

**Die Pendelbewegung  
von Einschienen-Hängebahnen  
am Beispiel der  
Wuppertaler Schwebbahn**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte

**Dissertation**

von

**Dipl.-Ing. Andreas Singer**

geboren am 27. Juli 1968 in Hamburg

**2003**

1. Referent: Prof. em. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Gerhard Voß

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Braune

Tag der Promotion: 6. Juni 2003

## **Vorwort**

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Universität Hannover.

Bedanken möchte ich mich bei allen Kollegen, wissenschaftlichen Hilfskräften und Studenten, die durch ihre Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. em. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Gerhard Voß, gilt mein besonderer Dank für die Betreuung der Dissertation, für die stets gewährte Unterstützung und für das entgegengebrachte Vertrauen.

Mein herzlicher Dank geht an Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll für die außerordentlich freundliche Aufnahme im Institut für Maschinenelemente und für die Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Reinhard Braune danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Der Firma IPW Fahrzeugtechnik Hannover, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Karsten Zuske, möchte ich für die reibungslose und erfolgreiche Betreuung der Messfahrten bei der Schwebebahn danken. Der Wuppertaler Stadtwerke AG bin ich für die bereitwillige Unterstützung bei der Durchführung der Messfahrten sowie für vielfältige gewährte Informationen zu Dank verpflichtet.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Frau Dorothea für ihre liebevolle Geduld und für manche Hilfe beim Erstellen der Arbeit bedanken.

## **Kurzfassung**

Als Einschienen-Hängebahn kann die Wuppertaler Schwebbahn auf freier Strecke ungehindert um die Schienenachse pendeln. In den Haltestellen liegt dagegen eine Begrenzung des zulässigen Pendelwinkels vor. Heute wird die Einhaltung dieses Winkels durch die Fahrer überwacht. Für einen künftigen fahrerlosen Betrieb müssen entsprechende technische Vorkehrungen getroffen werden.

Als wichtigster Anregungsmechanismus des Pendelns wird die Fahrt durch Übergangsbögen ermittelt. Es werden drei Rechenmodelle zur Simulation der Bogenfahrten auf der Basis eines Mehrkörpermodells und eines linearen Einmassenpendels entwickelt. Zwischen den drei Modellen wird ein Vergleich durchgeführt. Die Verifizierung des Einmassenmodells geschieht durch Versuchsfahrten mit einem Schwebbahnfahrzeug. Das Pendelverhalten der Bahn streut in der Realität stark.

In einer umfangreichen rechnerischen Parametervariation mit dem linearen Einmassenpendel werden die Auswirkungen des Zusammenwirkens von Anfangsamplitude des Pendelns, Phasenlage, Geschwindigkeit, Bogenradius und Übergangsbogenlänge dargestellt.

Es werden verschiedene technische Systeme zur primären und sekundären Beeinflussung des Pendelns vorgestellt, die zum Einhalten des Lichtraumprofils und zur Komfortsteigerung des Fahrgastwechsels in den Haltestellen dienen. Hierbei ist zwischen der erwünschten quasistatischen Auslenkung in den Gleisbögen und der zu reduzierenden Pendel-Eigenbewegung des Fahrzeugs zu unterscheiden. Primäre Maßnahmen wirken dem Entstehen von Pendelbewegungen entgegen. Sekundäre Maßnahmen dämpfen, tilgen oder begrenzen ein vorhandenes Pendeln. Die Systeme zur sekundären Beeinflussung werden in einer Nutzwertanalyse einer Bewertung nach fahrgast-, technik-, betriebs- und ökonomiebezogenen Kriterien unterzogen.

Auf der Basis der Untersuchungen wird eine Maßnahmenkombination vorgeschlagen, mit der in der großen Mehrzahl der Fälle eine zufriedenstellende Reduzierung der Pendelbewegung erreichbar ist. Das Pendeln der Fahrzeuge in den Haltestellen kann innerhalb kurzer Zeit bis zum Stillstand beruhigt werden.

## **Abstract**

Being a suspended monorail railway, on the free line the Wuppertaler Schwebebahn is able to oscillate unimpeded in pendulum fashion around the centre line of the track. However, the oscillation angle is restricted within the stations. Today this angle is kept by the driver. For a future driverless operating mode equivalent technical precautions have to be taken.

Being the major excitation mechanism of the pendulum movement, the run through transition curves is detected. Based on a multi-body system and on a linear one-mass-pendulum, three calculation models are developed for the simulation of the run through the curved track. The three models are compared with each other. The verification of the one-mass-model is done by trial runs with a vehicle of the Wuppertaler Schwebebahn. The pendulum behaviour of the train scatters in reality.

In an extensive calculative parameter variation using the linear one-mass-pendulum the effects of the co-action of initial amplitude, phase position, velocity, curve radius and transition curve length are demonstrated.

Several technical systems for primary and secondary influences on the pendulum movement are introduced that help to keep the free pendulum angle and contribute to the comfort of the passengers changing at the stations. Here one has to differentiate between the desired quasi-static excursion in the curves and the vehicle's natural pendulum oscillation that needs to be reduced. Primary measures counteract the formation of pendulum movements. Secondary measures damp, absorb or limit an existing pendulum movement. For the secondary influencing systems a value benefit analysis is performed concerning several passengers, technical, operating, and economical aspects.

Based on the investigations, a combination of measures is proposed, which helps to achieve a satisfactory reduction of the pendulum movement in the great majority of the cases. The oscillation of the vehicles in the stations can be allayed to standstill within short time.

Schlagwörter: Schwebebahn, Hängebahn, Pendeln

Keywords: Schwebebahn, Suspension Railway, Pendulum Movement

# Inhaltsverzeichnis

	Seite
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Einführung ins Thema.....</b>	<b>4</b>
2.1 Die Pendelproblematik bei der Wuppertaler Schwebbahn.....	4
2.2 Verschiedene räumliche Bereiche.....	6
2.2.1 Freie Strecke.....	6
2.2.2 Haltestelleneinfahrt.....	7
2.2.3 Haltestellen.....	7
2.3 Zielsetzungen der Arbeit.....	8
<b>3 Ursachen und Ausprägung des Pendelns.....</b>	<b>9</b>
3.1 Mathematische Beschreibung der freien Pendelbewegung.....	9
3.2 Anregungsmechanismen.....	10
3.2.1 Bogeneinlauf und Bogenauslauf.....	10
3.2.2 Stochastische Einflüsse.....	12
3.2.3 Rotationseffekte.....	14
3.3 Rechenmodelle zum Lauf durch Übergangsbögen.....	16
3.3.1 Einmassenpendel.....	17
3.3.1.1 Darstellung des Lösungsweges.....	17
3.3.1.2 Programmierung der Lösung.....	21
3.3.1.3 Einfluss des Bogens auf die Pendel-Eigenkreisfrequenz.....	22
3.3.2 Zweimassenpendel.....	23
3.3.3 Mehrkörpersystem mit Rad-Schiene-Kontakt.....	24
3.3.4 Gelenkig aufgehängtes Mehrkörpersystem.....	25
3.4 Erläuterung der Berechnungsergebnisse.....	26
3.5 Vergleich der Berechnungsmodelle.....	28
3.5.1 Quasistatische Auslenkung.....	28
3.5.2 Amplitudenniveau.....	29
3.5.3 Ideale Übergangsbogenlänge.....	30
3.5.4 Fazit des Modellvergleichs.....	31
3.6 Versuchsfahrten.....	31
3.6.1 Versuchsaufbau und -durchführung.....	32
3.6.1.1 Versuchsfahrzeug.....	32
3.6.1.2 Messausrüstung.....	32
3.6.1.3 Versuchsablauf.....	35
3.6.2 Eigenfrequenz und Dämpfung.....	35
3.6.2.1 Eigenfrequenz im Stand.....	35
3.6.2.2 Eigenfrequenz während der Fahrt.....	36
3.6.2.3 Eigendämpfung.....	36
3.6.3 Bogeneinfahrt.....	37
3.6.3.1 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit.....	39
3.6.3.2 Einfluss der Übergangsbogenlänge.....	42

3.6.3.3	Einfluss des Bogenradius .....	43
3.6.4	Bogenausfahrt .....	44
3.6.4.1	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit .....	44
3.6.4.2	Einfluss der Übergangsbogenlänge .....	45
3.6.4.3	Einfluss des Bogenradius .....	46
3.6.4.4	Zwischenbilanz der Bogenausfahrt .....	47
3.6.4.5	Beispielhafte Messungen zur Bogenausfahrt .....	47
3.6.4.6	Nachrechnung von Versuchen der Bogenausfahrt .....	48
3.7	Bewertungen .....	52
3.7.1	Gewichtung der Einflüsse auf das Pendeln .....	52
3.7.2	Bewertung des Berechnungsverfahrens mit dem linearen Einmassenpendel .....	53
3.8	Parametervariationen .....	55
3.8.1	Parametervariation der Bogeneinfahrt ohne Vorpendeln .....	55
3.8.2	Parametervariation der Bogenausfahrt mit Vorpendeln .....	57
3.8.2.1	Allgemeine Beobachtungen an den Ergebnissen .....	59
3.8.2.2	Variation der Anfangsamplitude $A_{\text{Bogen}}$ .....	61
3.8.2.3	Variation der Fahrgeschwindigkeit $v$ .....	62
3.8.2.4	Variation des Bogenradius $R$ .....	63
3.8.2.5	Sonderbetrachtung für $R = 120 \text{ m}$ , $v = 60 \text{ km/h}$ , $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$ .....	64
3.8.3	Resümee der Parametervariationen .....	65
<b>4</b>	<b>Exkurs: Dem Pendeln vergleichbare Schwingungen in anderen Technikbereichen .....</b>	<b>68</b>
4.1	Baukrane .....	68
4.2	Schiffe .....	68
4.2.1	Externe Stabilisatoren .....	68
4.2.2	Interne Stabilisatoren .....	69
4.3	Hochhäuser .....	70
4.3.1	Passive Dämpfung .....	71
4.3.2	Semiaktive Dämpfung .....	72
4.3.3	Aktive Dämpfung .....	72
4.4	Seilbahnen .....	73
4.5	Mehrschienen-Hängebahnen .....	75
4.6	Fazit des Exkurses .....	77
<b>5</b>	<b>Beeinflussung des Pendels der Wuppertaler Schwebbahn .....</b>	<b>78</b>
5.1	Ziele, Anforderungen und Lösungskonzept .....	78
5.1.1	Ziele der Beeinflussung .....	78
5.1.2	Anforderungen .....	78
5.1.3	Lösungskonzept .....	79
5.2	Primäre Maßnahmen .....	79
5.2.1	Verzicht auf längs angeordnete Motoren .....	79
5.2.2	Anwendung von Trägheitseffekten .....	80
5.2.3	Pendelgünstige Konzeption des Fahrspiels .....	80
5.2.4	Absenkung der Periodendauer des Pendels .....	81



5.2.5	Änderung kritischer Übergangsbögen .....	82
5.3	Sekundäre Maßnahmen .....	82
5.3.1	Einleitende Energiebetrachtung des Pendelns .....	83
5.3.1.1	Abzuführende Energie .....	83
5.3.1.2	Pendelgeschwindigkeit .....	84
5.3.2	Überwachtes freies Auspendeln .....	85
5.3.3	Tilgung durch Geschwindigkeitsreduktion .....	85
5.3.4	Mechanische Begrenzung des Pendelwinkels .....	86
5.3.4.1	Verbreiterung des Unterflansches am Fahrschienenträger .....	86
5.3.4.2	Passive Pendelbegrenzung unterhalb des Fahrzeugs .....	88
5.3.4.3	Aktive Andockeinrichtung .....	89
5.3.5	Dämpfung durch trockene Reibung .....	91
5.3.5.1	Interne Dämpfung zwischen Wagenkasten und Drehgestell .....	91
5.3.5.2	Reibelemente am Unterflansch des Fahrschienenträgers .....	91
5.3.5.3	Reibelemente an der Fahrzeugunterseite .....	98
5.3.6	Hydraulische Dämpfung .....	100
5.3.6.1	Interne hydraulische Dämpfung zwischen Wagenkasten und Drehgestell .....	100
5.3.6.2	Interne Dämpfung durch korrespondierende Flüssigkeitstanks .....	100
5.3.6.3	Extern abgestützte hydraulische Dämpfung .....	100
5.3.7	Dämpfung durch Massenträgheitskräfte .....	105
5.3.7.1	Sekundärpendel .....	105
5.3.7.2	Unwuchtmassen .....	108
5.3.7.3	Kreiselmomente .....	109
5.3.8	Dämpfung durch Rückstoßkräfte .....	111
5.3.9	Dämpfung durch elektromagnetische Kräfte .....	112
5.3.9.1	Wirbelstromdämpfung .....	112
5.3.9.2	Dämpfung durch elektrodynamische Kräfte (Linearmotoren) .....	113
5.3.9.3	Kraftschlüssige Andockeinrichtungen .....	114
5.3.10	Zwischenfazit zur sekundären Pendelbeeinflussung .....	115
5.3.11	Bewertung der Lösungen für sekundäre Maßnahmen .....	117
5.3.11.1	Vorgehen .....	117
5.3.11.2	Nutzwertanalyse für sekundäre Maßnahmen auf freier Strecke .....	118
5.3.11.3	Nutzwertanalyse für sekundäre Maßnahmen in der Haltestelle .....	121
5.3.11.4	Fazit der Bewertung .....	127
5.4	Gesamtkonzept zur Beeinflussung des Pendelns der Wuppertaler Schwebbahn .....	128
5.4.1	Konzept zur Beeinflussung .....	128
5.4.2	Gewichtung der Maßnahmen .....	130
5.4.3	Vorgehen zur Pendelüberwachung außerhalb der Haltestellen .....	131
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>132</b>
	<b>Quellenverzeichnis .....</b>	<b>135</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>138</b>

## Formelzeichen und Abkürzungen

### Formelzeichen

Winkelangaben werden in der folgenden Tabelle mit der Einheit  $^\circ$  belegt. In Rechnungen sind die Winkel jedoch im Bogenmaß zu verwenden und gehen daraus auch so hervor.

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$A$	$^\circ$	Koeffizient der Lösung der Differentialgleichung
$A$	$^\circ$	Winkelamplitude
$A$	$m^2$	Fläche
$A_{\text{anf}}$	$^\circ$	Amplitude der Anfangsschwingung zu Beginn des Übergangsbogens
$A_{\text{Bogen}}$	$^\circ$	Pendelamplitude im quasistatischen Bogen vor der Bogenausfahrt
$A_{\text{diff,rel}}$	-	Amplitudendifferenz zwischen Versuch und Berechnung mit dem LEP, bezogen auf die im Versuch gemessenen Amplituden
$A_{\text{LEP}}$	$^\circ$	Amplitude, berechnet mit dem linearen Einmassenpendel
$A_{\text{nach Ruhe}}$	$^\circ$	Amplitude aus pendelfreiem Ausgangszustand
$A_{\text{rel,K}}$	$^\circ \cdot m$	auf die Bogenkrümmung bezogene Pendelamplitude
$A_{\text{rel},\varphi}$	-	auf die quasistatische Auslenkung $\varphi_{\text{quasi}}$ bezogene Pendelamplitude
$A_{\text{Versuch}}$	$^\circ$	im Versuch gemessene Amplitude
$A_{\text{Seite}}$	$m^2$	Seitenfläche des Fahrzeugs
$a$	$m/s^2$	Beschleunigung
$a_{\text{res}}$	$m/s^2$	resultierende Beschleunigung
$a_y$	$m/s^2$	quasistatische Querschleunigung infolge der Bogenfahrt
$a_{y,\text{Fb}}$	$m/s^2$	Querschleunigung in Fußbodenhöhe
$a_{y,\text{spür}}$	$m/s^2$	spürbare Querschleunigung in Fußbodenhöhe
$B$	$^\circ$	Koeffizient der Lösung der Differentialgleichung
$c_W$	-	Luftwiderstandsbeiwert
$c_\varphi$	$Nm/rad$	Drehfederkonstante
$D$	-	Dämpfungsgrad, Lehrsches Dämpfungsmaß
$d$	$Ns/m$	translatorische Dämpfungskonstante
$d_\varphi$	$Nms/rad$	Drehdämpfungskonstante
$d_{\varphi,\text{sek}}$	$Nms/rad$	Drehdämpfungskonstante des Sekundärpendels
$E_{\text{kin}}$	J	kinetische Energie
$E_{\text{pot}}$	J	potentielle Energie
$F_A$	N	Haltekraft der magnetischen Andockeinrichtung
$F_{\text{ED}}$	N	Elektrodynamische Kraft des Linearmotors
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft
$F_{\text{RU}}$	N	Reibkraft an der Fahrzeug-Unterseite
$F_W$	N	Windkraft
$F_{\text{WB}}$	N	Kraft der Wirbelstrombremse
$F_{y,U}$	N	Komponente der Unwuchtkraft in y-Richtung
$f_0$	$1/s, \text{Hz}$	Eigenfrequenz

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$G$	N	Gewichtskraft
$g$	$m/s^2$ , N/kg	Gravitationskonstante = 9,81
$g$	-	Gewichtungsfaktor in der Nutzwertanalyse
$h_M$	m	Abstand zwischen dem Angriffspunkt der Magnetkräfte an der Fahrzeug-Unterseite und der Schienenoberkante
$h_{UF}$	m	Abstand zwischen Schienenoberkante und Fahrschienträger-Unterflansch
$h_{RU}$	m	Abstand zwischen dem Angriffspunkt von $F_{RU}$ und der Schienenoberkante
$h_{sek}$	m	Abstand des Sekundärpendel-Drehpunktes von der Schienenoberkante
$h_{stell, max}$	m	verfügbare Stellhöhe
$h_{U,SO}$	m	Abstand zwischen der Unwuchtmasse und der Schienenoberkante
$J$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment
$J^{(Q0)}$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment um den Pendeldrehpunkt in der y-z-Ebene
$J_S$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment um den Scheibenmittelpunkt in der Scheibenebene
$K$	1/m	Krümmung des Gleisbogens, $K = 1/R$
$l_r$	m	Trägheitsradius
$l_{r,sek}$	m	Trägheitsradius des Sekundärpendels
$l_{ü1}$	m	Übergangsbogenlänge der Bogeneinfahrt
$l_{ü2}$	m	Übergangsbogenlänge der Bogenausfahrt
$m$	kg	Masse
$m_{Dg}$	kg	Drehgestellmasse
$m_S$	kg	Scheibenmasse
$m_{sek}$	kg	Masse des Sekundärpendels
$m_U$	kg	Unwuchtmasse
$m_{WK}$	kg	Wagenkastenmasse
$M_0$	Nm	Momentenamplitude der Pendelanregung
$M_K$	Nm	Kreiselmoment
$M_U$	Nm	Moment um den Pendeldrehpunkt infolge der Unwucht
$n_S$	1/s	Scheibendrehzahl
$p$	-	Punktzahl in der Nutzwertanalyse
$p_W$	$N/m^2$	Winddruck
$Q$	N	Radaufstandskraft
$2Q$	N	Drehgestellaufstandskraft
$R$	m	Radius des Gleisbogens
$r$	m	Radius
$r$	$m/s^3$	Ruck
$r_S$	m	Scheibenradius
$r_U$	m	Unwuchtradius
$r_{zul}$	$m/s^3$	höchstzulässiger Ruck
$s$	m	Weg
$s_0$	m	Während einer Pendel-Eigenperiode zurückgelegter Weg
$s_{reib}$	m	Reibweg

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$T_0$	s	Periodendauer der Pendelbewegung
$T_d$	s	Periodendauer der gedämpften Pendelbewegung
$T_U$	s	Periodendauer der Unwuchtmassenbewegung
$t$	s	Zeit
$t_{\text{stell}}$	s	Stellzeit der Scheibe zur Erzeugung des Kreiselmoments
$t_{\text{ü}}$	s	für das Durchfahren des Übergangsbogens benötigte Zeit
$V_3$	-	Vergrößerungsfunktion
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$v_y$	m/s	Quergeschwindigkeit
$v_W$	m/s	Windgeschwindigkeit
$W$	-	Wertigkeit in der Nutzwertanalyse
$W_{\text{reib}}$	J	Reibarbeit
$x_0$	°	Koeffizient der Schwingungsantwort
$y_{\text{UF}}$	m	Querweg in Höhe des Fahrschienenträger-Unterflansches
$Z_{\text{Fb}}$	m	z-Koordinate des Fahrzeugfußbodens
$Z_S$	m	z-Koordinate des Schwerpunkts
$\alpha_{\text{anr,max}}$	°	größter zur Modellierung der Pendelanregung genutzter Winkel
$\alpha_{\text{stell,max}}$	°	maximaler Stellwinkel der rotierenden Scheibe
$\gamma$	°	Gierwinkel
$\eta$	-	Frequenzverhältnis
$\mu_G$	-	Gleitreibungskoeffizient
$\rho_L$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte
$\tau$	-	Eigenzeit
$\varphi$	°	Pendelwinkel
$\varphi_{\text{quasi}}$	°	quasistatische Pendelauslenkung im Gleisbogen
$\varphi_W$	°	Pendelauslenkung durch Seitenwind
$\psi$	°	Phasenlage des Pendelschwingung am Beginn des Übergangsbogens
$\psi^*$	°	Phasenwinkel der Schwingungsantwort
$\Omega$	rad/s	Anregungskreisfrequenz
$\omega_0$	rad/s	Eigenkreisfrequenz der ungedämpften Pendelbewegung
$\omega_d$	rad/s	Eigenkreisfrequenz der gedämpften Pendelbewegung
$\omega_S$	rad/s	Umlaufkreisfrequenz der Scheibe
$\omega_U$	rad/s	Umlaufkreisfrequenz der Unwuchtmasse
$\bar{\omega}_{\text{stell}}$	rad/s	durchschnittliche Winkelgeschwindigkeit der Stellbewegung

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AMD	Aktive Massendämpfer (Active Mass Drivers)
BOStrab	Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen
Dg	Drehgestell
diff	Differenz
Fg	Fahrgäste
Fhg	Freiheitsgrad
ges	gesamt
GTW	Gelenktriebwagen
LEP	Lineares Einmassenpendel
MKG	Mehrkörpermodell, gelenkig aufgehängt mit 1-Fhg-Kontakt
MKR	Mehrkörpermodell mit Modellierung des Rad-Schiene-Kontakts
$Q_0$	Pendeldrehpunkt in der y-z-Ebene
quasi	quasistatisch
rel	relativ
res	resultierend
S	Schwerpunkt
TLCD	Abgestimmte Flüssigkeitsdämpfer mit Rohrreibung (Tuned Liquid Column Dampers)
TLD	Abgestimmte Flüssigkeitsdämpfer (Tuned Liquid Dampers)
TMD	Abgestimmte Massendämpfer (Tuned Mass Dampers)
Ü1	Übergangsbogen der Bogeneinfahrt
Ü2	Übergangsbogen der Bogenausfahrt
WK	Wagenkasten



## 1 Einleitung

Einschienen-Hängebahnen sind dadurch gekennzeichnet, dass ihre Räder samt den Fahrgestellrahmen oberhalb der Wagenkästen angeordnet sind und dort auf einer einzigen, ansonsten aber den normalen Eisenbahnschienen vergleichbaren Fahrschiene rollen. Daher sind auch keine Radsätze im herkömmlichen Sinne vorhanden, sondern jedes Rad ist als Einzelrad zu betrachten.

Einschienen-Hängebahnen nehmen innerhalb der Schienenfahrzeuge in zweifacher Hinsicht eine Sonderstellung ein. Erstens stellt bereits die Bauart Hängebahn gegenüber den sonst üblichen Standbahnen mit unterhalb des Wagenkastens angeordneten Fahrgestellen und Fahrschienen eine Besonderheit dar. Zweitens bildet die Einschienigkeit ein wichtiges technisches Unterscheidungsmerkmal gegenüber den meisten anderen Hängebahnen, die entweder zwei herkömmliche Schienen als Fahrschiene verwenden oder vielfach auch geschlitzte Kastenprofile, in denen mehrere Trag- und Führungsrollen des Fahrgestells auf der Bodenfläche und an den Seitenwänden entlanglaufen. In beiden Fällen besteht an den Berührungspunkten der Räder oder Rollen mit der Fahrschiene die Möglichkeit, auftretende Momente um die Fahrzeuglängsachse abzustützen.

Diese Möglichkeit ist bei den Einschienen-Hängebahnen bauartbedingt nicht vorhanden. Daher kann einer Bewegung der Fahrzeuge um die Fahrzeug-Längsachse, bei der die Fahrschiene die Drehachse bildet, nahezu keine Kraft entgegengesetzt werden. Aus diesem Grunde neigen die Fahrzeuge zu Pendelschwingungen.

Weltweit existieren nur zwei Einschienen-Hängebahnen. Es handelt sich hierbei um die Bergschwebebahn in Dresden-Loschwitz [3] und um die Wuppertaler Schwebebahn [1],[2] (**Abbildung 1**). Beide Bahnen funktionieren nach einem Patent des Erfinders Carl Eugen LANGEN aus dem Jahr 1892 [4]. Die Bezeichnung Schwebebahn ist insofern irreführend, als der Kontakt zur Fahrbahn und insbesondere die Tragfunktion nicht, wie beispielsweise bei den Magnetschwebebahnen, berührungslos, sondern durch die bei Bahnen bewährte Rad-Schiene-Technologie erfolgt.

Den Anlass zur vorliegenden Arbeit bildet die Modernisierung der Schwebebahn in Wuppertal. Die Schwebebahn stellt das wichtigste öffentliche Verkehrsmittel der Stadt dar. Sie verkehrt zwischen den Stadtteilen Oberbarmen, Elberfeld und Vohwinkel auf einer einzigen Linie der Länge 13,3 km, die 20 Haltestellen miteinander verbindet. Etwas mehr als 10 km der Strecke verlaufen direkt über der Wupper und folgen dem Flussverlauf in vielen Kurven. Die restliche Strecke verläuft oberhalb einer viel befahrenen Straße. Die Fahrschiene ist auf einem Stahlgerüst befestigt, welches den Fluss bzw. die Straße überspannt.



**Abbildung 1: Die Wuppertaler Schwebebahn [2]**

Bei den heute in Wuppertal eingesetzten Fahrzeugen der Bauserie GTWB72 handelt es sich um dreiteilige, durchgehend begehbare Gelenktriebwagen, deren Vorder- und Hinterwagen jeweils an zwei zweiachsigen Drehgestellen aufgehängt sind. Der Mittelteil des Fahrzeugs, die sogenannte Sänfte, ist an Vorder- und Hinterwagen aufgesattelt. Der Antrieb erfolgt durch längs angeordnete Gleichstrommotoren, die über Schneckengetriebe jeweils beide Räder eines Drehgestells antreiben, so dass zwischen den Rädern eine mechanische Kopplung besteht. Die Räder sind beidseitig mit Spurrändern versehen. Die Antriebssteuerung geschieht durch einen Gleichstromsteller.

Zur Bewältigung des stetig steigenden Fahrgastaufkommens ist zukünftig eine Beschleunigung des Schwebebahnverkehrs erforderlich. Diese soll unter anderem durch die Neubeschaffung des kompletten Fahrzeugparks und die Automatisierung des Fahrbetriebs erreicht werden. Mit der Maßgabe der Automatisierung rückt das Pendelverhalten der Bahn verstärkt ins Blickfeld, denn bislang gewährleisteten die Fahrer durch vorausschauende und feinfühliges Fahrweise, dass keine unzulässig starken Pendelbewegungen auftreten und es nicht zu betriebsgefährdenden Zuständen kommt. Diese Aufgabe muss künftig durch die Technik erfüllt werden.

Bei der Beeinflussung des Pendelns ist zwischen primären und sekundären Maßnahmen zu unterscheiden. Unter primären Maßnahmen sollen hier diejenigen verstanden werden, die bereits dem Entstehen von Pendelbewegungen entgegen wirken. Da-



gegen dienen sekundäre Maßnahmen dazu, die Amplitude einer schon vorhandenen Pendelbewegung zu begrenzen oder zu reduzieren.

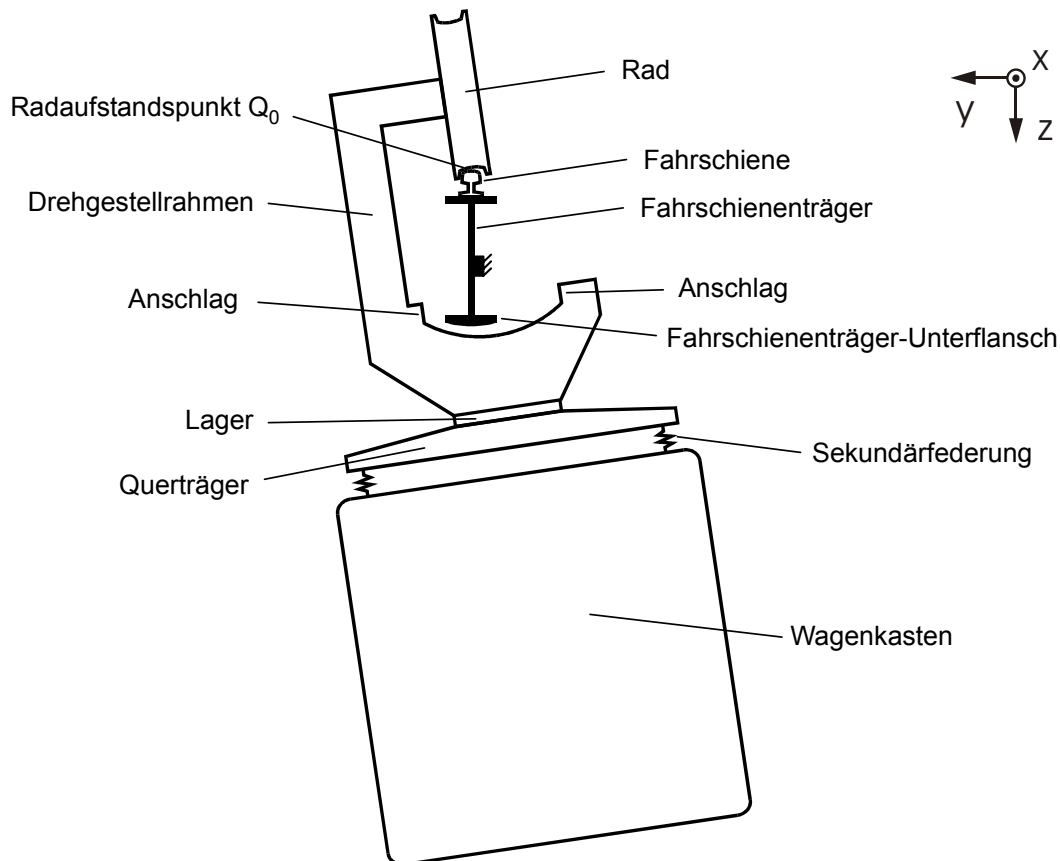
Für die Entwicklung primärer Maßnahmen ist eine möglichst detaillierte Kenntnis der Anregungsmechanismen des Pendelns erforderlich, damit zu dessen Beeinflussung an den richtigen Stellhebeln angesetzt werden kann. Bei der Entwicklung sekundärer Maßnahmen stehen dagegen eher die Aspekte der funktionellen Wirksamkeit und der technischen Machbarkeit unter einer Vielzahl von Randbedingungen im Vordergrund. Die Bewertung anhand dieser Aspekte soll zur Auswahl der besten aus einer großen Menge möglicher Maßnahmen führen.

In dieser Arbeit werden zunächst die grundlegenden Vorgänge des Pendelns und der Anregung zum Pendeln in Theorie und Versuch geschildert und anschließend primäre und sekundäre Maßnahmen zur Beeinflussung der Pendelbewegung entwickelt.

## 2 Einführung ins Thema

### 2.1 Die Pendelproblematik bei der Wuppertaler Schwebbahn

Als Einschienenbahn kann die Wuppertaler Schwebbahn frei um die Schienenachse pendeln. Für eine zweidimensionale Betrachtung bildet der Radaufstandspunkt auf dem Gleis den Mittelpunkt  $Q_0$  der Pendelbewegung (**Abbildung 2**)<sup>1</sup>.



**Abbildung 2: Schwebbahn in ausgelenkter Stellung, Ansicht von vorn**

Die Pendelbewegung der Fahrzeuge ist heute durch am Fahrwerk befindliche seitliche Pendelanschläge auf  $15^\circ$  nach jeder Seite formschlüssig begrenzt. Beim Erreichen dieses maximalen Winkels schlägt das Fahrwerk gegen den Unterflansch des Fahrschienenträgers, wodurch ein weiteres Auspendeln des Fahrwerks unterbunden wird [2]. Lediglich der Wagenkasten kann infolge des auftretenden Stoßes noch etwas weiter ausgelenkt werden, sofern die Federwege des Fahrwerks dies zulassen.

<sup>1</sup> In der gesamten vorliegenden Arbeit wird ein Rechtshand-Koordinatensystem verwendet, dessen x-Achse in Fahrtrichtung, dessen y-Achse nach rechts und dessen z-Achse nach unten weist.

Über das Pendelverhalten der Bahn liegt in erster Linie Erfahrungswissen des Fahrpersonals und der weiteren Verantwortlichen vor. Es ist bekannt, dass neben der Fahrgeschwindigkeit insbesondere die Situation bei den Ein- und Ausfahrten der Gleisbögen für das Pendeln entscheidend ist.

Daneben ist ein Bericht über Messungen der Pendelbewegung auf Versuchsfahrten vorhanden, der einige interessante Aspekte aufzeigt [6]. Beispielsweise wird hier angedeutet, dass die unmittelbare „Vorgeschichte“ der Pendelbewegung Einfluss auf die Amplitude bei der Bogenfahrt hat. Diese Aussage wird im Laufe der vorliegenden Arbeit präzisiert.

Eine systematische Bearbeitung des Themas und insbesondere eine theoretische Betrachtung der Pendelbewegung hat jedoch bislang nicht stattgefunden.

Primäre Maßnahmen der Fahrer gegen das Pendeln beschränken sich meistens auf die Reduzierung der Geschwindigkeit, womit in der Tat auch ein großer, wenn nicht sogar der größte Effekt erzielt werden kann. Bezüglich der sekundären Maßnahmen sind in der Vergangenheit einige technische Lösungen erprobt oder über längere Zeit angewandt worden, die zumeist die Dämpfung des Fahrzeugpendelns in der Haltestelle zum Inhalt hatten. Jedoch ist heute keine der sekundären Dämpfungseinrichtungen mehr in Betrieb.

§ 18 (2) der BOStrab [5] fordert: „Die Umgrenzung des lichten Raumes sowie die lichtraumtechnisch maßgebenden Merkmale der Fahrzeuge und des Gleises müssen so aufeinander abgestimmt sein, dass es in keinem zulässigen Betriebszustand zu gefährdenden Berührungen zwischen Fahrzeugen und Gegenständen sowie zwischen Fahrzeugen auf benachbarten Gleisen kommen kann.“

Bei der Wuppertaler Schwebbahn steht auf freier Strecke der für ein Auspendeln um  $15^\circ$  erforderliche Lichtraum zur Verfügung. Dagegen lässt der lichte Raum in den Haltestellen nur geringere Winkel zu. Wenn zukünftig ein automatischer, fahrerloser Schwebbahnverkehr möglich sein soll, muss technisch gesichert sein, dass es zu keinerlei Überschreitung des vorhandenen lichten Raums durch das Pendeln der Fahrzeuge kommt.

Daher sind zur Vorbereitung eines automatischen Fahrbetriebs Vorkehrungen erforderlich, die gewährleisten, dass die zulässige Pendelamplitude in Haltestellenbereichen nicht überschritten wird. Darüber hinaus sprechen einige Gründe dafür, den Pendelwinkel innerhalb der Haltestellen weiter gehend, evtl. sogar bis auf Null, zu reduzieren. In erster Linie ist hier die sichere Zustiegsmöglichkeit für die Fahrgäste zu nennen.

## 2.2 Verschiedene räumliche Bereiche

Entlang der Strecke ergeben sich grundsätzlich drei verschiedene Bereiche, in denen aus unterschiedlichen Gründen eine Reduzierung der Pendelamplitude sinnvoll sein kann.

### 2.2.1 Freie Strecke

Auf freier Strecke ist das Pendeln grundsätzlich erwünscht, sofern es sich um die quasistatische Auslenkung des Fahrzeugs während der Bogenfahrt handelt. Das Fahrzeug stellt sich in demjenigen Winkel ein, welcher der resultierenden Beschleunigung aus Gravitations- und Fliehbeschleunigung entspricht. Hierdurch wird die Fliehbeschleunigung für die Fahrgäste subjektiv egalisiert, wodurch verhältnismäßig hohe Fahrgeschwindigkeiten im Bogen ohne Komforteinbußen möglich sind.

Das quasistatische Pendeln wird überlagert durch Pendelbewegungen des Fahrzeugs in seiner Eigenfrequenz, die unter anderem durch dynamische Effekte aus dem Fahrzeuglauf, Bewegungen von Personen im Fahrzeug und äußere Einflüsse, beispielsweise Wind, angeregt werden. Bei den gegenwärtigen Schwebebahnfahrzeugen tritt noch eine Anregung durch Drehträgheitseffekte der rotierenden Teile des längs angeordneten Antriebs hinzu.

Eine Beeinflussung des Pendelns auf freier Strecke könnte dazu dienen, ein „Aufschaukeln“ des Fahrzeugs zu verhindern, und somit die Tendenz, mit unzulässig großem Pendelwinkel in den Haltestellenbereich einzufahren, verringern.

Im Zusammenhang mit dem zukünftigen Schwebebahnbetrieb erhalten derartige Aufschaukelungen eine zusätzliche Brisanz: Die Amplitude der Eigenschwingung beträgt nach den Messergebnissen von [6] meist ca.  $2^\circ$ , in Ausnahmen werden jedoch auch  $5^\circ$  erreicht. Für den künftigen Betrieb ist geplant, mit der Geschwindigkeit  $v = 60 \text{ km/h}$  durch Gleisbögen mit  $R = 120 \text{ m}$  Radius zu fahren. Aus diesen beiden Werten kann die wirkende Querbeschleunigung  $a_y$  berechnet werden.

$$a_y = \frac{v^2}{R} = \frac{(60 \text{ km/h})^2}{3,6^2 \cdot 120 \text{ m}} = 2,31 \text{ m/s}^2 \quad (1)$$

Der quasistatische Pendelwinkel ergibt sich aus dem Verhältnis von Querbeschleunigung und Schwerkraftbeschleunigung zu

$$\varphi_{\text{quasi}} = \arctan \frac{a_y}{g} = \arctan \frac{2,31}{9,81} = 13,3^\circ \quad (2)$$

Wenn die Eigenschwingung um diesen quasistatischen Winkel erfolgt, ist davon auszugehen, dass die Pendelanschläge bei  $15^\circ$  künftig deutlich häufiger erreicht wer-

den als heute, zumal Effekte wie Seitenwind oder unsymmetrische Beladung hinzu kommen können. Einschränkend muss gesagt werden, dass die Aussagen bezüglich der Pendel-Eigenschwingung für den GTW B72 gelten. Für künftige Fahrzeuge sind allerdings ähnliche Merkmale zu erwarten.

### 2.2.2 Haltestelleneinfahrt

Bei der Haltestelleneinfahrt steht die Begrenzung des Pendelns auf den zulässigen maximalen Winkel der jeweiligen Haltestelle im Vordergrund, um eine Kollision mit dem Haltestellenbauwerk auszuschließen. Dies ist eine Grundvoraussetzung für den fahrerlosen Betrieb.

### 2.2.3 Haltestellen

Innerhalb der Haltestellen liegt das Hauptaugenmerk auf dem Fahrgastwechsel. In diesem Zusammenhang sind mehrere Punkte zu nennen, für die eine ergänzende Dämpfung der Pendelbewegung von Vorteil ist:

- Sicherheit und Komfortsteigerung für die Fahrgäste: Das Pendeln des Fahrzeugs erschwert das Ein- und Aussteigen, da die Trittsicherheit nicht in vollem Umfang gegeben ist. Fahrgäste, die ihren Fuß nahe am Fahrzeug auf die Haltestelle setzen, können durch die pendelnde Schwebbahn im Waden- oder Schienbeinbereich verletzt werden.

Ein Pendelwinkel von  $1^\circ$  entspricht bei der Wuppertaler Schwebbahn einer seitlichen Auslenkung der Türschwelle des Fahrzeugs aus der Ruhelage von  $\pm 5,4$  cm, ein Winkel von  $2^\circ$  einer Auslenkung von  $\pm 10,9$  cm und ein Winkel von  $4^\circ$  bereits einer Auslenkung von  $\pm 21,7$  cm. Bei einem maximalen Pendelwinkel von  $8^\circ$  in manchen Haltestellen tritt eine Seitenauslenkung von je 43,3 cm auf, die jedoch kaum je erreicht wird.

Eine deutliche Einschränkung der Pendelbewegung, besser noch ein Festsetzen des Fahrzeugs, würde viel zur Verbesserung der Situation beitragen.

- Beschleunigung des Fahrgastwechsels: Durch die reduzierte Trittsicherheit bei pendelndem Fahrzeug wird der Fahrgastwechsel verzögert. Je weiter das Pendeln eingeschränkt wird, desto weniger Verzögerungen sind zu erwarten.
- Ein- und Ausstieg von Rollstuhlfahrern: Es ist heute gesellschaftlicher Standard, auch mobilitätseingeschränkten Personen die Benutzung des öffentlichen Verkehrs zu ermöglichen. Für die Einschienen-Hängebahnen besteht in dieser Hinsicht die größte technische Herausforderung in der Mitnahme von Rollstuhlfahrern. Um Rollstuhlfahrern die Benutzung der Bahn zu ermöglichen, ist unter Umständen die

fahrzeug- oder fahrwegseitige Installation von Rampen oder anderen Einstiegshilfen erforderlich. Der Betrieb solcher Hilfen wird durch das Pendeln der Fahrzeuge erschwert, bzw. es wird eine konstruktiv aufwendige Lösung erforderlich. Ideal wäre es, wenn das Fahrzeug in einem klar definierten Pendelwinkel zum Stehen käme.

