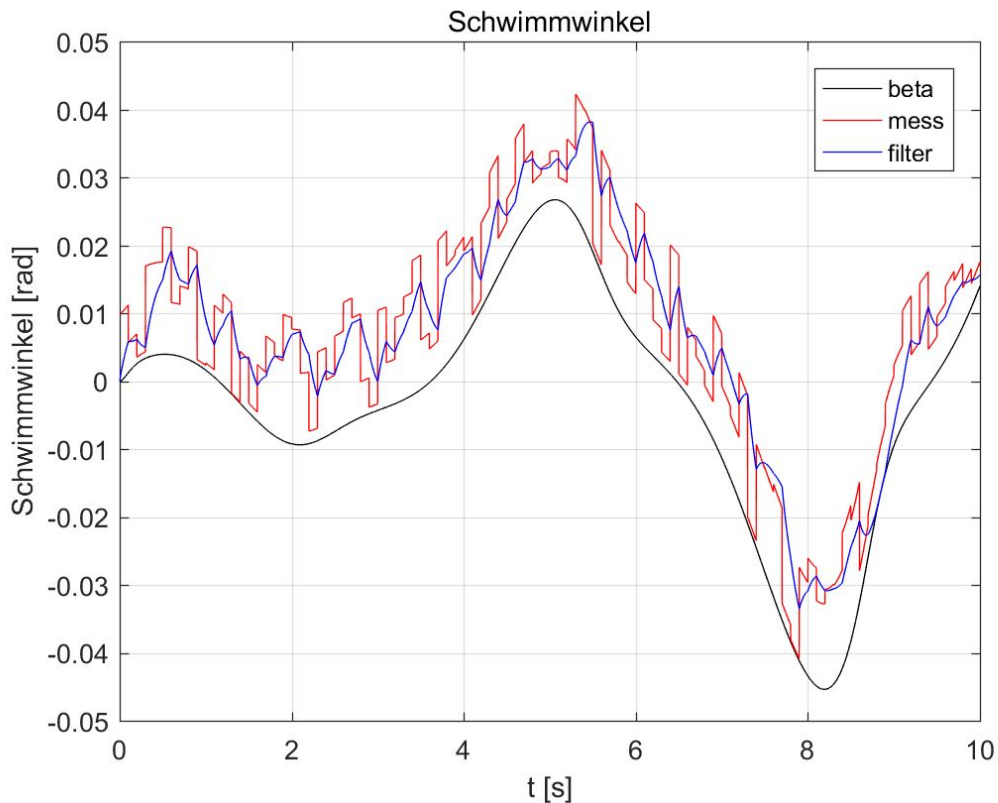
**Abb.14-2: Vergleich zwischen originalen und gefilterten Geschwindigkeit**



**Abb.14-3: Vergleich zwischen originalen und gefilterten Gierrate**



**Abb.14-4: Vergleich zwischen originalen und gefilterten Gierrate**



**Abb.14-5: Vergleich zwischen originalen und gefilterten Schwimmwinkel**

## 2.2 Aufgabe 2

Für die Regelung zu machen ist es wichtig, die Soll-Gierrate zu erfassen, weil im PID-Regler die Gierrate des Fahrzeugs damit verglichen werden muss.

Deshalb müssen wir zunächst Soll-Gierrate bestimmen. Nach [Mül18] bestimmen wir die Soll-Gierrate:

$$v_{ch}^2 = \frac{c_{av} \cdot c_{ah} \cdot l^2}{m \cdot (c_{av} \cdot l_h - c_{ah} \cdot l_v)} \quad (18)$$

$$\dot{\psi}_{soll} = \frac{1}{i_L \cdot l} \cdot \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \cdot \delta_L \quad (19)$$

mit

$$\delta_L = i_L \cdot \delta_v \quad (20)$$

Mit Hilfe der Gleichungen des stationären und linearen Einspurmodells [Mül18] müssen wir eine Begrenzung der Soll-Gierrate durch den Reibwert der Fahrbahn hinzufügen:

$$|a_y| = \left| \frac{v_x^2}{R} \right| = |\dot{\psi}_{soll} v_x| \leq \mu_h g \quad (21)$$

$$|\dot{\psi}| \leq \frac{\mu_h g}{v_x} \quad (22)$$

mit

$$v_x = v \cdot \cos \beta \quad (23)$$

Daraus folgt:

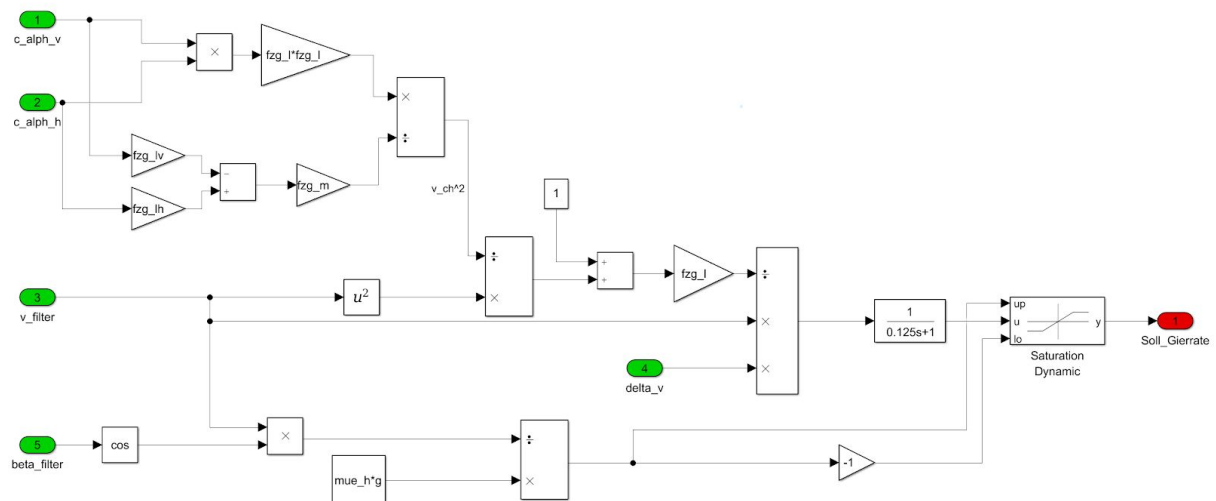
$$-\frac{\mu_h g}{v_x} \leq \dot{\psi} \leq \frac{\mu_h g}{v_x} \quad (24)$$