Die Beeinflussung des Pendelns innerhalb der Haltestelle ist unabhängig von der Thematik des automatischen und fahrerlosen Betriebs zu betrachten, da es sich hier um eine Frage des Fahrgastkomforts und nicht um eine technische Bedingung für die Einführung einer neuartigen Betriebsform handelt. Allerdings darf diese Frage bei einem modernen Verkehrsmittel nicht außer Acht gelassen werden.

### **2.3 Zielsetzungen der Arbeit**

Aus den vorangegangenen Schilderungen ergeben sich drei Zielsetzungen für die vorliegende Arbeit:

#### **1. Verstehen der Ursachen des Pendelns**

Die Kenntnis der Ursachen des Pendelns und auch eine Gewichtung der Ursachen untereinander müssen die Basis für die Konzeption einer pendelarmen Fahrweise und von Maßnahmen zur Pendelbeeinflussung bilden.

#### **2. Erstellen eines mathematischen Werkzeugs zur theoretischen Betrachtung des Pendelns**

Um eine umfassende theoretische Betrachtung durchführen und auch solche Fälle untersuchen zu können, die in der Praxis aufgrund gegebener Streckeneigenschaften nicht beobachtbar sind, soll ein mathematisches Werkzeug entwickelt werden, das die Pendelbewegung des Fahrzeugs in Abhängigkeit von einzugebenden Fahrzeug- und Streckendaten beschreibt.

#### **3. Herleiten von primären und sekundären Maßnahmen zur Beeinflussung des Pendelns**

In Kenntnis der Ursachen des Pendelns und auf der Grundlage der Ergebnisse der mathematischen Untersuchung werden Vorschläge für primäre Maßnahmen zur Verhinderung großer Pendelamplituden und sekundäre Maßnahmen zur Reduzierung vorhandener Amplituden konzipiert.

### 3 Ursachen und Ausprägung des Pendelns

#### 3.1 Mathematische Beschreibung der freien Pendelbewegung

Zur Bestimmung der Eigenfrequenz der Pendelbewegung dienen die Formeln für das physikalische Einmassenpendel mit zu berücksichtigender Massenverteilung.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l_r}} \quad , \quad (3)$$

$$l_r = \frac{J^{(Q_0)}}{m \cdot Z_S} \quad \text{und} \quad (4)$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad (5)$$

- mit  $\omega_0$  Eigenkreisfrequenz in rad/s  
 $l_r$  Trägheitsradius („reduzierte Pendellänge“) in m  
 $J^{(Q_0)}$  Massenträgheitsmoment in kgm<sup>2</sup>  
 $m$  Gesamtmasse in kg  
 $Z_S$  Schwerpunktskoordinate in m  
 $f_0$  Eigenfrequenz in 1/s = Hz .

Zunächst wird überschlägig der Gesamtschwerpunkt des GTW B72 in z-Richtung errechnet (**Tabelle 1**). Der Koordinatenursprung wird auf die Schienenoberkante gelegt, und die z-Koordinate weist nach unten. Die Fahrgäste werden als homogen über die Fahrzeugbreite verteilt angenommen.

Bezeichnung	Masse $m$ in kg	Schwerpunkt $Z_S$ in m
Fahrwerk	12310 [8]	-0,20 [9]
Wagenkasten	9865 [8]	+2,09 [9]
Fahrgäste	13325 [8]	+2,26 [9]

**Tabelle 1: Für die Schwerpunktberechnung bilanzierte Massen**

Schwerpunkt, leer:  $Z_{S,\text{leer}} = \frac{-0,20 \cdot 12310 + 2,09 \cdot 9865}{12310 + 9865} = 0,82 \text{ m}$

Schwerpunkt, voll besetzt:  $Z_{S,\text{voll}} = \frac{-0,20 \cdot 12310 + 2,09 \cdot 9865 + 2,26 \cdot 13325}{12310 + 9865 + 13325} = 1,36 \text{ m}$

Aus eigenen Berechnungen auf der Basis von [9] wird das Massenträgheitsmoment des GTW B72 um den Radaufstandspunkt  $Q_0$  folgendermaßen abgeschätzt:

$$\text{Leeres Fahrzeug: } J^{(Q_0)}_{\text{leer}} = 61172 \text{ kgm}^2$$

$$\text{2/3 besetztes Fahrzeug: } J^{(Q_0)}_{2/3} = 111784 \text{ kgm}^2$$

$$\text{Voll besetztes Fahrzeug: } J^{(Q_0)}_{\text{voll}} = 137090 \text{ kgm}^2$$

Somit lassen sich die Eigenfrequenzen wie folgt berechnen (**Tabelle 2**):

Beladung	$J^{(Q_0)}$ in $\text{kgm}^2$	$m$ in kg	$Z_S$ in m	$l_r$ in m	$\omega_0$ in rad/s	$f_0$ in Hz
leer	61172	22175	0,82	3,36	1,708	<b>0,27</b>
2/3 besetzt	111784	31058	1,23	2,93	1,831	<b>0,29</b>
voll besetzt	137090	35500	1,36	2,84	1,859	<b>0,30</b>

**Tabelle 2: Eigenfrequenzen und Schwingungskennwerte**

Die Messung der Pendel-Eigenfrequenz [6] hat für die Fahrzeuge der Bauserie GTW B72 den Wert  $f_0 = 0,29$  Hz ergeben, d.h. eine Schwingungsperiode  $T_0$  dauert ca. 3,4 s. Somit können die hier ermittelten Trägheitseigenschaften als gute Näherung der Realität gelten. Sie eignen sich als Basis für weitere Berechnungen.

## 3.2 Anregungsmechanismen

### 3.2.1 Bogeneinlauf und Bogenauslauf

Die deutlichste Pendelanregung findet bei der Fahrt durch Gleisbögen statt.

Das Fahrzeug strebt infolge der wirkenden Fliehkraft den Pendelwinkel der quasistatischen Bogenfahrt an, der in erster Linie vom Bogenradius und von der Fahrgeschwindigkeit abhängt. Dieser Winkel wird nachfolgend verkürzt als quasistatischer Pendelwinkel  $\varphi_{\text{quasi}}$  bezeichnet.

Nach **Abbildung 3** ergibt sich das Momentengleichgewicht um den Radaufstandspunkt unter den wirkenden Beschleunigungen für den quasistatischen Zustand zu

$$m \cdot g \cdot Z_S \cdot \sin \varphi_{\text{quasi}} = m \cdot a_y \cdot Z_S \cdot \cos \varphi_{\text{quasi}}$$

$$\Rightarrow \frac{a_y}{g} = \frac{\sin \varphi_{\text{quasi}}}{\cos \varphi_{\text{quasi}}} = \tan \varphi_{\text{quasi}} \quad (6)$$



mit

$$a_y = \frac{v^2}{R} = v^2 \cdot K \quad (7)$$

und damit der quasistatische Pendelwinkel zu

$$\varphi_{\text{quasi}} = \arctan \frac{a_y}{g} \quad (8)$$

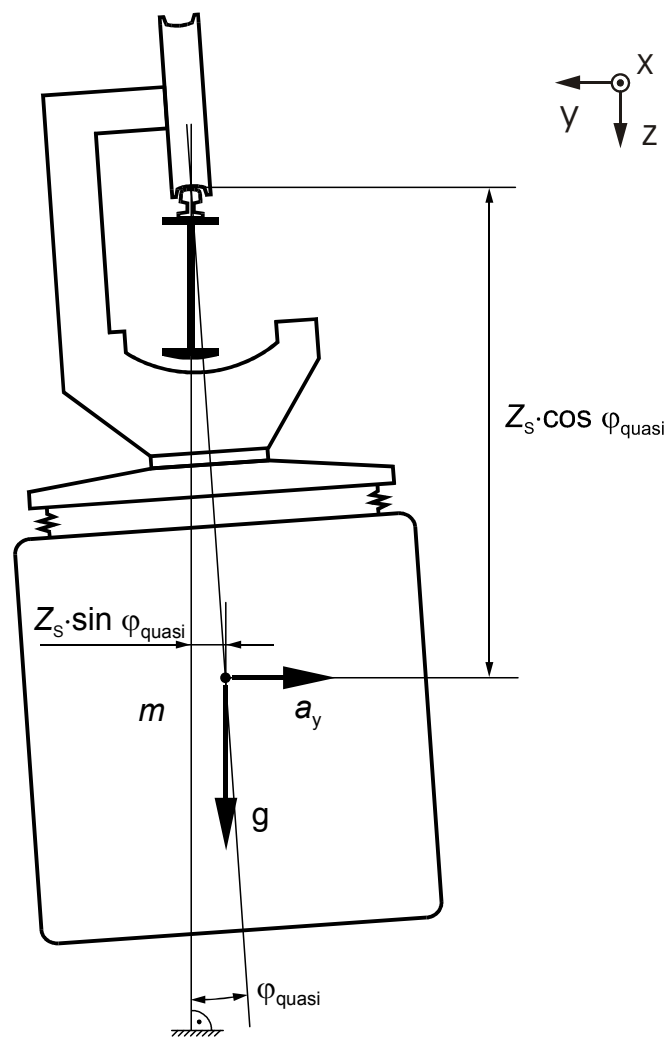


Abbildung 3: Quasistatische Auslenkung

Hierbei wird zunächst angenommen, dass sich die Lage des Radaufstandspunktes bei der Pendelauslenkung in seitlicher Richtung nicht verändert, sondern in der Mitte des Schienenkopfes verbleibt. Die Berechtigung dieser Annahme wird später untersucht.

Durch den Bogeneinlauf wird das Fahrzeug zusätzlich zu Pendelschwingungen angeregt, weshalb im Bogen in der Regel eine Schwingung um den quasistatischen Winkel erfolgt, deren Amplitude von der Geometrie des Übergangsbogens, der Fahrgeschwindigkeit und den Trägheitseigenschaften des Fahrzeugs abhängt. Dasselbe gilt für den Bogenauslauf. Hier kommt noch hinzu, dass als Resultat des Bogeneinlaufs in den meisten Fällen bereits eine Anfangsschwingung vorhanden ist, die sich der Anregung beim Bogenauslauf überlagert. Dies kann zu Tilgungseffekten, aber auch zu Vergrößerungen der Amplitude führen.

Eine ausführliche Beschreibung der in den Übergangsbögen hervorgerufenen Bewegungsvorgänge folgt in Abschnitt 3.3. Hier sei vorweggenommen, dass die Anregungen in den Übergangsbögen die bedeutendsten Pendelanregungen darstellen, durch deren Beherrschung ein wesentlich pendelärmerer Verkehr der Schwebbahn erreicht werden könnte.

### 3.2.2 Stochastische Einflüsse

Daneben existieren einige zufällige, stochastisch verteilte Anregungsmechanismen, die hier kurz geschildert werden. Sie sind mit verantwortlich für das normale Eigenpendeln der Fahrzeuge während der Fahrt mit Amplituden von ca. 2 bis 3° [6], das jedoch in keiner Weise betriebsgefährdend ist, weshalb eine eingehende Betrachtung unterbleiben kann.

### Lauf der Räder auf der Schiene

Die Räder der Einschienbahn vollführen, anders als die Radsätze der Zweischienenbahnen, keinen Wellenlauf im Gleis. Deshalb kommt es auch auf gerader Strecke vermehrt zu Spurkranzanläufen an der Schiene, die darüber hinaus nicht regelmäßig auftreten.

Eine lauftechnische Kopplung der beiden Räder eines Drehgestells ist bei der Schwebbahn durch die verhältnismäßig starre Primärfederung vorhanden, die aus Gummi-Metall-Federn besteht. Somit besteht durch den Radstand im Drehgestell eine Begrenzung des Bereichs der Spurkranz-Anlaufwinkel an der Schiene. Da die Einwirkzeit der auftretenden Kräfte im Vergleich mit der Drehträgheit des Schwebbahn jedoch nur sehr kurz ist, führt die eingeleitete Energie nicht zu großen Pendelamplituden. Dies gilt sowohl für Fahrten auf gerader Strecke als auch für Fahrten im Gleisbogen.

## Gleislagefehler

Gleislagefehler führen zu Spurkranzanläufen. Im Fahrzeug ist das Anschlagen an die Schienenflanke deutlich wahrnehmbar, doch auch hier wird wegen der Kürze der Krafteinwirkung keine große Pendelamplitude erzeugt.

## Fahrgastbewegungen

Fahrgastbewegungen im Fahrzeug in Querrichtung stützen sich am Wagenkasten ab und stellen somit eine Pendelanregung dar. Die Auswirkungen sind allerdings vernachlässigbar, solange nicht mehrere Personen gleichzeitig ein Pendeln vorsätzlich herbeiführen. Gleichzeitige Bewegungen und periodische Anregungen treten auch beim Fahrgastwechsel auf, weil der Schritt aus dem oder ins Fahrzeug vorzugsweise im Moment der größten Auslenkung in Richtung Bahnsteig bei der Winkelgeschwindigkeit Null erfolgt.

## Seitenwind

Zur Berechnung der Auslenkung bei Seitenwind werden folgende Formeln benutzt:

$$\varphi_W = \arctan \frac{F_W}{G} \quad (9)$$

$$F_W = p_W \cdot A_{\text{Seite}} \quad (10)$$

$$p_W = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_W \cdot v_W^2 \quad \Leftrightarrow \quad v_W = \sqrt{\frac{2 \cdot p_W}{\rho_L \cdot c_W}} \quad (11)$$

Wird der üblicherweise für die Festigkeitsauslegung gegen Dauerbruch angesetzte Winddruck  $p_W = 200 \text{ N/m}^2$  [7] verwendet, so ergibt sich aus Gleichung (9) und (10) für die leere Schwebebahn bei einer Seitenfläche  $A_{\text{Seite}}$  von ca.  $65 \text{ m}^2$  [2] ein Pendelwinkel  $\varphi_W = 3,4^\circ$ . Dabei wird vereinfachend angenommen, dass die Windkraft im Fahrzeugschwerpunkt angreift. Zur Veranschaulichung des Winddrucks wird mit Gleichung (11) die zugeordnete Windgeschwindigkeit berechnet. Mit einem geschätzten  $c_W$ -Wert von 0,9 und der Luftdichte  $\rho_L = 1,25 \text{ kg/m}^3$  erhält man  $v_W = 68 \text{ km/h}$ . Dies entspricht etwa Sturmstärke. Wird dagegen vom Winddruck  $p_W = 600 \text{ N/m}^2$  ausgegangen, der nach [7] bei Festigkeitsberechnung gegen Streckgrenze anzusetzen ist, erhält man einen Pendelwinkel von  $10,2^\circ$  und eine Windgeschwindigkeit von  $118 \text{ km/h}$ , die fast Orkanstärke entspricht.

Diese Überschlagsrechnungen zeigen, dass starker Seitenwind als Pendelanregung ernst zu nehmen ist. Diesen seltenen kritischen Fällen ist vor allem durch betriebliche Ausnahmeregelungen zu begegnen. Wird bei der Berechnung jedoch, abgeschätzt nach

[10], eine für Deutschland mittlere Windgeschwindigkeit von 18 km/h angesetzt, so beträgt der Pendelwinkel nur  $0,2^\circ$  und ist als völlig unkritisch anzusehen.

### 3.2.3 Rotationseffekte

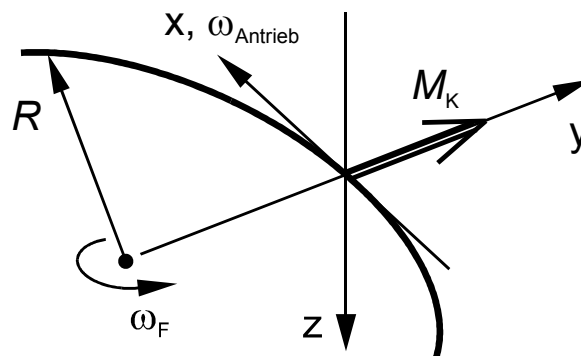
Die Eigenrotation eines Körpers wirkt sich stabilisierend auf seine Bewegung aus. Wird der Körper in eine andere Bewegungsrichtung gezwungen, so treten Kreiselmomente auf. Für aufeinander senkrecht stehende Drehachsen lässt sich dies recht einfach schildern: Der Körper vollführe eine Ausgangsdrehung um die erste Achse. Ihm werde eine Drehung um die zweite Achse aufgezwungen. Dann erfährt er ein Kreiselmoment um die dritte Achse, das bestrebt ist, die Achse seiner Ausgangsdrehung parallel zur aufgezwungenen Drehachse zu stellen (Satz vom gleichsinnigen Parallelismus der Drehachsen, auch als Satz von POINSON bezeichnet) [11]. Die Richtung des Momentes ergibt sich aus dem Bestreben, auch die Drehrichtung gleichsinnig auszurichten.

Nachfolgend werden die grundsätzlichen Auswirkungen dieses Effekts auf die Schwebbahn untersucht. Zwar handelt es hierbei nicht um Anregungsmechanismen im engeren Sinne, sondern Reaktionen auf vollführte Bewegungen. Doch die Betrachtung kann Hinweise auf aktive Einwirkungsmöglichkeiten geben.

Im Antrieb des GTW B72 kommen zweierlei Drehbewegungen vor, deren Einflüsse jeweils bei Richtungsänderungen durch Pendelbewegungen des Fahrzeugs und durch Befahren eines Gleisbogens geschildert werden.

1. Der längs angeordnete Motor samt Torsions- und Schneckenwelle vollführt eine Drehung um eine Achse, die parallel zur x-Achse und zur Bewegungsrichtung des Fahrzeugs und somit auch parallel zu derjenigen Achse gerichtet ist, um die das Pendeln erfolgt.

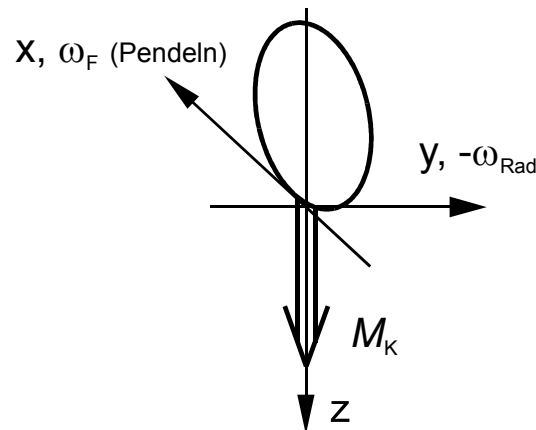
Deshalb überlagern sich beide Bewegungen ungestört, solange sich die Drehzahl des Motors nicht ändert, d.h. solange kein Beschleunigungs- oder Bremsmoment aufgebracht wird. Bei Drehzahländerung tritt ein Moment infolge der Drehträgheiten der rotierenden Massen im Antriebsstrang auf. Wie überschlägige Rechnungen ergeben haben, ist es aber klein und somit für die Pendelanregung von untergeordneter Bedeutung.



**Abbildung 4: Im Gleisbogen auf den längs angeordneten Antrieb wirkendes Kreiselmoment**

Wenn das Fahrzeug dagegen in einem Gleisbogen mit dem Radius  $R$  fährt, wird der längs liegende Antrieb zusammen mit dem gesamten Fahrzeug mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_F$  um die  $z$ -Achse gedreht (**Abbildung 4**). Dabei wirkt ein Kreiselmoment  $M_K$  um die  $y$ -Achse auf den Antrieb, so dass an den Rädern Radlaständerungen auftreten. Ein Einfluss auf das Pendeln liegt jedoch nicht vor.

2. Die Radwellen samt den Schneckenrädern sowie die Räder drehen sich um die Fahrzeugquerachse und somit stets um eine Achse, die im rechten Winkel auf der Pendelachse steht (**Abbildung 5**).



**Abbildung 5: Kreiselmoment auf die Räder infolge des Pendelns**

Beim Pendeln erfahren die Räder ein Kreiselmoment um die  $z$ -Achse, welches ein seitliches Ausbrechen der Räder fördert und durch den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene oder durch die Spurkränze der beiden Räder des Drehgestells seitlich abgestützt werden muss. Ein Moment um die Pendelachse wird nicht erzeugt.

Wird wiederum die Fahrt in einem Bogen betrachtet, so ergibt sich folgendes Bild (Abbildung 6):

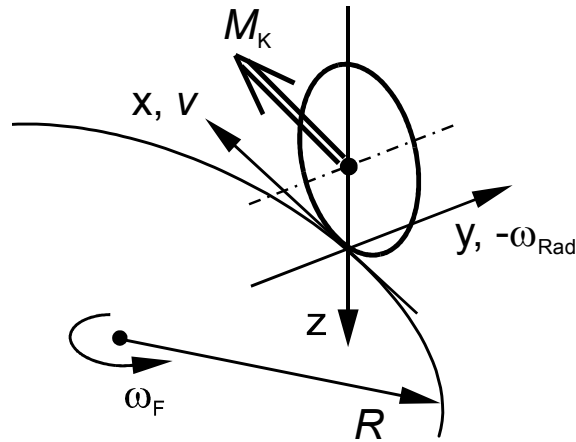


Abbildung 6: Kreis Moment auf die Räder im Gleisbogen

Das gesamte Fahrzeug wird mit  $\omega_F$  um die  $z$ -Achse gewendet. Das resultierende Kreis Moment ist bestrebt, das Rad um den Schienenkopf nach bogenaußen zu drehen. Es wirkt der Pendelauslenkung im Bogen also entgegen.

### 3.3 Rechenmodelle zum Lauf durch Übergangsbögen

Die stärksten Pendelanregungen werden durch den Lauf durch die Übergangsbögen verursacht. Deshalb wird in diesem Abschnitt ein Rechenmodell auf der Basis eines linearen Einmassenpendels entwickelt, mit dem diese Pendeleffekte in einfacher und leicht handhabbarer Weise untersucht werden können. Das Ziel ist hierbei eine generelle Beurteilbarkeit der Pendelsituation, weniger eine detailgetreue Annäherung an die Gegebenheiten der heutigen Schwebefahrfahrzeuge. Daher wird auf die detaillierte Ermittlung der Trägheitseigenschaften des Fahrzeugs verzichtet, sondern es werden die in Abschnitt 3.1 ermittelten Werte verwendet. Bei der Betrachtung zukünftiger Fahrzeuge sollte eine feinere Detaillierung erfolgen.

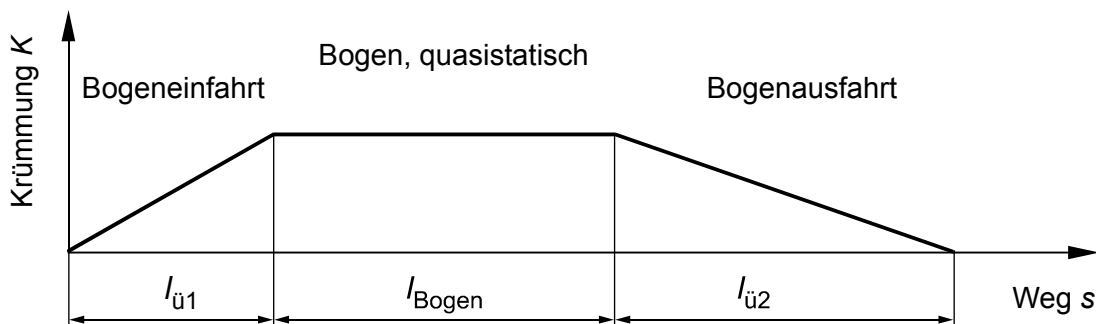


Abbildung 7: Krümmung im Bogen bei klothoidenförmigen Übergangsbögen

Auf der Strecke der Wuppertaler Schwebebahn sind sämtliche Übergangsbögen als Klothoiden ausgeführt. Klothoiden zeichnen sich durch eine linear mit dem Weg veränderliche Krümmung  $K=1/R$  aus [12] (**Abbildung 7**).

Im vorliegenden Abschnitt erfolgt eine Beschränkung auf Untersuchungen des Bogenlaufs mit konstanter Geschwindigkeit. Für diese Fälle verändert sich beim Lauf durch die Klothoide nach Gleichung (7) auch die Querschleunigung  $a_y$  linear, und zwar nicht nur mit dem Weg, sondern auch mit der Zeit. Der Lauf durch den Übergangsbogen wird also als zeitlich lineare Pendelanregung modelliert.

Die Beschränkung auf konstante Geschwindigkeit ist gerechtfertigt, weil bei normaler Fahrt durch einen Übergangsbogen keine großen Geschwindigkeitsänderungen auftreten. Dies gilt auch dann, wenn das Fahrzeug nicht-angetrieben rollt. Bremsvorgänge verbessern die Pendelsituation generell, da jegliche Geschwindigkeitsreduzierung sowohl die Anregung durch den Übergangsbogen als auch die quasistatische Auslenkung verringert. Im Sinne einer Worst-Case-Betrachtung wird die Pendelbewegung deshalb nur für konstante Geschwindigkeit untersucht.

### 3.3.1 Einmassenpendel

#### 3.3.1.1 Darstellung des Lösungsweges

Die Schwebebahn wird als freies, gedämpftes, lineares Einmassenpendel modelliert. Die Differentialgleichung hierfür lautet

$$J^{(Q_0)} \cdot \ddot{\varphi} + d_{\varphi} \cdot \dot{\varphi} + m \cdot g \cdot Z_S \cdot \varphi = 0 \quad (12)$$

mit

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot Z_S}{J^{(Q_0)}}} \quad (13)$$

Die lineare Formulierung wird gewählt, um eine analytische Lösbarkeit der Differentialgleichung zu ermöglichen. Bei den schwebebahntypischen Pendelwinkeln von bis zu  $15^\circ$  beträgt der dabei in Kauf genommene Fehler für vom Sinus des Pendelwinkels abhängige Ausdrücke bis zu  $+1\%$  und für vom Kosinus abhängige Ausdrücke bis zu  $-3,4\%$ . Für genauere Berechnungen sei auf kommerzielle Dynamik-Berechnungsprogramme verwiesen, deren aufwendiger Handhabung hier jedoch ein einfaches Werkzeug entgegengesetzt werden soll.

Es sind vier räumlich getrennte Bereiche zu beschreiben (**Abbildung 8**). Dabei handelt es sich um die Bogeneinfahrt durch den Übergangsbogen 1, den eigentlichen Bogen mit konstantem Radius, die Bogenausfahrt durch den Übergangsbogen 2 und die anschließende Auslaufgerade. Als Auslaufgerade soll ein an den Übergangsbogen

gen 2 anschließendes Geradenstück bezeichnet werden, auf dem die durch den Bogenauslauf erzeugte Pendelamplitude zutage tritt und bilanziert werden kann.

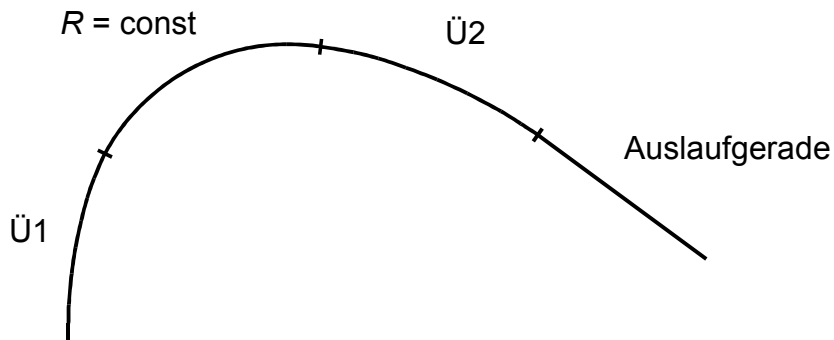


Abbildung 8: Bereiche der Bogenfahrt

### 1. Bogeneinfahrt

Ebenfalls um der analytischen Lösbarkeit willen wird die zeitlich lineare Anregung im Übergangsbogen 1 bei der Bogeneinfahrt durch den geradenähnlichen Teil einer Sinusfunktion angenähert (Abbildung 9).

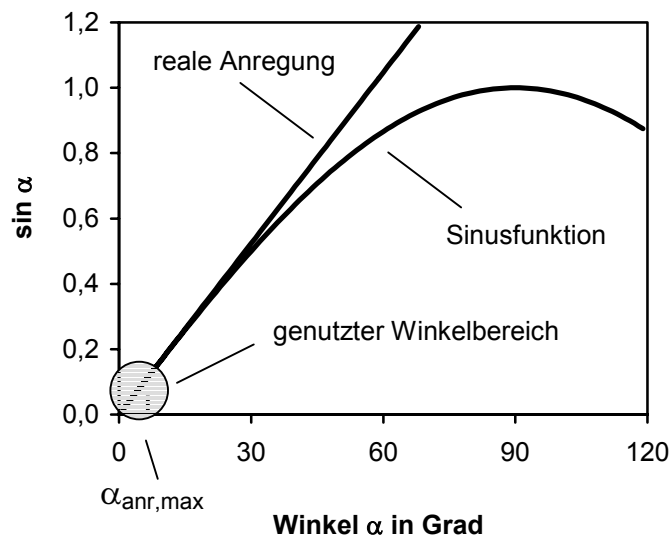


Abbildung 9: Abweichung der Ursprungsgeraden von der Sinusfunktion

Die Abweichung der Geraden gegenüber der Sinusfunktion ist für kleine Winkel minimal. Sie beträgt bei  $2^\circ$  beispielsweise nur 0,02 %. Die Sinusfunktion wird nun in x- und y-Richtung so skaliert, dass mit dem Bereich bis  $\alpha_{\text{anr,max}} = 2^\circ$  der gesamte Verlauf der Querschleunigung im Übergangsbogen zeitabhängig beschrieben wird. Damit kann die Anregungsfrequenz  $\Omega$  als Quotient des Winkels  $\alpha_{\text{anr,max}}$  und der für das Durchfahren des Übergangsbogens benötigten Zeit angegeben werden.



$$\Omega = \frac{\alpha_{\text{anr, max}}}{t_{\text{ü1}}} = \alpha_{\text{anr, max}} \cdot \frac{v}{l_{\text{ü1}}} \quad (14)$$

Die Beschreibung des angeregten Pendels ergibt sich zu

$$J^{(Q_0)} \cdot \ddot{\varphi} + d_{\varphi} \cdot \dot{\varphi} + m \cdot g \cdot Z_S \cdot \varphi = M_0 \cdot \sin \Omega t \quad (15)$$

mit der Amplitude  $M_0$  des anregenden Moments

$$M_0 = \frac{m \cdot a_y \cdot Z_S}{\sin \alpha_{\text{anr, max}}} \quad , \quad (16)$$

die durch den Ausdruck im Nenner so skaliert wird, dass am Ende des Übergangsbogens gerade die Wirkung der quasistatischen Querschleunigung  $a_y$  erreicht wird. Somit liegt eine lineare Differentialgleichung 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten vor, die analytisch lösbar ist.

Die Lösung ergibt sich als Superposition der homogenen Lösung und der Anregung. Sie lautet nach [13] und [14] nach Transformation in den Eigenzeitbereich mit

$$\tau = \omega_0 \cdot t \quad ; \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \varphi(\tau) = e^{-D \cdot \tau} \cdot \left( A \cdot \cos\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \tau\right) + B \cdot \sin\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \tau\right) \right) \\ + x_0 \cdot V_3 \cdot \cos\left(\eta \cdot \tau - \psi^*\right) \end{aligned} \quad (18)$$

mit

$$D = \frac{d_{\varphi}}{2 \cdot \sqrt{J^{(Q_0)} \cdot m \cdot g \cdot Z_S}} \quad , \quad (19)$$

$$x_0 = \frac{a_y}{g \cdot \sin \alpha_{\text{anr, max}}} \quad , \quad (20)$$

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad , \quad (21)$$

$$V_3 = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}} \quad \text{und} \quad (22)$$

$$\psi^* = \arctan\left(\frac{1-\eta^2}{2 \cdot D \cdot \eta}\right) \quad . \quad (23)$$

Mit dem in den Rechnungen verwendeten Wert  $\alpha_{\text{anr,max}} = 2^\circ$  ergeben sich für die betrachteten Geschwindigkeiten und Übergangsbogenlängen sehr kleine Frequenzverhältnisse  $\eta$  in der Größenordnung 0,003 bis 0,025. Es handelt sich also um eine deutlich unterkritische Anregung des Pendelns. Die Koeffizienten A und B ergeben sich aus den Anfangsbedingungen  $\varphi(t=0) = \varphi_0$  und  $\dot{\varphi}(t=0) = \dot{\varphi}_0$  nach Einsetzen in Gleichung (18) zu

$$A = \varphi_0 - x_0 \cdot V_3 \cdot \cos \psi^* \quad (24)$$

und

$$B = \frac{\frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0} + D \cdot (\varphi_0 - x_0 \cdot V_3 \cdot \cos \psi^*) - x_0 \cdot V_3 \cdot \eta \cdot \sin \psi^*}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (25)$$

## 2. Quasistatische Bogenfahrt

Die quasistatische Bogenfahrt wird als freie Schwingung um den quasistatischen Pendelwinkel unter Berücksichtigung der Werte am Ende des Bogeneinlaufs als Anfangswerte modelliert. Die Differentialgleichung lautet

$$J^{(Q_0)} \cdot \ddot{\varphi} + d_\varphi \cdot \dot{\varphi} + m \cdot g \cdot Z_S \cdot \varphi = m \cdot a_y \cdot Z_S \quad (26)$$

Die Lösung ergibt sich als Superposition der freien Schwingung und des quasistatischen Pendelwinkels zu

$$\varphi(\tau) = \arctan \frac{a_y}{g} + e^{-D \cdot \tau} \cdot \left( A \cdot \cos(\sqrt{1 - D^2} \cdot \tau) + B \cdot \sin(\sqrt{1 - D^2} \cdot \tau) \right) \quad (27)$$

mit den Koeffizienten

$$A = \varphi_0 \quad (28)$$

und

$$B = \frac{\frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0} + D \cdot \varphi_0}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (29)$$

## 3. Bogenausfahrt

Die Bogenausfahrt wird als Superposition der quasistatischen Auslenkung, der freien Schwingung und einer negativ gerichteten Anregung beschrieben, die aber ansonsten dieselben Eigenschaften besitzt wie bei der Bogeneinfahrt, da es sich beim

Übergangsbogen 2 ebenfalls um eine Klothoide handelt und auch hier eine zeitlich linear veränderliche Querbeschleunigung vorliegt. Die Differentialgleichung lautet

$$J^{(Q_0)} \cdot \ddot{\varphi} + d_{\varphi} \cdot \dot{\varphi} + m \cdot g \cdot Z_S \cdot \varphi = m \cdot a_y \cdot Z_S + M_0 \cdot \sin \Omega t \quad (30)$$

mit

$$M_0 = -\frac{m \cdot a_y \cdot Z_S}{\sin \alpha_{\text{anr, max}}} \quad (31)$$

Die Lösung lautet in Ergänzung zu Gleichung (18)

$$\varphi(\tau) = \arctan \frac{a_y}{g} + \varphi(\tau)_{\text{Gleichung (18)}} \quad (32)$$

wobei sich das Vorzeichen des Ausdrucks  $x_0$  ändert und  $\Omega$  für die Übergangsbogenlänge  $l_{ü2}$  zu bestimmen ist. Als Anfangsbedingungen sind die Endwerte der quasistatischen Bogenfahrt zu verwenden.

#### 4. Auslaufgerade

Die zur Auslaufgeraden gehörige Differentialgleichung ist die der freien Schwingung nach Gleichung (12). Die Lösung lautet

$$\varphi(\tau) = e^{-D \cdot \tau} \cdot \left( A \cdot \cos\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \tau\right) + B \cdot \sin\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \tau\right) \right) \quad (33)$$

mit den Anfangsbedingungen aus dem Endzustand der Bogenausfahrt und den Koeffizienten A und B nach Gleichung (28) und (29).

#### Differenzierbarkeit

Die Lösungen für alle vier Bereiche sind stetig differenzierbar, so dass auch die Winkelgeschwindigkeit exakt angegeben werden kann. Auf die Darstellung der Ableitungen wird hier aus Platzgründen verzichtet.

##### 3.3.1.2 Programmierung der Lösung

Die dargestellte Lösung wurde sowohl im Tabellenkalkulationsprogramm *Excel* als auch in der Programmiersprache *hpbasic* programmiert.

In *Excel* können einzelne Bogenfahrten gerechnet und der Pendelwinkelverlauf sofort anschaulich dargestellt werden. Die Graphiken lassen sich sehr gut weiter verarbeiten.

In *hpbasic* können umfangreiche Parameteruntersuchungen innerhalb kürzester Zeit durchgeführt werden. Die Ergebnisse werden bereits im Programm analysiert und

in komprimierter Form als Datei ausgegeben, die in anderen Programmen weiter verarbeitet werden kann.

Folgende Parameter sind einzugeben und können variiert werden:

- Fahrzeugmasse  $m$
- Schwerpunktskoordinate  $Z_S$  unterhalb der Schienenoberkante
- Massenträgheitsmoment  $J^{(Q_0)}$  in der y-z-Ebene um den Radaufstandspunkt
- Drehdämpfungskonstante  $d_\varphi$  des Pendels
- Länge des Übergangsbogens 1  $l_{ü1}$
- Länge des Bogens mit konstantem Radius  $l_{\text{Bogen}}$
- Bogenradius  $R$
- Länge des Übergangsbogens 2  $l_{ü2}$
- Fahrgeschwindigkeit  $v$
- Anfangsauslenkung  $\varphi_0$  des Pendels
- Anfangs-Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}_0$  des Pendels oder Phasenlage  $\psi$  der Anfangsschwingung

Somit steht ein einfaches und schnelles Berechnungsprogramm zur Verfügung, das umfangreiche Untersuchungen innerhalb kurzer Zeit und ohne numerische Probleme ermöglicht. Der Preis dafür ist wegen der zahlreichen nicht exakt modellierten Nebeneffekte eine minder hohe Genauigkeit. Ein Vergleich mit einem kommerziellen Berechnungsprogramm, das eine numerische Lösung der Differentialgleichungen durchführt, folgt in Abschnitt 3.5.

### 3.3.1.3 Einfluss des Bogens auf die Pendel-Eigenkreisfrequenz

Die Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  des Pendels ist nach Gleichung (13) von der wirkenden Beschleunigung abhängig. In der Geraden ist dies die Gravitationskonstante  $g$ . Im Bogen dagegen wirkt die resultierende Gesamtbeschleunigung

$$a_{\text{res}} = \sqrt{g^2 + a_y^2} \quad . \quad (34)$$

Durch die höhere Beschleunigung erhöht sich auch die Eigenkreisfrequenz. Für  $v=60$  km/h und  $R=120$  m ergibt sich eine Erhöhung von  $\omega_0$  um 1,4%. Dies führt auch zu geringfügig anderen Phasenlagen der Pendelschwingung an den Übergängen zwischen den einzelnen Bereichen und wäre für Betrachtungen, bei denen es auf die exakte Abbildung des realen Betriebs ankommt, mit zu modellieren. Im Rahmen des vorgestellten Modells wird jedoch darauf verzichtet, auch deshalb, weil es sich bei dem angegebenen Wert um einen Extremfall handelt und die Mehrzahl der betrieblichen Bogenfahrten mit geringerer Geschwindigkeit und vielfach auch durch größere

Bogenradien erfolgt, woraus sich eine geringere Differenz der Eigenkreisfrequenzen ergibt.

### 3.3.2 Zweimassenpendel

Da sich der Schwerpunkt des Drehgestells oberhalb der Schienenoberkante befindet, wird ein Einfluss der Sekundärfederung auf den Pendelwinkel im Gleisbogen dergestalt vermutet, dass das Drehgestell tendentiell gegen die Auslenkung des Wagenkastens wirkt und diese Wirkung durch die Sekundärfeder übertragen wird. Somit würde der Wagenkasten einen etwas geringeren quasistatischen Pendelwinkel einnehmen als das Einmassenpendel.

Daher wurde im Programm *Simpack* ein zweidimensionales Zweimassen-Ersatzmodell erstellt, in welchem die obere Masse (Gesamtmasse aller Drehgestelle  $m_{Dg}=12310$  kg) mit der unteren Masse (Gesamtmasse aller Wagenkästen  $m_{Wk}=9865$  kg) gelenkig und zusätzlich durch eine Drehfeder verbunden ist (**Abbildung 10**). Die Drehfederkonstante wurde aus [9] zu  $c_{\varphi}=428604$  Nm/rad abgeschätzt.

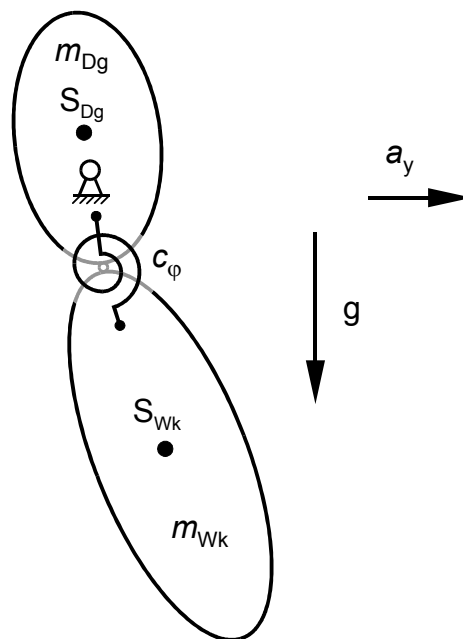


Abbildung 10: Zweimassenmodell des Pendels

Für  $v=60$  km/h und  $R=120$  m wurde damit eine Proberechnung durchgeführt. Das Rechenergebnis zeigt eine fast vollständige Identität der Pendelwinkel von Wagenkasten und Drehgestellen, und dies nicht nur in der quasistatischen Bogenfahrt, sondern auch beim Bogenein- und -auslauf. Es kann also für das Pendeln von einer starren Ankopplung gesprochen werden. Signifikante Unterschiede zwischen den Pendelwinkeln von Wagenkasten und Drehgestell treten erst im Federsteifigkeitsbereich von

$c_\varphi = 1000 \text{ Nm/rad}$  auf, also mehr als zwei Zehnerpotenzen unterhalb der tatsächlichen Federsteifigkeiten.

Daher ist die Betrachtung des Zweimassenpendels nicht erforderlich. Es verhält sich im hier relevanten Parameterbereich der Drehfeder wie ein Einmassenpendel.

Die Messungen in [6] haben Winkeldifferenzen bis zu  $0,5^\circ$  ergeben. Diese sind aus den Sekundär-Federsteifigkeiten jedoch nicht zu erklären. Auf eine weitere Untersuchung wird hier verzichtet.

### 3.3.3 Mehrkörpersystem mit Rad-Schiene-Kontakt

Zum Vergleich der Rechenergebnisse für das Einmassenmodell mit denen kommerzieller Mehrkörper-Dynamik-Programme wird im Programm *Simpack* ein dreidimensionales Modell der Schwebbahn erstellt, welches aus 19 Einzelmassen besteht (Abbildung 11).

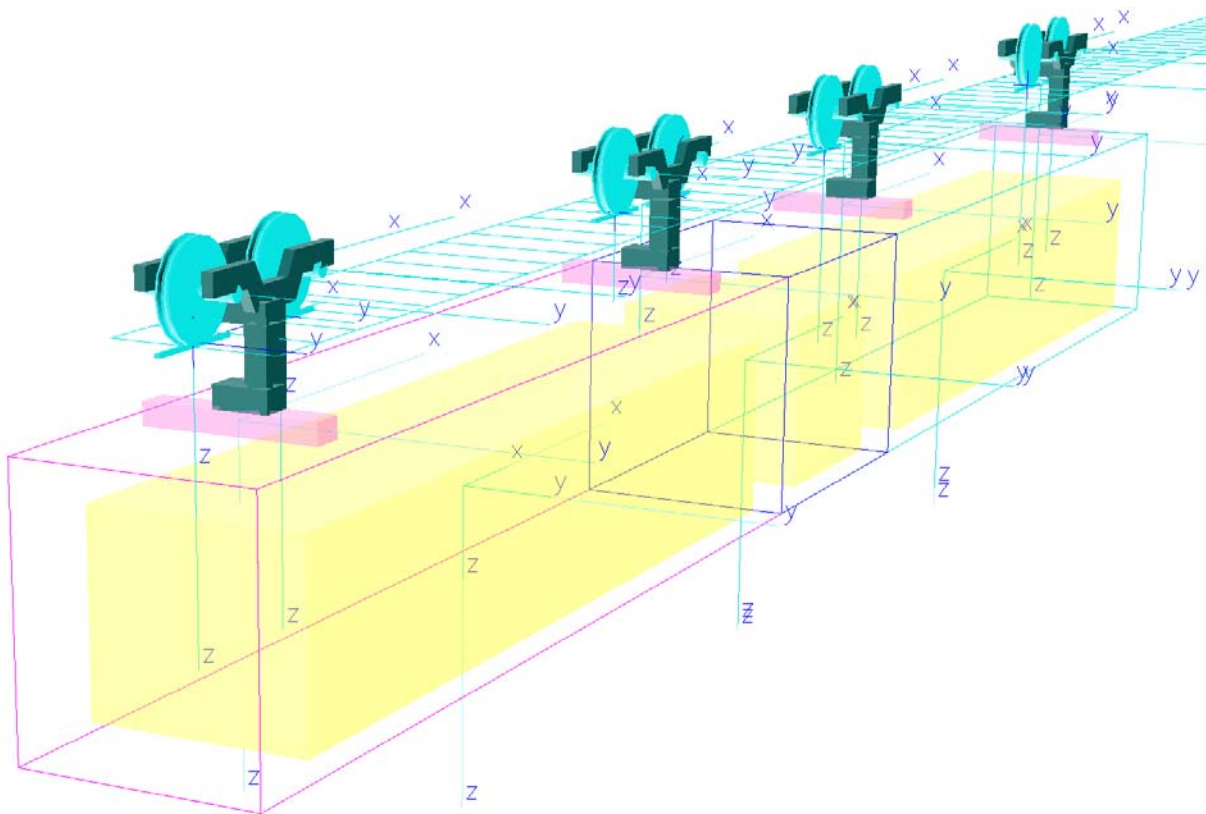


Abbildung 11: Mehrkörpermodell der Schwebbahn

Dabei handelt es sich um

- 8 Radsätze
- 4 Drehgestellrahmen
- 4 Drehgestell-Querträger
- 3 Wagenkästen mit variabler Fahrgastbesetzung.

Ferner werden die Primär- und die Sekundärfederstufe modelliert. Durch die Abbildung der für das Pendeln bedeutsamen Beweglichkeiten besitzt das Modell 83 unabhängige Freiheitsgrade.

Die Modellierung des Rad-Schiene-Kontakts erfolgt beim dargestellten Modell nach einer Weiterentwicklung der Theorie von KALKER. Die Lösung des umfangreichen Gleichungssystems zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung geschieht auf numerischem Wege durch ein Zeitschrittverfahren.

### 3.3.4 Gelenkig aufgehängtes Mehrkörpersystem

Die Berechnung des Mehrkörpermodells mit Rad-Schiene-Kontakt nimmt viel Rechenzeit in Anspruch und führt häufig zu numerischen Schwierigkeiten, dazu verläuft sie oft instabil. Als Ursache werden die großen Pendelwinkel der Schwebbahn vermutet. Derart weite Verkippungen der Räder gegenüber der Schiene kommen bei Standbahnen nicht vor. Die für die Standbahnen entwickelte Theorie gelangt bei der Betrachtung der Schwebbahn an ihre Grenzen.

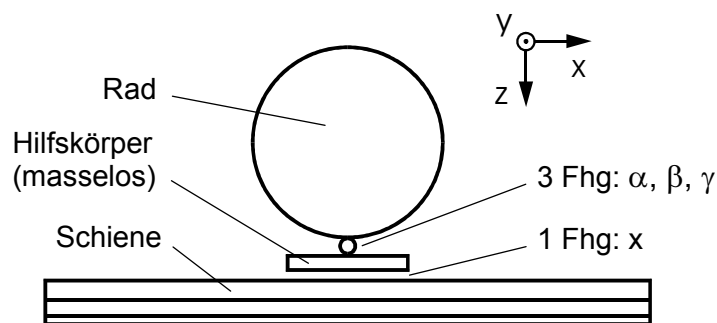


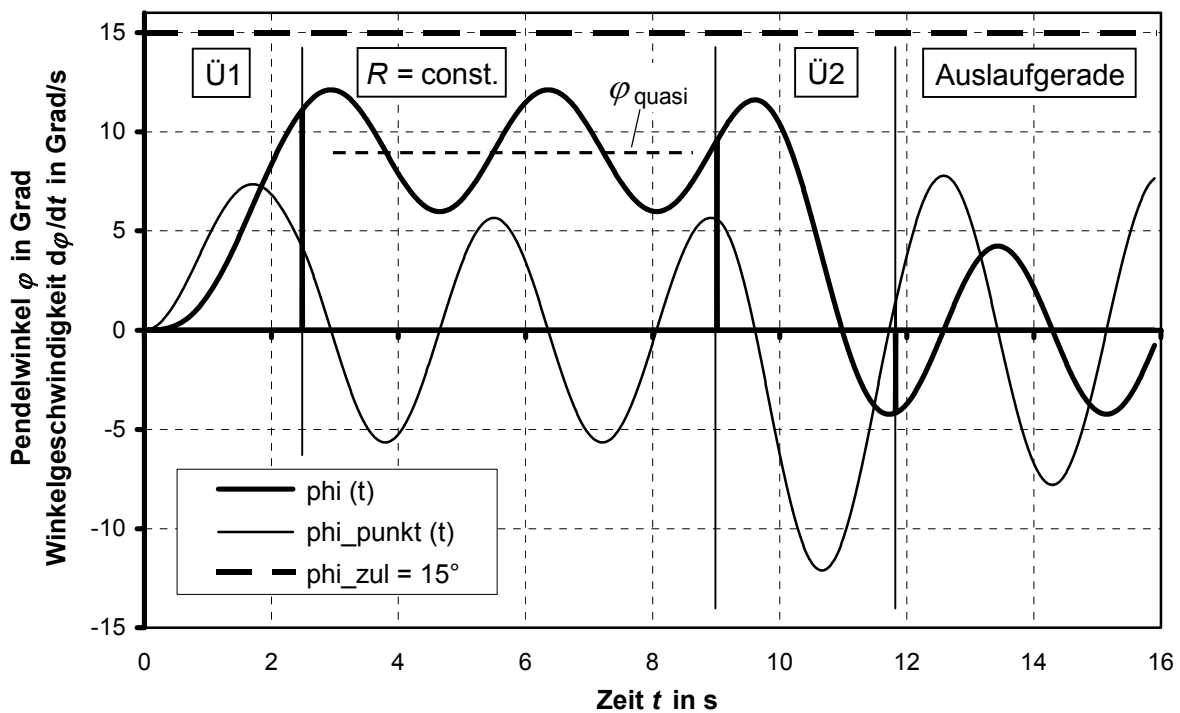
Abbildung 12: Modellierung der gelenkigen Aufhängung

Daher wird in einem weiteren Schritt auf die Modellierung des Rad-Schiene-Kontakts verzichtet. Statt dessen werden masselose Hilfskörper ohne Längenausdehnung an den Radaufstandspunkten eingefügt, die dem Schienenverlauf exakt und ohne jegliche Kraftschlusswirkung folgen. Sie besitzen gegenüber der Schiene nur den einen Freiheitsgrad in der Richtung  $x$  des Schienenverlaufs. Die Räder sind mit den Hilfskörpern durch Kugelgelenke verbunden (**Abbildung 12**).

In diesem Modell können sich die Räder der Bahn also nicht drehen, und auch ein seitliches Verschieben auf der Schiene ist nicht möglich. In allen anderen Parametern ist das gelenkig aufgehängte Modell der Schwebebahn mit dem Modell mit Rad-Schiene-Kontakt identisch.

### 3.4 Erläuterung der Berechnungsergebnisse

Vorläufig wird nur die Bogeneinfahrt betrachtet. Um den Effekt der Pendelanregung beim Bogeneinlauf isoliert untersuchen zu können, wird keine Dämpfung modelliert, und es wird keine Vorschwingung aufgebracht ( $\varphi_0 = 0$  und  $\dot{\varphi}_0 = 0$ ), sondern das Fahrzeug fährt pendelruhig in den Bogen ein. Für das Einmassenpendel mit den Kennwerten des leeren Fahrzeugs ist eine typische Bogenfahrt in **Abbildung 13** dargestellt. Dabei wurde mit einem verringerten Massenträgheitsmoment gerechnet, welches auf die durch [6] gemessene Eigenfrequenz von  $f_0 = 0,29$  Hz führt.



$m = 22175$ kg	$Z_S = 0,82$ m	$J^{(Q0)} = 52739$ kgm <sup>2</sup>	$d_\varphi = 0$
$l_{\dot{U}1} = 38$ m	$l_{\text{Bogen}} = 100$ m	$R = 150$ m	$l_{\dot{U}2} = 43$ m $v = 55$ km/h

Abbildung 13: Einmassenpendel: Pendelbewegung im Gleisbogen

Das Fahrzeug wird durch die Bogeneinfahrt ( $\dot{U}1$ ) zu einer Schwingung um die quasistatische Auslenkung  $\varphi_{\text{quasi}}$  im Bogen angeregt. Dieser Schwingung überlagert sich die Anregung durch die Bogenausfahrt ( $\dot{U}2$ ), wodurch in diesem Beispiel eine Verstärkung eintritt, die auf der Auslaufgeraden deutlich wird. Mit der Verstärkung der



Pendelwinkel-Amplitude geht eine Vergrößerung der Amplitude der Winkelgeschwindigkeit einher.

Die Amplitude der Schwingung im quasistatischen Bogen hängt bei gegebener Geschwindigkeit, Bogenradius und gegebenen Fahrzeugeigenschaften von der Länge des Übergangsbogens ab. **Abbildung 14** zeigt für alle drei verwendeten Modelle die Ergebnisse einer Variation der Übergangsbogenlänge  $l_{ü1}$  der Bogeneinfahrt. Über der Übergangsbogenlänge wird die Amplitude um den Winkel der quasistatischen Auslenkung aufgetragen.

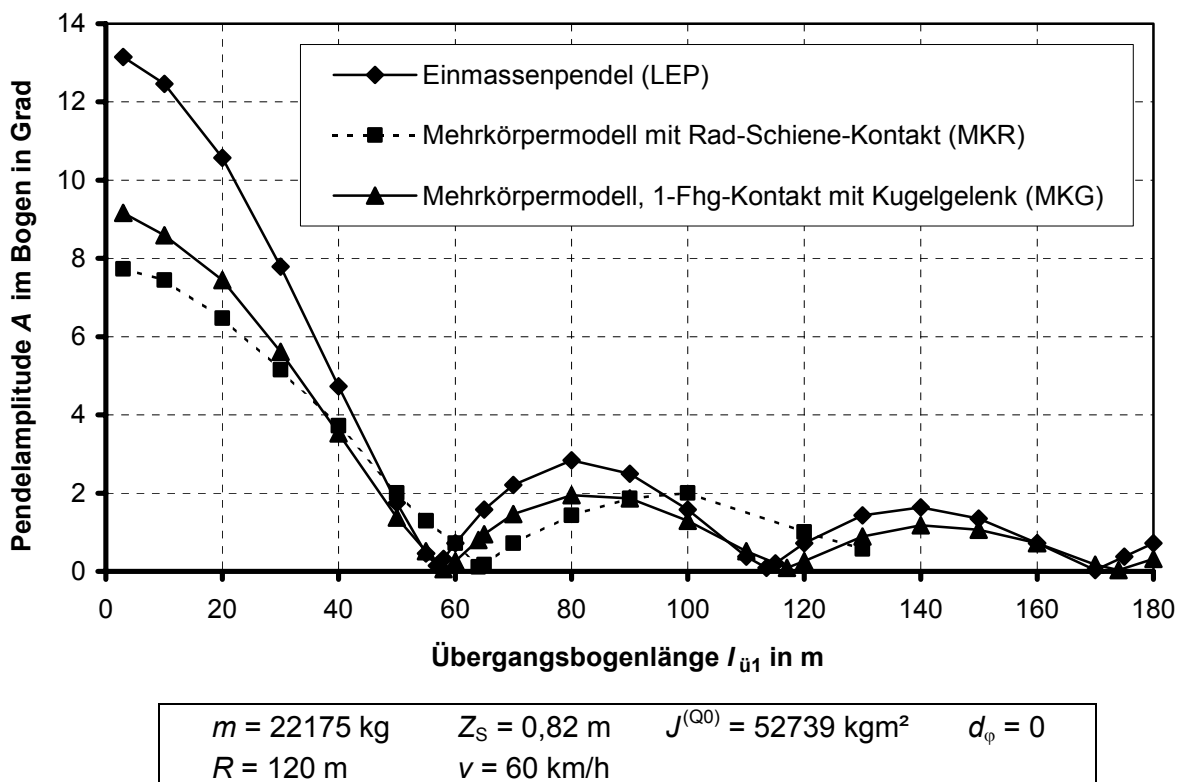


Abbildung 14: Vergleich der Berechnungsmodelle

Es zeigt sich, dass die größten Amplituden bei den kleinsten Übergangsbogenlängen auftreten. Ferner ist zu beobachten, dass in regelmäßigen Abständen eine Pendelanregung ganz ausbleibt. Die zugeordnete Übergangsbogenlänge ist jeweils minimal größer als ein Vielfaches des während der Periodendauer  $T_0 = 1/f_0$  zurückgelegten Weges  $s_0 = v \cdot T_0$ . Wenn eine derartige Konstellation als Kombination von Fahrzeugeigenschaften, Übergangsbogenlänge und Fahrgeschwindigkeit auf der Strecke vorliegt, findet keine Pendelanregung statt. Dies ist der anzustrebende Idealfall. Im dargestellten Beispiel liegt die ideale Übergangsbogenlänge für das Einmassenpendel und das gelenkig geführte Modell bei ca. 58 m und für das Modell mit Rad-Schiene-Kontakt bei 64 m.

Das gesamte Amplitudenniveau nimmt mit steigender Übergangsbogenlänge deutlich ab. Für die Praxis ist nur der Bereich bis etwa  $l_{ü1} = 80$  m relevant.

Die für das Einmassenpendel getroffenen Aussagen gelten analog auch für die Bogenausfahrt, da dieses Modell linear aufgebaut ist. Wenn also zu Beginn des Übergangsbogens 2 kein Eigenpendeln vorhanden ist, ergeben sich auf der Auslaufgeraden in Abhängigkeit von  $l_{ü2}$  dieselben Pendelamplituden wie in **Abbildung 14**, nur dass die Pendelschwingung in diesem Fall um den Pendelwinkel Null herum erfolgt.

### 3.5 Vergleich der Berechnungsmodelle

Für die folgende Darstellung werden die Modelle abgekürzt bezeichnet mit

- LEP: Lineares Einmassenpendel
- MKR: Mehrkörpermodell mit Rad-Schiene-Kontakt
- MKG: Mehrkörpermodell, gelenkig aufgehängt mit 1-Freiheitsgrad-Kontakt

#### 3.5.1 Quasistatische Auslenkung

**Tabelle 3** zeigt die berechneten quasistatischen Auslenkungen für die drei Modelle beim Bogenradius  $R = 120$  m für drei Geschwindigkeiten. Die Werte für das LEP ergeben sich aus Gleichung (2), die Ergebnisse für die Mehrkörpermodelle stammen aus der Simulation.

$v$ in km/h	40	50	60
LEP	5,99°	9,31°	13,29°
MKR	5,16°	8,46°	12,32°
MKG	6,25°	9,61°	13,60°
Differenz MKR zu LEP	-13,9 %	-9,1 %	-7,3%
Differenz MKG zu LEP	+4,2 %	+3,2 %	+2,3 %

**Tabelle 3: Quasistatische Auslenkung  $\varphi_{\text{quasi}}$  der Rechenmodelle für  $R = 120$  m**

Gegenüber den Werten des LEP weichen die Auslenkungen des MKR deutlich nach unten ab. Folgender Umstand dürfte dafür die Hauptursache bilden: Beim Auslenken wandert der Rad-Schiene-Berührungspunkt seitlich auf dem Schienenkopf. Hierdurch wird ein größeres Rückstellmoment der Gewichtskraft erzeugt als beim LEP, welches zwar gelenkig, aber nicht querverschieblich aufgehängt ist. Bei der Rad-Schiene-Paarung der Wuppertaler Schwebbahn ist ein Querwandern des Berührungspunkts etwa in der Größenordnung von 30 mm möglich. Eine Nachrechnung hat ergeben, dass sich durch solch eine Querverschiebung des Pendelmittelpunktes für die Ru-

helage des leeren Fahrzeugs eine Winkeldifferenz von  $2,1^\circ$  gegenüber der Ruhelage des LEP ergibt. Die Ruhelage, um die das Auspendeln im Bogen geschieht, ändert sich also durch das Pendeln selbst und führt zu den beobachteten Winkeldifferenzen, deren Höhe plausibel ist. Diese Nichtlinearität kann nur beim MKR berücksichtigt werden.

Einen reduzierenden Einfluss auf die quasistatische Auslenkung besitzt auch das in Abschnitt 3.2.3 geschilderte Kreiselmoment auf das rollende Rad im Bogen.

Das MKG weist gegenüber dem LEP geringfügig höhere quasistatische Pendelwinkel auf. Dies ist nicht plausibel, da eine größere Auslenkung als die der resultierenden Beschleunigungsrichtung entsprechende aus Energiegründen nicht möglich ist. Eine sachliche Erklärung für den Effekt konnte nicht gefunden werden.

Ein weiteres, in der Realität vorhandenes Phänomen wird durch alle Modelle nicht abgebildet: Die Wagenkästen werden bei der Auslenkung auf einen größeren Bogenradius als den der Räder gezwungen. Hierbei entstehen durch die Längskopplung der Wagenkästen untereinander — z. B. durch die Faltenbälge — Zwangskräfte in Längsrichtung, die der freien Auslenkbewegung entgegen wirken und somit die Amplitude reduzieren. Derartige, schwierig zu quantifizierende Feder- oder andere Rückstelleneigenschaften wurden jedoch auch in den Mehrkörpermodellen nicht abgebildet. Statt dessen wurde eine gelenkige Verbindung der Wagenkästen in Dachhöhe angenommen, so dass keine Reduzierung des quasistatischen Pendelwinkels erfolgt.

### 3.5.2 Amplitudenniveau

Das Amplitudenniveau der Mehrkörpermodelle liegt deutlich unterhalb des Niveaus des Einmassenpendels, vgl. **Abbildung 14**. Die Werte des MKG liegen im Bereich bis  $l_{\text{q}} = 80$  m etwa 30 % unter denen des LEP. Die Differenzen des MKR zum LEP beginnen bei 40 % und sinken dann auf ca. 30 % ab, wenn die jeweiligen Maxima miteinander verglichen werden. Für die Differenzen gibt es mehrere Gründe:

- Die Fahrzeuglänge, genauer der Abstand zwischen dem ersten und dem letzten Drehgestell von etwa 20 m, wirkt sich bei den Mehrkörpersystemen auf die Pendelamplitude aus. Durch den zeitlich versetzten Einlauf der Drehgestelle in den Bogen und somit das zeitlich versetzte Wirksamwerden der Fliehkraft entstehen Torsions- und Quer-Zwangskräfte im Wagenkasten. Die freie Auslenkung wird behindert, es kommt anschaulich gesprochen zu einem Effekt des Verschmierens der Pendelanregung.
- Bei der quasistatischen Bogenfahrt wirkt nicht nur die Gravitationskonstante  $g$ , sondern nach Gleichung (34) die resultierende Beschleunigung  $a_{\text{res}}$  rückstellend auf das Pendeln. Somit sind die Rückstellkräfte größer, und die Amplitude wird reduziert. Für  $v = 60$  km/h und  $R = 120$  m ist  $a_{\text{res}}$  beispielsweise um 8 % größer als  $g$ . In

den Übergangsbögen ändert sich die Rückstellkraft entsprechend der Änderung der Querbeschleunigung ständig. Die Mehrkörpersysteme berücksichtigen diese Nichtlinearitäten, das LEP als lineares System nicht.

- Durch den Rad-Schiene-Kontakt und insbesondere durch Spurkranzanläufe wird beim MKR permanent Reibungsenergie abgeführt. Davon kann auch die zum Auspendeln verfügbare Energie betroffen sein, was sich durch geringere Amplituden auswirkt.
- Die aus *Simpack* für das MKR erhaltenen Pendelwinkelverläufe (im Beispiel in **Abbildung 15** sind die Verläufe für alle drei Wagenkästen des Fahrzeugs übereinander dargestellt) und auch die benötigten Rechenzeiten lassen auf numerische Ungenauigkeiten bei der Berechnung schließen, so dass den Ergebnissen für das MKR mit etwas Skepsis zu begegnen ist. Möglicherweise liegt auch hier eine Ursache für die gegenüber dem MKG geringeren Amplituden.

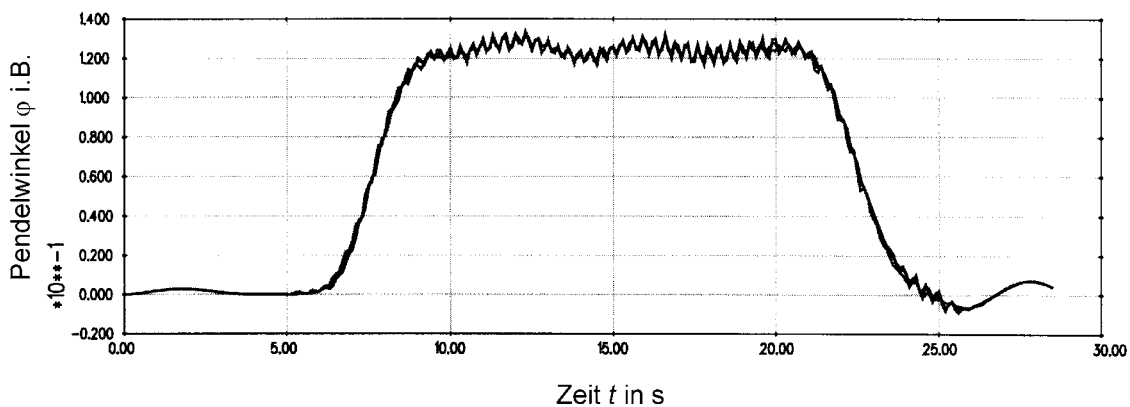


Abbildung 15: Beispiel für Pendelwinkelverlauf aus MKR-Berechnung

### 3.5.3 Ideale Übergangsbogenlänge

Die idealen Übergangsbogenlängen von LEP und MKG in **Abbildung 14** liegen nah beieinander, wobei das MKG einen geringfügig höheren Wert aufweist. Das bedeutet, dass auch die Eigenfrequenzen der Modelle annähernd gleich sind.

Für das MKR ergibt sich gegenüber den beiden Modellen eine Vergrößerung der idealen Übergangsbogenlänge um ca. 10%. Die Ursache ist wiederum bei der Abbildung des Rad-Schiene-Kontaktes zu suchen. Die Spurkranzreibung dürfte einen dämpfenden Einfluss ausüben.

Für  $v=0$  ergibt sich beim MKR eine Periodendauer  $T_0=3,28$  s, und bei  $v=50$  km/h wurden Zeiten zwischen  $T_0=3,5$  s und  $T_0=3,8$  s abgelesen. Diese Erhöhung korrespondiert mit der Veränderung der idealen Übergangsbogenlänge gegenüber LEP und MKG. Es ist jedoch schwer einzuschätzen, wie weit es sich um realitätsnahe oder nu-

merisch begründete Abweichungen vom Idealzustand handelt. Die später geschilderten Versuchsfahrten können hierauf Hinweise geben.

Der Abstand zwischen dem ersten und letzten Drehgestell und damit indirekt die Fahrzeuglänge besitzt höchstens einen geringen Einfluss, was an der geringen Differenz der Werte für das LEP und das MKG erkennbar ist.

### 3.5.4 Fazit des Modellvergleichs

Für das lineare Einmassenpendel werden gegenüber den Mehrkörpermodellen um 30 bis 40 % größere Pendelamplituden im Bogen berechnet.

Die quasistatische Auslenkung des Einmassenpendels liegt im Bereich von 10 % über derjenigen des Mehrkörpermodells mit Rad-Schiene-Kontakt. Das gelenkig aufgehängte Mehrkörpermodell kann hier wegen der mangelnden Plausibilität der Ergebnisse nicht als Vergleichsgröße dienen, vgl. **Tabelle 3**.

Bei der Berechnung der idealen Übergangsbogenlänge ergeben sich nur geringe Differenzen zwischen dem Einmassenpendel und dem gelenkig aufgehängten Mehrkörpermodell. Die Werte des Mehrkörpermodells mit Rad-Schiene-Kontakt liegen um 10 % über denen der beiden anderen Modelle. Es ist jedoch nicht sicher, wie groß der Anteil numerischer Ungenauigkeiten an dieser Abweichung ist.

Das Einmassenpendel liefert eine gute und bezüglich der Amplituden zur sicheren Seite tendierende Darstellung der Anregungseffekte durch den Bogenlauf der Hängbahn bei konstanter Fahrgeschwindigkeit. Für die Anwendbarkeit des Einmassenpendels sind jedoch zahlreichere vereinfachende Annahmen zu treffen. Daher können einige physikalische Effekte nicht modelliert werden, die zu einer detaillierten und möglichst realitätsnahen Abbildung einer Bahn erforderlich sind.

Aus diesen Gründen ist das Einmassenpendel vor allem für grundsätzliche Untersuchungen und Abschätzungen geeignet. Für derartige Anwendungen kann auf den Einsatz von Mehrkörper-Dynamik-Programmen verzichtet werden. Hierdurch wird der Zeitaufwand für die Rechnungen reduziert, und es werden numerische Probleme vermieden, die sich durch die schwierige Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes der Einschienen-Hängbahn durch die kommerziellen Programme ergeben.

## 3.6 Versuchsfahrten

Eine weitere Verifizierung des Einmassenpendels erfolgt durch Versuchsfahrten. Das Versuchsprogramm ist in erster Linie auf die Untersuchung der Bogeneinfahrten und Bogenausfahrten unter Variation verschiedener Parameter ausgerichtet, wobei immer das nicht pendelnde Fahrzeug als Ausgangszustand angestrebt wird.

Bei der Gestaltung des Versuchsprogramms konnten nur die auf der Wuppertaler Strecke verfügbaren Parameterkonstellationen verwendet werden. Daher mussten mehrere Kompromisse im Hinblick auf ein optimales Versuchsprogramm geschlossen werden.

### 3.6.1 Versuchsaufbau und –durchführung

#### 3.6.1.1 Versuchsfahrzeug

Die Versuchsfahrten wurden mit dem Gelenktriebwagen Nr.12 der Baureihe GTW B72 durchgeführt, der mit der erforderlichen Messtechnik ausgerüstet wurde. Die Beladung des Fahrzeugs bei den Fahrten, die sich aus der Messtechnik, den Fahrern, den Versuchsbetreuern

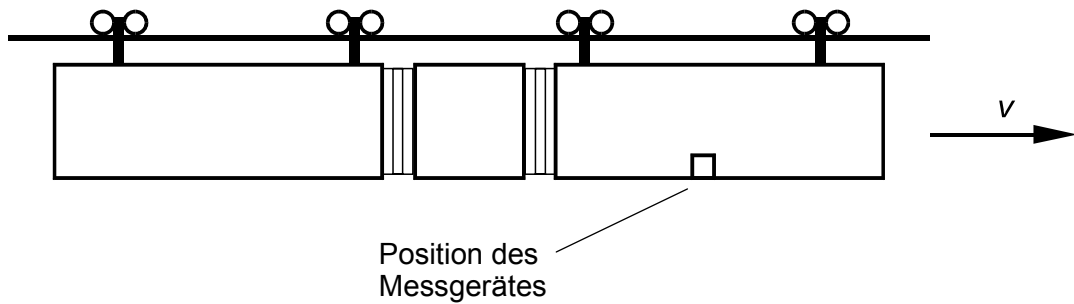


Abbildung 16: Versuchsfahrzeug

und sonstigen Ausrüstungsgegenständen zusammensetzte, betrug etwa 500 kg. Es kann also, verglichen mit der maximalen Nutzlast von 13325 kg, näherungsweise von einem leeren Fahrzeug gesprochen werden.

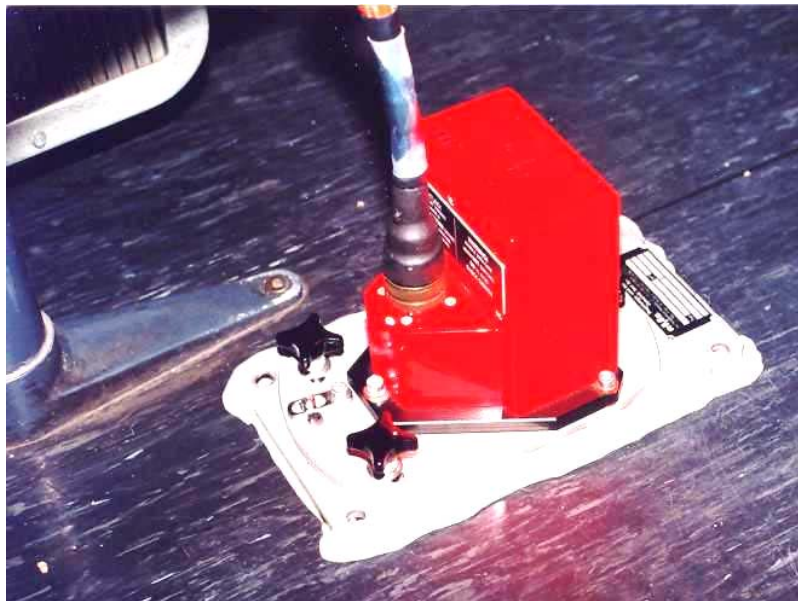
#### 3.6.1.2 Messausrüstung

Die Messungen wurden in Zusammenarbeit mit der Firma *IPW Fahrzeugtechnik* mit einem Trägheitsnavigationssystem der Firma *RMS* durchgeführt. Das Messgerät wurde im Vorderwagen auf dem Fußboden mittig zwischen den Drehstellen und in der Mitte zwischen den Seitenwänden angeordnet (**Abbildung 17**).



**Abbildung 17: Anordnung des Messgerätes**

Das *RMS*-Trägheitsmesssystem besteht aus einer kreiselstabilisierten Plattform mit den Kreiseln und Aufnehmern (**Abbildung 18**) und aus der Auswerteeinheit, welche die analogen Messsignale digital aufbereitet (**Abbildung 19**). Die Auswerteeinheit gibt ihre Ausgangssignale auf einen Signalkonditionierer, in dem u.a. eine Filterung und Verstärkung der Signale stattfindet. Daran schließt sich der Messrechner an, der für die Speicherung und graphische Darstellung der Daten zuständig ist.



**Abbildung 18: Kreiselstabilisierte Plattform**

Das Kreiselsystem enthält

- zwei rahmenfeste Kreisel um die x- und die z-Achse. Aus ihnen werden die Signale der Drehgeschwindigkeit erzeugt.
- drei Beschleunigungsaufnehmer in allen drei Raumrichtungen des Gehäuses. Sie bestehen aus Massen, die durch die Beschleunigung in Bewegung versetzt werden und induktiv ein magnetisches Feld beeinflussen.

Funktionsweise der Kreisel:

Die rahmenfesten Kreisel benötigen einen gewissen Strom, um ihre Nenn-Drehzahl zu halten. Die Höhe dieses Stroms ist dem System bekannt. Wenn eine Drehung des Rahmens um die Drehachse eines Kreisels erfolgt, benötigt das System entweder mehr oder weniger Strom zum Konstanthalten der Drehzahl als im Ruhezustand des Rahmens. Aus dieser Stromdifferenz wird die Drehgeschwindigkeit des Rahmens ermittelt.

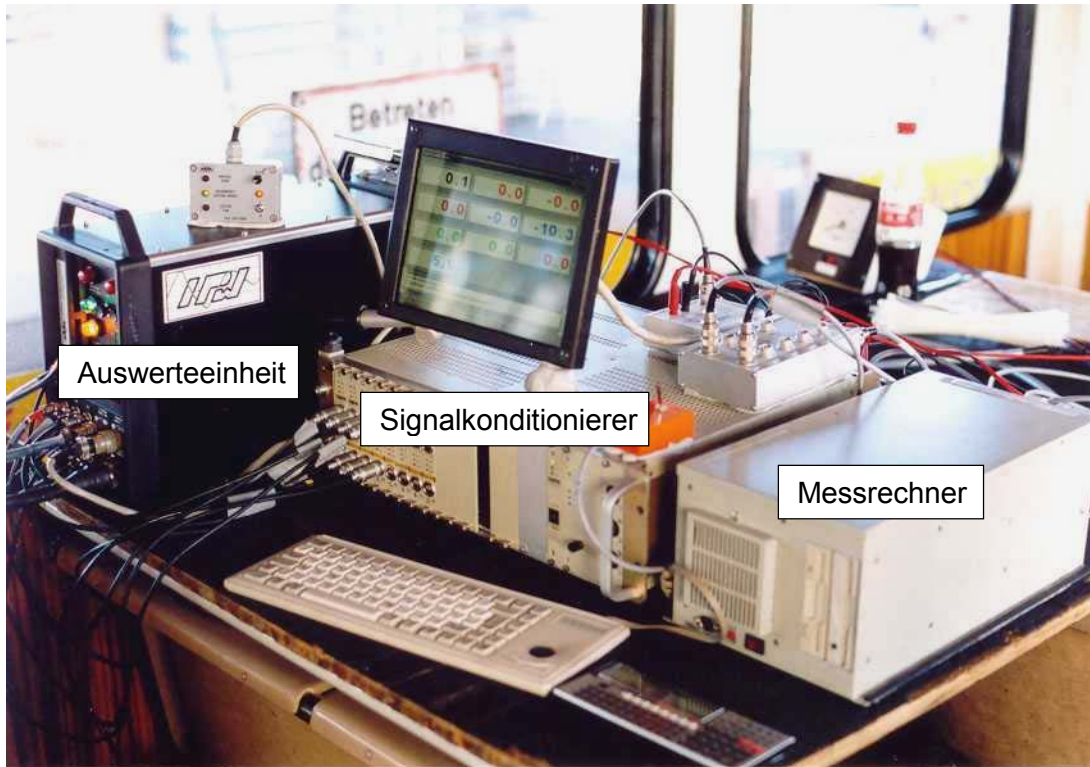


Abbildung 19: Messwert-Auswertungseinrichtungen

Es handelt sich um ein sogenanntes Strap-down-System, d.h. die Bewegungen werden unabhängig von der aktuellen Stellung des Fahrzeugs im erdfesten, horizontalen Koordinatensystem ausgegeben.

Ausgangsgrößen des Kreiselsystems:

- 3 Beschleunigungen im erdfesten (horizontalen) Koordinatensystem
- 3 Winkelgeschwindigkeiten
- 3 Drehwinkel

Als einziges externes Signal wird die aus der Fahrzeugsteuerung erhaltene Fahrgeschwindigkeit verwendet. Sie dient zur Stabilisierung der Messwerte und wird durch das *RMS*-System intern verarbeitet.



Die Abtastrate der Versuche betrug 100 Hz, und die Auflösung des Messbereichs erfolgte mit 16 bit, woraus sich für den Pendelwinkel bei einem Messbereich von  $\pm 20^\circ$  eine Auflösung von etwa  $0,0006^\circ$  ergibt.

### 3.6.1.3 Versuchsablauf

Bei den Versuchen handelte es sich um reine Messfahrten, die ohne Fahrgäste durchgeführt wurden. Insgesamt wurde die Strecke achtmal in beiden Richtungen befahren. Dem aufgestellten Versuchsprogramm folgend wurden die Fahrer angehalten, an bestimmten Punkten der Strecke bestimmte Geschwindigkeiten und Antriebszustände einzuhalten. Das daraus resultierende Pendelverhalten des Fahrzeugs wurde aufgezeichnet.

Vor dem Beginn der Messungen wurde einmalig eine Ruheposition des Fahrzeugs bestimmt und für alle Versuche als Nulllage (Pendelwinkel  $\varphi=0$ ) definiert. In dieser Nulllage war der Wagenkasten in Fahrtrichtung gesehen um  $2^\circ$  nach links geneigt (vgl. **Abbildung 16**). Auch der Abgleich zwischen den einzelnen Versuchsfahrten wurde so durchgeführt, dass danach die übergeordnete Nulllage wieder gültig war.

Es wurden die Messwerte der gesamten Versuchsfahrten gespeichert, und an den ausgezeichneten Messpunkten wurden zur Orientierung digitale Marken gesetzt. Zur Kontrolle wurden die Messwerte während der Versuche online auf einem Bildschirm angezeigt.

Im Laufe des Versuchsprogramms wurden die einzelnen Versuche bis zu viermal durchgeführt, so dass für die Auswertung in vielen Fällen mehrere Messungen zu derselben Fragestellung vorlagen. Insgesamt wurden 160 Messpunkte angefahren.

## 3.6.2 Eigenfrequenz und Dämpfung

Zu Beginn der Versuche wurde eine Ermittlung der Größenordnung von Pendel-Eigenfrequenz und Dämpfungsgrad der Schwebbahn durchgeführt. Die Eigenfrequenz des Fahrzeugs wurde in zwei Betriebszuständen bestimmt.

### 3.6.2.1 Eigenfrequenz im Stand

Im Stand wurde ein Ausschwingversuch durchgeführt. Dazu wurde das Fahrzeug manuell bis zu einer Amplitude von  $2,58^\circ$  in Pendelschwingungen versetzt. Die Schwingungsdauer wurde während der anschließenden Ausschwingphase über  $n$  Perioden ab Anregungsende gemittelt.

$n$	$t$ in s	$T_0 = t/n$ in s	$f_0 = 1/T_0$ in Hz	End-Amplitude in Grad
3	10,00	3,33	0,300	1,95
6	19,87	3,31	0,302	1,45
9	29,54	3,28	0,305	1,00
3 (= 7 bis 9)	9,66	3,22	0,310	1,00

**Tabelle 4: Eigenfrequenzen im Stand**

Die Eigenfrequenz  $f_0$  beträgt im Stand etwa 0,3 Hz. **Tabelle 4** zeigt eine leichte Abhängigkeit der Eigenfrequenz von der Auslenkung. Sie steigt mit fallender Amplitude. Deutlich wird dies besonders in der letzten Tabellenzeile. Dort wurden nur die letzten drei der insgesamt neun betrachteten Schwingungsperioden bilanziert.