Wir müssen auch eine Begrenzung der Soll-Gierrate durch den Reibwert eines Fahrdynamikfilters in PT1-Form hinzufügen.

$$\frac{\dot{\psi}_{filt}}{\dot{\psi}} = \frac{1}{T_{filt} + 1} \quad (25)$$

Dabei sind  $T_{filt}$  zu wählen. Durch Ausprobieren können wir Filterzeit  $T_{filt}=0,125$  so wählen, dass die Dynamik der Soll-Gierrate der Fahrzeuggierrate im linearen Fahrbereich möglich gut folgt. Um die Singularitäten in der Gleichung (25) zu vermeiden, addieren wir ein eps in unserem Simulink-Modell  $v_x$  für von der Begrenzung der Soll-Gierrate.

Im simulink wird die Modell wie folgt zeigt:



**Abb.15: Modell der Berechnung von Soll-Gierrate**

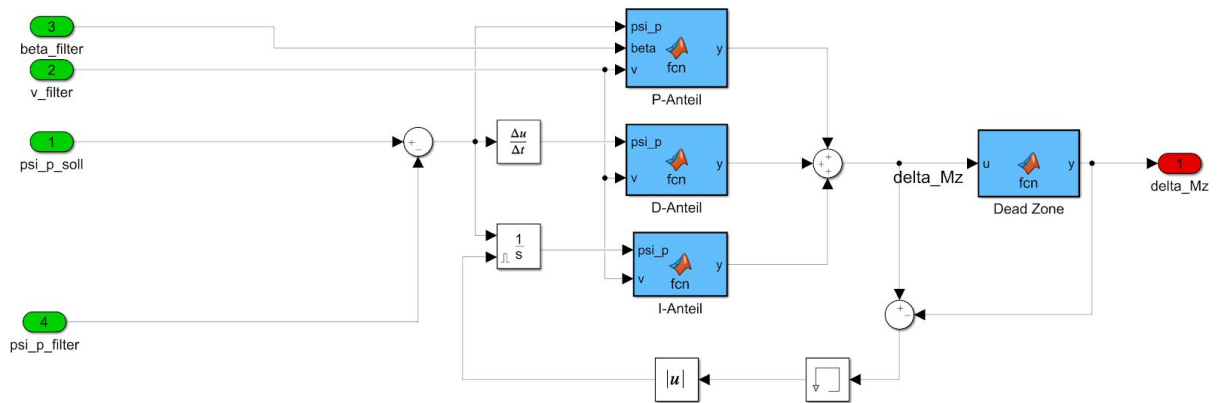
## 2.3 Aufgabe 3

In der letzten Aufgabe bekommen wir  $\dot{\psi}_{soll}$ . Als Stellgröße wollen wir hierfür das Gierrmoment um die Fahrzeughochachs mittels eines zusätzlichen Gierromentes manipulieren. Wir sollen hier BDGL-System von Gleichung (26) und (27) erweitern.

$$\frac{2 \cdot \Delta M_z}{l_s} + mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \sin \beta - m\dot{v} \cos \beta + F_{xH} + F_{xV} \cos \delta_v - F_{yV} \sin \delta_v - F_{Lx} = 0 \quad (26)$$

$$M_z = J_z \cdot \ddot{\psi} \quad (27)$$

Nach dem Vergleich der Soll-Gierrate mit der gemessenen Gierrate(Differenz) findet eine Regelung mit P-, I- und D-Anteilen statt. Abbildung 16 zeigt, wie die Struktur des Reglers aussehen könnte:



**Abb.16: Modell der PID-Regler**

Jetzt sollen wir die Reglerparameter wählen.

### 2.3.1 P-Anteil

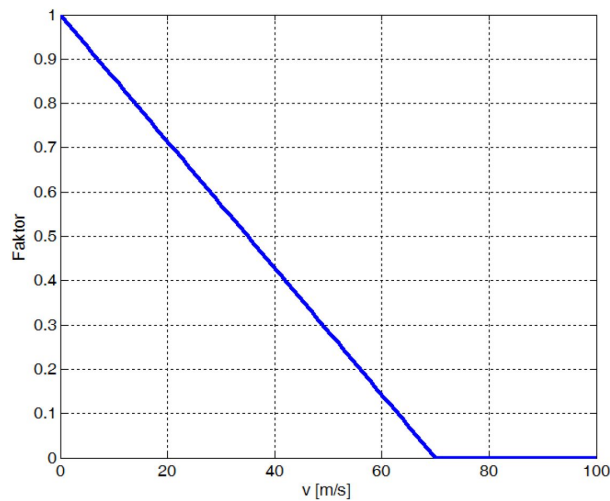
Der Einfluss von der Schwimmwinkel kann im P-Anteil wie folgt berücksichtigt werden.

$$\Delta M_{z,P} = \Delta M_{z,P}(\dot{\psi}) + \Delta M_{z,P}(\beta) \quad (28)$$

$$\Delta M_{z,P}(\beta) = K_{P,\beta} \operatorname{sgn}(\beta) \sqrt{|\beta|} \quad (29)$$

Und die einzelnen Reglerparameter sind von der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit wie Abbildung 17 abhängig zu wählen.





**Abb.17: Verhältnis zwischen Reglerparameter und Fahrzeuggeschwindigkeit**

Daraus folgt:

$$K_{P,\dot{\psi}} = K_{P,\beta} = K_{I,\dot{\psi}} = K_{D,\dot{\psi}} = -\frac{1}{70} \cdot v + 1 \quad (30)$$

Am Ende lautet der Zusammenhang für P-Anteil:

$$\Delta M_z = \Delta M_z(\dot{\psi}) + \Delta M_z(\beta) \quad (31)$$

$$\Delta M_z = K_P \left( K_{P,\dot{\psi}} \cdot \dot{\psi} + K_{P,\beta} \cdot \operatorname{sgn}(\beta) \cdot \sqrt{|\beta|} \right) \quad (32)$$

Ist der Schwimmwinkel größer als sechs Grad, soll dieser Term korrigierend eingreifen. Hier nehmen wir an, dass  $\Delta M_z(\beta)$  dabei immer vorhanden ist. (Anhang 4.2)

### 2.3.2 I-Anteil

Der Zusammenhang von I-Anteil ist ähnlich wie oberen. Aber es gibt keinen Einfluss von Schwimmwinkel. (Anhang 4.2)

$$\Delta M_z = \Delta M_z(\dot{\psi}) = K_I \cdot \left( K_{I,\dot{\psi}} \cdot \dot{\psi} \right) \quad (33)$$

### 2.3.3 D-Anteil

Der Zusammenhang von D-Anteil ist ähnlich wie oberen. Aber es gibt keinen Einfluss von Schwimmwinkel. (Anhang 4.2)

$$\Delta M_z = \Delta M_z(\dot{\psi}) = K_D \cdot \left( K_{D,\dot{\psi}} \cdot \dot{\psi} \right) \quad (34)$$

Um einen sinnvollen Schwellwert für den Giermomentengriff zu definieren, welcher vom Reglerausgang überschritten werden muss, müssen wir hier eine Begrenzung mittels Dead Zone hinzufügen, bevor ein Eingriff in die Gierdynamik vorgenommen wird. Dabei ist es notwendig, den Integralanteil mittels Reset(level) zu unterdrücken, vgl. Abbildung 16. Der

Grund liegt daran, dass sich das Integration der I-Anteil häufen, während die Zeit immer steigt. Wir müssen das Integration der I-Anteil zurücksetzen. Wenn die Differenz von  $\Delta M_z$  durch Dead Zone und nicht durch Dead Zone gleich Null ist, d.h. Dead Zone nicht funktioniert. Das Intergrater funktioniert. Ansonst soll das Integration der I-Anteil Null sein. Nach [Ise06] werden die Verstärkungsfaktoren für die P-, I- und D-Anteile des Reglers ( $K_p$  bzw.  $K_i$  und  $K_d$ ) dem Fahrbahn-reibwert und der Fahrgeschwindigkeit angepasst. Ausgang des Reglers ist die erforderliche Giermomentänderung,  $\Delta M_z$ . Aus unserer Abbildung 16 bestimmen wir diese Begrenzung in Dead Zone in Simulink-Modell. Wir wählen den Grenzwert der Giermomentänderung. Er ist gleich 60.

## 2.4 Aufgabe 4

Im Realen Fahrzeug wird das Giermoment mittels Bremseingriffen oder Torque-Vectoringdifferenzialen generiert. Da bei unserem Einspurmodell Bremseingriffe nicht zu einem zusätzlichen Giermoment führen, soll bei unserem Simulationsmodell das Giermoment direkt in die BDGL für die Gierrate eingebracht werden. Wir fügen das Giermoment an der richtigen Stelle der BDGL ein. Dieser weiterer Eingriff in die BDGL für die Längsdynamik ist gleich wie die Gleichung (35).

Dann wir transformieren das zusätzliche Giermoment mittels der (virtuellen) Spurweite zu einer Bremskraft und fügen diese in die BDGL für die Geschwindigkeit ein.

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_z} \left( \Delta M_z + l_v \cdot (F_{yv} \cos \delta_v + F_{xv} \sin \delta_v) - l_h \cdot F_{zh} \right) \quad (35)$$

Zum Schluss haben wir noch die Reglerparameter ( $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ ) zu bestimmen. Dies muss zu einer stabilen Regelung der Gierrate führen. Und es gilt ( $K_p$ ,  $K_i$ ) >  $K_d$  > 0.

Nach Ziegler und Nichols Methode [Lun16] bestimmen wir die Reglerparameter. Wir stellen zuerst den Regler nur als P-Regler ein. Wir erhöhen  $K_p$  von 1 bis 10000.

Wenn es  $K_{p-kritisch} = 5000$  mit  $K_i=0$  und  $K_d=0$  gilt, gibt es eine Dauerschwingung der Regelgröße bis zur Stabilitätsgrenze. Wir können  $T_{krit}=0,1s$  ablesen. Dann durch die folgende Gleichung können wir  $K_i$  und  $K_d$  berechnen.