### 3.6.2.2 Eigenfrequenz während der Fahrt

Für die Betrachtung des fahrenden Fahrzeugs wurden Ausschwingvorgänge bei mehreren Geschwindigkeiten, mehreren Pendelamplituden, auf der Geraden und im Gleisbogen und bei verschiedenen Antriebszuständen ausgewertet. Dabei wurden Periodendauern  $T_0$  zwischen 3,65 s und 3,78 s gemessen, entsprechend Eigenfrequenzen  $f_0$  zwischen 0,265 Hz und 0,274 Hz. Dabei konnte aber keine direkte Abhängigkeit von einem der Parameter festgestellt werden.

Es zeigt sich jedoch deutlich, dass die Eigenfrequenz allein schon durch den Zustand „Fahren“ abgesenkt wird. Vermutlich führen die Spurführungskräfte und die damit verbundene Abführung von Reibungsenergie zu einem Dämpfungseffekt des Pendelns. Ein gedämpftes System besitzt eine größere Periodendauer  $T_d$  als ein ungedämpftes, wodurch der beobachtete Effekt erklärt werden kann.

Die Größenordnung der Absenkung beträgt 10%. Damit können auch die Abweichungen der idealen Übergangsbogenlänge in Abschnitt 3.5.3 für das Simulationsmodell mit Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes gegenüber den lediglich gelenkig aufgehängten Modellen erklärt werden, die dieselbe Größenordnung besitzen.

Für den Vergleich der Messwerte mit den Ergebnissen der Theorie sowie für alle weiteren Betrachtungen wird einheitlich ein Massenträgheitsmoment  $J^{(Q_0)}$  von 60000 kgm<sup>2</sup> verwendet, welches auf eine Eigenfrequenz  $f_0 = 0,274$  Hz führt.

### 3.6.2.3 Eigendämpfung

Zur Charakterisierung der Dämpfungseigenschaften wurde das Lehrsche Dämpfungsmaß  $D$  eines hydraulischen Dämpfers bestimmt, der innerhalb der betrachteten Periodenanzahl dieselbe Reduzierung der Amplitude erreicht wie die Schwebbahn.

Im Stand wurde die Eigendämpfung aus demselben Ausschwingversuch bestimmt, der auch zur Berechnung der Eigenfrequenz verwendet wurde. Es wurden neun Perioden bei einer Anfangsamplitude von  $2,2^\circ$  betrachtet.  $D$  ergibt sich zu 0,017.

Für die Dämpfung während der Fahrt wurde keine Abhängigkeit von der Geschwindigkeit festgestellt. Die berechneten Dämpfungsmaße  $D$  liegen zwischen 0,007 und 0,028 für Anfangsamplituden von  $3,5^\circ$  bis  $7,0^\circ$  und wurden jeweils aus drei Perioden ermittelt.

Die Schwebbahn kann als ein sehr schwach gedämpftes Schwingungssystem bezeichnet werden. Ein Dämpfungsgrad von 0,02 führt wegen

$$\omega_d = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (35)$$

gegenüber einem ungedämpften System zu einer Reduzierung der Frequenz der freien Schwingung von 0,02 % und ist somit vernachlässigbar.

Für den Vergleich der Versuchsergebnisse mit den auf theoretischem Wege erhaltenen Ergebnissen werden, sofern nichts anderes angegeben ist, für das lineare Einmassenpendel (LEP) folgende Fahrzeugdaten verwendet:

$$m = 22175 \text{ kg}$$

$$Z_s = 0,82 \text{ m}$$

$$J^{(Q_0)} = 60000 \text{ kgm}^2$$

$$D = 0$$

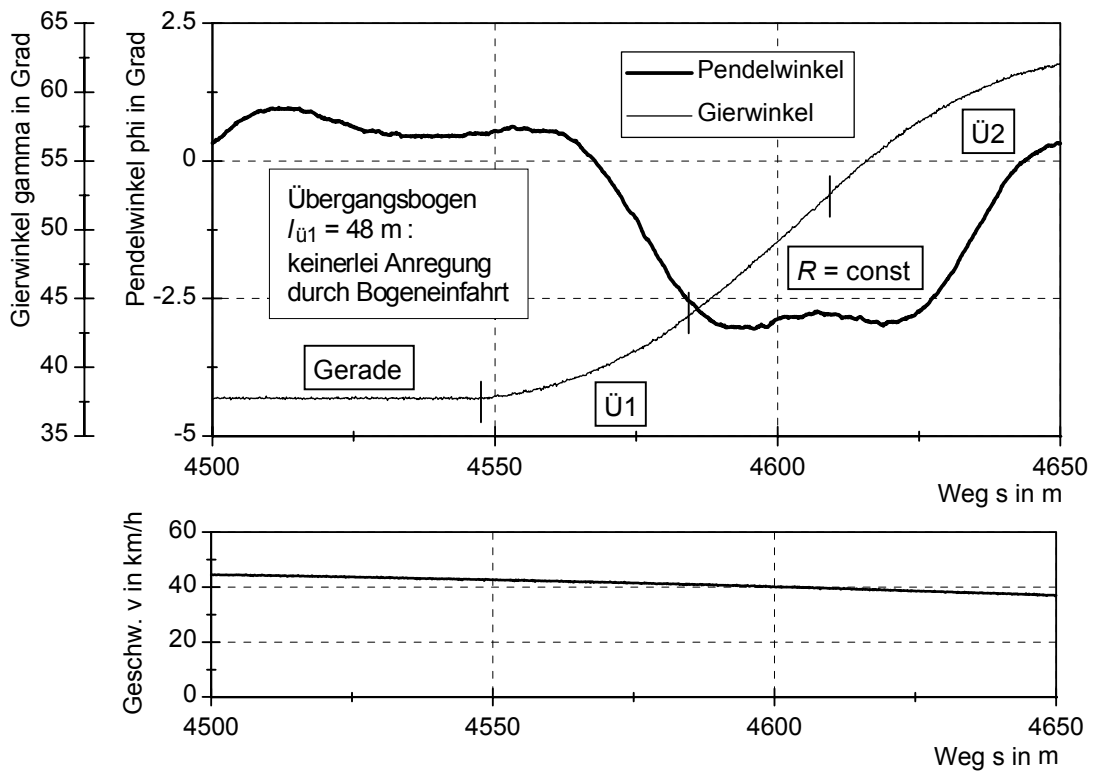
### 3.6.3 Bogeneinfahrt

Zur einleitenden Veranschaulichung der Versuchsergebnisse werden die Pendelwinkerverläufe an zwei Versuchspunkten dargestellt.

**Abbildung 20** zeigt beispielhaft eine Bogeneinfahrt in einen 150 m-Bogen, durch die keine Pendelanregung stattfindet. Dies hat zwei Gründe: Zum einen pendelt das Fahrzeug vor dem Bogen kaum, und zum anderen liegt die Übergangsbogenlänge von 48 m nah an der idealen Übergangsbogenlänge für die gefahrene Geschwindigkeit.

Die exakte Lage des Beginns der Bogeneinfahrt kann aus den Messergebnissen durchweg sehr gut am Verlauf des Gierwinkels  $\gamma$  abgelesen werden. Der Gierwinkel beschreibt die Drehung des Fahrzeugs um die vertikale Achse. Abschnitte konstanten

Gierwinkels zeigen Geraden an, bei gekrümmten Abschnitten handelt es sich um Übergangsbögen, und geradenförmige Abschnitte mit von Null verschiedener Steigung deuten auf Bogenabschnitte mit konstantem Radius.



**Abbildung 20: Einfahrt in einen 150 m-Bogen mit geringer Pendelbewegung**

In **Abbildung 21** ist die Einfahrt in einen Bogen mit  $R=120\text{ m}$  und  $l_{\text{Ü1}}=30\text{ m}$  zu sehen. Durch die geringe Übergangsbogenlänge und die hohe Geschwindigkeit von etwa  $57\text{ km/h}$  wird die Pendelanregung so stark, dass die fahrwerkseitige Pendelbegrenzung bei den größten Auslenkungen dreimal gegen den Unterflansch des Fahr-schienen-trägers schlägt. Der im Wagenkasten gemessene Pendelwinkelverlauf sieht dort nicht mehr aus wie der gewöhnliche Sinus-Verlauf, der im Bereich der Minima der Kurve zu beobachten ist, sondern erscheint deutlich eckiger.

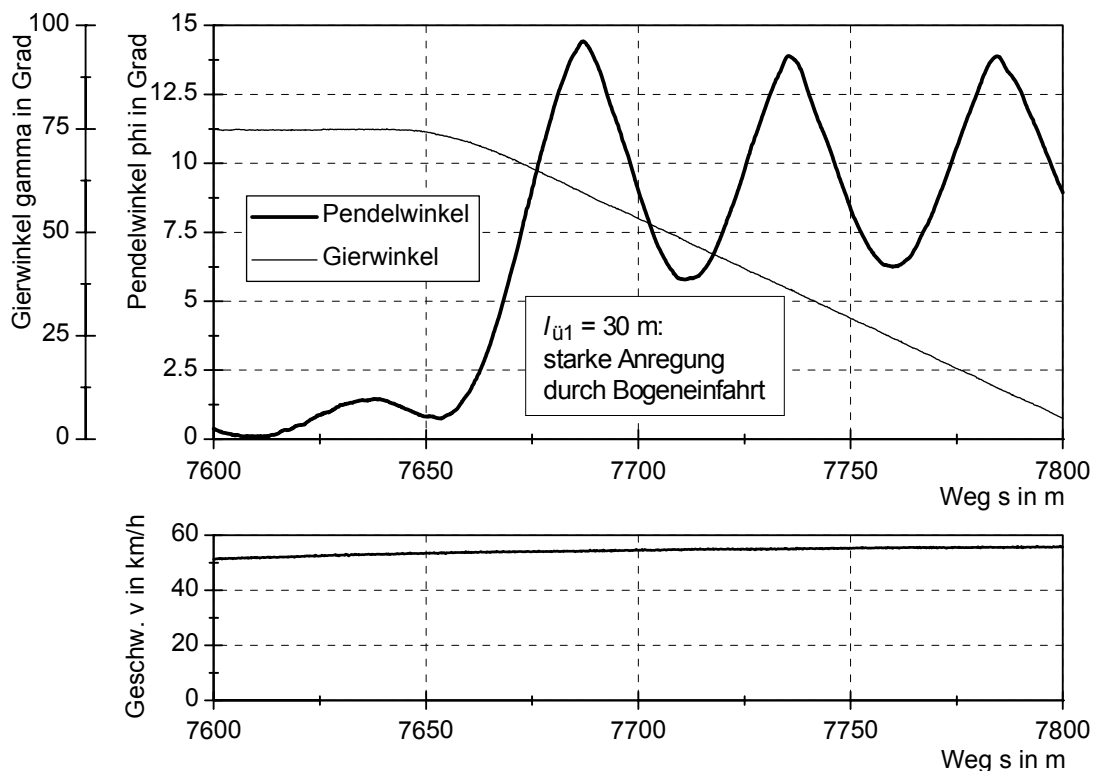


Abbildung 21: Starke Anregung durch die Einfahrt in einen 120 m-Bogen

### 3.6.3.1 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Auf der Wuppertaler Strecke sind zahlreiche Gleisbögen mit 120 m Radius und 30 m

Übergangsbogenlänge vorhanden. Diese wurden ausgewählt, um den Einfluss der Geschwindigkeit auf das Pendelverhalten zu untersuchen. Somit stand eine große Anzahl von Messpunkten zur Verfügung. Für die Auswertung wurden aus den durchgeführten Messungen diejenigen ausgesucht, welche die Versuchsbedingungen

- kein Pendeln vor der Bogeneinfahrt
- konstante Geschwindigkeit während des Versuchs

am ehesten erfüllten.

Abbildung 22 zeigt die gemessenen quasistatischen Auslenkungen  $\varphi_{\text{quasi}}$  und die Schwingungsamplituden  $A$ , zu denen das Fahrzeug durch die Bogeneinfahrt angeregt wurde. Zum Vergleich sind die Rechenergebnisse für das LEP dargestellt.

Die nach Gleichung (1) und (2) in der linearisierten Form quadratische Abhängigkeit der betrachteten Winkel von der Geschwindigkeit ist gut erkennbar. Für die quasistatische Auslenkung liegen sämtliche Messwerte unterhalb der für das LEP berechneten Werte. Dies war nach dem in Abschnitt 3.5 durchgeführten Vergleich der verschiedenen Simulationsmodelle auch zu erwarten. Zur weiteren Veranschaulichung

wurde durch die Messwerte eine quadratische Regressionsfunktion gelegt. Sie liegt für kleine Geschwindigkeiten um 26 % und für große Geschwindigkeiten noch um 13 % unterhalb des LEP-Verlaufs. Die Differenzen der Messwerte zum LEP sind somit noch größer als die des Mehrkörpermodells mit Rad-Schiene-Kontakt (MKR) zum LEP, bei dem etwa 10 % Unterschied auftraten.

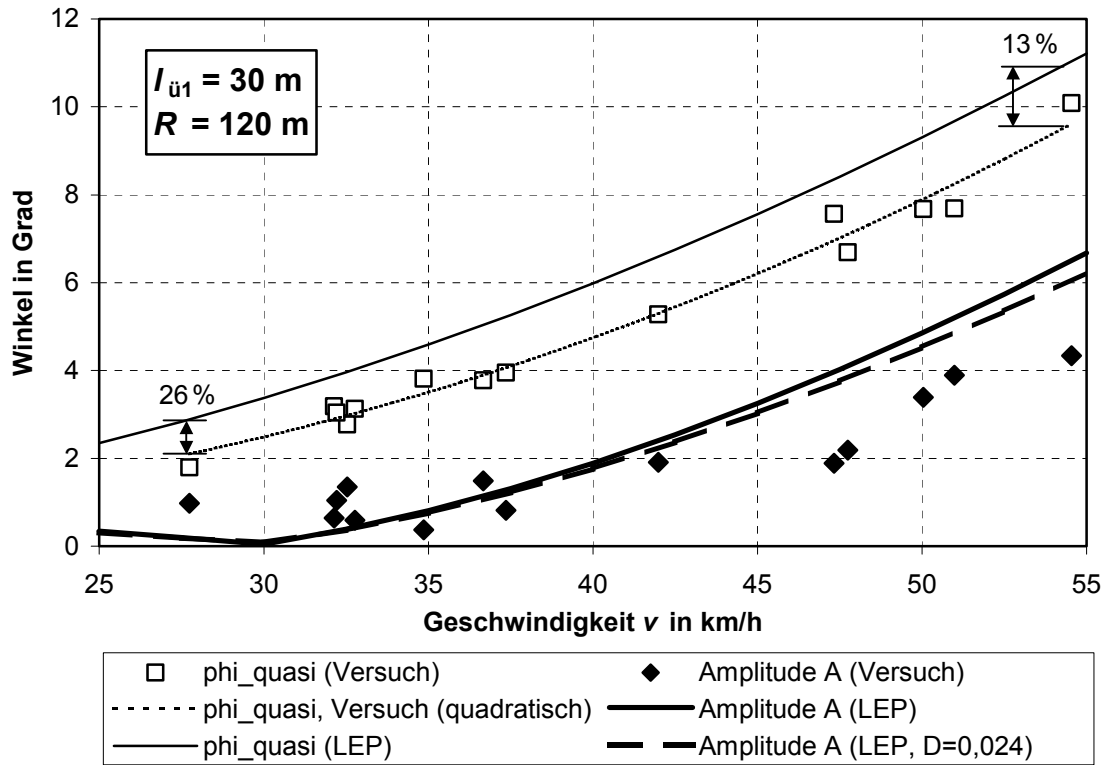


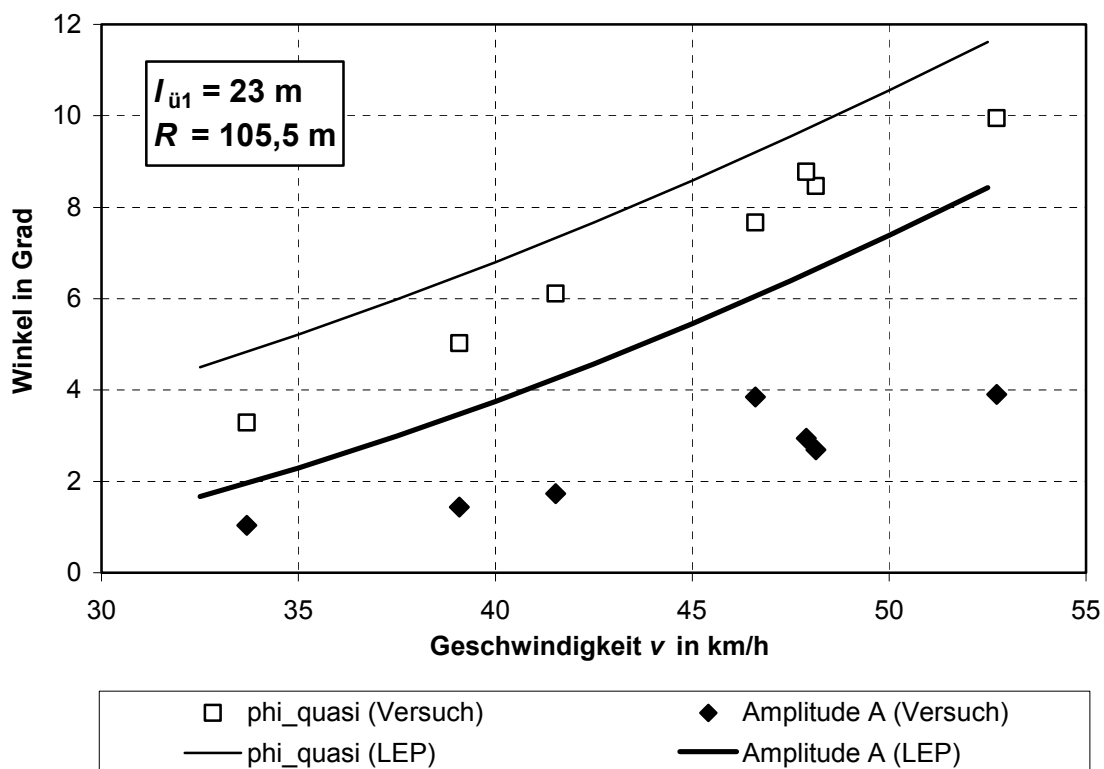
Abbildung 22: Variation der Geschwindigkeit in der Bogeneinfahrt

Für den Vergleich der gemessenen Amplituden am Beginn des quasistatischen Bogens mit dem LEP sind zwei Kurven eingezeichnet worden: die des ungedämpften LEP und diejenige für einen Dämpfungsgrad  $D=0,024$ . Da die Kurven, verglichen mit den Abweichungen der Versuche zu ihnen, dicht beieinander liegen und qualitativ dieselben Aussagen hervorbringen, wird im Folgenden nur auf das ungedämpfte LEP Bezug genommen.

Die am Beginn des quasistatischen Bogens gemessenen Amplituden bewegen sich innerhalb des erwarteten Bereichs unterhalb der LEP-Ergebnisse. Die absoluten Differenzen zwischen Versuch und LEP steigen augenscheinlich für größere Geschwindigkeiten. Die der vorhandenen Übergangsbogenlänge zugeordnete ideale Geschwindigkeit liegt hier bei 30 km/h. In diesem Bereich liegen die Messergebnisse zwangsläufig über den theoretischen Werten, da eine völlige Beruhigung aus zweierlei Gründen nicht möglich ist. Erstens ist die völlige Pendelfreiheit vor der Bogeneinfahrt nicht

herstellbar, und zweitens ist durch die, wenn auch geringe, Dämpfung des Systems eine Pendelfreiheit nach der Anregung nicht zu realisieren.

Die Radiusangabe 120 m bezieht sich auf die Gleismittelnachse. Daher ist für das in der Außenkurve befindliche Gleis von einem um 2 m größeren tatsächlichen Bogenradius auszugehen und für das innen liegende Gleis von einem um 2 m geringeren. Diese Unschärfe findet sich in allen durchgeführten Versuchen. Um ein reineres Bild von den Zusammenhängen zu erhalten, wurde an einer einzigen Kurve der Strecke nur in einer Fahrtrichtung mit dem tatsächlichen Radius 105,5 m und  $l_{\text{ü1}} = 23$  m eine Versuchsreihe durchgeführt (**Abbildung 23**).

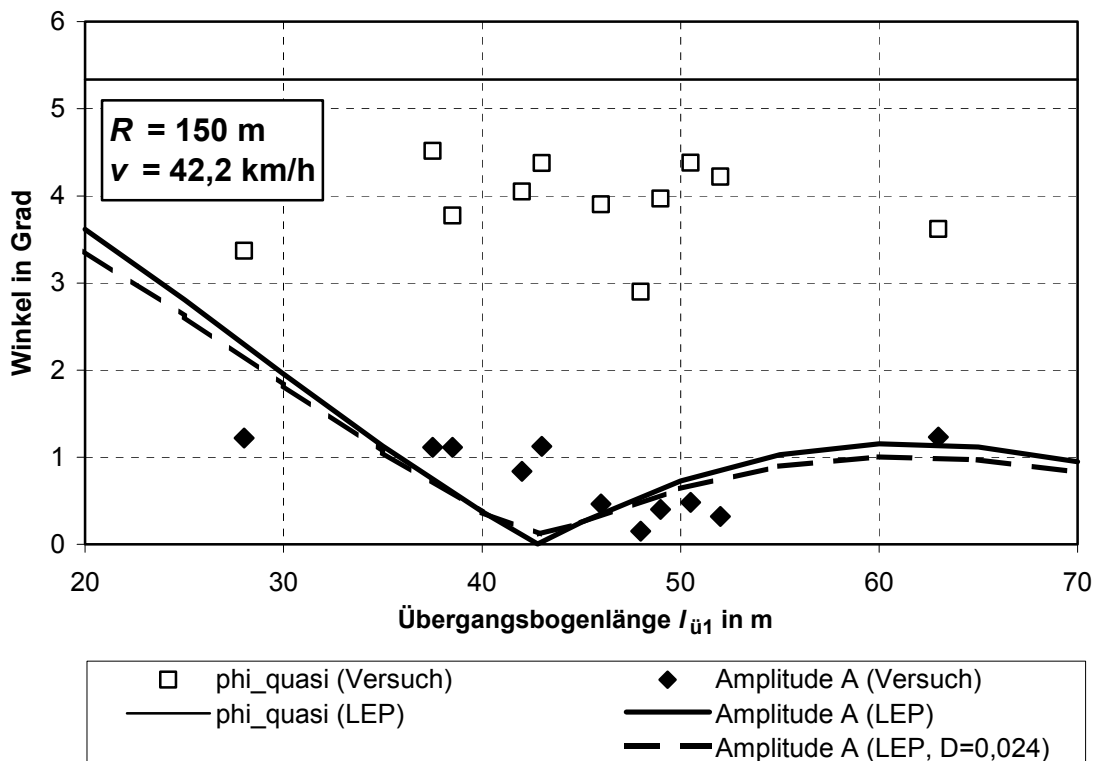


**Abbildung 23: Bogeneinlauf an einem einzigen Versuchspunkt**

Es zeigt sich das gleiche Bild wie bei den 120 m-Bögen: Die quasistatischen Auslenkungen liegen um eine nahezu konstante Differenz unterhalb der für das LEP berechneten Auslenkungen. Die Differenz der Amplituden vergrößert sich für steigende Geschwindigkeit. Die Amplitudendifferenzen sind für den betrachteten Fall größer als beim 120 m-Bogen mit  $l_{\text{ü1}} = 30$  m. Möglicherweise zeigt sich hier der Einfluss der Fahrzeuglänge, der bereits in Abschnitt 3.5.2 vermutet wurde und zu einer Behinderung der Pendelanregung führt.

### 3.6.3.2 Einfluss der Übergangsbogenlänge

Einzig für den Radius 150 m liegen auf der Wuppertaler Strecke so viele verschiedene Übergangsbogenlängen vor, dass eine Variation im Versuch sinnvoll möglich ist. Aufgrund der Lage der Versuchspunkte relativ zu den Haltestellen musste aber eine vergleichsweise niedrige Fahrgeschwindigkeit gewählt werden, um möglichst viele Punkte anfahren zu können. Die in **Abbildung 24** angegebene Geschwindigkeit 42,2 km/h stellt den Mittelwert der tatsächlich gefahrenen Geschwindigkeiten dar. Die Abweichungen davon betragen bis zu  $\pm 1,5$  km/h. Somit ist eine gewisse Unschärfe bereits in den Versuchsbedingungen enthalten.



**Abbildung 24: Variation der Übergangsbogenlänge der Bogeneinfahrt**

Wiederum liegen die quasistatischen Pendelwinkel des Versuchs deutlich unterhalb der auf theoretischem Wege berechneten Werte des LEP. Diese Tatsache durchzieht alle Versuche und wird fortan nicht mehr explizit erwähnt.

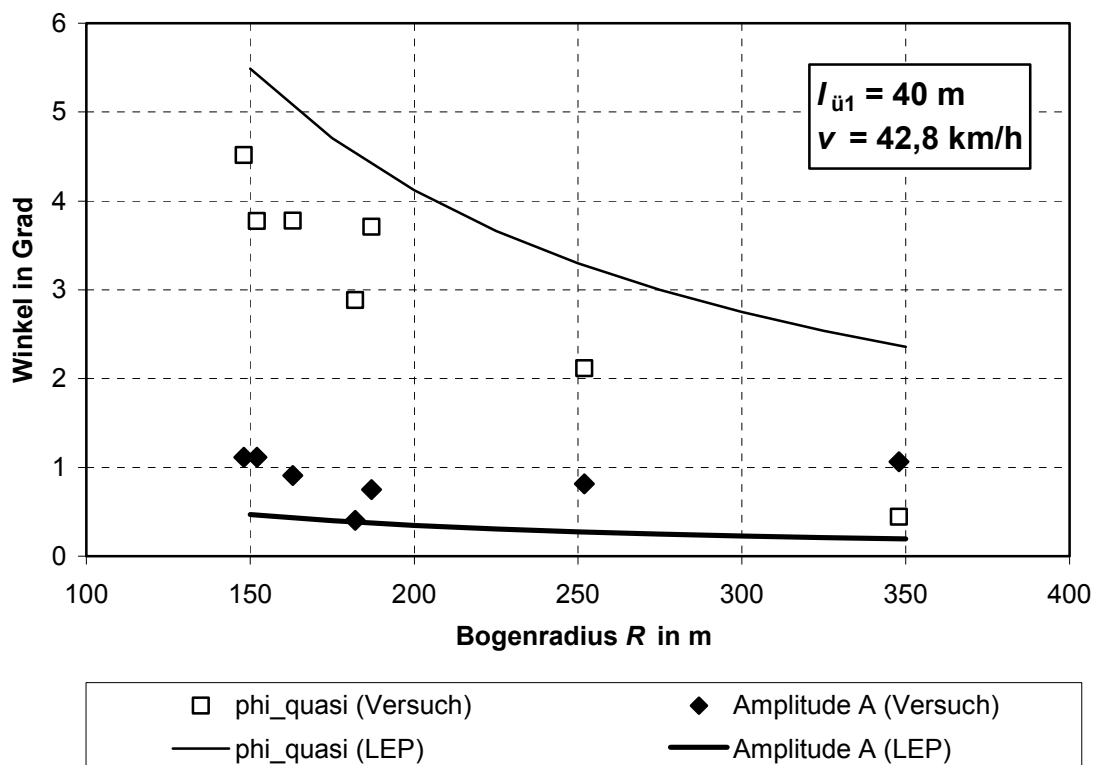
Aufgrund der vergleichsweise geringen Geschwindigkeit sind die gemessenen Pendelamplituden recht gering. Trotzdem lässt sich ansatzweise ein ähnlicher Verlauf wie für das LEP erkennen. Die im Versuch beobachtete ideale Übergangsbogenlänge  $l_{\ddot{u}1}$  liegt bei etwa 48 m und somit um 10 % über derjenigen für das LEP, was dem Vergleich zwischen LEP und MKR in Abschnitt 3.4 und 3.5.3 entspricht und somit plausibel ist.



Das gedämpfte LEP führt ebenfalls auf eine ideale Übergangsbogenlänge von etwa 48 m, so dass auch unter diesem Gesichtspunkt die weitere Betrachtung des gedämpften Systems nicht erforderlich ist. Dies war wegen  $\omega_d \approx \omega_0$  für das sehr schwach gedämpfte System zu erwarten. Am Kurvenverlauf im Bereich der idealen Übergangsbogenlänge wird unterdessen deutlich, dass keine völlige Pendelfreiheit im Bogen (Amplitude  $A=0$ ) erreicht werden kann, sobald eine Dämpfung vorhanden ist.

### 3.6.3.3 Einfluss des Bogenradius

Bei der Variation des Bogenradius musste darauf geachtet werden, dass die verwendeten Gleisbögen möglichst identische Übergangsbogenlängen besaßen. Vollständig war dies nicht möglich, eine geringe Unschärfe ließ sich nicht verhindern. Die Werte für  $l_{\ddot{u}1}$  liegen bei den dargestellten Versuchspunkten zwischen 37,5 m und 41 m. Auch die Geschwindigkeitsangabe 42,8 km/h in **Abbildung 25** stellt wiederum einen Mittelwert dar, der in diesem Fall Abweichungen bis  $\pm 1$  km/h aufweist.



**Abbildung 25: Variation des Bogenradius nach der Bogeneinfahrt**

Die Querschleunigung  $a_y$  ist nach Gleichung (1) umgekehrt proportional zum Bogenradius. Dies zeigt sich auch an den Messwerten des quasistatischen Pendelwinkels. Die Differenzen zum LEP können durch die Querverwanderung des Pendelmittelpunktes erklärt werden. Außerdem kann die Ausnutzung des seitlichen Spurspiels zwi-

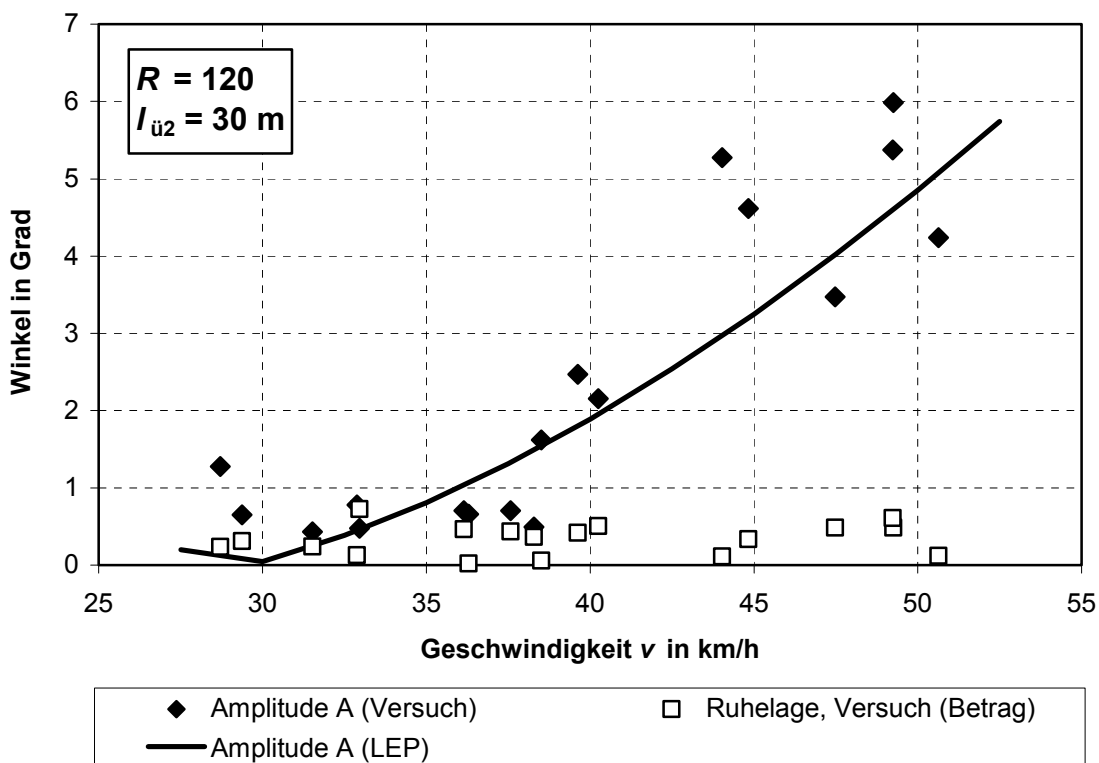
schen Rad und Schiene zu einer weiteren Querverschiebung des Fahrzeugschwerpunktes und somit zu weiter erhöhten Rückstellkräften führen.

Die durch die Bogeneinfahrt induzierten Amplituden bewegen sich auf einem geringen Niveau, da sich die Übergangsbogenlänge in der Nähe der idealen Übergangsbogenlänge befindet, wie aus **Abbildung 24** ersichtlich ist. Die im Versuch ermittelten Werte liegen über den für das LEP erhaltenen. Wiederum werden die fehlende völlige Pendelfreiheit vor der Bogeneinfahrt und die Effekte infolge der Dämpfung als Ursache dafür angesehen.

### 3.6.4 Bogenausfahrt

#### 3.6.4.1 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Auch für die Bogenausfahrt wurde der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit bei  $R = 120$  m und  $l_{ü2} = 30$  m untersucht (**Abbildung 26**).



**Abbildung 26: Variation der Fahrgeschwindigkeit in der Bogenausfahrt**

In Analogie zum quasistatischen Pendelwinkel nach der Bogeneinfahrt wird hier der Winkel der Ruhelage aufgetragen, um den das Pendeln auf der Auslauferaden nach der Bogenausfahrt erfolgt. Da er direkt schwer ablesbar ist, wird er als Mittelwert der ersten positiven und der ersten negativen Pendelamplitude auf der Geraden gebildet und würde im Idealfall für alle Messungen nahezu null Grad betragen, da die Bewe-

gung sehr schwach gedämpft ist. Daher wird auch für das LEP keine Kurve eingetragen. Die gemessenen mittleren Auslenkungen bewegen sich größtenteils im durch das Spurspiel möglichen Bereich.

Die Amplituden auf der Auslaufgeraden geben die ideale Geschwindigkeit von 30 km/h und auch den Verlauf für das LEP gut wieder. Sie streuen stärker als bei der Bogeneinfahrt. Der Grund hierfür ist, dass eine völlige Pendelfreiheit zu Beginn der Bogenausfahrt für die Fahrer deutlich schwieriger zu realisieren ist als vor der Bogeneinfahrt, denn das Fahrzeug ist ja durch die Einfahrt in der Regel bereits zum Pendeln angeregt worden.

### 3.6.4.2 Einfluss der Übergangsbogenlänge

Für die Untersuchung des Einflusses der Übergangsbogenlänge der Bogenausfahrt wurden erneut die Bögen mit dem Radius 150 m ausgewählt. Die in **Abbildung 27** angegebene mittlere Geschwindigkeit von 41,4 km/h streut um  $\pm 1,9$  km/h.

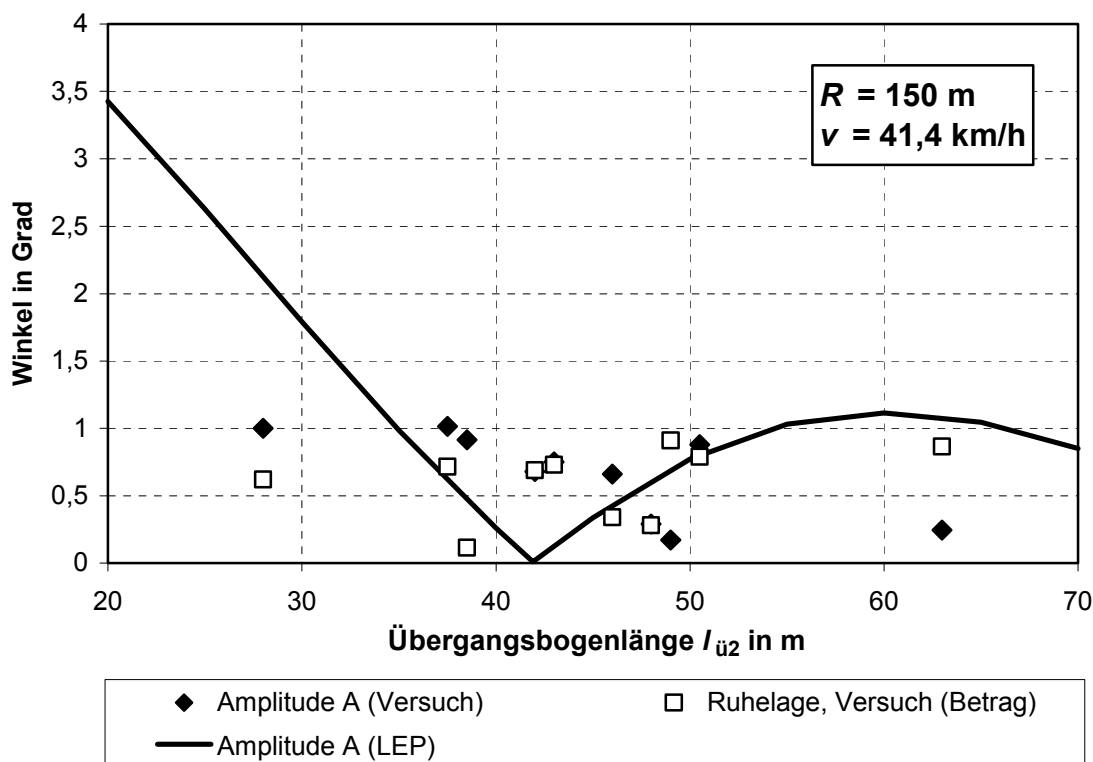


Abbildung 27: Variation der Übergangsbogenlänge der Bogenausfahrt

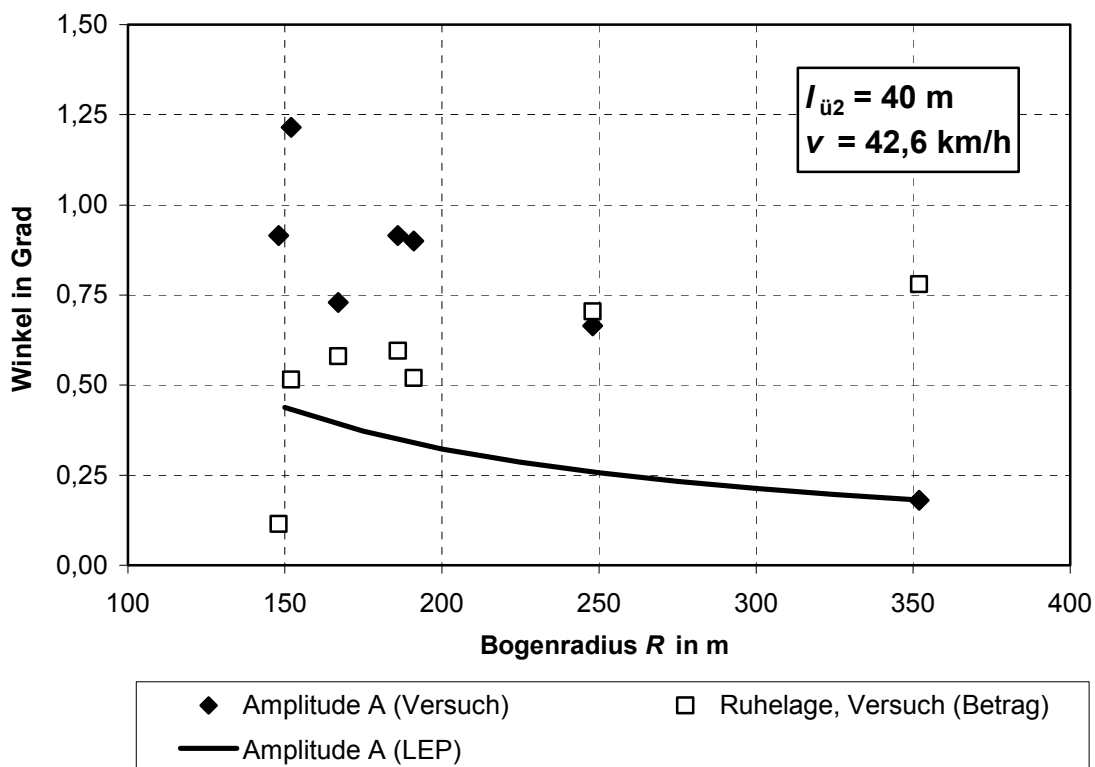
Die Ruhelagen der Schwingungen auf der Auslaufgeraden betragen bis knapp  $1^\circ$ . Dies ist erstaunlich viel und kann außer durch die Querverschiebung des Fahrzeugs evtl. durch Messungenauigkeiten erklärt werden. Andererseits ist zu beachten, dass das Fahrzeug in der Wagenhalle Oberbarmen nach dem Durchfahren einer Kehre mit

$R=9$  m im Stand Pendelwinkel bis  $1^\circ$  aufwies. Eine derartige Fahrzeugstellung ist also auf geradem Gleis möglich.

Der Verlauf der Amplituden ist nur schwer erkennbar. Die für die Versuche erwartete Lage der idealen Übergangsbogenlänge etwas unterhalb von 50 m ist anhand des Diagramms zwar vorstellbar, aber sie lässt sich nicht eindeutig ablesen.

### 3.6.4.3 Einfluss des Bogenradius

Bei der Variation des Bogenradius liegen die Werte für  $l_{ü2}$  bei den dargestellten Versuchspunkten zwischen 37,5 m und 41 m. Die Geschwindigkeit 42,6 km/h in **Abbildung 28** stellt einen Mittelwert mit Abweichungen bis  $\pm 2,2$  km/h dar.