$$K_p = K_{p,krit} \cdot 0,6 = 3000 \quad (36)$$

$$T_I = T_{krit} \cdot 0,5 = 0,05 \quad (37)$$

$$K_I = \frac{K_p}{T_I} = 60.000 \quad (38)$$

$$T_D = 0,12 \cdot T_{krit} = 0,012 \quad (39)$$

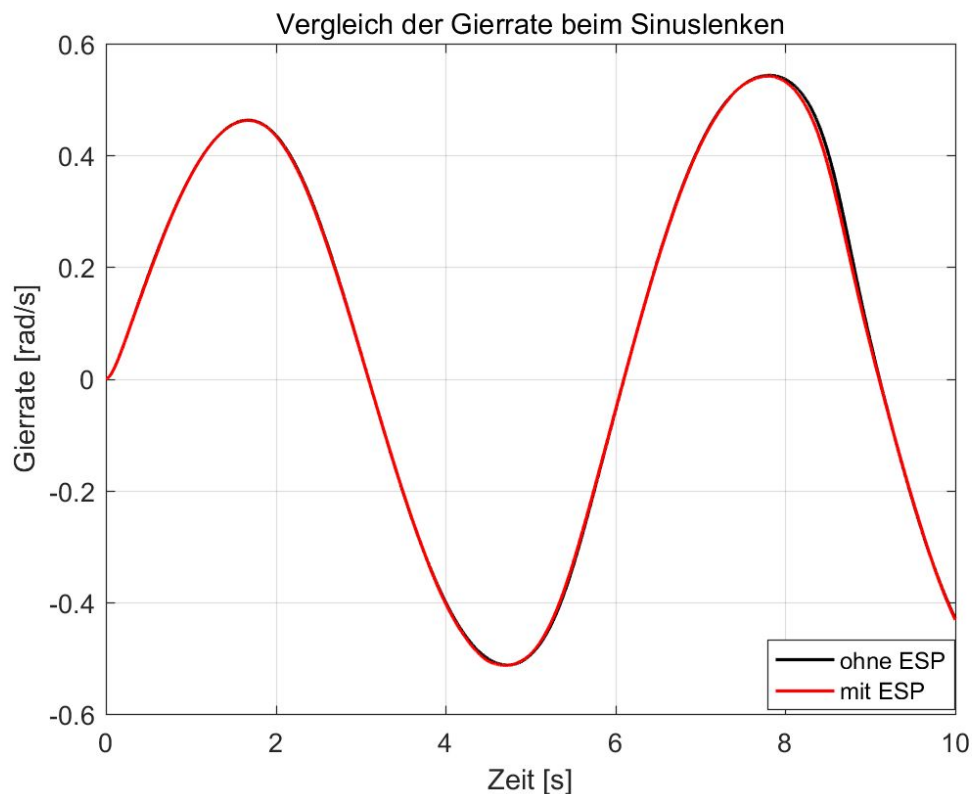
$$K_d = K_p \cdot T_D = 36 \quad (40)$$

Wenn wir die Reglerparameter  $K_p$ ,  $K_i$  und  $K_d$  durch diese Methode berechnen, kann unseres System bis 25s simulieren. So sind diese Reglerparameter durch Ziegler und Nichols Methode nicht so gut. Aus dieser Situation ausprobieren wir die andere Reglerparameter. Zum Schluss wählen wir  $K_p=5000$ ;  $K_d=1$ ;  $K_i=80$ .(Anhang 4.2) Aber es gibt auch einige Fehler zwischen Sollwert und Istwert. So ist PID-Regler begrenzt. PID-Regler ist abhängig von der realen Situation.

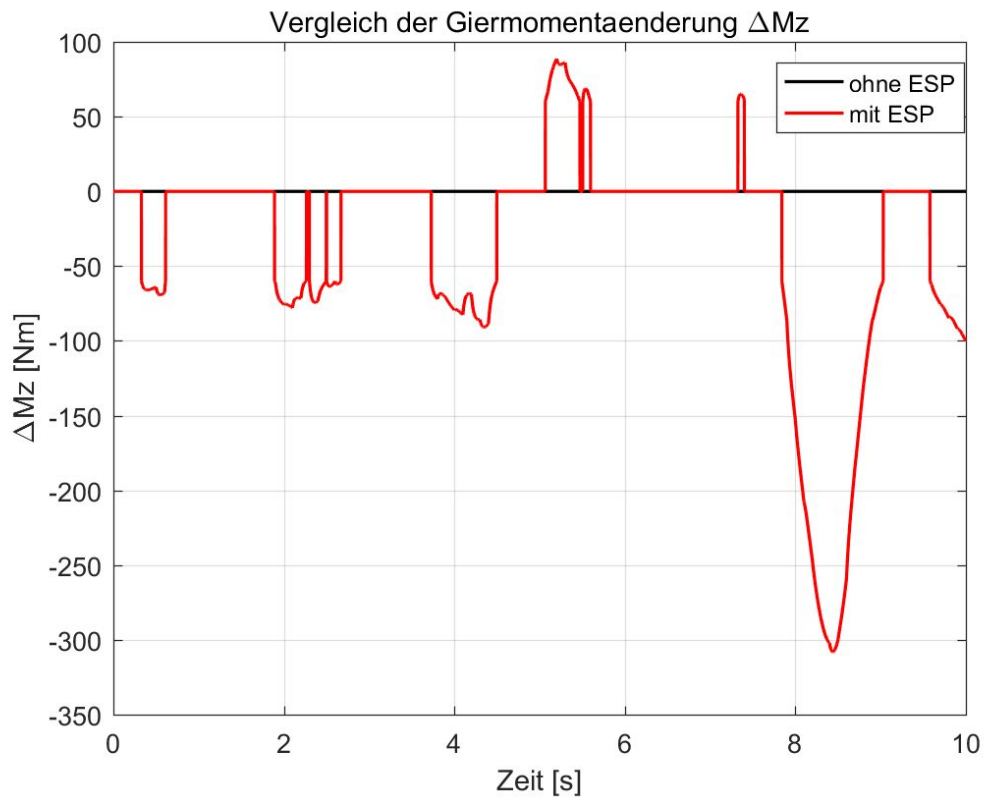
### 2.4.1 Ergebnisse und Analyse

Zum Schluss analysieren wir unsere Ergebnisse anhand der Gierrate, des Soll-Giermomentes, der Fahrzeugposition, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Schwimmwinkels sowie weiteren Simulationsgrößen.

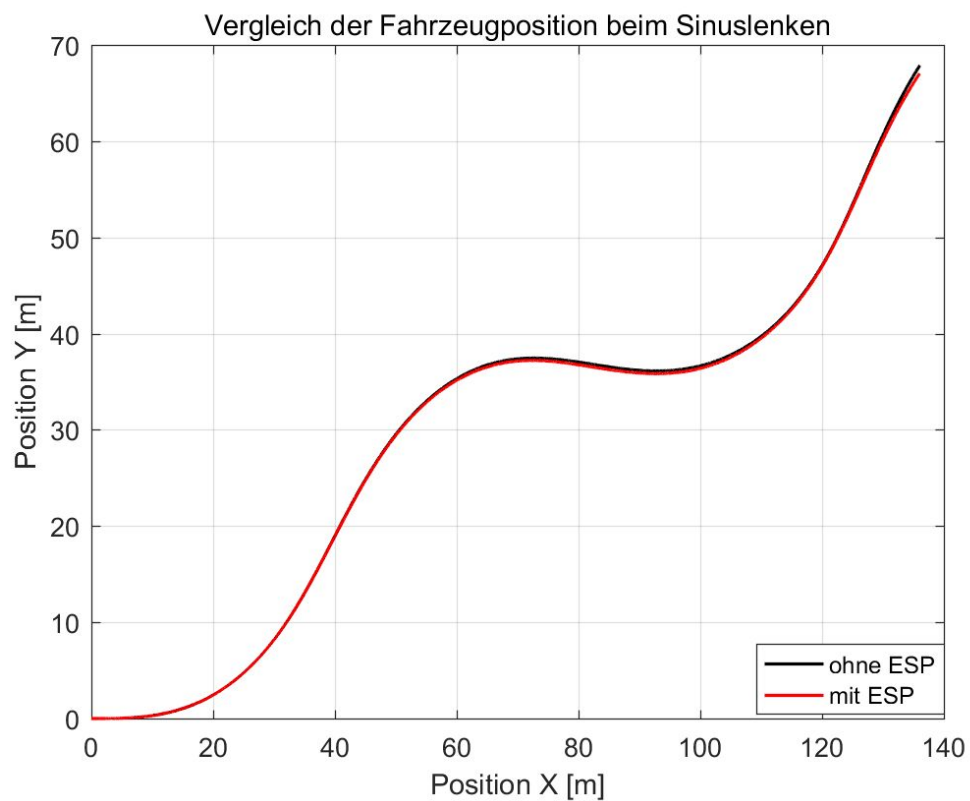
#### Sinuslenken



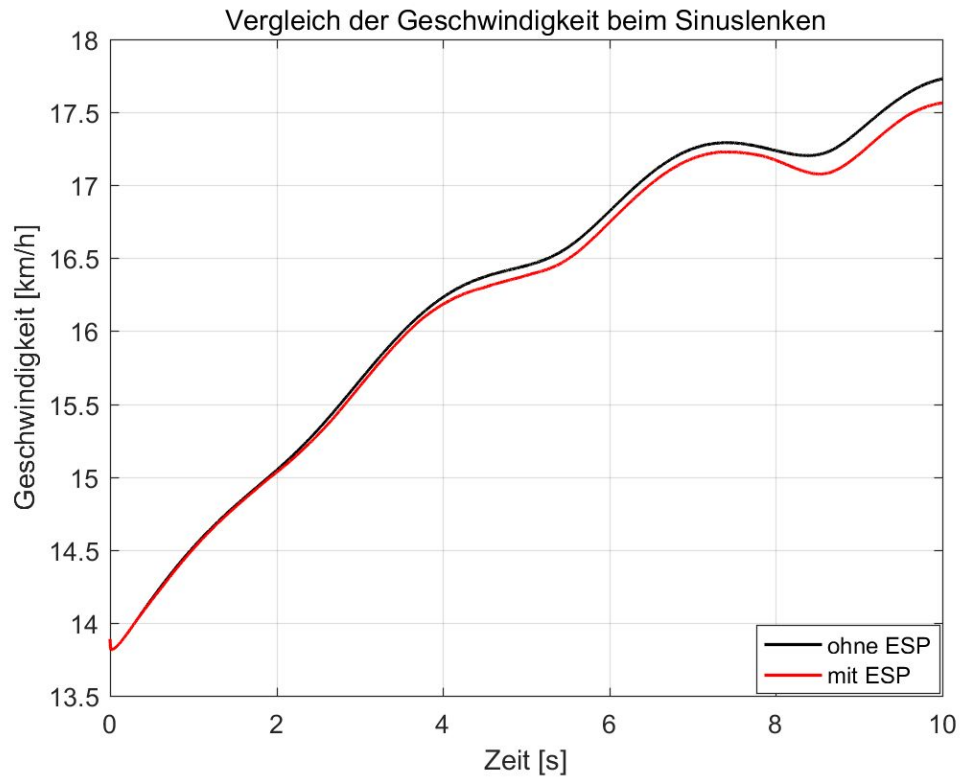
**Abb.18: Vergleich der Gierrate beim Sinuslenken**



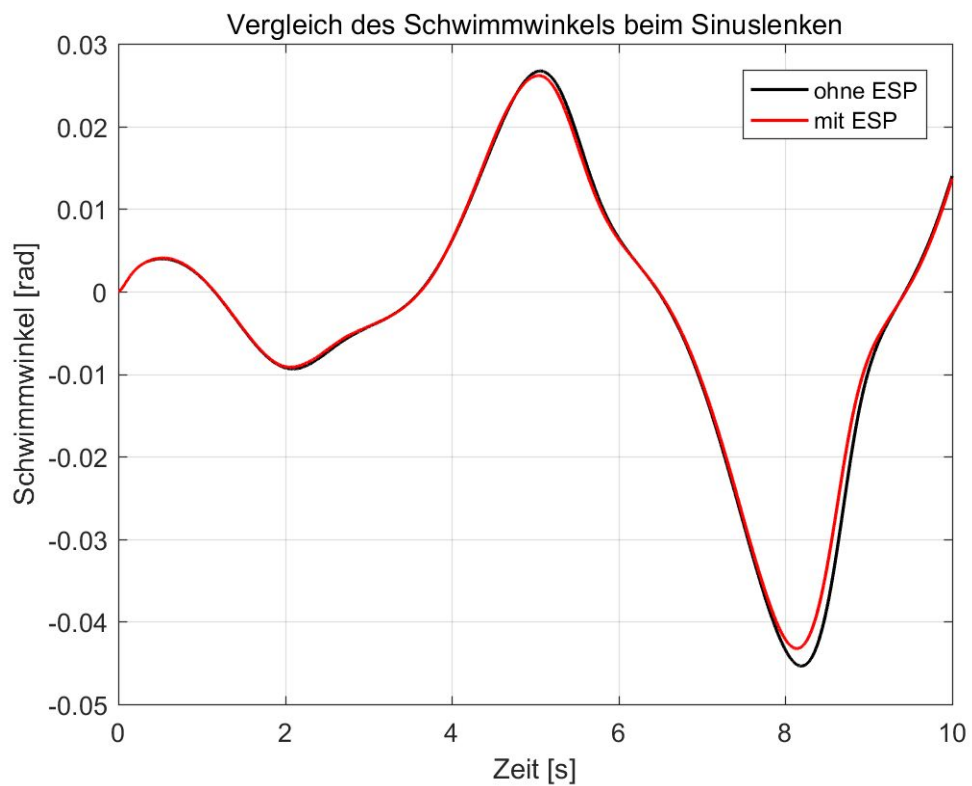
**Abb.19: Vergleich der Giermomentänderung**