**Abbildung 28: Variation des Bogenradius vor der Bogenausfahrt**

Die Ruhelagen der Pendelbewegung auf der Auslaufgeraden von bis zu  $0,8^\circ$  sind plausibel. Die Amplituden weisen, wie auch das LEP, einen mit steigendem Bogenradius fallenden Verlauf auf. Mehr als diese generelle Tendenz ist dem Diagramm aber nicht zu entnehmen. Wegen des geringen Amplitudenniveaus werden die Messwerte relativ zur ihrer absoluten Größe stark durch die seitliche Lageunschärfe der Bahn und durch fehlende Pendelfreiheit vor dem Bogenauslauf beeinflusst.

### 3.6.4.4 Zwischenbilanz der Bogenausfahrt

Bei den Versuchen der Bogenausfahrt konnte in vielen Fällen die Versuchsbedingung „kein Pendeln vor der Bogenausfahrt“ nicht eingehalten werden, da durch die Anregung bei der Bogeneinfahrt bereits ein Vorpendeln vorhanden war. Daher streuen die Messwerte für die Amplituden auf der Auslaufgeraden im Vergleich zu den Versuchen der Bogeneinfahrt stärker. Die erwarteten Effekte können nur teilweise gezeigt werden. Während der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit deutlich hervortritt, sind die Einflüsse der Übergangsbogenlänge  $l_{ü2}$  und des Bogenradius nur unzureichend erkennbar.

### 3.6.4.5 Beispielhafte Messungen zur Bogenausfahrt

Bei den Versuchen zur Bogenausfahrt trat häufig eine Pendelanregung bzw. eine Verstärkung einer vorhandenen Pendelbewegung auf. Doch in einzelnen Fällen kam es auch zu keinerlei Anregung oder sogar zur Beruhigung des Pendels.

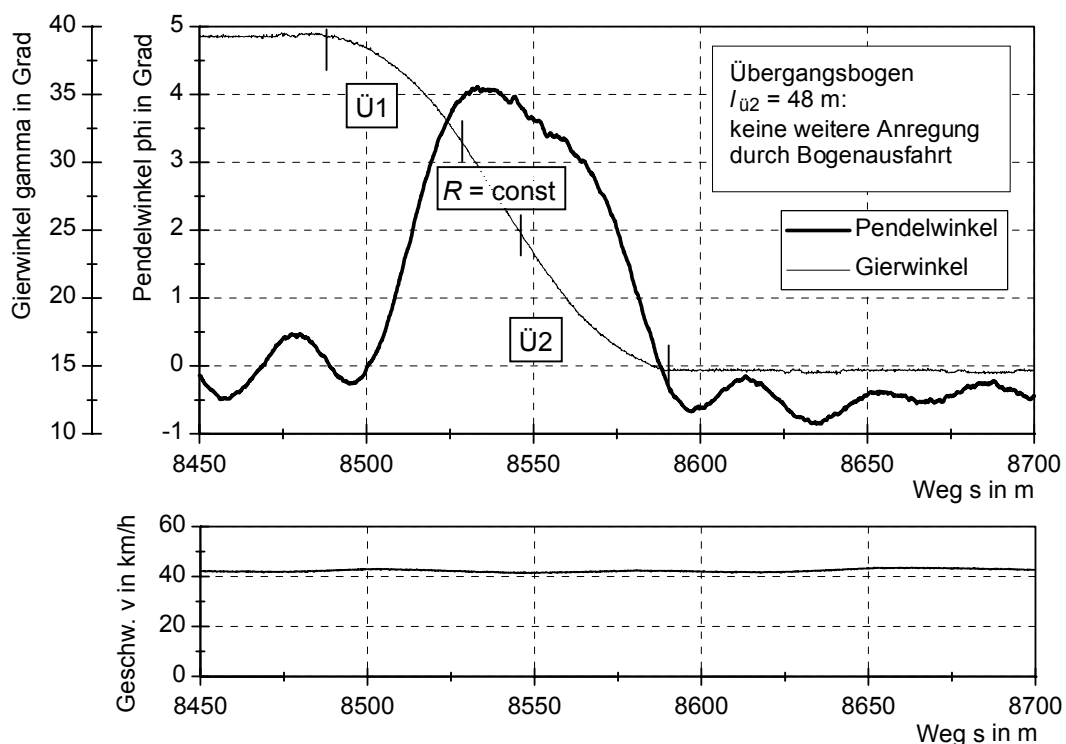
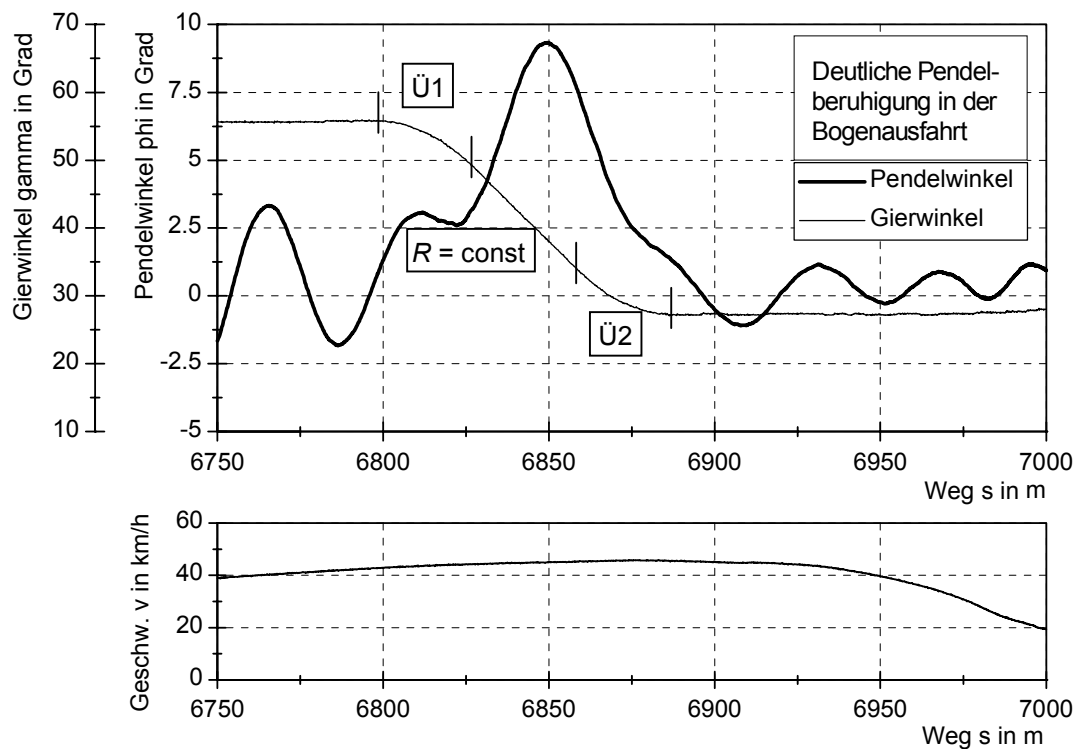


Abbildung 29: Keinerlei Anregung bei Bogenausfahrt aus einem 150 m-Bogen

Abbildung 29 zeigt eine Fahrt durch einen 150 m-Bogen, bei der weder durch die Bogenausfahrt noch durch die Bogeneinfahrt eine Verstärkung des Pendels angeregt wurde. Die Paarung von Übergangsbogenlänge und Fahrgeschwindigkeit ist hier sehr gut. Wiederum sind der Beginn und das Ende der Übergangsbögen am Gierwinkelverlauf gut zu erkennen.

In **Abbildung 30** ist eine Beruhigung der Pendelbewegung zu erkennen. Es handelt sich um die Fahrt durch einen 120 m-Bogen. Durch die Bogeneinfahrt kommt es augenscheinlich noch nicht zur Beruhigung, sondern eher noch zur Verstärkung des Pendelns. Wegen der Kürze des quasistatischen Bogens ist eine genaue Bilanz hier nicht möglich. Nach der Bogenausfahrt aber ist die Amplitude deutlich reduziert. Da beide Übergangsbogenlängen identisch 30 m betragen und auch die Fahrgeschwindigkeit während der Bogenfahrt nahezu konstant bleibt, ist hier die Phasenlage entscheidend, mit der die Pendelbewegung des quasistatischen Bogens auf den Übergangsbogen  $\ddot{U}2$  trifft.



**Abbildung 30: Pendelberuhigung bei Bogenausfahrt aus einem 120 m-Bogen**

### 3.6.4.6 Nachrechnung von Versuchen der Bogenausfahrt

Um einen besseren Vergleich zwischen den Versuchen und den Ergebnissen des LEP durchführen zu können, ist es erforderlich, auch die Amplitude und die Phasenlage der Pendelbewegung am Übergang zwischen dem quasistatischen Bogen und der Bogenausfahrt zu bilanzieren und abzubilden.

Für die Untersuchung unter Einbeziehung dieser Anfangsschwingung wurde nachträglich ein ergänzendes Auswerteprogramm aufgestellt. Hierfür standen die Messwerte sämtlicher durchgeführter Fahrten in voller Länge zur Verfügung. Es wurden diejenigen Streckenpunkte ausgewählt, an denen die Bogenausfahrten bezüglich der Anfangsschwingung am Ende des quasistatischen Bogens und des Pendelns auf der

Auslaufgeraden klar erkennbar zu bilanzieren waren. Es handelt sich dabei um 13 Streckenpunkte, an denen je nach Fahrtrichtung sieben oder acht Fahrten betrachtet wurden. Hinzugefügt wurden sechs weitere, deutlich erkennbare Einzelmessungen aus dem bestehenden Versuchsprogramm. Insgesamt wurden 102 Messungen bilanziert.

Aus den Messungen wurde die Anfangsamplitude  $A_{\text{anf}}$  mit Phasenlage  $\psi$  am Anfang des Übergangsbogens, die Fahrgeschwindigkeit  $v$  in der Bogenausfahrt und die Amplitude auf der Auslaufgeraden bestimmt. Dabei wurde die Phasenlage mit wenigen Ausnahmen, deren Betrachtung sonst nicht vertretbar erschien, in Schritten von  $15^\circ$  bestimmt.

Mit den Eingabegrößen Anfangsamplitude, Phasenlage und Geschwindigkeit wurde jede einzelne Bogenausfahrt mit dem LEP-Modell nachgerechnet und die theoretisch zu erwartende Amplitude auf der Auslaufgeraden bestimmt. Im Unterschied zu den in den vorangegangenen Abschnitten geschilderten Messungen steht hier also jede Messung für sich. Es findet keine definierte Parametervariation statt, sondern die theoretische Nachrechnung folgt den Versuchsbedingungen der einzelnen Messungen.

In Anhang A sind die Ergebnisse der Untersuchung dargestellt. Zur Wertung und Verdeutlichung der Ergebnisse wurde eine Klassierung eingeführt, und die einzelnen Messpunkte wurden in den Diagrammen dementsprechend gekennzeichnet. Dabei spielt der Pendelwinkel  $3,5^\circ$ , oberhalb dessen es in einigen Haltestellen bereits zu Kollisionen mit dem Haltestellenbauwerk kommen kann, eine wesentliche Rolle.

- ◆ Abweichungen des LEP von den Versuchsergebnissen zwischen  $-15\%$  und  $+50\%$  werden generell als unkritisch angesehen.
- ◇ größere Abweichungen zwischen LEP und Versuch, aber unkritisch im Sinne Wuppertal: betrifft Amplituden  $< 3,5^\circ$ .
- △ Überschätzung um mehr als  $50\%$ , das LEP sagt dabei fälschlicherweise Amplituden  $> 3,5^\circ$  voraus: hinderlich, aber unkritisch im Sinne Wuppertal.
- ◇ Das LEP unterschätzt Amplituden  $> 3,5^\circ$  um mehr als  $15\%$ : kritisch im Sinne Wuppertal.

Nach dieser Definition liegen drei kritische Unterschätzungen ( $-20\%$ ,  $-32\%$  und  $-40\%$ ) und acht hinderliche, aber unkritische Überschätzungen vor. Für den Rest der 102 Messpunkte sind die Abweichungen der Abschätzungen durch das LEP von den Messwerten gänzlich unkritisch.

**Abb. A-1** im Anhang zeigt die absoluten Amplitudendifferenzen auf der Auslaufgeraden zwischen LEP und Versuch, dargestellt über der auf der Auslaufgeraden gemessenen Amplitude. Hinderliche, aber unkritische Überschätzungen treten im Abszissenbereich zwischen  $1^\circ$  und weniger als  $3,5^\circ$  auf, während die kritischen

Unterschätzungen definitionsgemäß bei Winkeln zwischen  $3,5^\circ$  und  $5^\circ$  liegen. Insgesamt erfolgt eine eher konservative Abschätzung der Amplituden. Insbesondere kleine Amplituden bis etwa  $3^\circ$  werden tendentiell eher überschätzt, während bei großen Amplituden die Unterschätzungen etwas zunehmen.

In **Abb. A-2** bis **Abb. A-7** werden dieselben Amplitudendifferenzen aufgetragen, aber nun als relative Werte  $A_{\text{diff,rel}}$ , bezogen auf die im Versuch gemessenen Amplituden.

$$A_{\text{diff,rel}} = \left( \frac{A_{\text{LEP}}}{A_{\text{Versuch}}} - 1 \right) \cdot 100 \% \quad (36)$$

Diese Ergebnisse werden über sechs verschiedenen Parametern dargestellt, wodurch unterschiedliche Effekte deutlich werden. Für die einzelnen Abszissenparameter ergeben sich folgende Aussagen:

Anfangsamplitude  $A_{\text{anf}}$  (**Abb. A-2**):

Große, aber unkritische Abweichungen des LEP gegenüber der Realität treten vor allem bei kleinen Anfangsamplituden auf, was wegen der Vorgehensweise der Verhältnisbildung auch vorhersehbar war. Hinderliche Überschätzungen treten bis zu Anfangsamplituden von etwa  $3^\circ$  auf. Die kritischen Unterschätzungen befinden sich bei Anfangsamplituden zwischen  $3^\circ$  und  $4^\circ$ . Insgesamt ist eine deutliche Abnahme der Höhe der Fehleinschätzungen für größere Anfangsamplituden zu beobachten, was darauf schließen lässt, dass es sich bei den Fehlern, die bei kleinen Amplituden auftreten, vielfach um Störeffekte aus dem Lauf des Zuges oder um nicht zu verhindernde Ableseungenauigkeiten bei der Versuchsauswertung handelt.

Phasenlage  $\psi$  (**Abb. A-3**):

Für diese Untersuchung wird die Pendelschwingung als Kosinus-Schwingung betrachtet. Die Phasenlagen  $0^\circ$  und  $360^\circ$  zu Beginn der Bogenausfahrt bedeuten daher maximale Auslenkung des Fahrzeugs nach bogenaußen, und die Lage  $180^\circ$  beschreibt die minimale Auslenkung, von der quasistatischen Ruhelage aus gesehen nach bogenninnen.

Hohe Abweichungen zwischen LEP und Versuch treten vor allem bei geringen Phasenwinkeln bis ca.  $90^\circ$  und bei großen Phasenwinkeln oberhalb  $240^\circ$  auf. Dort sind auch die kritischen Werte angesiedelt, wobei zwei von ihnen sich allerdings bemerkenswerterweise in der Randlage bei  $90^\circ$  befinden. Eine Erklärung für die Abhängigkeit der Berechnungsgüte von der Phasenlage konnte bislang nicht gefunden werden.



Fahrgeschwindigkeit  $v$  (**Abb. A-4**):

Die kritischen Unterschätzungen liegen bei hohen Geschwindigkeiten (40 bis 55 km/h). Dies ist plausibel, da hohe Geschwindigkeiten hohe Amplituden erzeugen. Die hinderlichen Überschätzungen befinden sich etwas darunter in einem mittleren Geschwindigkeitsbereich (35 bis 50 km/h). Die hohen, aber unkritischen Abweichungen treten vorzugsweise im Bereich unterhalb von 40 km/h auf.

Bogenradius  $R$  (**Abb. A-5**):

Alle drei kritischen Unterschätzungen treten bei  $R = 120$  m auf. Die Abweichungen zwischen LEP und Versuch sinken für größere Bogenradien. Doch auch der kleinste Radius 100 m zeigt gute Werte. Dass bei  $R = 120$  m die größten Abweichungen auftreten, ist verständlich, da hier auch die weitaus meisten Versuchspunkte liegen und in vielen dieser Bögen hohe Geschwindigkeiten gefahren werden. Unbefriedigend sind die Ergebnisse für  $R = 108$  m.

Übergangsbogenlänge  $l_{ü2}$  (**Abb. A-6**):

Die hinderlichen Überschätzungen liegen schwerpunktmäßig bei kleinen Übergangsbogenlängen. Es fällt auf, dass bei  $l_{ü2} = 23$  m keinerlei Unterschätzungen, sondern ausschließlich Überschätzungen vorliegen. Hier ist evtl. eine Anfrage an die Ausführungsgenauigkeit der Trassierung oder aber an die zugrundegelegten Streckendaten zu stellen. Der Übergangsbogenlänge  $l_{ü2} = 23$  m sind die Bogenradien  $R = 108$  m und  $R = 115$  m aus dem zuvor behandelten Diagramm zugeordnet.

Die drei kritischen Werte treten, dem Bogenradius 120 m entsprechend, bei  $l_{ü2} = 30$  m auf.

Amplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden (**Abb. A-7**):

Es zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei der Darstellung über der Anfangsamplitude. Die Steigerung der Vorhersagegüte für große Amplituden wird hier noch deutlicher. Der Bereich der hinderlichen Überschätzungen ist näher an die anderen Punkte herangerückt. Die kritischen Unterschätzungen liegen definitionsgemäß im Amplitudenbereich oberhalb von  $3,5^\circ$  und reichen bis zu einer Amplitude auf der Auslaufgeraden von  $5^\circ$ .

Zur Veranschaulichung der Zunahme der Vorhersagegüte durch die Berücksichtigung der Anfangsschwingung sind in **Abb. A-8** und **Abb. A-9** die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Rechnung und Versuch für den Fall abgebildet, dass für die Rechnung der pendelfreie Ausgangszustand zu Grunde gelegt wird. Dargestellt werden die absolute und die relative Amplitudendifferenz der Amplitude  $A$  auf der Auslaufge-

raden zwischen Versuch und Rechnung. Diese Diagramme sind **Abb. A-1** und **Abb. A-7** gegenüber zu stellen.

Nach der oben eingeführten Bewertung ergeben sich 13 hinderliche Überschätzungen und 15 kritische Unterschätzungen, deren Betrag teilweise deutlich höher ist als bei Berücksichtigung der Anfangsschwingung. Die Berücksichtigung der Anfangsschwingung trägt viel zur Vorhersagegenauigkeit des LEP bei.

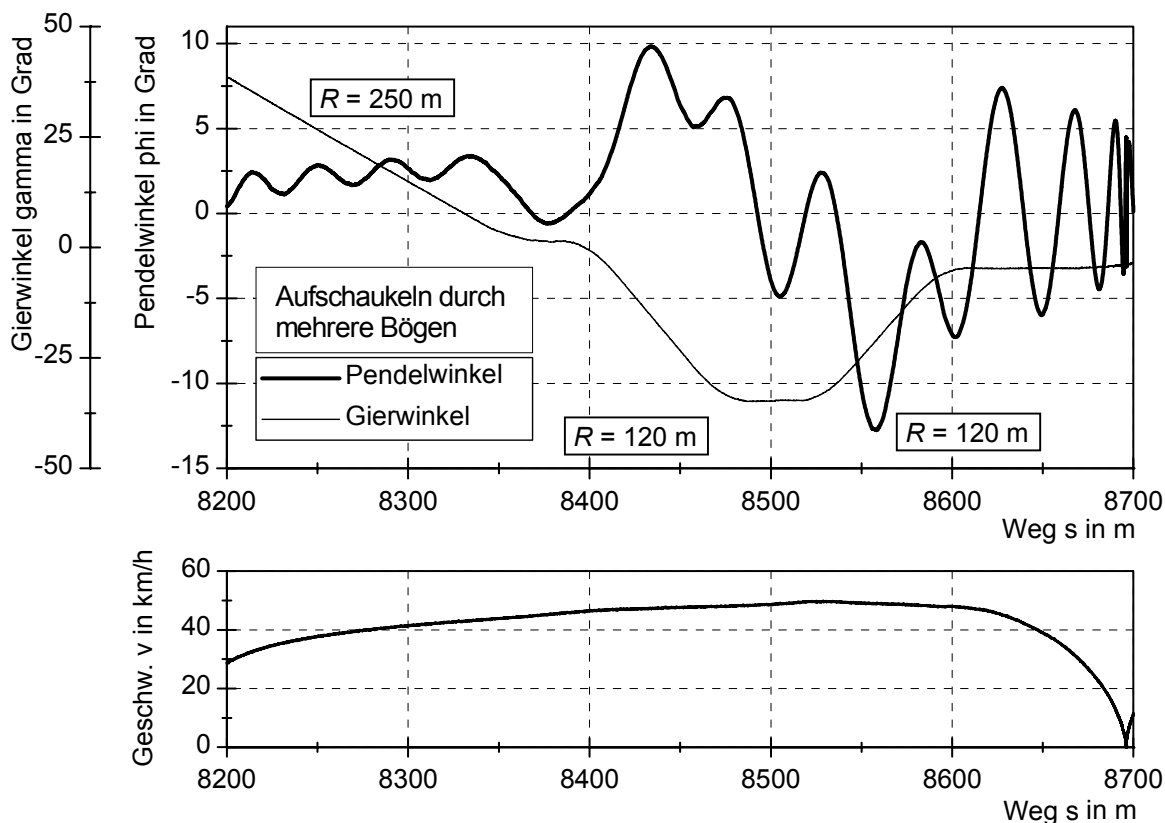
## 3.7 Bewertungen

### 3.7.1 Gewichtung der Einflüsse auf das Pendeln

Aus den theoretischen Betrachtungen und den Versuchen geht folgende Gewichtung der Einflüsse auf das Pendeln hervor:

1. Die *Fahrgeschwindigkeit* ist der größte Einflussfaktor. Durch sie wird zum einen die Höhe der quasistatischen Auslenkung  $\varphi_{\text{quasi}}$  und zum anderen die Größe der Pendelamplitude  $A$  im Bogen beeinflusst. Die quasistatische Auslenkung ist zumindest dann, wenn das pendelfreie Fahrzeug den Ausgangszustand bildet, immer größer als die Amplitude im Bogen. Denn genau die Auslenkung in die quasistatische Lage stellt die Pendelanregung dar. Die Amplitude könnte nur bei einer idealen Sprungfunktion (Übergangsbogenlänge  $l_{\text{ü1}} = 0$ ) gleich der quasistatischen Auslenkung sein.
2. Durch den einzelnen *Bogeneinlauf oder -auslauf* wurden Anregungen zu Amplituden von bis zu  $4^\circ$  beobachtet. Größere Amplituden können durch das Aneinanderreihen mehrerer Anregungen entstehen, wie **Abbildung 31** für das Durchfahren dreier aufeinander folgender Gleisbögen zeigt. Hierbei tritt eine Art Resonanzeffekt auf. Gut zu erkennen ist, dass sowohl durch die Bogeneinfahrten als auch durch die Bogenausfahrten Pendelanregungen stattfinden.

Die Amplitude beträgt nach dem letzten Bogen schließlich  $6,7^\circ$ . Die Bogeneinfahrt und Bogenausfahrt, deren Pendelverlauf entscheidend durch die Übergangsbogenlängen bestimmt wird, sind somit die stärksten echten Anregungsmechanismen der Pendelbewegung.



**Abbildung 31: Gemessene Pendelanregung durch aufeinander folgende Gleisbögen**

3. *Kreismomente* auf die Räder während des Bogenlaufs nach Abschnitt 3.2.3 können zur Reduzierung der quasistatischen Auslenkungen in den Versuchen beigetragen haben. Dieser Effekt war jedoch nicht Gegenstand der Untersuchungen.
4. *Stochastische Einflüsse* aus dem Fahrzeuglauf im Gleis und andere, durch die Berechnung mit dem LEP nicht erfasste Anregungsmechanismen verursachen ein ständig vorhandenes Grundpendeln mit geringen Amplituden von maximal  $1^\circ$ .

### 3.7.2 Bewertung des Berechnungsverfahrens mit dem linearen Einmassenpendel

Das lineare Einmassenpendel (LEP) ist für konservative Abschätzungen der Pendelbewegung von Einschienen-Hängebahnen gut geeignet. Seine Vorteile liegen in der einfachen Handhabung, der hohen Rechengeschwindigkeit und der numerischen Stabilität. Insbesondere der letztgenannte Punkt hebt das LEP von Mehrkörpermodellen mit Modellierung des Rad-Schiene-Kontakts ab, die wegen der verhältnismäßig großen auftretenden Pendelwinkel zwischen Rad und Schiene häufig zu numerischen Problemen führen.

**Bewertung für die Bogeneinfahrt:**

Das LEP schätzt die quasistatische Auslenkung im Bogen etwas zu hoch ab, und die Pendelamplitude während der quasistatischen Bogenfahrt wird gegenüber der Realität deutlich zu hoch berechnet.

Nach den Erfahrungen mit den Versuchsergebnissen der Bogenausfahrt ist zu empfehlen, auch bei der Bogeneinfahrt ein eventuell auftretendes Vorpendeln durch Eingabe von Amplitude und Phasenlage zu berücksichtigen.

Für Berechnungen der Bogeneinfahrt aus der Pendelruhe heraus kann mit folgenden Korrekturwerten eine Verbesserung der Aussagekraft erreicht werden:

- Eingabe von Trägheitseigenschaften des Fahrzeugs, die zu einer um 10 % niedrigeren als einer theoretisch ermittelten oder im Stand gemessenen Pendel-Eigenfrequenz  $f_0$  führen.
- Reduzierung der aus der Berechnung erhaltenen quasistatischen Pendelwinkel um 10 %.
- Reduzierung der aus der Berechnung erhaltenen Pendelamplituden um 30 bis 40 %.

Nach solchen Korrekturen können die Abschätzungen jedoch nicht mehr als konservativ betrachtet werden.

**Bewertung für die Bogenausfahrt:**

Bei der Berechnung der Bogenausfahrt durch das LEP ist es zweckmäßig, Amplitude und Phasenlage der Pendelbewegung am Ende des quasistatischen Bogens als zusätzliche Eingangsgrößen zu verwenden, da in der Regel ein nicht zu vernachlässigendes Vorpendeln des Fahrzeugs vorliegt. Die Rechenergebnisse zeigen eine leicht konservative Tendenz, die jedoch für größere Amplituden abnimmt. Die Güte der Berechnung nimmt mit steigender Pendelamplitude zu.

Auffällig ist die Abhängigkeit der Berechnungsgüte von der Phasenlage der Anfangsschwingung, vgl. **Abb. A-3**. Die höchste Berechnungsgüte wird für Phasenwinkel zwischen  $90^\circ$  und  $240^\circ$  erreicht.

Auch hier könnte durch Eingabe von Trägheitseigenschaften des Fahrzeugs, die zu einer um 10 % niedrigeren als einer theoretisch ermittelten oder im Stand gemessenen Pendel-Eigenfrequenz  $f_0$  führen, eine Verbesserung der Rechenergebnisse erzielt werden. Hierdurch würde die Lage der idealen Übergangsbogenlänge besser abgebildet, vgl. **Abbildung 27**.

Da die Einschienen-Hängebahnen bezüglich des Pendelns sehr schwach gedämpfte Systeme darstellen, ist eine Modellierung der Dämpfung zum grundsätzlichen Verständnis der Zusammenhänge nicht erforderlich. Wenn eine konservative Abschätzung das Berechnungsziel bildet, wird von der Berechnung mit Dämpfung abgeraten, um Unterschätzungen der Amplituden zu vermeiden. Für eine möglichst genaue Annäherung an die Realität kann die Dämpfung dagegen eine leichte Verbesserung bringen, was z.B. **Abbildung 22** deutlich macht.

An den Versuchsergebnissen ist zu erkennen, dass über die in der Berechnung modellierten Parameter hinaus noch weitere Einflüsse auf das Pendeln bestehen, die zu den beobachteten Unschärfen der Vorhersage der Pendelbewegung führen.

### 3.8 Parametervariationen

In Kenntnis der Ergebnisse der vorangegangenen Abschnitte werden nun verschiedene Parametervariationen für die Berechnung der Bogenfahrt mit dem LEP durchgeführt. Untersucht werden jeweils die nach dem Durchfahren eines Übergangsbogens auftretenden Amplituden, da die Aussagen hierzu für die Praxis die größte Relevanz besitzen. Es handelt sich jedoch um Grundsatzuntersuchungen, die in erster Linie zum Verständnis der Pendelvorgänge beitragen sollen. Für die Übertragung der Ergebnisse in die Praxis sind die Amplituden entsprechend zu bewerten.

Allen Rechnungen liegt wiederum ein ungedämpftes Fahrzeug mit den Kennwerten

$$m = 22175 \text{ kg}$$

$$Z_S = 0,82 \text{ m}$$

$$J^{(Q_0)} = 60000 \text{ kgm}^2$$

$$D = 0$$

zugrunde, die auf die Pendel-Eigenfrequenz  $f_0 = 0,274 \text{ Hz}$  bzw. auf die Periodendauer  $T_0 = 3,64 \text{ s}$  führen. Die Fahrgeschwindigkeit  $v$  im Bogen ist weiterhin konstant, und es handelt sich bei allen Übergangsbögen um Klothoiden.

#### 3.8.1 Parametervariation der Bogeneinfahrt ohne Vorpandeln

In einer ersten Variation wird von einem pendelfreien Anfangszustand ausgegangen. Aus diesem Zustand heraus werden Bogeneinfahrten in Gleisbögen mit den Radien 120 m, 150 m und 200 m berechnet. Die resultierenden Amplituden  $A_{\text{Bogen}}$  um die quasistatische Auslenkung  $\varphi_{\text{quasi}}$  im Bogen werden in dreidimensionalen-Diagrammen über der Übergangsbogenlänge  $l_{\text{Ü1}}$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  aufgetragen.

Die Diagramme sind in **Abb. B-1** bis **Abb. B-3** dargestellt. Sie verlaufen qualitativ alle gleich, da durch die Variation des Bogenradius zwar die Höhe der Amplituden, nicht aber die Lage der Maxima und Minima verändert wird.

Wird jeweils für eine einzige Geschwindigkeit die Amplitude in Abhängigkeit von  $l_{\text{ü1}}$  betrachtet, ergibt sich der bereits bekannte Verlauf, der auf eine ideale Übergangsbogenlänge und Vielfache davon führt. Beispielsweise beträgt  $l_{\text{ü1,ideal}}$  für  $v=60$  km/h ca. 60 m. Bei den in Wuppertal vorhandenen Übergangsbogenlängen von 30 m ist dagegen eine starke Pendelanregung zu erwarten. Hierfür wäre im Idealfall eine Geschwindigkeit von 30 km/h zu empfehlen, die in der Praxis wegen des einzuhaltenden Fahrplans allerdings nicht realisierbar ist.

Die idealen Kombinationen aus Übergangsbogenlänge und Fahrgeschwindigkeit, bei denen keine Pendelanregung erfolgt, bilden in den Diagrammen eine diagonal verlaufende Rinne. Wenn die Bogeneinfahrt jenseits dieser Rinne im Bereich kleinerer Übergangsbögen oder größerer Geschwindigkeiten stattfindet, sind starke Pendelanregungen zu erwarten. Für größere Übergangsbögen und geringere Geschwindigkeiten kommt es zwar auch zu Anregungen, doch die Amplitude ist gering und damit unkritisch. Das Diagramm wird von mehreren weiteren Rinnen durchzogen, die bei den Vielfachen der idealen Übergangsbögen auftreten. Gut zu erkennen ist dies beispielsweise an der Wertegruppe für  $v=30$  km/h.

In **Abb. B-4** ist die Größe der Amplituden relativ zur quasistatischen Auslenkung  $\varphi_{\text{quasi}}$  in Form des Quotienten  $A_{\text{rel},\varphi}$  dargestellt. Je kleiner die Übergangsbogenlänge und je größer die Geschwindigkeit ist, desto weiter nähert sich die Amplitude der quasistatischen Auslenkung an, desto mehr ähnelt die Anregung also einer Sprungfunktion. Der Verlauf der Rinnen ist derselbe wie bei der Darstellung der Absolutwerte. Das Diagramm der Werte  $A_{\text{rel},\varphi}$  ist für alle drei betrachteten Bogenradien nahezu völlig identisch, da für die betrachteten Winkel sowohl die quasistatische Auslenkung als auch die Amplitude nahezu eine umgekehrt proportionale Abhängigkeit vom Bogenradius besitzen, so dass deren Quotient vom Bogenradius unabhängig ist. Aus diesem Grund wird hier auf die Darstellung mehrerer, fast identischer Diagramme verzichtet.

Die relativen Werte weisen im Unterschied zu den Absolutwerten jenseits der diagonalen Rinne in Richtung steigender Geschwindigkeit einen degressiv gekrümmten Verlauf auf. Wenn also eine höhere als die ideale Geschwindigkeit gefahren wird, nehmen die Amplituden, verglichen mit der quasistatischen Auslenkung, sehr bald zu. Dagegen bleibt in Richtung der Übergangsbogenlänge der etwa lineare Verlauf erhalten.

In **Abb. B-5** werden die Amplituden auf die Krümmung  $K=1/R$  des Bogens bezogen. Die Verläufe der relativen Amplituden  $A_{\text{rel},K}$  sind für die untersuchten Bogenradien ebenfalls nahezu völlig identisch, weshalb nur ein Diagramm dargestellt wird. Die Amplituden sind von der Krümmung linear abhängig. Daher kommt diese Quotientenbildung einer Normierung der Diagramme in **Abb. B-1** bis **Abb. B-3** gleich.

Aus den normierten Werten können auch für andere als die untersuchten Bogenradien Ergebnisse hergeleitet werden.

Die in diesem Abschnitt für die Bogeneinfahrt getroffenen Aussagen gelten wegen des linearen Aufbaus des Berechnungsmodells ebenso für die Amplituden auf der Auslaufgeraden nach einer Bogenausfahrt aus der Pendelruhe heraus.

### 3.8.2 Parametervariation der Bogenausfahrt mit Vorpendeln

Es wird eine umfangreiche Parametervariation zur Bogenausfahrt mit vorhandenem Vorpendeln durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse werden unter den folgenden Fragestellungen analysiert:

- Welche Abhängigkeit besteht zwischen der Phasenlage  $\psi$  der Anfangsschwingung und der Amplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden für den betrachteten Bereich der Übergangsbogenlängen  $l_{ü2}$  des Bogenauslaufs?
- Muss bei der Bemessung einer optimalen Fahrgeschwindigkeit für eine gegebene Strecke auch die Phasenlage  $\psi$  der Anfangsschwingung berücksichtigt werden?
- Wie groß ist der Unterschied zwischen der Pendelamplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden und der Anfangsamplitude  $A_{\text{Bogen}}$ ?
- Wie groß ist der Amplitudenunterschied auf der Auslaufgeraden zwischen dem hier betrachteten Fall des Vorhandenseins einer Anfangsschwingung mit der Amplitude  $A_{\text{Bogen}}$  und dem zuvor behandelten Fall, dass das Fahrzeug pendelfrei in den Übergangsbogen einfährt?

Variierte Parameter:

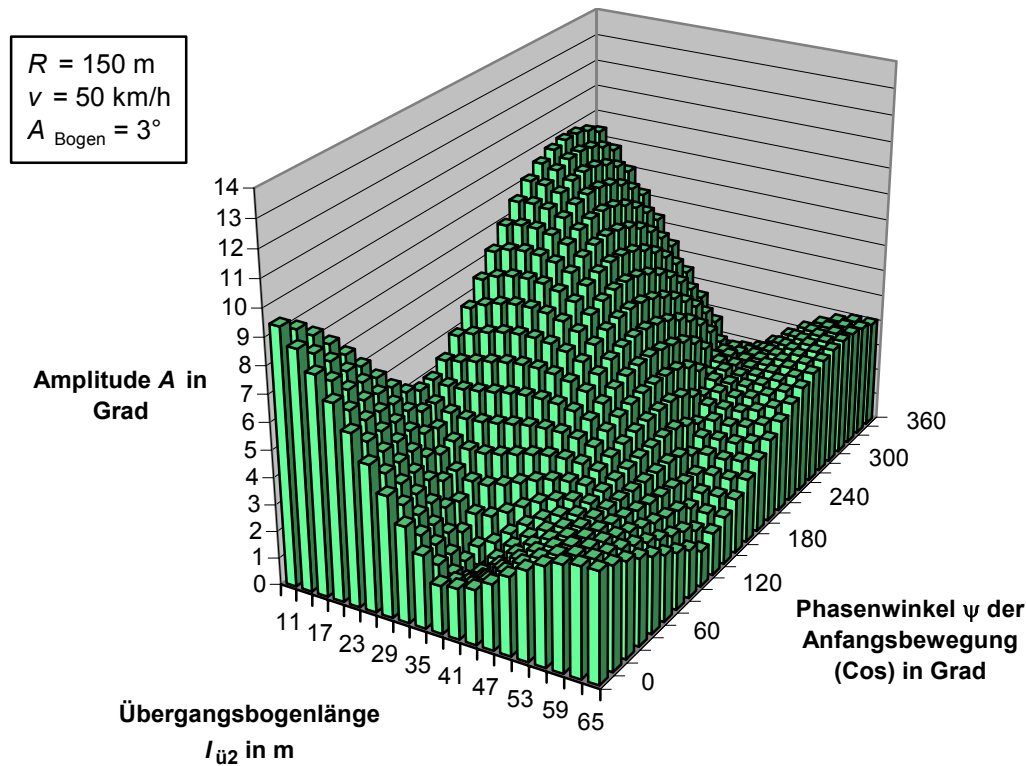
- Anfangsamplitude  $A_{\text{Bogen}}$ :  $1^\circ$ ,  **$3^\circ$** ,  $5^\circ$ ,  $7^\circ$
- Fahrgeschwindigkeit  $v$ :  $30 \text{ km/h}$ ,  $40 \text{ km/h}$ ,  **$50 \text{ km/h}$** ,  $60 \text{ km/h}$
- Bogenradius  $R$ :  $100 \text{ m}$ ,  $120 \text{ m}$ ,  **$150 \text{ m}$** ,  $200 \text{ m}$

Die fett gekennzeichnete Parameterkombination wird als Grundzustand definiert. In den einzelnen Rechnungen wird jeweils nur einer der drei Parameter variiert.

- Als Sonderbetrachtung wird zusätzlich der Fall  $R=120 \text{ m}$ ,  $v=60 \text{ km/h}$ ,  $A_{\text{Bogen}}=3^\circ$  untersucht, da diese Kombination aus Radius und Geschwindigkeit für die Wuppertaler Strecke an mehreren Stellen von besonderem Interesse ist.

Für jede Berechnung werden folgende Diagramme erzeugt, die jeweils über einem Feld aus Übergangsbogenlänge  $l_{ü2}$  und Phasenlage  $\psi$  der Anfangsschwingung aufgespannt werden:

1. Amplitude  $A$  der Schwingung auf der Auslaufgeraden. **Abbildung 32** zeigt hierfür beispielhaft die Ergebnisse für die Parameterkombination des Grundzustandes.



**Abbildung 32: Amplitude auf der Auslaufgeraden in Abhängigkeit von Übergangsbogenlänge und Phasenwinkel der Anfangsbewegung (Beispiel)**

2. Absolut-Differenz der Schwingungsamplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden zur Amplitude  $A_{\text{Bogen}}$  der Anfangsschwingung.
3. Amplitudenverhältnis  $A/A_{\text{Bogen}}$  mit in der Helligkeit abgesetzter Darstellung der Bereiche, in denen eine Abschwächung der Amplitude vorliegt und einer weiteren farblichen Unterscheidung der Bereiche, in denen die Abschwächung mehr als 50% beträgt.
4. Amplitude  $A_{\text{aus Ruhe}}$  der Schwingung in der Auslaufgeraden, wenn keine Anfangsschwingung vorhanden ist. Es handelt hier sich um zweidimensionale Diagramme, da das Fahrzeug im quasistatischen Bogen in Ruhe war und deshalb keine Phasenlage existiert.
5. Absolut-Differenz der Schwingungsamplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden mit betrachteter Anfangsschwingung zur Schwingungsamplitude  $A_{\text{aus Ruhe}}$ .
6. Amplitudenverhältnis  $A/A_{\text{aus Ruhe}}$  mit in der Helligkeit abgesetzter Darstellung der Bereiche, in denen eine Abschwächung der Amplitude vorliegt und einer weiteren farblichen Unterscheidung der Bereiche, in denen die Abschwächung mehr als 50% beträgt.



Wertebereiche der Abszissen:

- Übergangsbogenlänge  $l_{ü2}$ : 11 m bis 65 m in Schritten von 3 m
- Phasenlage  $\psi$  der als Kosinusfunktion dargestellten Anfangsschwingung am Beginn des Übergangsbogens 2:  $0^\circ$  bis  $360^\circ$  in Schritten von  $15^\circ$

### 3.8.2.1 Allgemeine Beobachtungen an den Ergebnissen

*Hinweise:*

Da sich die Schwingungsvorgänge mit der Periode  $2\pi$  wiederholen, sind die Ergebnisse für den Phasenwinkel  $360^\circ$  stets gleich denen für den Phasenwinkel  $0^\circ$ .

Wegen des linearen Aufbaus des Rechenmodells gelten die getroffenen Aussagen ebenso für Bogeneinfahrten mit identischen Parametern. In diesem Fall wird durch das LEP die Amplitude  $A_{\text{Bogen}}$  im quasistatischen Bogen um die quasistatische Auslenkung  $\varphi_{\text{quasi}}$  herum berechnet. Dabei wird die Anfangsschwingung am Beginn des Übergangsbogens 1 berücksichtigt.