**Abb.20: Vergleich der Fahrzeugposition beim Sinuslenken**

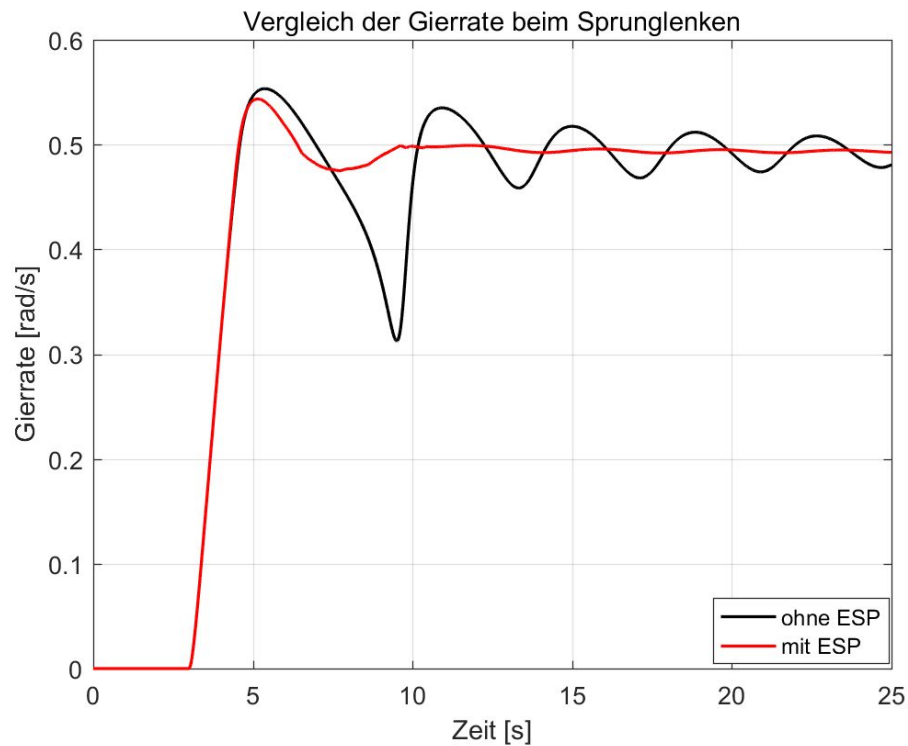


**Abb.21: Vergleich der Geschwindigkeit beim Sinuslenken**

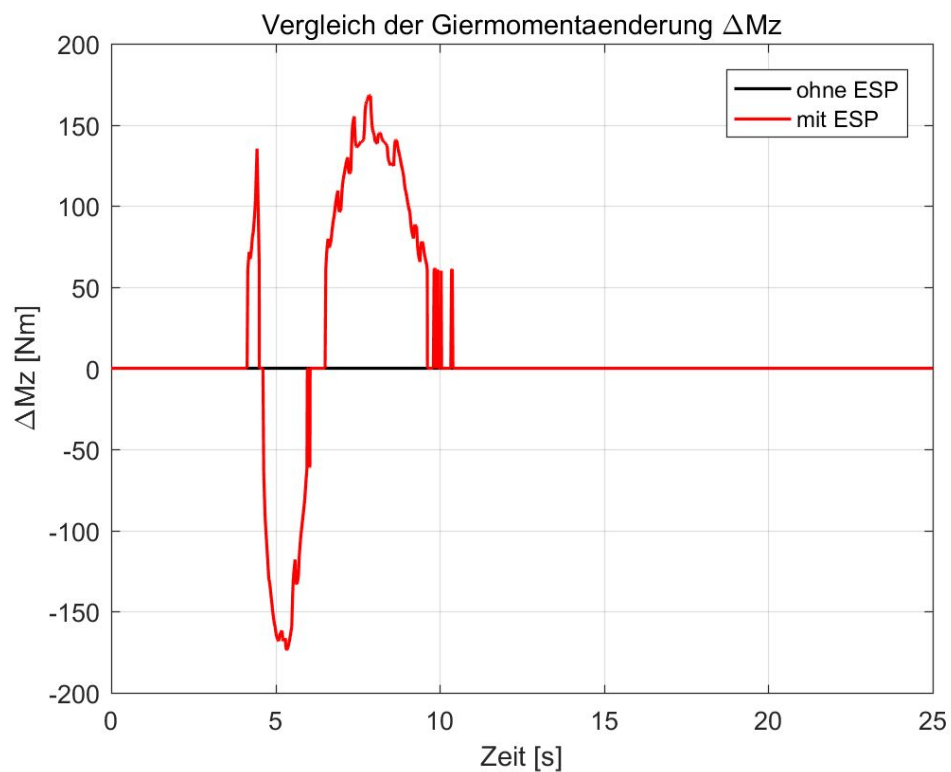


**Abb.22: Vergleich des Schwimmwinkels beim Sinuslenken**

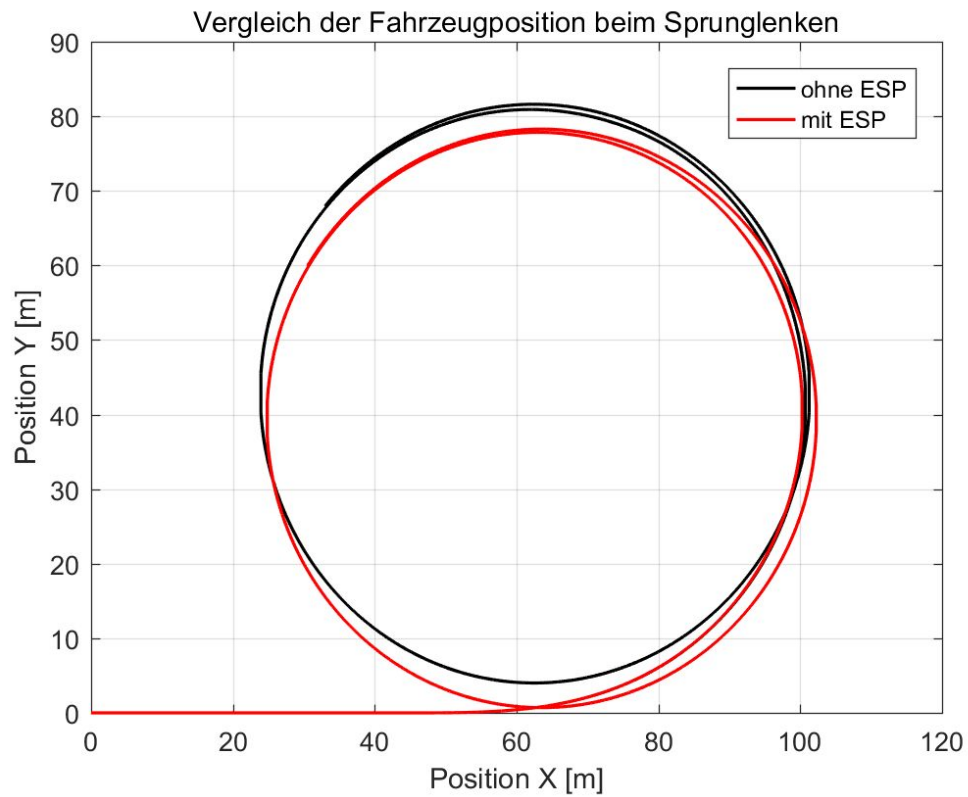
Ergebnisse beim Sprunglenken:



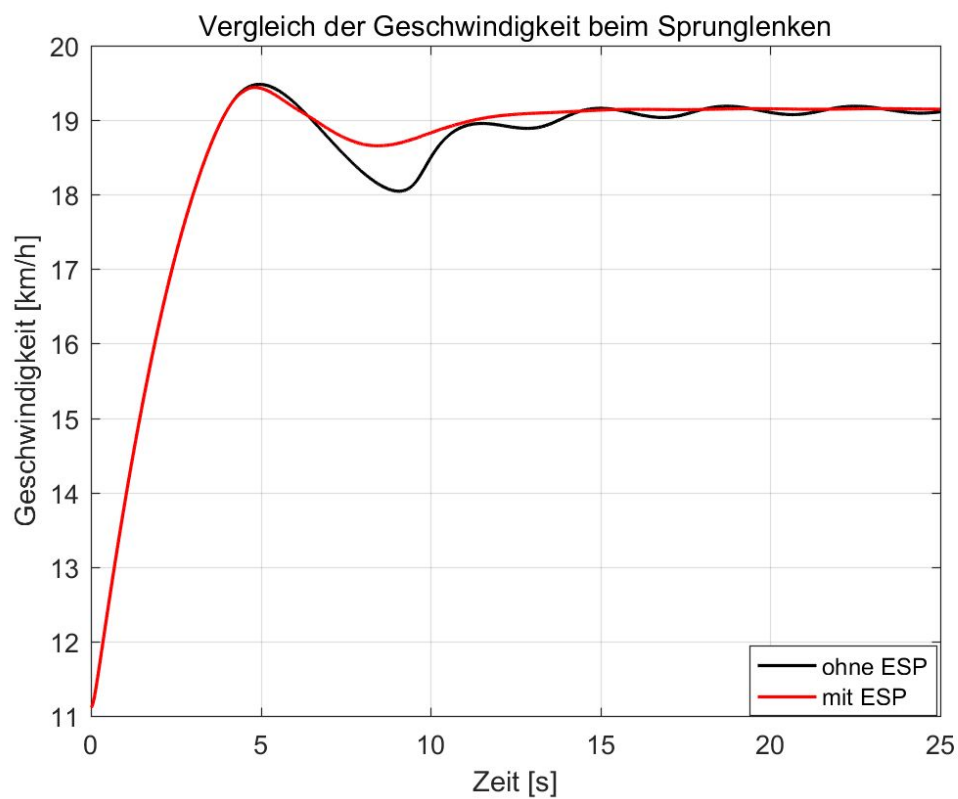
**Abb.23: Vergleich der Gierrate beim Sprunglenken**



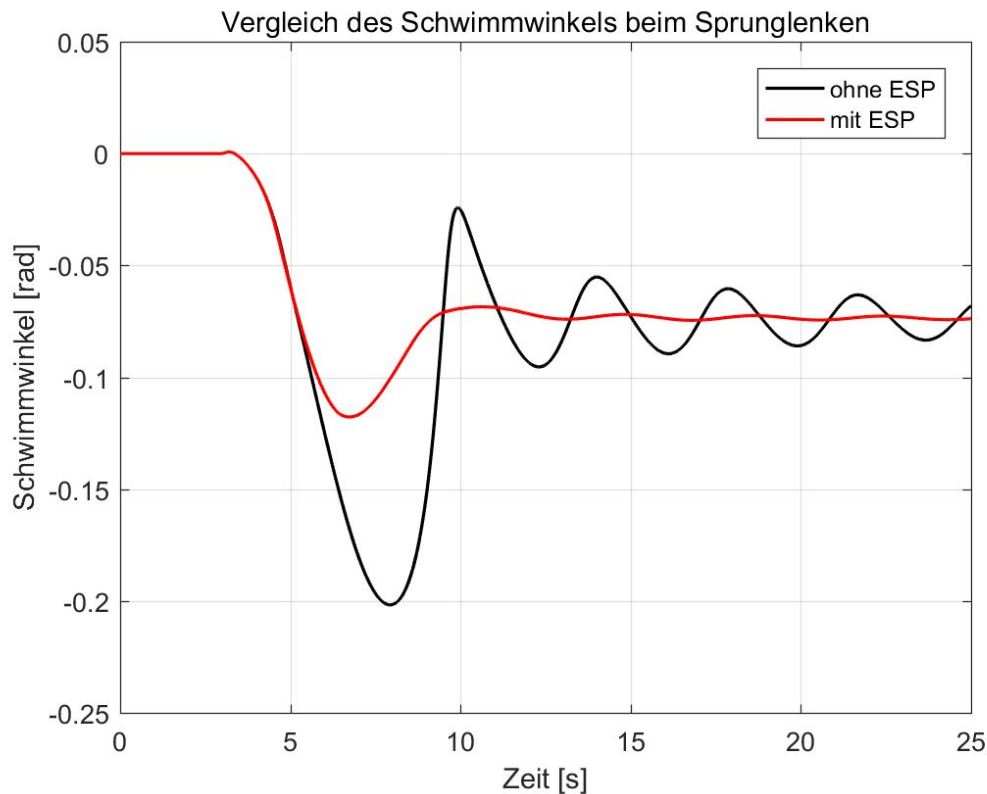
**Abb.24: Vergleich der Giermomentänderung  $\Delta M_z$**



**Abb.25: Vergleich der Fahrzeugposition beim Sprunglenken**



**Abb.26: Vergleich der Geschwindigkeit beim Sprunglenken**



**Abb.27: Vergleich der Schwimmwinkels beim Sprunglenken**

Nach der Simulation werden die obere Abbildungen erstellt.