Im Folgenden werden die Berechnungen zunächst allgemein erläutert, wobei aus Gründen der Anschaulichkeit jeweils auf die Ergebnisdarstellungen für den Grundzustand verwiesen wird.

*Amplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden (Abb. C-3):*

Für den hier betrachteten Bereich der Phasenverschiebungen und Übergangsbogenlängen bildet sich typischerweise ein Gebirge aus, das an den Ecken des Diagramms durch Bereiche hoher Werte gekennzeichnet ist. Dazwischen befinden sich je nach dem variierten Parameter verschieden stark ausgeprägte und verschieden verlaufende Täler und Senken (Minima). Die absoluten Maxima befinden sich erwartungsgemäß stets bei geringen Übergangsbogenlängen und sind im Phasenwinkelbereich zwischen  $270^\circ$  und  $360^\circ$  angesiedelt.

Diese typische Ausprägung ist folgendermaßen begründet: In Richtung der Phasenlage ist der Verlauf naheliegend, da genau eine volle Periode betrachtet wird. In Richtung der Übergangsbogenlänge tritt der Effekt auf, weil die größte betrachtete Übergangsbogenlänge mit 65 m nicht wesentlich größer ist als die während einer Pendel-Eigenperiode  $T_0 = 3,64$  s zurückgelegte Strecke  $s_0(v) = 50,61$  m bei  $v = 50$  km/h, der als Grundzustand definierten Geschwindigkeit. In dieser Richtung wird also ebenfalls etwa eine Periode betrachtet, nämlich eine Pendel-Eigenperiode. Eine Ausnahme hiervon bilden die geringeren betrachteten Geschwindigkeiten 30 km/h und 40 km/h, bei denen sich deshalb auch deutliche Unterschiede in der Ausprägung der Diagramme zeigen.

Die Amplitudenmaxima bei kleinen Übergangsbogenlängen treten nicht bei der Phasenlage  $0^\circ$  bzw.  $360^\circ$  auf, sondern darunter, und zwar im Bereich zwischen  $360^\circ$  und  $180^\circ$ , in dem die Anfangsschwingung einen positiven Gradienten aufweist ( $\dot{\varphi}_0 > 0$ ). Dabei verlagern sich die Maxima für größere Übergangsbogenlängen immer weiter nach unten bis hin zu  $180^\circ$  bei derjenigen Übergangsbogenlänge, die gleich  $s_0(v)$  ist. Darüber beginnen die Maxima genau bei der Phasenlage  $\psi = 360^\circ$  und verlagern sich danach wiederum nach unten.

*Vergleich mit der Anfangsamplitude  $A_{\text{Bogen}}$  (Abb. C-7):*

Durch die Subtraktion der Anfangsamplitude  $A_{\text{Bogen}}$  von der Amplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden ergibt sich ein Überblick darüber, in welchen Bereichen die Anfangsamplitude durch den Bogenlauf abgeschwächt bzw. verstärkt wird. Eine Furche durch das Diagramm ergibt sich für alle Phasenwinkel bei der Übergangsbogenlänge, die gleich dem während einer Pendel-Eigenperiode zurückgelegten Weg  $s_0(v)$  ist. Für die kleineren Phasenwinkel bis etwa  $100^\circ$  bildet sich von dieser Trennlinie aus hin zu kleineren Übergangsbogenlängen ein Bereich der Abschwächung aus, der sich noch ein wenig bei den großen Phasenwinkeln am anderen Ende des Diagramms fortsetzt.

Für den weitaus größten Teil der großen Phasenwinkel über  $100^\circ$  aber kommt es zu teilweise großer Verstärkung der Amplitude. Dieser Bereich wiederum setzt sich über den Phasenwinkel  $360^\circ$  hinaus am vorderen Ende des Diagramms für kleine Übergangsbogenlängen und Phasenwinkel fort.

Für Übergangsbogenlängen, die größer als  $s_0(v)$  sind, kehren sich die Verhältnisse qualitativ tendentiell um, was die Lage der Abschwächungs- und Verstärkungsbereiche betrifft. In quantitativer Hinsicht kommt es zu deutlich geringeren Effekten, was bereits aus Abschnitt 3.8.1 bekannt ist (vgl. auch **Abb. B-1** bis **Abb. B-3**).

Insgesamt ist stets ein etwas diagonalen Verlauf der Bereiche zu erkennen, der eine Orientierung von kleinen Übergangsbogenlängen und größeren Phasenwinkeln hin zu größeren Übergangsbogenlängen und geringeren Phasenwinkeln aufweist.

Zusammengefasst: Bei den gängigen Übergangsbogenlängen, die bezüglich der gefahrenen Geschwindigkeiten von etwa 50 km/h größtenteils unterhalb des während einer Pendel-Eigenperiode zurückgelegten Weges  $s_0(v)$  liegen, kommt es in einem Phasenlage-Bereich von  $0^\circ$  bis  $100^\circ$  und häufig auch zwischen  $300^\circ$  und  $360^\circ$  zu Abschwächungen der Amplitude, wovon der Bereich der kleinen Übergangsbogenlängen allerdings ausgenommen werden muss.

Im weiten verbleibenden Bereich von Phasenwinkeln und Übergangsbogenlängen werden jedoch teils drastische Verstärkungen der Schwingungsamplitude um mehrere

hundert Prozent erzeugt, was in den Darstellungen der Amplitudenverhältnisse (**Abb. C-11**) deutlich wird.

*Vergleich mit der Amplitude nach Pendelruhe (Abb. C-15)<sup>2</sup>:*

Die Beträge der Verstärkung oder Abschwächung sind höchstens so groß wie die Amplitude der Anfangsschwingung. Hieran zeigt sich die Superposition der Anfangsschwingung und der Anregung durch den Bogenauslauf.

Im Bereich derjenigen Übergangsbogenlänge, die dem Weg  $s_0(v)$  entspricht, ist die Amplitudendifferenz für alle Phasenwinkel gleich. Es bildet sich eine Art Rücken. Für kleinere und größere Übergangsbogenlängen prägen sich ähnliche Bereiche von Abschwächung und Verstärkung aus wie beim Vergleich mit der Anfangsamplitude. Am Rücken verschwimmen diese jedoch. Daher beginnt die Abschwächung erst bei geringeren Übergangsbogenlängen, im Beispiel erst bei 41 m. Der Abschwächungsbereich erstreckt sich allerdings in voller Breite bis zur kleinsten betrachteten Übergangsbogenlänge von 11 m. Bei größeren Übergangsbogenlängen erfolgt für den dargestellten Grundzustand keinerlei Abschwächung mehr. Für einzelne Extremfälle, z.B. Bogenradien unter 100 m, kann es noch zur Egalisierung oder leichter Abschwächung kommen, doch haben diese Fälle wegen ihrer Seltenheit kaum Bedeutung.

Die Darstellung der Amplitudenverhältnisse (**Abb. C-19**) zeigt äußerst hohe Werte im Bereich des Diagramm-Rückens. Dies ist plausibel, da in diesem Bereich bei der Anregung aus der quasistatischen Ruhe heraus keine oder nahezu keine Amplitude auftritt, so dass beim hier dargestellten Quotienten eine sehr kleine Zahl im Nenner steht.

### 3.8.2.2 Variation der Anfangsamplitude $A_{\text{Bogen}}$

*Amplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden (Abb. C-2 bis Abb. C-5):*

Die Maxima, die erwartungsgemäß bei der kleinsten Übergangsbogenlänge  $l_{\text{ü2}} = 11$  m auftreten, wachsen von knapp  $8^\circ$  für die Anfangsamplitude  $A_{\text{Bogen}} = 1^\circ$  bis etwas unter  $14^\circ$  für  $A_{\text{Bogen}} = 7^\circ$  und liegen bei Phasenwinkeln  $\psi$  von ca.  $300^\circ$ . Die Minima für  $l_{\text{ü2}} = 11$  m reduzieren sich unterdessen von  $5,9^\circ$  bei  $\psi = 140^\circ$  für  $1^\circ$  Anfangsamplitude bis  $0,7^\circ$  für  $7^\circ$  Anfangsamplitude, ebenfalls bei einem Phasenwinkel von etwa  $140^\circ$ . Die Einschnitte zwischen den Maxima vergrößern sich also deutlich.

---

<sup>2</sup> Hinweis: Die Diagramme des Vergleichs mit der Amplitude  $A_{\text{aus Ruhe}}$ , die sich auf der Auslaufgeraden aus der quasistatischen Ruhelage im Bogen heraus ergeben, sind geometrisch unter einem anderen Blickwinkel dargestellt, da dem Betrachter die aussagekräftigen Bereiche nur auf diese Weise zugänglich gemacht werden können.

*Vergleich mit  $A_{\text{Bogen}}$  (Abb. C-6 bis Abb. C-9):*

Absolutdifferenzen: Die Maxima betragen für alle Anfangsamplituden einheitlich knapp  $7^\circ$ . Für die größere Anfangsamplituden kommt es jedoch wegen der stärkeren Ausprägung der Täler in den Diagrammen der Amplituden zu einer deutlichen Vergrößerung der Abschwächungsbereiche. Dies wird auch bei der relativen Darstellung der Amplituden (Abb. C-10 bis Abb. C-13) deutlich.

*Vergleich mit  $A$  nach Ruhe (Abb. C-14 bis Abb. C-17):*

Die Amplituden  $A_{\text{nach Ruhe}}$  sind für alle betrachteten Fälle gleich, da ja gerade der hier variierte Parameter einheitlich zu Null gesetzt wird. Das zugehörige Diagramm ist in Abb. C-1 dargestellt.

Die Amplitudendifferenzen zu  $A_{\text{nach Ruhe}}$  vergrößern sich für große Anfangsamplituden wegen der gleichen Bezugsbasis für alle Anfangsamplituden deutlich. Der Abschwächungsbereich, der bei  $1^\circ$  Anfangsamplitude recht groß ist, wird für steigende Anfangsamplituden merklich kleiner. Ab  $5^\circ$  Anfangsamplitude ist sogar bei einer Phasenverschiebung  $\psi = 0^\circ$  für keine Übergangsbogenlänge mehr eine Abschwächung möglich.

Bei den relativen Darstellungen (Abb. C-18 bis Abb. C-21) ist eine deutliche Zunahme des Bereichs sehr großer Verstärkungen beidseitig des Diagrammrückens zu erkennen, je größer die aufgebrachte Anfangsamplitude  $A_{\text{Bogen}}$  ist. Diesem Effekt sollte aber keine besondere Bedeutung beigemessen werden, wie der Blick auf die absoluten, geringen Amplitudenwerte zeigt.

### 3.8.2.3 Variation der Fahrgeschwindigkeit $v$

*Hinweis:*

Die Ergebnisse des Grundzustandes  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$ ,  $R = 150$  m,  $v = 50$  km/h wiederholen sich bei dieser und auch bei der folgenden Parametervariation. Aus Gründen der Anschaulichkeit werden die betreffenden Diagramme jedoch in allen Fällen weiterhin dargestellt.

*Allgemein:*

Hier zeigt sich das Zusammenspiel zwischen der Fahrgeschwindigkeit und der Länge des Übergangsbogens deutlich: Je geringer die Geschwindigkeit ist, desto weiter rückt das Feld in Richtung kleiner Übergangsbogenlängen zusammen. Bei  $v = 40$  km/h und besonders bei  $v = 30$  km/h ist zu erkennen, dass sich die Vorgänge bei längeren Übergangsbögen mit abgeschwächter Amplitude wiederholen.

*Amplitude  $A$  auf der Auslaufgeraden (Abb. D-1 bis Abb. D-4):*

Die Amplituden steigen erwartungsgemäß mit der Geschwindigkeit. Es handelt sich hierbei um eine überproportionale Amplitudenvergrößerung. Die Differenzen der Amplituden untereinander innerhalb des betrachteten Bereichs aus Übergangsbogenlänge und Phasenlage steigen ebenfalls mit der Geschwindigkeit.

Die Lage der Täler verschiebt sich für größere Geschwindigkeiten hin zu größeren Übergangsbogenlängen und kleineren Phasenwinkeln.

*Vergleich mit  $A_{\text{Bogen}}$  (Abb. D-5 bis Abb. D-8):*

Die Amplitudendifferenzen steigen für zunehmende Geschwindigkeit stark an. Das zeigen auch die relativen Darstellungen (Abb. D-9 bis Abb. D-12). Die Größe der Abschwächungsbereiche wird stark reduziert. Bei  $v=30$  km/h ist die Wiederholung der Vorgänge im Laufe der Vielfachen der Übergangsbogenlängen sehr gut zu erkennen.

*Vergleich mit  $A$  nach Ruhe:*

Die Diagramme der Amplituden  $A_{\text{nach Ruhe}}$  sind für die verschiedenen Geschwindigkeiten in Abb. D-13 bis Abb. D-16 dargestellt.

Die Größe der absoluten Amplitudendifferenzen (Abb. D-17 bis Abb. D-20) verändert sich wenig. Sie beträgt für alle betrachteten Geschwindigkeiten maximal  $\pm 3^\circ$ . Für  $v=30$  km/h wird die Differenz  $-3^\circ$  erst bei einer geringeren, hier nicht betrachteten Übergangsbogenlänge erreicht.

Die Abschwächungsbereiche wachsen für steigende Geschwindigkeit deutlich. Sie reichen von sehr geringer Ausdehnung im Bereich von Übergangsbogenlängen unter 20 m und Phasenwinkel von  $90^\circ$  bei  $v=30$  km/h bis zu einem weiten Feld für  $v=60$  km/h, das sich an den Kanten des Diagramms zwischen Phasenwinkeln von  $75^\circ$  bis  $225^\circ$  und Übergangsbogenlängen von 38 m bis 53 m erstreckt.

Die zugehörigen relativen Darstellungen der Amplitudenverhältnisse finden sich in Abb. D-21 bis Abb. D-24.

### 3.8.2.4 Variation des Bogenradius $R$

*Allgemein:*

Der Bogenradius hat im Vergleich mit den anderen untersuchten Parametern nur geringen Einfluss auf die Lage und die Ausdehnung der Verstärkungs- und Abschwächungsbereiche.

*Amplitude  $A$  und Vergleich mit  $A_{\text{Bogen}}$ :*

Zwar besitzt der Radius, den geschilderten Zusammenhängen entsprechend, Auswirkungen auf die Amplituden auf der Auslaufgeraden (**Abb. E-1** bis **Abb. E-4**) und somit auf die Amplitudendifferenzen (**Abb. E-5** bis **Abb. E-8**). Je geringer der Radius ist, desto größer werden die Amplituden. Doch die Amplitudenverhältnisse (**Abb. E-9** bis **Abb. E-12**) unterscheiden sich nicht stark voneinander. Allerdings ändert sich die Lage des Abschwächungsbereichs: Je größer der Radius, desto weiter dehnt sich der Abschwächungsbereich in Richtung kleinerer Übergangsbogenlängen und größerer Phasenwinkel aus.

*Vergleich mit  $A$  nach Ruhe:*

Die Diagramme der Amplituden  $A_{\text{nach Ruhe}}$  sind für die verschiedenen Bogenradien in **Abb. E-13** bis **Abb. E-16** dargestellt.

Beim Vergleich von  $A$  mit  $A_{\text{nach Ruhe}}$  ist für die verschiedenen Bogenradien noch weniger Einfluss zu verzeichnen. Die absoluten Differenzen (**Abb. E-17** bis **Abb. E-20**) verändern sich kaum, was sowohl die Höhe der Werte als auch die Lage der Bereiche betrifft. Dies ist der Fall, obwohl unterschiedliche Bezugs-Werte-Tupel zu verwenden sind. Die, wenn auch geringen, Veränderungen lassen jedoch erstaunen. Auf den Bereich der Abschwächung wirken sich größere Bogenradien ungünstig aus. Der Abschwächungsbereich verkleinert sich mit zunehmendem Radius. Bei  $R=200$  m ist bei  $\psi=0^\circ$  für keine Übergangsbogenlänge mehr eine Abschwächung erreichbar.

Wegen der genannten Umstände zeigen sich auch die Amplitudenverhältnisse (**Abb. E-21** bis **Abb. E-24**) für alle Bogenradien sehr einheitlich.

### 3.8.2.5 Sonderbetrachtung für $R=120$ m, $v=60$ km/h, $A_{\text{Bogen}}=3^\circ$

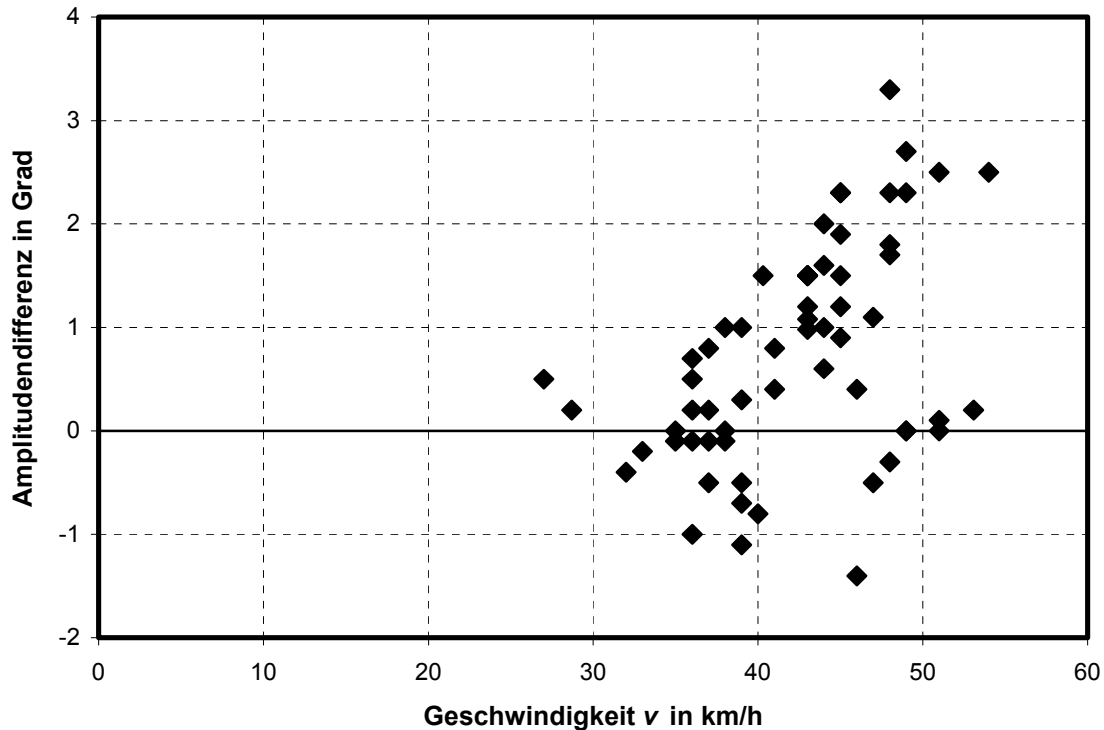
*Amplitude  $A$  und Vergleich mit  $A_{\text{Bogen}}$  (**Abb. F-1** bis **Abb. F-3**):*

Die Abschwächungsbereiche verkleinern sich im Vergleich mit den zuvor durchgeführten Parametervariationen weiter und verschieben sich hin zu sehr kleinen und sehr großen Phasenwinkeln sowie zu großen Übergangsbogenlängen.

Amplitudengleichheit oder gar Abschwächung ist nur bei Übergangsbogenlängen von mehr als 40 m möglich, und dort in Phasenlagebereichen zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$  sowie zwischen  $300^\circ$  und  $360^\circ$ . Jenseits der für den nicht vorpendelnden Zug optimalen Übergangsbogenlänge von ca. 60 m kehren sich die Phasenbereiche von Verstärkung und Abschwächung um, doch wird dieser Bereich für reale bauliche Verhältnisse kaum zugänglich sein und ist daher praktisch nicht von Bedeutung.

Bei den heutigen baulichen Gegebenheiten in Wuppertal mit  $l_{i2}=30$  m für  $R=120$  m wird es nach den Berechnungen etwa ab  $v=50$  km/h im Vergleich zur An-

fangsschwingung immer zu einer Verstärkung der Amplitude kommen. Eine Amplitudengleichheit oder gar eine Abschwächung ist für diese Übergangsbogenlänge nur bei Geschwindigkeiten darunter möglich.



**Abbildung 33:** Im Bogenauslauf gemessene Amplitudendifferenzen zur Anfangsschwingung für  $R = 120$  m und  $l_{ü2} = 30$  m

Der Teilbereich der Versuchsergebnisse aus Abschnitt 3.6.4.6 für  $R = 120$  m untermauert diese Aussage (**Abbildung 33**). Bereits die große Mehrzahl der Messungen bei Geschwindigkeiten zwischen 40 km/h und 50 km/h zeigt Amplitudenverstärkungen. Abschwächungen oberhalb von  $v = 48$  km/h sind nicht zu beobachten. Amplitudengleichheiten kommen bis  $v = 51$  km/h vor. Da die höchste an den betrachteten Streckenpositionen erreichte Geschwindigkeit 54 km/h beträgt, sind Aussagen für höhere Geschwindigkeiten aus den Versuchen nicht möglich.

*Vergleich mit A nach Ruhe (Abb. F-4 bis Abb. F-6):*

Es kommt, verglichen mit den zuvor durchgeführten Parametervariationen, zu einer weiteren Vergrößerung des Abschwächungsbereichs und zu einer weiteren Verschlan-  
kung des Rückens bei  $l_{ü2} = 62$  m.

### 3.8.3 Resümee der Parametervariationen

Zuerst wurden Parametervariationen der Bogeneinfahrt aus dem pendelfreien Ausgangszustand heraus durchgeführt. Danach folgten Parametervariationen der Bogen-

ausfahrt mit bestehender Anfangs-Pendelbewegung. Da die Modellbildung aber für Bogenausfahrt und Bogeneinfahrt gleich ist, gelten die getroffenen Aussagen jeweils für beide Bereiche.

Durch das Befahren eines Übergangsbogens aus pendelfreiem Ausgangszustand heraus erfolgt keine Pendelanregung, wenn die Übergangsbogenlänge  $l_{\text{ü}}$  dem während einer Pendel-Eigenperiode  $T_0$  zurückgelegten Weg  $s_0(v)$  entspricht. In den übrigen Fällen ergeben sich um so größere Pendelamplituden, je geringer der Bogenradius, je geringer die Übergangsbogenlänge und je größer die Fahrgeschwindigkeit ist. Für größere Übergangsbogenlängen als  $s_0(v)$  treten in den Diagrammen Anregungsmuster mit deutlich geringerer Amplitude auf, die sich mit  $s_0(v)$  periodisch wiederholen.

Wird ein Übergangsbogen mit vorhandener Anfangs-Pendelschwingung befahren, so hängt es von der Phasenlage  $\psi$  der hier als Kosinusschwingung aufgefassten Anfangsbewegung ab, ob eine Verstärkung oder Abschwächung der Amplitude bewirkt wird. Vereinfachend kann für die praxisrelevanten Parameterbereiche gesagt werden, dass die Verstärkungen bei Phasenlagen zwischen  $120^\circ$  und  $300^\circ$  auftreten, während es in den anderen Phasenbereichen zu Abschwächungen kommt.

Es treten Amplitudenverstärkungen etwa bis zum Fünffachen der Anfangsamplitude auf. Abschwächungen sind in Einzelfällen bis auf ein Zehntel der Anfangsamplitude möglich.

Die Höhe der Anfangsamplitude hat erheblichen Einfluss auf die Größe der Abschwächungsbereiche. Für kleine Anfangsamplituden treten nur etwa auf 10 % der aus Übergangsbogenlängen und Phasenwinkeln aufgespannten Abszissenfläche Amplitudenabschwächungen auf. Dagegen wird bei großen Anfangsamplituden für etwa 50 % der Abszissenwertepaare eine Abschwächung bewirkt. Die Erweiterung des Abschwächungsbereichs erstreckt sich insbesondere auf kleine Übergangsbogenlängen.

Der Bogenradius hat geringeren Einfluss auf die Lage und Ausdehnung der Abschwächungsbereiche als die Anfangsamplitude. Für große Bogenradien wird der Abschwächungsbereich hin zu kleinen Übergangsbogenlängen ausgedehnt.

Auswirkungen der Fahrgeschwindigkeit sind in zweierlei Hinsicht zu verzeichnen: Erstens vergrößern sich die Abschwächungsbereiche bezüglich der betroffenen Phasenwinkel für kleine Geschwindigkeiten deutlich. Zweitens werden die Abschwächungsbereiche bei kleinen Geschwindigkeiten in Richtung auf kleine Übergangsbogenlängen gewissermaßen zusammengeschoben, so dass in den Diagrammen die periodische Wiederholung für Vielfache der Übergangsbogenlänge  $l_{\text{ü}} = s_0(v)$  deutlich wird.

Verglichen mit der ohne Anfangsschwingung erzeugten Amplitude können die Amplituden bei vorhandener Anfangsschwingung deutlich größere Werte annehmen.



Die Differenz kann, den Gesetzen der Superposition folgend, maximal die Amplitude der Anfangsschwingung betragen. Indessen können auch Amplitudenverringerungen auftreten. Dies geschieht schwerpunktmäßig bei Phasenwinkeln zwischen  $0^\circ$  und  $120^\circ$ .

Insgesamt ist möglichst der pendelfreie Ausgangszustand vor dem Befahren eines Übergangsbogens anzustreben, da auf diese Weise im Mittel die geringsten Amplituden erzeugt werden. Wenn aber ein Anfangspendeln nicht zu verhindern ist, kann bei Phasenlagen zwischen  $0^\circ$  und  $100^\circ$  durch das Befahren des Übergangsbogens häufig eine Amplitudenreduktion erreicht werden. Solch eine Phasenlage ist durch eine geeignete Fahrgeschwindigkeit herbeizuführen.

## 4 Exkurs: Dem Pendeln vergleichbare Schwingungen in anderen Technikbereichen

In diesem Kapitel werden Schwingungsprobleme aus anderen Technikbereichen vorgestellt, die dem Pendeln vergleichbar sind. Die Schilderung der jeweiligen Problemlösung wird durch eine Bewertung hinsichtlich der Übertragbarkeit auf die Einschienen-Hängebahnen ergänzt.

### 4.1 Baukrane

Bei Turmdrehkranen werden Pendelbewegungen der Last am Haken aktiv und unter Einsatz eines Computers in der Motorsteuerung beeinflusst. Das am Kranmast befestigte Drehwerk wird elektronisch gesteuert und überträgt sein Moment auf den am Kranfundament montierten Drehkranz.

Über eine Sensorik werden die durch die Pendelbewegungen der Last erzeugten Schwingungen im Kranaufbau erfasst. Über einen elektronischen Drehwerk-Controller wird dann durch den Motor eine der Anregung entgegen wirkende Bewegung erzeugt, um die Schwingungen zu tilgen. [15]

#### **Bewertung:**

Den Korrekturbewegungen des Kranes würde bei der Hängebahn eine spontane Veränderung des Schienenverlaufs entsprechen. So, wie an der Spitze des Kranauslegers eine schwingungstilgende Fußpunkterregung der pendelnden Last stattfindet, könnte das Pendeln der Bahn durch seitliche Schienenverschiebung durch eine Fußpunktanregung getilgt werden. Dies ist natürlich praktisch unmöglich.

Die Gegenbewegung kann in den Kran nur deshalb eingeleitet werden, weil das Drehwerk Kräfte am Kranfundament abstützen kann.

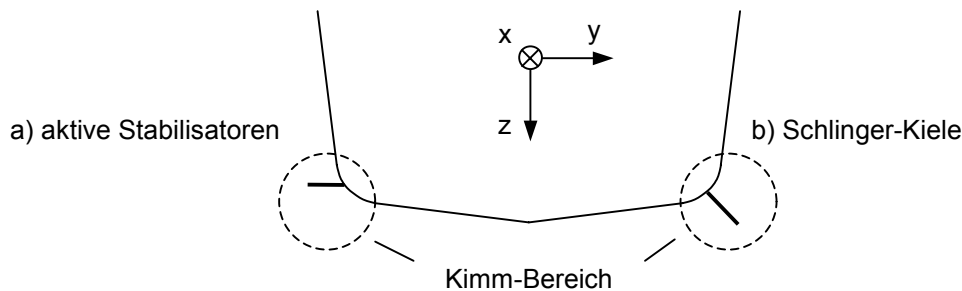
### 4.2 Schiffe

Bei Schiffen entspricht die Rollbewegung, also das Schaukeln um die Längsachse des Schiffes, dem Pendeln der Schwebbahn. Schiffe können Kräfte zur Stabilisierung ihrer Bewegung nur am umgebenden Medium Wasser abstützen.

#### 4.2.1 Externe Stabilisatoren

a) Aktive Stabilisatoren: Das Schiff besitzt im sogenannten Kimm-Bereich (Übergang vom Schiffsboden zur Bordwand) seitliche Flossen (**Abbildung 34**), die ähnlich wie Flugzeugtragflächen geformt sind und aktiv um die y-Achse verstellt werden kön-

nen. Somit können während der Fahrt links und rechts unterschiedliche dynamische Auf- oder Abtriebskräfte erzeugt werden.



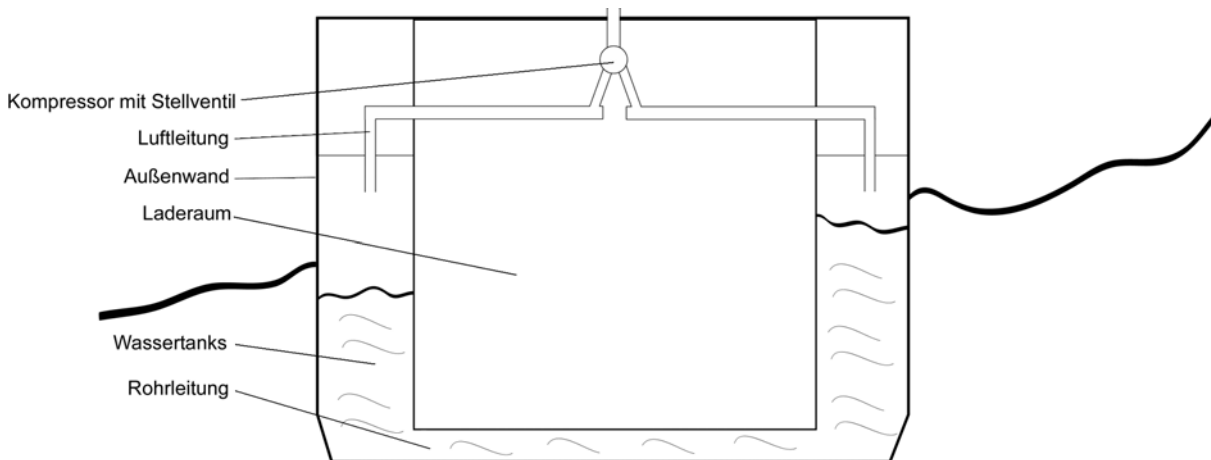
**Abbildung 34: Aktive und passive externe Stabilisatoren bei Schiffen**

b) Schlinger-Kiele: Es handelt sich um ein statisches, passives System. Im Kimm-Bereich werden entlang des Schiffes auf ca. zwei Dritteln der Länge Zusatzkiele angeordnet, die einen zusätzlichen Widerstand gegen das Rollen darstellen. [16]

#### 4.2.2 Interne Stabilisatoren

Seitlich im Schiffsrumpf angeordnete Tanks sind durch Rohrleitungen miteinander verbunden (**Abbildung 35**). Die Tanks sind teilweise mit Wasser oder einem anderen Fluid gefüllt. Darüber befindet sich Luft, die über im Grundzustand geöffnete Ventile in freiem Austausch mit der Umgebungsluft steht. Bei Schräglage des Schiffes fließt Wasser vom einen Tank in den anderen. Durch die Massenverschiebung kann eine Schwingungstilgung und durch die Wandreibung in den Rohren eine Dämpfung erreicht werden. Durch zweckmäßige Dimensionierung des Systems wird erreicht, dass tatsächlich eine Reduzierung des Rollens nicht eine Anregung erfolgt.

Die korrespondierenden Tanks stellen für sich ein schwingungsfähiges System dar und besitzen eine Eigenfrequenz. Das Tanksystem wird nach der kürzesten Rollperiode des Schiffes ausgelegt, also im Allgemeinen für das leere Schiff. In dieser Betriebsart sind die Luftventile geöffnet. Die Anpassung der Eigenfrequenz der Tanks an längere Rollperioden, z.B. unter Beladung, erfolgt, indem durch das teilweise Schließen der Ventile ein Unterdruck erzeugt wird, der das Hinüberfließen des Wassers in den anderen Tank verzögert und somit die Periode verlängert.



**Abbildung 35: Stabilisierung durch Wassertanks**

Das System der Wassertanks ist im Grundsatz ein passives System, das durch die vorhandenen Rollbewegungen des Schiffes wirksam wird. Nur die Veränderung der Eigenfrequenz durch die Ventile geschieht aktiv. In einer zweiten, aktiven Betriebsform kann durch einen Kompressor Druckluft in den zu entleerenden Tank geblasen werden, so dass das Fluid unter Druck in den zu füllenden Tank strömt, was zu einer Verkürzung der Periode führt. [17], [18]

### **Bewertung:**

Die externen Stabilisatoren nutzen die Viskosität des umgebenden Wassers, um die Stützwirkung aktiv aus der Fahrdynamik oder passiv aus der Rollbewegung selbst zu entwickeln. Da bei der Hängbahn aber Luft das Umgebungsmedium bildet, verheißt ein derartiges Vorgehen dort wenig Erfolg.

Die interne Stabilisierung nutzt dagegen Effekte, die auch der Hängbahn zur Verfügung stehen, nämlich Trägheitswirkungen und interne Reibung. Hierauf wird bei der Erörterung konkreter Maßnahmen für die Schwebbahn eingegangen werden.

## **4.3 Hochhäuser**

Bei Hochhäusern bedarf es ab einer bestimmten Intensität der seismischen, windinduzierten oder belastungsabhängigen Schwingungen einer Dämpfung, um eine Beschädigung der Bausubstanz zu vermeiden und die Gebrauchsfähigkeit der Gebäude sicherzustellen.

### 4.3.1 Passive Dämpfung

Alle schwingenden Strukturen dissipieren wegen ihrer inneren Vorgänge wie Dehnung, Reibung, Rissbildung, plastische Verformung etc. Energie. Je größer die mögliche Energiedissipation ist, desto kleiner werden die Schwingungsamplituden. Dazu werden diverse Verfahren, auch in Kombination, angewendet:

- Reibungsdämpfer: Zwischen den einzelnen Segmenten der Strukturen, z.B. zwischen den einzelnen Etagen des Gebäudes, werden Streben gespannt, die sich in der Mitte überkreuzen. An diesen Stellen sind Reibbeläge installiert. Verwendete Reibpaarungen: Stahl auf Stahl, Messing auf Stahl, graphitbeschichtete Bronze auf rostfreiem Stahl.
- Gleitbewegungen der Kristallebenen von Metallen im elastischen Bereich: Zwischen den einzelnen Etagen werden sanduhrförmige Metallbleche als Dämpfungselemente befestigt.
- Viskoelastische Verformung von Flüssigkeiten oder Feststoffen: Als Dämpfer fungieren Schichten aus Polymeren, die zwischen tragenden Bauteilen befestigt sind. Viskoelastische Dämpfer verhalten sich im Gegensatz zu metallischen oder Reibungsdämpfern linear, somit bleibt auch das Schwingungsverhalten des Gebäudes linear.
- Hydraulische Dämpfer als Ergänzung zu Verbindungselementen zwischen tragenden Strukturen oder zusammen mit Federn oder Gummiblöcken als Feder-Dämpfer-Element zwischen Fundament und tragender Struktur.
- Abgestimmte Massendämpfer: *Tuned Mass Dampers* (TMD) beruhen auf dem Prinzip des Tilgungsschwingers. An das Gebäude wird über Federn oder Feder-Dämpfer-Systeme eine zweite Masse angekoppelt, vorzugsweise zwischen Fundament und tragender Struktur des Gebäudes oder in einer Etage. Wenn die Eigenfrequenz des Tilgungsschwingers gleich der Anregungsfrequenz ist, wird die Gebäudeschwingung gedämpft bzw. die Anregung verhindert. Es besteht aber eine deutliche Frequenzabhängigkeit. Andere als die Auslegungsfrequenz werden weniger gedämpft, eventuell sogar verstärkt. Abhilfe: Installation mehrerer unterschiedlicher Tilgungsschwinger oder Reihenschaltung von Tilgern.

Der Anteil der Tilgermasse an der Gebäudemasse beträgt 1 % bis 3 %. Damit lassen sich für die Beschleunigung des Gebäudes Dämpfungswerte von bis zu 70% erreichen.

- Abgestimmte Flüssigkeitstilger: In *Tuned Liquid Dampers* (TLD) wird Schwingungsenergie durch Bewegungen von Flüssigkeiten in Behältern absorbiert. TLDs beruhen ähnlich wie ein TMD auf dem Prinzip des Tilgungsschwingers und weisen

eine Frequenzabhängigkeit auf. Dem kann durch unterschiedlich geartete Mehrkammerbehälter begegnet werden, die zudem im optimalen Fall ein kleineres Massenverhältnis zur Gesamt-Gebäudemasse aufweisen. Eine Erhöhung der Energiedissipation kann durch Verwendung zweier nicht mischbarer Fluide erreicht werden. Die Installation der TLD erfolgt in höheren Etagen des Gebäudes.

In *Tuned Liquid Column Dampers* (TLCD) wird Energie ähnlich den Stabilisatoren in Schiffen durch Rohrreibung absorbiert.

[25], [26], [27]

### 4.3.2 Semiaktive Dämpfung

Es handelt sich um in ihrer Wirkungsweise steuerbare passive Systeme. Dem Gebäude wird keine Energie zugeführt. Durch die Beeinflussung konstruktiver Elemente der Dämpfungseinrichtung wird die maximal dissipierbare Energiemenge variiert. Semiaktive Dämpfung wird bei hydraulischen Dämpfern und Flüssigkeitsdämpfern eingesetzt. Es werden die Durchflusseigenschaften der Bauteile oder die Viskosität der verwendeten magneto-rheologischen oder elektro-rheologischen Fluide gesteuert. [25]

### 4.3.3 Aktive Dämpfung

Die Schwingungen des Hauses werden durch Sensoren erfasst. Nach einer meist elektronischen Auswertung wird über Impulsgeber eine gegenphasige Schwingung in die Struktur des Hauses eingeleitet. Es wird eine externe Energiequelle benötigt, da der Gebäudestruktur Energie zugeführt wird. Eingesetzt werden meist *Active Mass Drivers* (AMD). Sie bestehen aus roll- oder gleitfähig gelagerten Massen, die über Aktuatoren in Schwingungen versetzt werden. Diese Systeme besitzen keine Eigenfrequenz, sondern können mit den verschiedensten, auch mit mehreren Frequenzen gleichzeitig betrieben werden. [25]

Es sind auch hybride Systeme im Einsatz. Sie stellen eine Kombination aus Tilgungsschwingern (TMD) und Aktiven Massendämpfern (AMD) dar. Mit dem TMD wird die Amplitude der wichtigsten Eigenfrequenz des Gebäudes gedämpft, mit den AMD werden Amplituden der Nebenfrequenzen reduziert. [25]

#### **Bewertung:**

Die passiven und auch die semiaktiven Dämpfungssysteme an Hochhäusern beruhen im weiteren Sinne alle entweder auf verstärkter interner Reibung in der Gebäudestruktur oder auf dem Prinzip der Schwingungstilgung.

Die wirkungsvolle Anwendung interner Reibung ist deshalb möglich, weil es sich bei den Gebäuden qualitativ um Biegebalken handelt. Infolge der festen Einspannung

im Bodenfundament können Querkräfte und Biegemomente übertragen werden, wodurch die zur Dämpfung erforderliche Relativbewegung zwischen den Strukturen entsteht. Dies ist bei der Schwebebahn durch die quasi gelenkige Aufhängung im Rad-Schiene-Berührungspunkt nicht der Fall. Dort kommt es nur durch dynamische Effekte kurzzeitig zur Relativbewegungen zwischen den Drehgestellen und dem Wagenkasten, ansonsten ist die Struktur nahezu querkraft- und momentenfrei. Daher kann auch eine Dämpfung an dieser Stelle nur sehr geringe Wirkung haben.

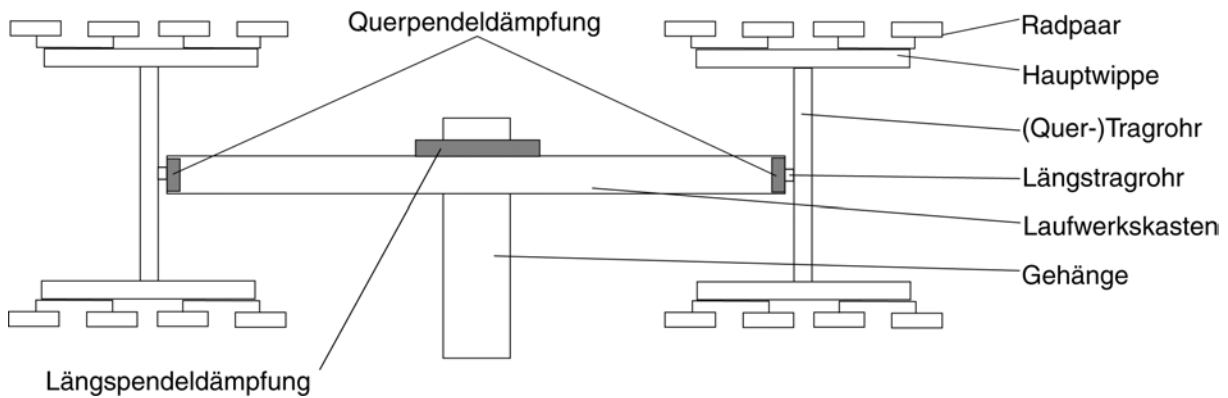
Tilgungsschwinger sind im Regelfall auf eine bestimmte Frequenz ausgelegt. Bei der Schwebebahn könnte dies die Pendel-Eigenfrequenz sein. Es kommt jedoch durch die vielfältige Kombination von Fahrgeschwindigkeiten und Übergangsbogenlängen zu einem weiten Spektrum von Anregungsfrequenzen, die sich von der Eigenfrequenz der Bahn deutlich unterscheiden. Daher wäre bei der Konzeption einer derartigen Lösung sehr umsichtig vorzugehen, und evtl. wären auch semiaktive Dämpfungselemente zu berücksichtigen. Dazu erfolgt die Anregung der Schwebebahn nicht kontinuierlich, sondern punktuell. Bei den Tilgungsschwingern kommt das Problem der Gewichtserhöhung durch die mitzuführenden Massen hinzu.