In Abbildung 18 und 23 ist der Vergleich der Gierrate beim Sinuslenken und der Lenkwinkelsprung. Daraus ergibt es sich, dass die Gierrate mit ESP kleiner als ohne ESP beim Sinuslenken ist. Und beim Lenkwinkelsprung ändert sich die Gierrate mit ESP nach 10 Sekunden nicht, da das Fahrzeug mit ESP stabiler ist.

In Abbildung 19 und 24 ist der Vergleich des Soll-Giermoments beim Sinuslenken und der Lenkwinkelsprung. Ohne ESP soll Soll-Giermoment immer null sein, welches Funktion mit ESP es ist, dass der Giermoment korrigiert.

In Abbildung 20 und 25 ist der Vergleich der Fahrzeugposition beim Sinuslenken und der Lenkwinkelsprung. Daraus folgt, dass das Fahrzeug ohne ESP ein Übersteuern-Manöver hat. Mit ESP kann das Fahrzeug stabiler sein.

In Abbildung 21 und 26 ist der Vergleich der Fahrzeuggeschwindigkeit beim Sinuslenken und der Lenkwinkelsprung. Bei der Lenkwinkelsprung ist die Fahrzeuggeschwindigkeit mit ESP stabiler als ohne ESP.



In Abbildung 22 und 27 ist der Vergleich des Schwimmwinkels beim Sinuslenken und der Lenkwinkelsprung. Bei der Lenkwinkelsprung kann das Fahrzeug mit ESP stabiler als ohne ESP sein, da sich stabil das Fahrzeug mit ESP fahren lassen.

### 3 Literaturverzeichnis

[Mül18] Müller, Steffen, Prof. Dr.-Ing., Fahrzeugregelung, Technische Universität Berlin, Vorlesungskript, 2018.

[Lun16] Lunze, Jan, Regelungstechnik 1. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2016.

[Ise06] Isermann, Rolf, Fahrdynamik-Regelung. Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik ; mit 28 Tabellen. 1. Aufl. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006.

## 4 Anhang

### 4.1 Parametertabelle

Parametername	Einheit	Bezeichnung
$m$	kg	Fahrzeuggesamtmasse
$v$	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit (Schwerpunkt)
$\beta$	rad	Schwimmwinkel
$\psi$	rad	Gierwinkel
$F_{xi}$	N	Radlängskraft
$F_{yi}$	N	Radseitenkraft
$F_L$	N	Luftwiderstandskraft
$\delta_V$	rad	Radlenkwinkel (Vorderachse)
$J_z$	kg m <sup>2</sup>	Trägheitsmoment um z-Achse des Schwerpunkt-KOS
$F_{zi}$	N	Radaufstandskraft (hier: pro Achse!)
$l_h$	m	Abstand HA von Schwerpunkt
$l_v$	m	Abstand VA von Schwerpunkt
$l$	m	Radstand
$g$	m/s <sup>2</sup>	Gravitationskonstante
$\delta_{LR}$	°	Lenkradwinkel (Fahrer)
$s_x$	-	Längsschlupf der Reifen
$v_x$	m/s	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit
$a_y$	m/s <sup>2</sup>	Querbeschleunigung
$\mu_h$	-	Haftreibungskoeffizient Reifen-Fahrbahn
$\alpha$	rad	Schräglaufwinkel (linearisierter Reifenseitenschlupf)
$S$	-	vektorieller Schlupf

## 4.2 PID-Matlab Funktion

```

1  function y=fcn(psi_p,beta,v)
2
3  % P-Regelarameter von psi_p
4  if v>=0 && v<=70;
5      Kp_psi_p=(-1/70).*v+1;
6  else if v>70 && v<=100;
7      Kp_psi_p =0;
8  else
9      Kp_psi_p = nan;
10  end
11  end
12
13  % P-Regelarameter von beta
14  if v>=0 && v<=70;
15      Kp_beta=(-1/70).*v+1;
16  else if v>70 && v<=100;
17      Kp_beta =0;
18  else
19      Kp_beta = nan;
20  end
21  end
22
23  % beta-Regelparameter
24
25  if beta>= pi/30;
26      Kp_beta = 1;
27  else Kp_beta = 0;
28  end
29
30  Kp = 5000;
31
32  y = Kp*(Kp_psi_p .* psi_p + Kp_beta .* sign(beta) .* sqrt(abs(beta))); %delta_Mz von P-Anteil
33  end
  
```

**Abb.28: Kp-Funktion**

```

1  function y = fcn(psi_p,v)
2
3      % I-Regelparameter von psi_p
4      if v>=0 && v<=70;
5          Ki_psi_p=(-1/70).*v+1;
6      else if v>70 && v<=100;
7          Ki_psi_p =0;
8      else
9          Ki_psi_p = nan;
10     end
11 end
12
13 Ki = 80;
14
15 y = Ki.*(Ki_psi_p .* psi_p);
  
```

**Abb.29: Ki-Funktion**

```

1  function y = fcn(psi_p,v)
2
3      % D-Regelparameter von psi_p
4      if v>=0 && v<=70;
5          Kd_psi_p=(-1/70).*v+1;
6      else if v>70 && v<=100;
7          Kd_psi_p =0;
8      else
9          Kd_psi_p = nan;
10     end
11 end
12
13 Kd = 1;
14
15 y = Kd.*(Kd_psi_p .* psi_p); % delta_Mz(D)
16 end
  
```

**Abb.30: Kd-Funktion**