Die aktiven und die hybriden Systeme gestatten die Dämpfung mehrerer Frequenzen, sind aber technisch aufwendig und bringen ebenfalls die Gewichtsproblematik mit sich.

#### 4.4 Seilbahnen

Von Seilbahnen ist folgendes Prinzip bekannt: Die Kabine besitzt an der Unterseite einen nach unten abstehenden Zapfen, der bei der Stationseinfahrt in ein trichterförmiges Führungsgestänge eingefädelt wird und somit innerhalb der Station eine definierte Bewegung der Kabine gewährleistet. Das Einfädeln geschieht bei geringer Geschwindigkeit, doch es kommt trotzdem zu unangenehm starken Erschütterungen für die Fahrgäste.

Bei Seilbahnen, die - was heute bei größeren Bahnen den Normalfall darstellt - mit zwei Tragseilen ausgestattet sind, werden auf freier Strecke mit Erfolg Pendeldämpfungssysteme eingesetzt. An Bahnen mit nur einem Tragseil wird dagegen in der Regel keine Technik zur Pendeldämpfung angewandt, da es dort nicht möglich ist, die erforderlichen Kräfte abzustützen.



**Abbildung 36: Quer- und Längspendeldämpfung einer Seilbahn** (nach [19])

Seilbahnen der Firma Garaventa besitzen eine Querpendeldämpfung durch sog. Silent-Büchsen zwischen den Quertragrohren, die durch die Hauptwippen mit den Radsätzen verbunden sind, und dem Laufwerkskasten, an dem die Kabine aufgehängt ist (**Abbildung 36**). Dabei handelt es sich um Gummi-Metall-Federn. Somit besteht eine gefederte und gedämpfte Beweglichkeit des Laufwerkskastens um die Fahrzeug-Längsachse, welche die Energieabsorption gestattet. Das System arbeitet rein passiv. Das Längspendeln wird bei diesen Bahnen durch eine hydraulische Dämpfung zwischen Laufwerkskasten und Gehänge reduziert. [19]

Von anderen Herstellern wird auch gegen das Querpendeln hydraulische Dämpfung zwischen dem Laufwerkskasten und den Radsätzen eingesetzt. Diese Lösung zeigt aber bei kleinen Pendelamplituden aufgrund der kleinen Kolbengeschwindigkeiten der Dämpfer systembedingt nur eine geringe Wirkung.



**Abbildung 37: Verhindern des Pendelns durch weit auseinander liegende Tragseile** [20]



Eine weitere Methode zur Reduzierung der Querpendelneigung stellt das Verwenden von zwei Tragseilen mit stark vergrößertem Abstand dar. Bei den *Funitel*-Seilbahnen der Firma Doppelmayr (**Abbildung 37**) wird anstelle des sonst üblichen Tragseilabstandes von 0,5 bis 1,2 m ein Abstand von 3,2 m eingesetzt, was zusätzlich eine erhöhte Resistenz gegenüber Windböen bewirkt. [20]

Gegen das Längspendeln bei Sesselliften werden passive Sekundärpendel erprobt, die als auf Kreisbahnen rollende Zusatzmassen ausgeprägt sind. Durch die Form der Kreisbahn kann auf den Trägheitsradius und somit auch auf die Eigenfrequenz des Sekundärpendels Einfluss genommen werden. [21]

### **Bewertung:**

Auf freier Strecke wird bei Seilbahnen nur dann eine Quer-Pendeldämpfung durchgeführt, wenn Kräfte gegenüber der Umgebung abgestützt werden können. Das Pendelproblem der Seilbahnen mit nur einem Tragseil, das der Situation der Einschienen-Hängebahnen vergleichbar ist, wird nicht gelöst.

Die Verwendung von Silent-Büchsen gestattet Dämpfung auch bei kleinen Pendelamplituden, während hydraulische Dämpfung dort systembedingt nur geringe Wirkung zeigt.

Die Einführung der Schwebbahn bei der Haltestelleneinfahrt in ein trichterförmiges Führungsgestänge mittels eines Zapfens ist zwar attraktiv, weil zuverlässig und technisch einfach, doch dürften Fahrzeit- und Komfortabwägungen einer derart simplen Lösung im Wege stehen.

Eine Untersuchung des geschilderten Sekundärpendels auf Übertragbarkeit auf das Querpendeln der Schwebbahn ist ratsam.

## **4.5 Mehrschienen-Hängebahnen**

Als Beispiel für Mehrschienen-Hängebahnen wird die Pendeldämpfung bei der H-Bahn in Dortmund geschildert [22], [23]. Derzeit wird am Flughafen Düsseldorf eine Bahn mit derselben Technologie errichtet [24]. Die Fahrwerke der H-Bahn laufen auf Gummirädern in einem geschlitzten Kastenträger (**Abbildung 38**) auf beiden Seiten des Schlitzes. Zusätzlich sind an den Seitenflächen des Trägers sowohl oben als auch unten Laufbahnen für Führungsräder vorhanden, deren vertikaler Abstand ca. 850 mm beträgt. Somit sind im Querschnitt durch die y-z-Ebene sechs Radaufstandspunkte vorhanden. Das Abstützen von Kräften zur Pendeldämpfung bereitet keinerlei Probleme.

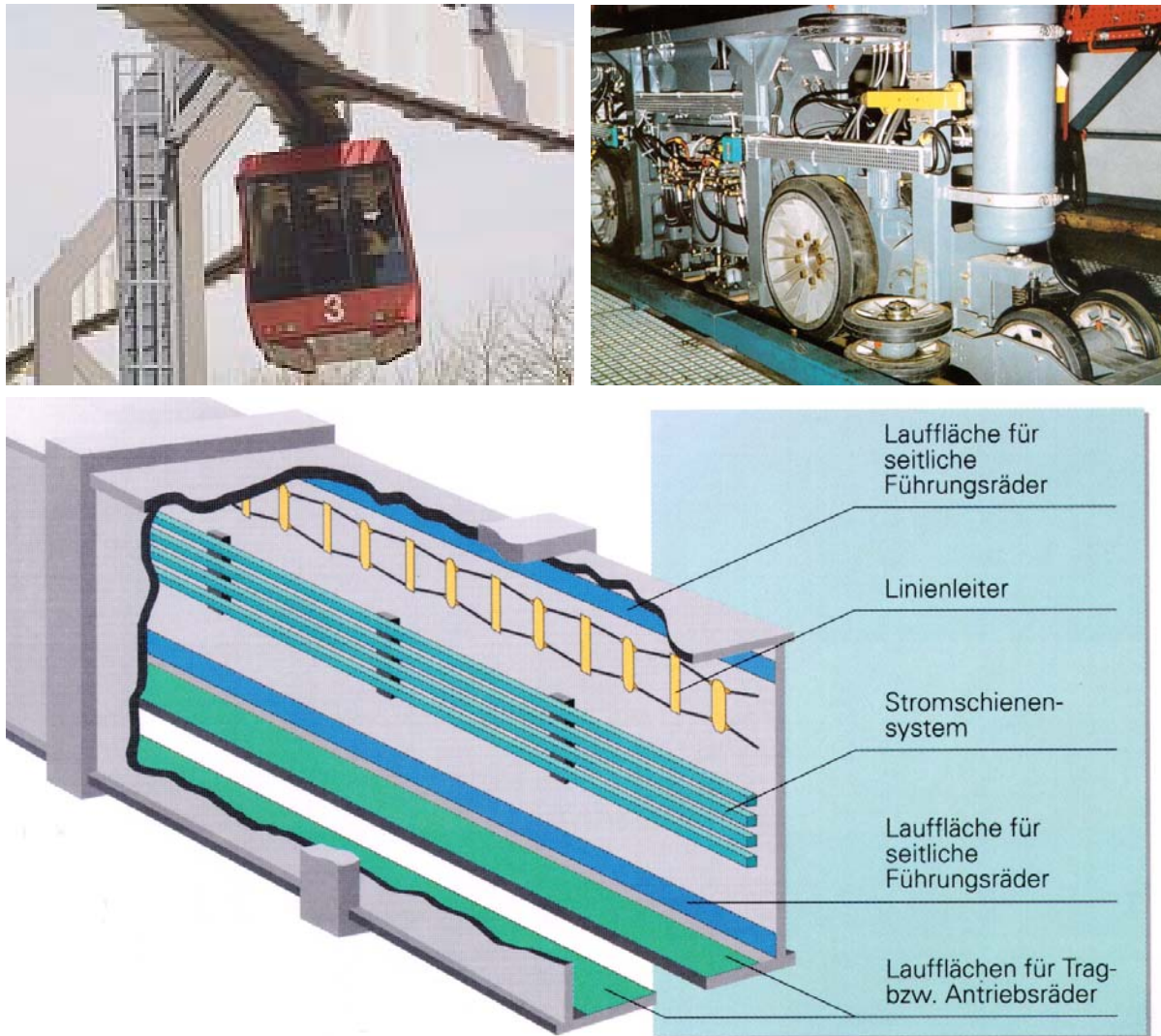


Abbildung 38: H-Bahn Dortmund: Fahrzeug, Fahrwerk und Fahrbahnträger [22]

Das Pendeln wird durch hydraulische Dämpfer zwischen den Fahrwerken und dem Wagenkasten gedämpft. Anders als bei der Einschienen-Hängebahn ist der Wagenkasten der H-Bahn um die x-Achse gelenkig mit den Fahrwerken verbunden, um die Auslenkung des Wagenkastens in die quasistatische Ruhelage im Bogen zu ermöglichen, denn die Fahrwerke können ja nicht auspendeln. Diese Relativbewegung wird durch die Dämpfer zur Absorption der Energie der Pendel-Eigenbewegung genutzt.

#### Bewertung:

Bei der H-Bahn geschieht die Dämpfung zwischen den Fahrwerken und dem Wagenkasten, und die auftretenden Kräfte können am Fahrweg abgestützt werden.

Da die Drehgestelle der Einschienen-Hängebahnen jedoch gemeinsam mit dem Wagenkasten auspendeln und praktisch keine Momente an der Schiene abgestützt werden können, kommt es, wie bereits bei der Bewertung der Hochhausdämpfungen ausgeführt, nur durch dynamische Effekte kurzzeitig zur Relativbewegungen zwischen

den beiden Baugruppen. Daher kann eine Dämpfung an dieser Stelle auch nur sehr geringe Wirkung haben.

#### 4.6 Fazit des Exkurses

Die dargestellten Beispiele bieten nur wenige Übertragungsmöglichkeiten auf die Pendeldämpfung für Einschienen-Hängebahnen:

- Eine Fußpunkterregung (d.h. Schienenverschiebung) zur Tilgung ist unmöglich.
- Dämpfungskräfte können nicht ohne außerordentlich hohen baulichen Aufwand an der Fahrbahn abgestützt werden.
- Das Umgebungsmedium Luft bietet nur sehr geringe Möglichkeit zum Abstützen dynamischer Kräfte.
- Interne Reibung kann nur in geringem Maße zwischen den Wagenkästen und den Drehgestellen zur Dämpfung eingesetzt werden.
- Schwingungstilgung durch mitgeführte Massen erscheint für die Schwebbahn schwierig und aufwendig.

In den folgenden Abschnitten werden Möglichkeiten erörtert, wie das Pendeln der Schwebbahn trotzdem so beeinflusst werden kann, dass ein automatischer, fahrerloser Betrieb durchführbar wird.

## 5 Beeinflussung des Pendelns der Wuppertaler Schwebbahn

### 5.1 Ziele, Anforderungen und Lösungskonzept

#### 5.1.1 Ziele der Beeinflussung

Eine Beeinflussung des Pendelns dient dazu,

- auf freier Strecke die Häufigkeit des Anschlagens des Fahrwerks an den Fahrschiennenträger-Unterflansch zu minimieren,
- in der Haltestelleneinfahrt den fahrerlosen Betrieb im Hinblick auf die Einhaltung des zulässigen Pendelwinkels zu ermöglichen,
- innerhalb der Haltestelle den Komfort des Fahrgastwechsels zu erhöhen, die Fahrgastwechselzeit zu reduzieren, die Verletzungsgefahr durch die pendelnde Bahn zu verringern oder zu eliminieren und den Zustieg von Rollstuhlfahrern zu erleichtern.

#### 5.1.2 Anforderungen

An die Beeinflussung des Pendelns ergeben sich aus den vorgenannten Zielen einige Grundanforderungen.

##### **Funktionale Anforderungen:**

- Verhindern des Entstehens von Pendelbewegungen
- Einhalten des für jede Haltestelle spezifischen zulässigen Pendelwinkels
- Dämpfen der Pendelbewegung in den Haltestellen möglichst bis zum Pendel-Stillstand
- Festhalten des in der Haltestelle pendelruhig stehenden Fahrzeugs (Zusatzoption)

##### **Nebenanforderung:**

- Kein zusätzlicher Zeitbedarf durch die Beeinflussung

##### **Komfortanforderungen:**

Die nachfolgend genannten Werte sind den BOStrab-Trassierungsrichtlinien [28] entnommen und werden auf die Schwebbahnsituation übertragen.

- Maximale für die Fahrgäste spürbare Querschleunigung:  
 $a_{y,spür} = 0,65 \dots 1,0 \text{ m/s}^2$ ; aus Komfortgründen sollte wegen der häufigen Inanspruchnahme  $0,65 \text{ m/s}^2$  als Obergrenze gewählt werden.
- Maximal zulässiger Querruck:  $r_{zul} = 0,67 \text{ m/s}^3$

### 5.1.3 Lösungskonzept

An dieser Stelle wird das Lösungskonzept zur Pendelbeeinflussung kurz umrissen, das in Abschnitt 5.4 nach weiterer Ausarbeitung im Einzelnen dargestellt wird. Es besteht aus der Kombination mehrerer technischer Lösungen.

- Zur Verhinderung des Entstehens von Pendelbewegungen sollen primäre Maßnahmen eingesetzt werden.
- Durch sekundäre Maßnahmen sollen entstandene Pendelbewegungen reduziert werden.
- Eine formschlüssige Begrenzung des Pendelwinkels soll die Einhaltung der zulässigen Auslenkungen in den Haltestellen gewährleisten.
- Eine Überwachung des Pendelwinkels mit daraus abgeleiteter Bremsungsmöglichkeit soll einen Gewinn an Sicherheit und Komfort sowie eine Verschleißminderung bewirken.

## 5.2 Primäre Maßnahmen

Primäre Maßnahmen zur Beeinflussung des Pendelns dienen dazu, der Entstehung von Pendelschwingungen entgegenzuwirken. In Abschnitt 3.2 sind die wirkenden Anregungsmechanismen dargestellt worden. Den stochastischen Anregungen soll hier kein Gewicht beigemessen werden, da sie nur geringe Amplituden zur Folge haben. Aus den anderen Anregungen lassen sich mehrere Maßnahmen ableiten.

### 5.2.1 Verzicht auf längs angeordnete Motoren

Wenn die Fahrmotoren quer und nicht wie bisher längs im Fahrzeug angeordnet werden, erfolgt durch die Drehträgheitswirkungen des Antriebs beim Bremsen und Antreiben keine Pendelanregung mehr. Nebeneffekte des Quereinbaus (vgl. Kreiseleffekte auf die Räder, Abschnitt 3.2.3):

- Kreiselmomente bei Bogenfahrt, die das Fahrzeug je nach Motordrehrichtung verstärkt oder abgeschwächt auspendeln lassen. Es werden jedoch keine signifikanten Auswirkungen erwartet.
- Wenn das Fahrzeug pendelt, wirkt infolge der Winkelgeschwindigkeit ein Kreiselmoment um die z-Achse auf den Motor, der ein seitliches Ausbrechen des Drehgestells fördert. Es werden jedoch ebenfalls keine signifikanten Auswirkungen erwartet.

Der Verzicht auf den längs angeordneten Antrieb ist allerdings als Maßnahme mit untergeordneter Bedeutung anzusehen, da die beteiligten Drehträgheiten nur sehr geringe Pendelamplituden hervorrufen.

### 5.2.2 Anwendung von Trägheitseffekten

Durch gezielte Anwendung von Trägheitskräften und Kreiseffekten könnte einer Pendelschwingung theoretisch bereits im Moment ihres Entstehens tilgend entgegen gewirkt werden. Die entsprechenden technischen Lösungen werden in Abschnitt 5.3.7 geschildert.

Die Anwendbarkeit als primäre Maßnahme setzt allerdings eine umfangreiche Kenntnis und regelungstechnische Beherrschung des Augenblicks der Anregung voraus, um einerseits den Zeitpunkt und andererseits die Qualität des Eingriffs wirksam steuern zu können. Ein derart umfangreiches Wissen liegt für die Schwebebahn bislang noch nicht vor.

### 5.2.3 Pendelgünstige Konzeption des Fahrspiels

Die Untersuchungen in Abschnitt 3 haben gezeigt, dass die Bogeneinfahrt und Bogenausfahrt als Kombination aus Fahrgeschwindigkeit, Übergangsbogenlänge, Bogenradius und der Trägheitseigenschaften des Fahrzeugs sowie der Amplitude und Phasenlage der Anfangsbewegung die Hauptanregungen zum Pendeln darstellen.

Daher ist es zweckmäßig, die Fahrspiele eines fahrerlosen und daher gut reproduzierbaren Betriebs so auszulegen, dass die Pendelanregung an kritischen Übergangsbögen zumindest reduziert wird, wenn nicht sogar ganz unterbleibt oder in eine Verringerung einer bereits bestehenden Pendelamplitude überführt wird. Hierfür steht bei gegebenen Strecken- und Fahrzeugeigenschaften als einzige Stellgröße die Fahrgeschwindigkeit zur Verfügung.

In direkter Weise kann die Anregung durch die Wahl der idealen Geschwindigkeit für die betreffende Übergangsbogenlänge minimiert werden. Ferner können durch Reduzierung der Geschwindigkeit auch die quasistatische Auslenkung sowie die Amplitude der angeregten Pendelbewegung abgesenkt werden, vgl. Abschnitt 3.8.2.3. Beide Maßnahmen sind allerdings mit zum Teil deutlichen Fahrzeitverlusten verbunden.

In indirekter Weise kann durch einen entsprechenden Geschwindigkeitsverlauf eine Phasenlage der Anfangsschwingung erzeugt werden, die zur Reduzierung einer bereits bestehenden Pendelamplitude führt, wie in den Abschnitten 3.6.4.6 und 3.8.2 gezeigt wurde. Diese Möglichkeit besteht allerdings bei der für die Wuppertaler Schwebebahn kritischen Kombination  $R = 120 \text{ m}$ ,  $l_{\text{ü}} = 30 \text{ m}$ ,  $v = 60 \text{ km/h}$  nicht, vgl. Abschnitt 3.8.2.5.

Bei Geschwindigkeiten um 50 km/h und darunter ist sie jedoch gegeben. Es handelt sich hierbei um einen Grenzfall zwischen primärer und sekundärer Maßnahme.

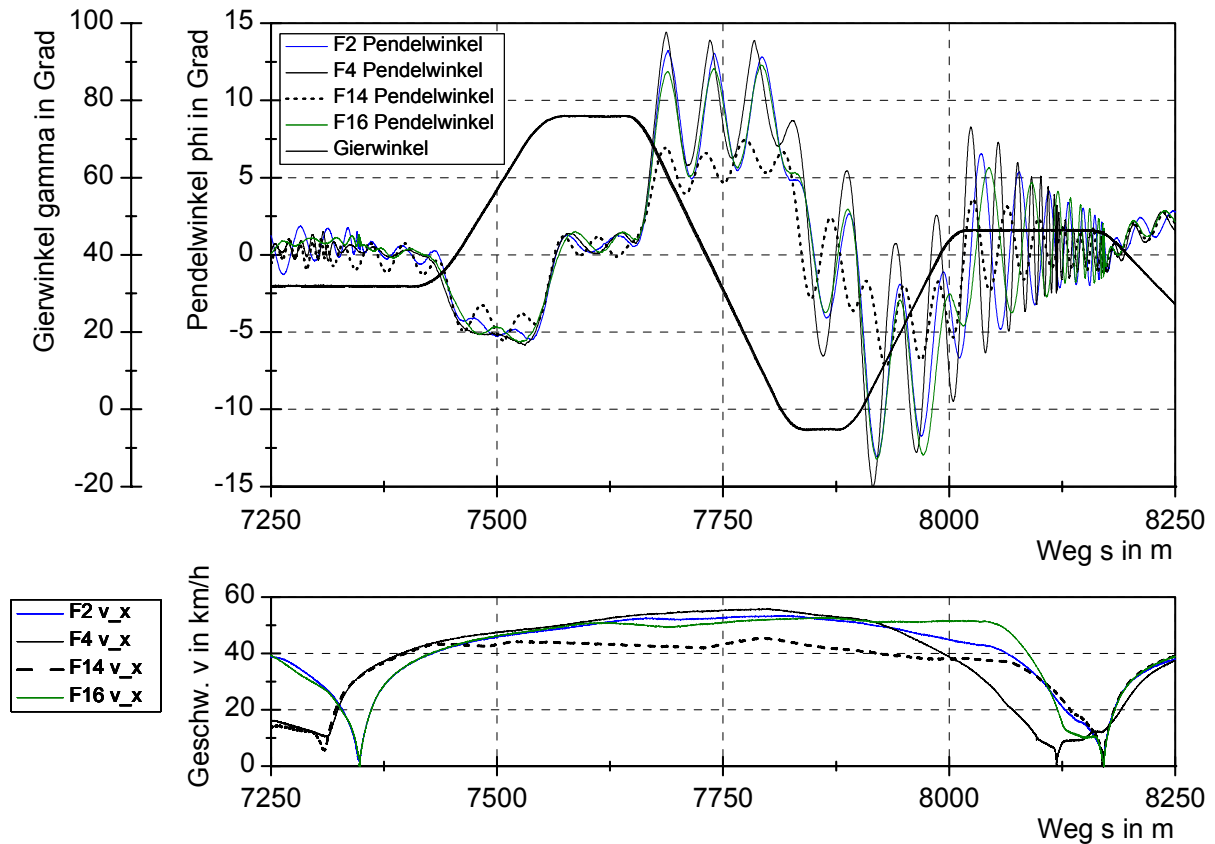


Abbildung 39: Vergleich mehrerer Fahrten, Reproduzierbarkeit

Für ein solches Vorgehen ist die Reproduzierbarkeit der Fahrten erforderlich. Als Beispiel für das Bestehen der Reproduzierbarkeit soll **Abbildung 39** dienen. Dort sind die Pendelwinkel über dem Weg  $s$  für vier Messfahrten dargestellt, bei denen das Ziel eines identischen Fahrtverlaufs gar nicht vorgegeben war. Das Pendeln der Fahrten 2, 4 und 16 verläuft zwischen  $s = 7500$  m und  $s = 8000$  m weitgehend identisch. An Fahrt 14 ist zu erkennen, wie deutlich sich eine geringere Geschwindigkeit sowohl auf die quasistatische Auslenkung als auch auf die Amplitude auswirkt.

Für eine Anwendung der Maßnahme im Fahrgastbetrieb ist zusätzlich die Veränderung der Fahrzeugeigenschaften durch die Beladung zu berücksichtigen. Da sich die Pendeleigenfrequenz aber nur in der Größenordnung von 10% verändert (vgl. **Tabelle 2**), stellt dies kein großes Hindernis dar.

#### 5.2.4 Absenkung der Periodendauer des Pendels

Beim Bau neuer Schwebefahrzeuge könnte eine Absenkung der Periodendauer  $T_0$  angestrebt werden und damit eine Erhöhung der Pendel-Eigenfrequenz  $f_0$ . Durch diese Maßnahme erhöhen sich die in den Übergangsbögen zumutbaren Geschwindigkeiten,

denn der während einer Periode zurückgelegte Weg  $s_0$  sinkt und nähert sich den in den kritischen Fällen kurzen Übergangsbogenlängen. Somit wird eine geringere Pendelamplitude erzeugt.

### 5.2.5 Änderung kritischer Übergangsbögen

Diese Maßnahme greift bezüglich ihrer praktischen Anwendbarkeit weit in die Zukunft. Falls sich aber einmal die Möglichkeit ergeben sollte, wird dringend empfohlen, kritische Übergangsbögen auf der Strecke zu verlängern und sie so der idealen Übergangsbogenlänge für die vorgesehene Fahrgeschwindigkeit anzunähern.

## 5.3 Sekundäre Maßnahmen

Sekundäre Maßnahmen zur Beeinflussung des Pendelns dienen dazu, eine bereits vorhandene Pendelbewegung abzubauen. Dabei muss zwischen der erwünschten quasistatischen Auslenkung in den Gleisbögen und der Schwingung in der Pendel-Eigenfrequenz unterschieden und möglichst nur auf letztere Einfluss genommen werden.

Die Aufgabe besteht darin, die Amplitude der Fahrzeugschwingungen in der Eigenfrequenz zu reduzieren oder zu begrenzen. Hierfür stehen zahlreiche physikalische Effekte zur Verfügung. Eine Gliederung der Maßnahmen ist nach dem Ort der Anwendung bzw. Anwendbarkeit (Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle), nach der Qualität des Eingriffs (aktiv, passiv) sowie nach der Art der Kraftabstützung (fahrzeugintern, extern an der Umgebung) möglich.

Relativbewegungen zwischen dem Fahrzeug und der Umgebung, die zur Abstützung von externen pendelbegrenzenden Kräften genutzt werden können, bestehen auf der gesamten Strecke oberhalb des Fahrzeugs zwischen dem Fahrwerksrahmen und dem Fahrschienenträger-Unterflansch sowie in der Haltestelle zwischen der Fahrzeug-Unterseite und dem Haltestellenboden.

Fahrzeuginterne Relativbewegungen finden im Bereich der Sekundärfederung zwischen den Wagenkästen und den Drehgestellrahmen statt. Diese Bewegungen sind jedoch auf diejenigen Streckenabschnitte beschränkt, in denen eine dynamische Beanspruchung auftritt, insbesondere auf die Übergangsbögen.

Eine weitere mögliche Art der Kraftabstützung besteht in der fahrzeuginternen Anwendung von Massenträgheitskräften.

In diesem Abschnitt werden technische Lösungsmöglichkeiten für die Anwendung der folgenden physikalischen Effekte geschildert und diskutiert (**Tabelle 5**):



Effekt	Kraftabstützung
Tilgung durch Geschwindigkeitsreduktion	intern
Mechanische Begrenzung des Pendelwinkels	extern
Dämpfung durch trockene Reibung	intern, extern
Hydraulische Dämpfung	intern, extern
Dämpfung/Tilgung durch Massenträgheitseffekte	intern
Dämpfung durch Rückstoßkräfte	intern/extern
Dämpfung durch elektromagnetische Kräfte	extern
Dämpfung elektrodynamische Kräfte	extern

Tabelle 5: Physikalische Effekte zur Pendeldämpfung

### 5.3.1 Einleitende Energiebetrachtung des Pendelns

Um eine Einschätzung der Größe der Energie zu erlangen, die beim Beruhigen der Pendelbewegung abzuführen ist, wird die potentielle Energie  $E_{\text{pot}}$  sowie die dadurch hervorgerufene Umfangsgeschwindigkeit des Pendelns beim Nulldurchgang in Abhängigkeit von der maximalen Auslenkung angegeben.

#### 5.3.1.1 Abzuführende Energie

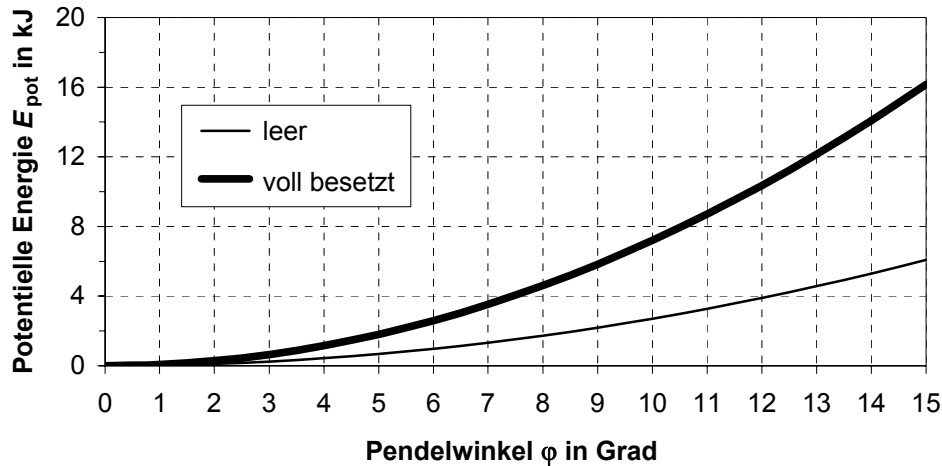
Die potentielle Energie des Systems ergibt sich als Funktion des Pendelwinkels  $\varphi$  zu

$$E_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot Z_S \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (37)$$

**Tabelle 6** zeigt die Energien für einige ausgewählte Winkel. Zur Berechnung werden die Massen und Schwerpunkte nach **Tabelle 1** verwendet. Der Winkelbeziehung entsprechend steigt die potentielle Energie mit dem Pendelwinkel überproportional an. In **Abbildung 40** ist die Abhängigkeit in Diagrammform dargestellt.

Pendelwinkel $\varphi$ in Grad	potentielle Energie $E_{\text{pot}}$ in kJ	
	leer	voll besetzt
5	0,68	1,80
8	1,74	4,61
12	3,90	10,36
15	6,08	16,15

Tabelle 6: Potentielle Energie für ausgewählte Pendelwinkel



**Abbildung 40: Potentielle Energie des GTW B72  
als Funktion des Pendelwinkels**

### 5.3.1.2 Pendelgeschwindigkeit

Die Schwebbahn weist einen annähernd sinusförmigen zeitlichen Verlauf der Pendelgeschwindigkeit auf. Die potentielle Energie  $E_{\text{pot}}$  beim größten Pendelwinkel wird — Reibungsverluste außer Acht gelassen — bis zum Nulldurchlauf vollständig in kinetische Energie  $E_{\text{kin}}$  umgewandelt. Damit ergeben sich nach den Beziehungen

$$E_{\text{pot}} = E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \dot{\varphi}^2 \quad \text{bzw.} \quad \dot{\varphi} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{\text{pot}}}{J}} \quad (38)$$

und

$$v_y = \dot{\varphi} \cdot r \quad (39)$$

mit  $r$ : Radius, hier Abstand Schienenoberkante – Fahrzeugunterseite = 3,31 m die in **Tabelle 7** dargestellten maximalen Winkelgeschwindigkeiten und Bahngeschwindigkeiten der Fahrzeugunterseite beim Nulldurchgang.

Ausgangspendel- winkel $\varphi_0$ in Grad	leeres Fahrzeug		voll besetztes Fahrzeug	
	$\dot{\varphi}$ in rad/s	$v_y$ in m/s	$\dot{\varphi}$ in rad/s	$v_y$ in m/s
5	0,15	0,49	0,16	0,54
8	0,24	0,79	0,26	0,86
12	0,36	1,18	0,39	1,29
15	0,45	1,48	0,49	1,61

**Tabelle 7: Winkelgeschwindigkeiten  $\dot{\varphi}$  und Bahngeschwindigkeiten  $v_y$  an der Fahrzeugunterseite im Nulldurchgang als Funktion des maximalen Pendelwinkels**

### 5.3.2 Überwachtes freies Auspendeln

Die einfachste Lösung für die Haltestelleneinfahrt besteht im freien Auspendeln bis unterhalb des jeweiligen Grenzwertes für den Pendelwinkel. Für diese Variante, wie für alle Lösungen, bei denen der Pendelausschlag nicht formschlüssig begrenzt wird, ist eine Messung und Überwachung des Pendelwinkels erforderlich.

Darüber hinaus muss eine Voraussage der nächsten Pendelamplitude oder sogar der weiteren zu erwartenden Amplituden getroffen werden. Es genügt nicht, nur den aktuellen Pendelwinkel zu kennen. Wenn aufgrund der Messung oder der Voraussage die Gefahr besteht, dass die Schwebbahn bei der Einfahrt mit dem Haltestellenbauwerk kollidiert, ist sie sicher abzubremesen, und es ist abzuwarten, bis die Pendelamplitude unter den Grenzwert gesunken ist. Daher muss die Überwachung des Pendelns bereits weit vor der Haltestelle einsetzen, damit das Fahrzeug gegebenenfalls rechtzeitig und ohne unzumutbare Komforteinbußen für die Fahrgäste abgebremst werden kann.

Unter Umständen entsteht ein großer Zeitbedarf, bis das Fahrzeug von selbst ausreichend zur Ruhe gekommen ist, da die Pendelbewegung nur schwach gedämpft ist. Bei der Messung des Pendelwinkels muss klar zwischen der erwünschten Auslenkung bei der quasistatischen Bogenfahrt und den unerwünschten Pendelbewegungen in der Eigenfrequenz unterschieden werden können. Daher ist für die Messung und Auswertung ein erheblicher Aufwand zu treiben.

Anwendbarkeit: Haltestelleneinfahrt

### 5.3.3 Tilgung durch Geschwindigkeitsreduktion

Eine durch die Bogeneinfahrt entstandene oder zuvor bereits vorhandene Pendelbewegung kann noch im Bogen wieder getilgt oder zumindest reduziert werden. Durch eine rasche aktive Verringerung der Geschwindigkeit wird der quasistatische Pendelwinkel reduziert. Die Reduzierung stellt selbst eine Pendelanregung dar. Wenn sie mit geeignetem Phasenversatz zur bestehenden Bewegung eingeleitet wird, kann die gewünschte Tilgungswirkung erzielt werden. Dies ist freilich mit Komforteinbußen für die Fahrgäste verbunden, denn auf sie wirkt eine deutlich wahrnehmbare Bremsverzögerung in Fahrtrichtung.

Die Maßnahme stellt ein wirksames Instrument zur Reduzierung der Auslenkung dar, weil sie direkt auf die quasistatische Auslenkung wirkt und bereits im Bogen eine Beeinflussung des Pendelns erlaubt. Die quasistatische Auslenkung ist immer größer als die Amplitude im Bogen, so dass hier auf den wichtigsten Pendelparameter Einfluss genommen werden kann.

An **Abbildung 39** ist zu erkennen, dass bereits geringe Geschwindigkeitsdifferenzen erhebliche Änderungen der quasistatischen Auslenkung und somit auch verwertba-

re Pendelanregungen mit sich bringen. Zwischen Fahrt 14 und Fahrt 16 besteht bei  $s = 7750 \text{ m}$  eine Differenz der quasistatischen Auslenkung von etwa  $3^\circ$  bei einem Geschwindigkeitsunterschied von nur etwa  $7 \text{ km/h}$ .

Die Geschwindigkeitsreduktion ist jedoch nur innerhalb von Gleisbögen wirkungsvoll. Auf gerader Strecke ist das Pendeln durch Verminderung der Geschwindigkeit nahezu unbeeinflussbar, da, abgesehen von den Auswirkungen des Antriebs, keinerlei tilgende Anregung erzeugt werden kann.

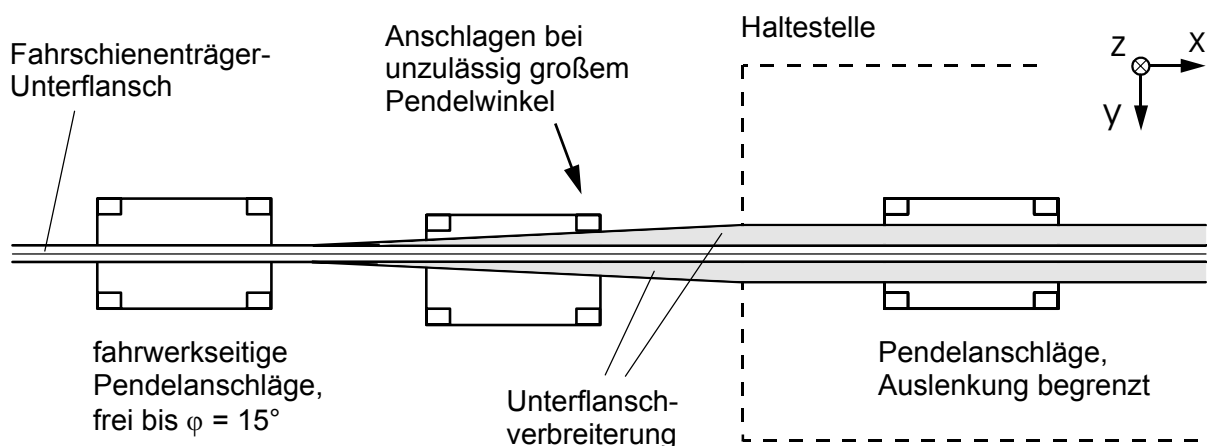
Bedingung für die Anwendung derartiger Maßnahmen ist wiederum eine vertiefte Kenntnis und regelungstechnische Beherrschung der dynamischen Vorgänge des Pendelns. Es besteht ein enger Zusammenhang zu den in Abschnitt 5.2.3 dargestellten primären fahrdynamischen Maßnahmen. Eine genaue Abgrenzung ist schwierig und für die Praxis auch nicht erforderlich.

Anwendbarkeit: Strecke, nur in Gleisbögen

### 5.3.4 Mechanische Begrenzung des Pendelwinkels

#### 5.3.4.1 Verbreiterung des Unterflansches am Fahrschienenträger

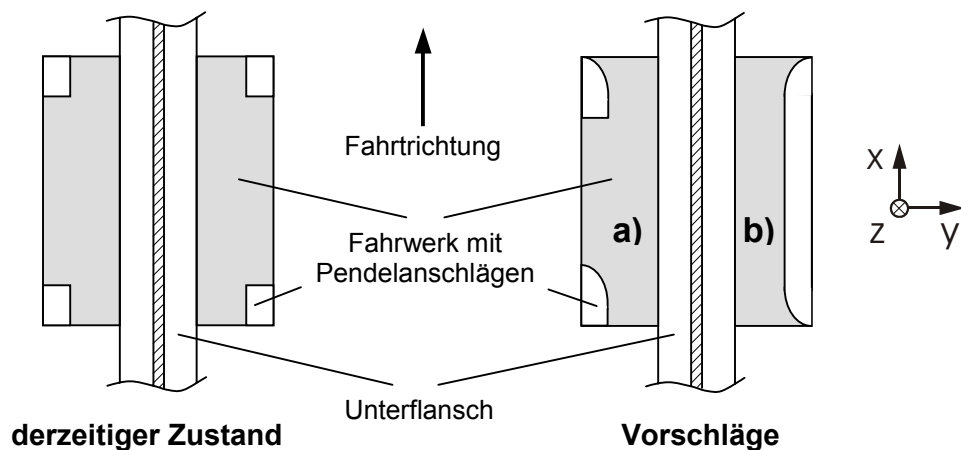
Die Pendelbegrenzung des GTW B72 beruht darauf, dass die Anschläge am Fahrwerk in Verbindung mit dem Unterflansch des Fahrschienenträgers einen maximalen Pendelwinkel von  $15^\circ$  zulassen. Diese Technik kann auch zu einer weitergehenden Einschränkung des Pendelns genutzt werden, indem der Fahrschienenträger vor der Haltestelle allmählich verbreitert und somit der maximal erreichbare Winkel reduziert wird. **Abbildung 41** zeigt dies in Form einer Prinzipskizze. Ein Versuch mit einer derartigen „Trichterlösung“ ist bei der Schwebebahn bereits durchgeführt worden. Dort wurde der Pendelwinkel der Haltestelle auf  $4^\circ$  begrenzt. Es wurde ein hoher Verschleiß an den beteiligten Reibpartnern festgestellt.



**Abbildung 41:** Verbreiterung des Fahrschienenträger-Unterflansches, Ansicht von oben

Der vertikale Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt und dem Unterflansch des Fahr schienenträgers beträgt 0,48 m [1]. Die Fahrzeugmasse wirkt mit einem Hebelarm der Größe 0,82 m bis 1,36 m dagegen (vgl. **Tabelle 1**), so dass im Berührungspunkt Anschlag/Unterflansch eine hohe Kraft auftritt. Die lokalen Spannungen am Unterflansch und an den Pendelanschlügen des Fahrwerks sind bei der bisher erprobten Bauform zu hoch, da die Pendelanschlüge auf den Unterflansch wie Schneidwerkzeuge wirken und dabei auch selbst zerstört werden. Es bieten sich mehrere Verbesserungsmaßnahmen an:

- Rundere und größere Form der Pendelanschlüge am Fahrwerk, dadurch Eliminierung der Schneidkanten und Reduzierung der Materialspannungen (**Abbildung 42**, Vorschlag a).



**Abbildung 42: Vorschläge zur Form der Pendelanschlüge**

Alternative: durchgehende Leiste statt der zwei Pendelanschlüge pro Seite (Vorschlag b). Hierdurch würde die Gefahr des Einschneidens der hinteren Anschläge völlig entfallen.

Auch die Montage von stabilen Rollen ist erwägenswert.

- Beginn der Aufweitung des Unterflansches bereits weit vor der Haltestelle mit einem kleinen Öffnungswinkel. Dies würde der Tendenz zum Einschneiden der Pendelanschlüge entgegen wirken.
- Die zur Verbreiterung dienenden Anbauten am Unterflansch sollten möglichst große seitliche Berührflächen aufweisen, um die Flächenpressung auf die Pendelanschlüge und damit auch die zu ertragenden Spannungen im Material zu reduzieren.
- Glatte Berührflächen an Unterflansch und Pendelanschlügen, dadurch Reduzierung der tangentialen Reibkräfte und des Verschleißes.
- Geringerer Reibungskoeffizient durch verbesserte Materialwahl der Reibpaarung.

Eine derart beschaffene Lösung zur Begrenzung der Pendelbewegung wirkt passiv und ist technisch einfach. Allerdings sind für die Fahrgäste deutlich wahrnehmbare Stöße zu erwarten, da die Pendelbewegung ohne Federung formschlüssig begrenzt wird. Derselbe Umstand, der das Material belastet, wird auch den Komfort der Fahrgäste einschränken, denn sie sind vor den Stößen nur durch die Sekundärfederung des Fahrzeugs geschützt. Ferner erfolgt keine konstruktiv vorgesehene Absorption der Pendelenergie, weshalb bei häufiger Inanspruchnahme der Anschläge Langzeitschäden an den betroffenen Bauteilen nicht ausgeschlossen werden können.

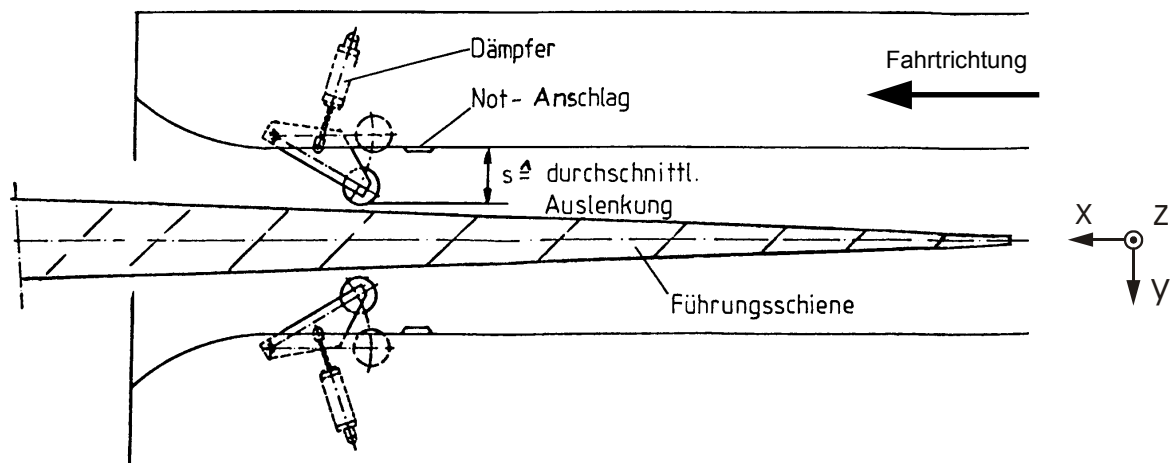
Eine bereits vor der Haltestelle begonnene Aufweitung des Unterflansches kann innerhalb der Haltestelle bis zu einer beliebigen Einschränkung des Pendelwinkels, auch auf  $0^\circ$ , fortgesetzt werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Fahrgäste den ungedämpften Stößen und die Pendelanschläge dem Verschleiß um so häufiger ausgesetzt sind, je weiter der Winkel eingeschränkt wird.

Hingegen eignet sich die Verbreiterung des Unterflansches sehr gut als Rückfall-ebene für weitere, vorgeschaltete und im Regelfall allein wirksame Systeme zur Pendeldämpfung, an deren Funktion und Überwachung dann verringerte Sicherheits- und Zuverlässigkeitsanforderungen gestellt werden können. Die Verbreiterung erstreckt sich in diesem Fall nur auf einen Bereich, der im ungestörten Betrieb durch die Pendelbewegung der Fahrzeuge ohnehin nicht in Anspruch genommen wird: Daher wird der Unterflansch auch nur geringen Verschleiß erfahren.

Anwendbarkeit: Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

#### 5.3.4.2 Passive Pendelbegrenzung unterhalb des Fahrzeugs

In einer Studie der Firma Siemens Verkehrstechnik zum Thema Bahnsteigsicherung [29] wurde ebenfalls eine passive, formschlüssige Pendelbegrenzung konzipiert. Sie wirkt jedoch unterhalb des Fahrzeugs, wodurch beim Anschlagen geringere Kräfte auftreten, und ist zusätzlich hydraulisch gedämpft. Die Einrichtung ist für einen maximalen Pendelwinkel von etwas mehr als  $6^\circ$  ausgelegt. Bei der Haltestelleneinfahrt muss durch vorangegangene Maßnahmen gewährleistet sein, dass dieser Winkel nicht überschritten wird. **Abbildung 43** zeigt schematisch die Funktionsweise.



**Abbildung 43: Passive Pendelbegrenzung an der Fahrzeugunterseite, Lösung Siemens, Ansicht von unten [29]**

An der Unterseite des Fahrzeugs befinden sich in einem Kanal gefederte und gedämpfte Rollenpaare. Der Kanal läuft im Haltestellenbereich über eine sich trichterförmig aufweitende Führungsschiene und wird durch die Rollen zentriert.

Die Trichterlänge stellt ein entscheidendes Problem dar. Ist sie zu kurz bemessen, entstehen für die Fahrgäste beim Anschlagen unerträgliche Bedingungen. Deshalb muss sehr langsam gefahren werden, was einen nicht unerheblichen Zeitverlust zur Folge hat. Wird sie für eine ausreichend hohe Einfahrtgeschwindigkeit und erträgliche Querbeschleunigungen ausgelegt, ragt die Führungsschiene weit über die Haltestelle hinaus. Das erfordert aufwendige bauliche Maßnahmen, denn bei der Wuppertaler Schwebebahn ist außerhalb der Haltestelle kein Bauwerk vorhanden, auf dem die Führungsschiene montiert werden könnte.

Anwendbarkeit: Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

### 5.3.4.3 Aktive Andockeinrichtung

In [29] wurde auch eine aktive Andockeinrichtung konzipiert. **Abbildung 44** zeigt ein Fahrzeug im nicht angedockten und im angedockten Zustand. Die Einrichtung besteht aus einer maschinell angetriebenen Hebelmechanik mit Greifarm, die in einen Kanal an der Fahrzeugunterseite eingreift und mittels ausschwenkbarer Rollen eine Zentrierung des Fahrzeugs bewirkt. Damit gekoppelt ist das Ausfahren einer Trittstufe zur Überbrückung des Spaltes zwischen Fahrzeug und Bahnsteigkante. Der Spalt mit einer Breite von ca. 400 mm ist erforderlich, um dem Fahrzeug eingangs eine Pendelamplitude von  $6^\circ$  zu gestatten, deren Einhaltung durch ein vorgelagertes technisches System zu gewährleisten ist. Das Konzept stellt eine Übertragung der Andocktechnologie der H-Bahn [22] auf die Schwebebahn dar.

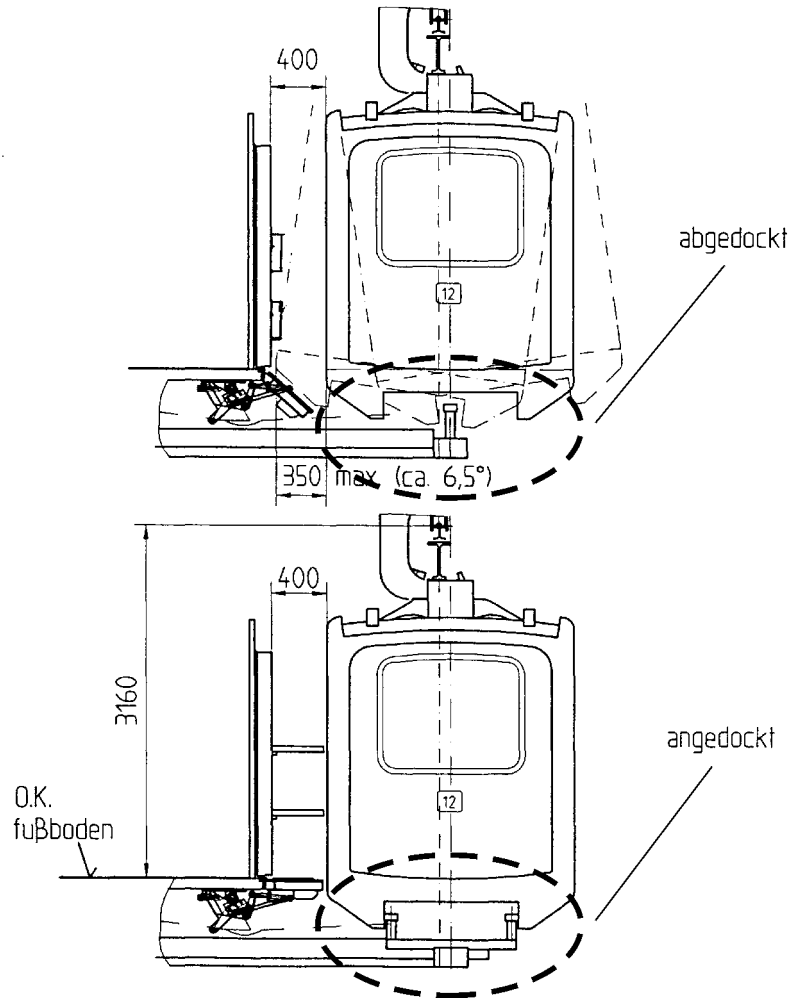


Abbildung 44: Aktives Andocken, Lösung Siemens [29]

Die Andockeinrichtung besitzt zwei Rollen, die auf einem maschinell drehbaren Hebel gelagert sind. In der nicht angedockten Stellung steht der Hebel in Fahrtrichtung, so dass das Pendeln nicht begrenzt wird. Im oder kurz vorm Stillstand des Fahrzeugs in Fahrtrichtung wird der Hebel langsam um  $90^\circ$  gedreht, wodurch sich die Rollen ans Fahrzeug anlegen und somit der mögliche Pendelwinkel eingeschränkt und schließlich auf Null reduziert wird.

Ein Problem dieser Lösung stellen auftretende Rucke und Querschleunigungen sowie mögliche Zeitverluste durch den Andockvorgang dar. Das Fahrzeug muss nahezu pendelberuhigt sein, damit die Andockeinrichtung ohne Komforteinbußen für die Fahrgäste wirksam werden kann.

Anwendbarkeit: Haltestelle



### 5.3.5 Dämpfung durch trockene Reibung

#### 5.3.5.1 Interne Dämpfung zwischen Wagenkasten und Drehgestell

Interne Dämpfung geschieht bei der Schwebbahn zweckmäßigerweise zwischen Wagenkasten und Drehgestell parallel zur Sekundärfederung, denn hier liegt zeitweise eine nutzbare Relativbewegung vor. Beim GTW B72 ist die Sekundärfederung durch Blattfedern ausgeführt, die bekanntlich dämpfende Eigenschaften durch trockene Reibung zwischen den einzelnen Federblättern besitzen. Eine gezielte Auslegung der Sekundärfederstufe auf Dämpfung könnte die dissipierbare Energiemenge vergrößern. Doch diese Wirkung gilt ausschließlich für Bereiche, in denen eine dynamisch verursachte Relativbewegung vorliegt, also vorzugsweise für die Bogeneinfahrten und –ausfahrten. Daher kann diese Maßnahme, wie alle Maßnahmen zwischen Drehgestell und Wagenkasten, zwar flankierend eingesetzt werden, aber insgesamt keine ausreichende Wirkung entfalten.

Anwendbarkeit: Strecke

#### 5.3.5.2 Reibelemente am Unterflansch des Fahrschienenträgers

Das in Fahrtrichtung bereits stehende Fahrzeug bietet sehr gute Voraussetzungen zur Pendeldämpfung durch trockene Reibung. Vom Fahrwerksrahmen aus können Reibelemente von unten gegen den Unterflansch des Fahrschienenträgers gefahren werden (**Abbildung 45**). Die Reibung in Querrichtung führt die Pendelenergie ab. Währenddessen können die Türen des Fahrzeugs bereits geöffnet sein.

Die erforderlichen Normalkräfte können beispielsweise nach dem Prinzip der Magnetschienenbremse mit Hilfe stromdurchflossener Spulen erzeugt werden. Auch mechanische Federspeicher oder hydraulische Prinzipien sind denkbar.

In allen Fällen werden beim Pendeln durch die Relativbewegung zwischen Fahrwerksrahmen und Unterflansch konstante Reibkräfte in Querrichtung erzeugt, welche mit dem Hebelarm  $h_{UF}=0,48\text{ m}$  zwischen Kraftangriffspunkt und Rad-Schiene-Berührungspunkt ein Moment bilden, das der Pendelbewegung entgegenwirkt. Die Pendelbewegung wird auf diese Weise innerhalb kurzer Zeit beruhigt, wobei der Fahrschienenträger auf Torsion beansprucht wird. Das Pendeln kommt innerhalb eines berechenbaren kleinen Winkelbereichs zum Erliegen. Das Rückstellmoment infolge der Gewichtskraft des Fahrzeugs reicht dann nicht mehr aus, um die Haftreibung der Reibelemente am Unterflansch erneut zu überwinden und das Pendeln fortzusetzen. Auf diese Weise ist im Pendel-Stillstand eine Haltekraft wirksam.

Bei elektromagnetisch erzeugten Reibkräften werden die Reibelemente an die Schiene herangezogen, so dass die zum Aufbringen der Reibkraft erforderliche Normalkraft nirgendwo abgestützt werden muss. Bei den mechanischen und hydraulischen

Lösungen werden die Reibelemente dagegen wie ein Stempel gegen den Unterflansch gedrückt. Dadurch erhöht sich die Radaufstandskraft, und sowohl der Fahrwerksrahmen als auch die Primärfederung werden mit den auftretenden Kräften belastet. Daher ist der Magnetlösung der Vorzug zu geben.

Zur Realisierung der vorliegenden Lösung müssen an den Fahrwerken höhenverfahrbare Magnetkissen mit einem Reibbelag installiert werden, die den gesamten Pendelwinkelbereich umfassen. Am Unterflansch ist ggf. ein bei Verschleiß austauschbarer Reibbelag zu montieren. Geeignete Reibbeläge sind am Markt vorhanden [32].

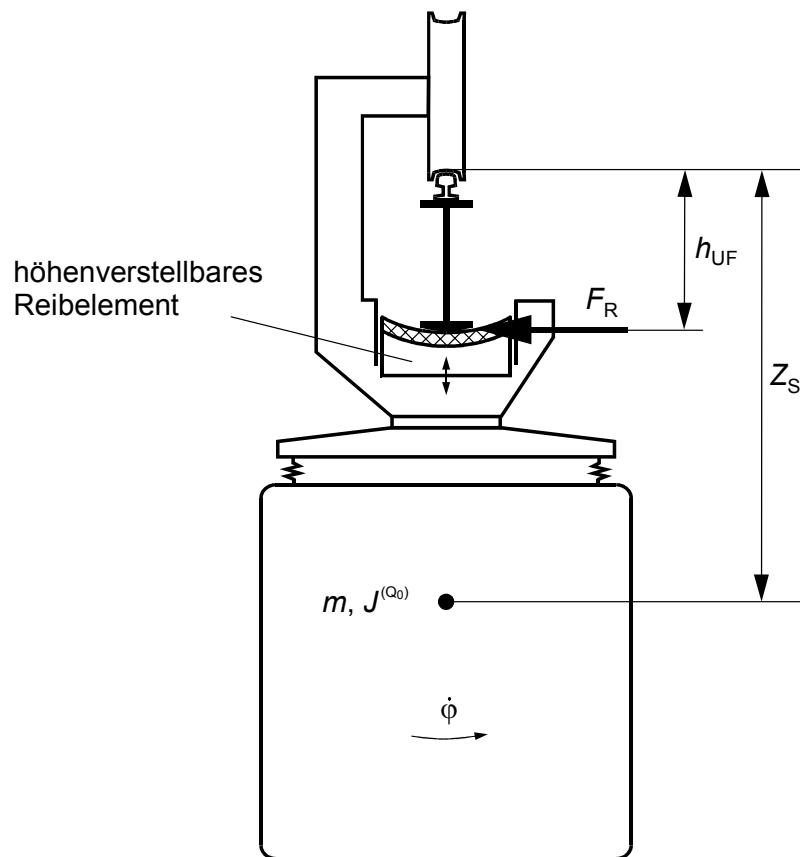


Abbildung 45: Pendeldämpfung durch Reibelemente am Unterflansch des Fahrschienenträgers

### Abschätzung der erforderlichen Reibkräfte

Betrachtet wird der Zustand der größten Auslenkung, in dem die kinetische Energie gerade Null ist und die gesamte Pendelenergie in Form potentieller Energie vorliegt. Wie bereits in Abschnitt 5.3.1.1 beschrieben, lautet die abzuführende Energie  $E_{\text{pot}}$  in Abhängigkeit vom Ausgangs-Pendelwinkel  $\varphi_0$ :

$$E_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot Z_S \cdot (1 - \cos \varphi_0) \quad (40)$$

Die Berechnung der Querauslenkung  $y_{UF}$  des Fahrwerksrahmens am Unterflansch macht deutlich, dass insgesamt nur ein geringer Reibweg zu Verfügung steht, um die Energie des Pendelns abzuführen.

$$y_{UF} = h_{UF} \cdot \sin \varphi_0 \quad (41)$$

mit  $h_{UF} = 0,48$  m (Abstand Schienenoberkante – Unterflansch)

**Tabelle 8** zeigt die Energien  $E_{pot}$  des Pendelns und die Querauslenkungen  $y_{UF}$  am Unterflansch für verschiedene Ausgangswinkel  $\varphi_0$ .

$\varphi_0$ in °	$E_{pot, leer}$ in J	$E_{pot, voll}$ in J	$y_{UF}$ in m
2	109	289	0,017
4	435	1154	0,033
6	977	2595	0,050
8	1736	4609	0,067

**Tabelle 8: Pendelenergien und Querwege am Unterflansch**

Mit der Kenntnis der abzuführenden Energien kann nun eine Einschätzung der hierzu erforderlichen Kombinationen aus Kräften und Reibwegen am Unterflansch getroffen werden (**Tabelle 9**). Die Reibarbeit  $W_{reib}$  als Funktion der Reibkraft  $F_{R,ges}$  und dem gesamten Reibweg  $s_{reib,ges}$  über alle Pendelperioden hinweg bis zum Pendelstillstand ergibt sich zu

$$W_{reib} = F_{R,ges} \cdot s_{reib,ges} \quad (42)$$

$F_{R,ges}$ / $s_{reib,ges}$	2000 N	4000 N	8000 N	16000 N
0,04 m	80	160	320	640
0,08 m	160	320	640	1280
0,12 m	240	480	960	1920
0,16 m	320	640	1280	2560
0,32 m	640	1280	2560	5120

**Tabelle 9: Beispielhafte Werte für die Reibarbeit  $W_{reib}$  in J**

Da die Reibpaarung an jedem Drehgestell einmal zur Verfügung steht, ist pro Drehgestell die Reibkraft  $F_{R,ges}/4$  aufzubringen.

### Berechnung des Bewegungsvorgangs (nach [30], [31])

Die durch trockene („coulombsche“) Reibung gedämpfte Pendelbewegung ist dadurch gekennzeichnet, dass der Betrag der Reibkraft unabhängig von der Winkelauslenkung und der Winkelgeschwindigkeit konstant ist. Das Vorzeichen der Reibkraft ändert sich zu Beginn jeder Halbperiode der Schwingung. Die Periodendauer ist gleich der Periodendauer der ungedämpften Schwingung und ändert sich im Laufe der Bewegung nicht. Die Bewegungsgleichung ist auch hier eine Differentialgleichung zweiter Ordnung. Sie ist abschnittsweise, d.h. hier halbperiodisch, linear.

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \cdot \left( \varphi + \frac{F_R \cdot h_{UF}}{m \cdot g \cdot Z_S} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) \right) = 0 \quad (43)$$

Die Lösung ergibt sich zu

$$\varphi_i(t) = \text{sign} \cdot \frac{F_R \cdot h_{UF}}{m \cdot g \cdot Z_S} + \left( \varphi_0 - (2i-1) \cdot \frac{F_R \cdot h_{UF}}{m \cdot g \cdot Z_S} \right) \cdot \cos \omega_0 t \quad (44)$$

mit $i$	Index der Halbperiode
$\text{sign}$	+ für $i = 1, 3, 5, \dots$ - für $i = 2, 4, 6, \dots$
$\varphi_0$	Anfangsauslenkung

Es handelt sich um eine Kosinus-Schwingung mit für jede Halbperiode schrittweise abnehmender Amplitude. **Abb. G-1** bis **Abb. G-4** im Anhang zeigen für die Reibkraft  $F_R = 8000 \text{ N}$  graphische Darstellungen der gedämpften Pendelbewegung für das leere und das zu zwei Dritteln besetzte Fahrzeug mit den Anfangsauslenkungen  $6^\circ$  und  $3^\circ$ . Es werden die Kennwerte des GTW B72 nach **Tabelle 2** verwendet.

Der Aufbau der Graphiken wird an **Abb. G-2** exemplarisch erläutert: Rechts oben befindet sich die Darstellung des Pendelwinkels  $\varphi$  über der Zeit. Die Betrachtung beginnt jeweils im Moment der größten Auslenkung mit der Winkelgeschwindigkeit Null. Die Betrachtung ist auch mit einer Kombination aus Anfangswinkel und Anfangswinkelgeschwindigkeit möglich, auf diese Darstellung wird hier jedoch verzichtet. Die Bewegung besteht aus einer Aneinanderreihung von in sich harmonischen Halbschwingungen, deren Schwingungsmittelpunkt springt. Die Halbschwingungen erfolgen um die obere gestrichelte Gerade, wenn sie von einer positiven Amplitude her kommen, und um die untere gestrichelte Gerade, wenn sie von einer negativen Amplitude ausgehen.

Die Pendelbewegung kommt innerhalb des durch die durchgezogenen Geraden begrenzten Bereichs zum Erliegen, zwingenderweise immer nach Vollendung einer Halbschwingung. Die durchgezogenen Grenzen geben den Bereich wieder, innerhalb

dessen die Haftreibung bei der Richtungsumkehr nicht mehr durch die Rückstellkräfte infolge des Fahrzeuggewichtes überwunden werden kann. Somit kann keine erneute Pendelbewegung losgebrochen werden.

Das zweite Diagramm auf der rechten Seite zeigt die durch Differenzieren erhaltene Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  als Funktion der Zeit. Das dritte Diagramm zeigt die Querbeschleunigung  $a_{y,\text{Fb}}$  in Fußbodenhöhe.  $a_{y,\text{Fb}}$  ist das Produkt aus der durch nochmaliges Differenzieren erhaltenen Winkelbeschleunigung  $\ddot{\varphi}$  mit dem Abstand des Fußbodens von der Schienenoberkante.

$$a_{y,\text{Fb}} = \ddot{\varphi} \cdot Z_{\text{Fb}} \quad (45)$$

Die Sprünge im Kurvenverlauf sind auf die Richtungsumkehr der Reibkraft beim Erreichen der Amplituden zurückzuführen.

Im untersten Diagramm ist die für die Fahrgäste spürbare Querbeschleunigung  $a_{y,\text{spür}}$  dargestellt. Dies ist der Beschleunigungsanteil infolge der Reibkräfte. Die beim Richtungswechsel auftretenden Rucke werden in der Realität nicht so deutlich spürbar sein wie dargestellt, da die Sekundärfederung sowie Spiele und die Eigendämpfung des Fahrzeugs glättend wirken.

Auf der linken Seite der Graphik ist eine Phasendarstellung zu sehen. Aufgetragen ist die Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  über der Auslenkung  $\varphi$ . Beide Größen sind in normierter Form dargestellt, bezogen auf die jeweiligen Anfangswerte. Die Kurve wird von außen nach innen im Uhrzeigersinn durchlaufen. Sie besteht aus Halbkreisen, die den Halbschwingungen der Zeitdarstellung entsprechen. Die Mittelpunkte der Halbkreise springen zwischen dem linken und rechten Endpunkt des gestrichelten Bereichs, wodurch wiederum der Vorzeichenwechsel der konstanten Gleitreibungskraft abgebildet ist. Zum Stillstand kommt die Bewegung innerhalb des durchgezogen gekennzeichneten Haftbereichs.

Die Größe des gestrichelt und des durchgezogen begrenzten Bereichs hängt von der Reibkraft und dem Beladungszustand des Fahrzeugs ab. Je kleiner die Reibkraft und je schwerer das Fahrzeug ist, desto kleiner wird der Bereich um die Nulllage, innerhalb dessen das Pendeln zum Erliegen kommt.

### Berechnungsergebnisse

**Abb. G-1:** Bei einer Anfangsauslenkung von  $3^\circ$  – ein Wert in der Größenordnung, die in der Realität häufig auftritt – kann das leere Fahrzeug durch eine Reibkraft von 8 kN innerhalb einer Halbperiode oder 1,83 s pendelberuhigt werden. Der Endwinkel beträgt  $1,1^\circ$ . Der mögliche Winkelbereich des Stillstands beträgt  $\pm 2^\circ$ . Die spürbare Querbeschleunigung beträgt ca.  $0,2 \text{ m/s}^2$

und liegt damit weit unterhalb des als Komfortgrenze in Querrichtung angesehenen Wertes von  $0,65 \text{ m/s}^2$ .

**Abb. G-2:** Das leere Fahrzeug kann aus einem Anfangswinkel von  $6^\circ$  innerhalb zweier Halbperioden, also innerhalb von  $3,67 \text{ s}$  beruhigt werden. Möglicher Winkelbereich und spürbare Querschleunigung verhalten sich mit  $\pm 2^\circ$  und  $0,2 \text{ m/s}^2$  wie beim Ausgangswinkel  $3^\circ$ . Die Werte sind vom Ausgangswinkel unabhängig.

**Abb. G-3:** Das  $2/3$  besetzte Fahrzeug benötigt bei  $3^\circ$  Anfangsauslenkung zwei Halbperioden oder  $3,42 \text{ s}$ , bis das Pendeln beruhigt ist. Der mögliche Winkelbereich beträgt hier wegen des höheren Gesamtgewichts nur ca.  $\pm 1^\circ$ . Aus demselben Grund liegt die spürbare Querschleunigung auch nur bei etwas mehr als  $0,1 \text{ m/s}^2$ .

**Abb. G-4:** Das  $2/3$  beladene Fahrzeug benötigt aus dem Winkel  $6^\circ$  fünf Halbperioden oder  $8,53 \text{ s}$ , um bei einem Endwinkel von  $-0,1^\circ$  zum Pendelstillstand zu kommen. Möglicher Winkelbereich und spürbare Querschleunigung betragen unabhängig von der Anfangsauslenkung  $\pm 1^\circ$  und  $0,1 \text{ m/s}^2$ .

Sämtliche Angaben gelten für die Reibkraft  $F_{R,ges} = 8 \text{ kN}$ . Bei einer Erhöhung der Kraft würde das Pendeln schneller zur Ruhe kommen, aber im Gegenzug würde sich der mögliche Endwinkelbereich vergrößern, und die Fahrgäste wären stärkeren Querschleunigungen ausgesetzt.

Das Pendeln kann mit einer Reibkraft von  $8 \text{ kN}$  in vielen Fällen bereits innerhalb einer Schwingungsperiode, also innerhalb von ca.  $3,5 \text{ s}$  zum Stillstand gebracht werden. Dabei muss die Komfortgrenze der Querschleunigung für die Fahrgäste bei weitem nicht voll ausgenutzt werden.

### Gleitreibungszahlen

Um die geforderten tangentialen Reibkräfte zu erzeugen, sind entsprechende Normalkräfte auf den Unterflansch erforderlich. Die Größe dieser Normalkräfte hängt vom Gleitreibungskoeffizienten  $\mu_G$  der vorliegenden Reibpaarung ab, der das Verhältnis von Tangential- zu Normalkraft der Reibpaarung darstellt.

Ungefähre Werte für  $\mu_G$  nach [10]:

Stahl – Stahl:	0,15 ... 0,4
Stahl – Grauguss:	0,2
Stahl – Holz:	0,2
Stahl – Bremsbelag:	0,2 ... 0,5

Um die erforderliche Reibkraft zu erzielen, muss die Normalkraft  $F_N$  auf den Unterflansch des Trägers also 2- bis 7-mal größer sein. Dabei entscheidet die Größe der

Reibfläche über die Flächenpressung und somit über die Beanspruchung, der die beteiligten Reibpartner ausgesetzt sind.

### **Vorteile der Lösung:**

- Durchfahrende Züge werden nicht beeinträchtigt. Sie können die Haltestelle ohne Zeitverlust passieren, da das Lichtraumprofil in keiner Weise eingeschränkt wird.
- Durch den Pendelstillstand innerhalb eines berechenbaren Winkelbereichs und die verbleibende Haltekraft sind gute Voraussetzungen geschaffen, um Rollstuhlfahrern durch weitere technische Maßnahmen den Zustieg zur Schwebebahn zu ermöglichen.
- Es besteht keine Gefahr des Missbrauchs oder des Vandalismus, da die technischen Einrichtungen für die am Bahnsteig stehenden Personen nicht erreichbar sind.
- Der Abstand Fahrwerk – Unterflansch wird nur durch den Schienen- und Radverschleiß sowie die Primärfederung beeinflusst. Die Sekundärfederung hat im Unterschied zu Lösungen an der Fahrzeugunterseite keinen Einfluss.
- Die Lösung ist ein technisch einfaches System, weil es sich um eine „weiche“ Problemlösung handelt: Es werden nicht alle Fälle abgedeckt (z.B. voll besetztes Fahrzeug, Pendelwinkel  $8^\circ$ ), doch die große Mehrzahl der Fälle wird zufriedenstellend beherrscht.

### **Nachteil**

- In den Totpunkten der Pendelbewegung ändert sich die Orientierung der Reibkraft, was zu spürbaren Rucken und ggf. zur Forderung nach Regelbarkeit der Reibkraft in Abhängigkeit von der aktuellen Lage innerhalb der Pendelperiode führt. Ob eine Regelung erforderlich ist, lässt sich wegen der zahlreichen Unwägbarkeiten in der Konzeptionsphase noch nicht beantworten. Einen Anhaltswert für die zumutbaren Rucke gibt [28] mit  $r_{zul} = 0,67 \text{ m/s}^3$ .

### **Fazit**

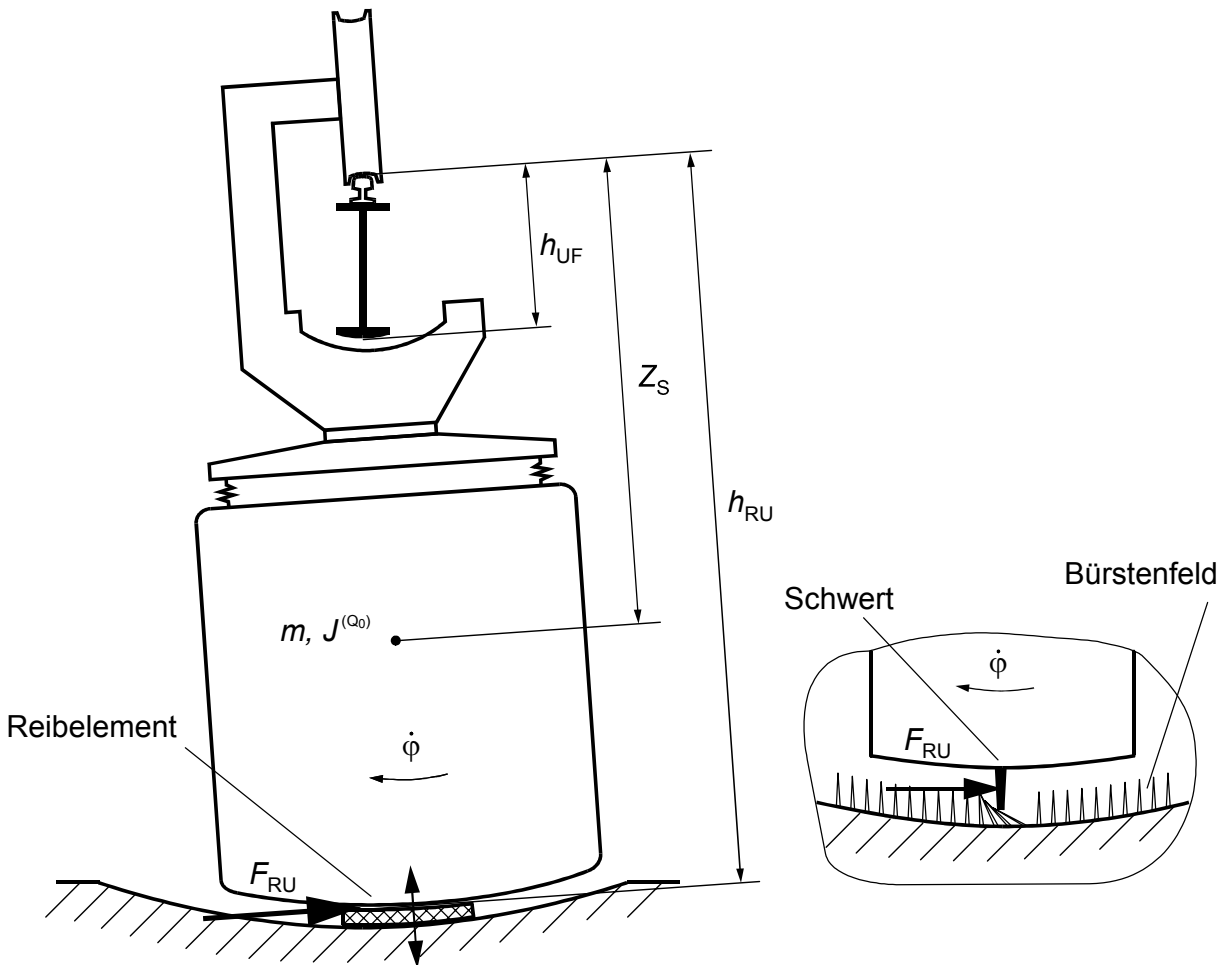
Es wurde eine Pendeldämpfung durch trockene Reibung vorgestellt, deren Wirkungsbereich innerhalb der Haltestelle liegt und die dort auf das in Fahrtrichtung bereits stehende Fahrzeug einwirkt.

Mit der Reibungsdämpfung am Fahrschienenenträger-Unterflansch liegt eine technisch nicht komplizierte Lösung für das Problem der Pendelbeeinflussung vor, durch die die Pendelbewegung der Fahrzeuge in der großen Mehrzahl der Fälle innerhalb kurzer Zeit bis zum Stillstand reduzierbar ist, wodurch auch der Zustieg für Behinderte wesentlich erleichtert wird.

Anwendbarkeit: Haltestelle

### 5.3.5.3 Reibelemente an der Fahrzeugunterseite

Trockene Reibung kann auch zwischen der Fahrzeugunterseite und dem Haltestellenboden angewandt werden (**Abbildung 46**).



**Abbildung 46: Pendeldämpfung durch trockene Reibung an der Fahrzeugunterseite**

Die Erzeugung der Kräfte kann durch vom Fahrzeug oder von der Haltestelle aus höhenverfahrbare Reibelemente geschehen (großes Bild). Es sind aber auch unkonventionelle Krafterzeugungen denkbar, beispielsweise das Durchpflügen eines Feldes aus aufrecht stehenden Bürsten mit einem Schwert an der Fahrzeugunterseite (Bildausschnitt). Hierbei werden die Fahrgeschwindigkeit und der Bremsvorgang des Fahrzeugs kaum beeinträchtigt. Die Pendelbewegung auch des noch fahrenden Fahrzeugs wird dagegen spürbar gedämpft, da die Energie durch die seitliche Verformung der Bürsten abgeführt wird.

Ein Problem bei allen Lösungen, die auf Kraftreaktionen zwischen Fahrzeugunterseite und Haltestellenboden aufbauen, stellt die Höhentoleranz des Abstands zwischen Fahrzeug und Haltestellenboden dar. Der Abstand ist von Haltestelle zu Haltestelle verschieden und variiert zusätzlich während der Fahrt infolge der wechselnden Fahr-



zeugbelastung. Daher kann für die Lösungen an der Fahrzeugunterseite eine Niveauregulierung erforderlich werden.

### Berechnung der Bewegung

Die Bewegung bei trockener Reibung an der Fahrzeugunterseite wird rechnerisch genauso behandelt wie diejenige bei Reibung am Fahrschienenenträger-Unterflansch, so dass die Berechnung analog zu Abschnitt 5.3.5.2 geschehen kann. Vereinfachend gilt dies auch für die Ausprägung *Schwert durch Bürstenfeld*.

Anstelle des Abstandes  $h_{UF}$  ist der Abstand  $h_{RU}$  zwischen dem Angriffspunkt der Reibkraft  $F_{RU}$  an der Fahrzeugunterseite und der Schienenoberkante als wirkender Hebelarm einzusetzen. Er wird mit 3,40 m abgeschätzt. Wenn dasselbe Moment zur Pendeldämpfung eingeleitet werden soll wie am Unterflansch, ist die Kraft um das Verhältnis der beiden Hebelarme zu reduzieren.

$$F_{RU} = F_R \cdot \frac{h_{UF}}{h_{RU}} = F_R \cdot \frac{0,48 \text{ m}}{3,40 \text{ m}} = F_R \cdot 0,141 \quad (46)$$

Für dieselbe Wirkung, für die am Unterflansch eine Kraft von  $F_R = 8000 \text{ N}$  erforderlich war, muss an der Fahrzeugunterseite nur eine Kraft in Höhe von  $F_{RU} = 1129 \text{ N}$  aufgebracht werden. Mit der reduzierten Kraft, dem verlängerten Hebelarm und dadurch auch mit einem proportional vergrößerten Reibweg ergeben sich für gleiche Anfangsauslenkungen dieselben graphischen Darstellungen der Pendeldämpfung wie in **Abb. G-1** bis **Abb. G-4**.

### Fazit

Zur Pendeldämpfung an der Fahrzeugunterseite werden bei gleicher Charakteristik wesentlich geringere Kräfte benötigt als am Fahrschienenenträger-Unterflansch. Zu deren Erzeugung sind entweder aktive Stellglieder erforderlich, oder es werden passive Systeme angewandt, z.B. die geschilderte Lösung mit Schwert und Bürstenfeld. Dabei ist jedoch fraglich, ob ein Bürstenmaterial gefunden werden kann, das unter den häufigen Beanspruchungen eine ausreichend lange Lebensdauer aufweist.

Bei allen Lösungen unterhalb des Fahrzeugs kommt eine grundsätzliche Problematik hinzu: Für den Fall, dass ein Fahrgast in der Haltestelle in das Fahrprofil stürzt, ist es von Vorteil, wenn unterhalb des Fahrzeugs ein zusätzlicher freier Raum besteht, so dass nicht zwangsläufig eine Kollision mit dem Fahrzeug stattfindet. Die beschriebenen Lösungen nehmen diesen Raum jedoch in Anspruch.

Anwendbarkeit: Haltestelle

### 5.3.6 Hydraulische Dämpfung

#### 5.3.6.1 Interne hydraulische Dämpfung zwischen Wagenkasten und Drehgestell

Auch hydraulische Dämpfung kann intern zwischen Wagenkasten und Drehgestell stattfinden. Doch auch hier gilt, dass eine Wirkung nur in den Bereichen erzielt werden kann, in denen eine ausreichende Relativbewegung vorliegt. Deshalb kann diese Maßnahme zwar flankierend eingesetzt werden, allein aber keine ausreichende Wirkung entwickeln.

Anwendbarkeit: Strecke

#### 5.3.6.2 Interne Dämpfung durch korrespondierende Flüssigkeitstanks

Analog zu den internen Stabilisatoren bei Schiffen (Abschnitt 4.2.2) kann bei entsprechender Auslegung auch für die Schwebbahn durch ein Tanksystem eine Pendelreduzierung erreicht werden. Das System ist im Grundsatz passiv, und eine Anpassung der Eigenfrequenz muss, wenn überhaupt, nur in geringem Umfang vorgenommen werden, da sich die Pendeleigenfrequenzen der leeren und der vollen Schwebbahn nur um 10 % unterscheiden (vgl. **Tabelle 2**). Durch gezielte Auslegung der Wandreibung des Rohrleitungssystems kann ein definiertes Abführen der Pendelenergie erreicht werden.

Das größte Hindernis für diese Lösung stellen die mitzuführenen Flüssigkeitsmassen dar, sowohl im Hinblick auf die Gewichtszunahme als auch den erforderlichen Platz auf dem Fahrzeug. Auch Fragen der Dichtigkeit und Korrosionsfestigkeit sind hier zu beachten. Aussagen zu diesen Punkten können erst nach Vorlage eines konstruktiven Entwurfs gemacht werden.

Der Vorteil der geschilderten passiven Lösung ist die Wirksamkeit entlang der gesamten Strecke. Wenn es gelingt, mit vertretbarem Aufwand eine ausreichende Wirkung zu erzielen, so stellt dieses Prinzip eine attraktive Lösung der Pendelproblematik dar.

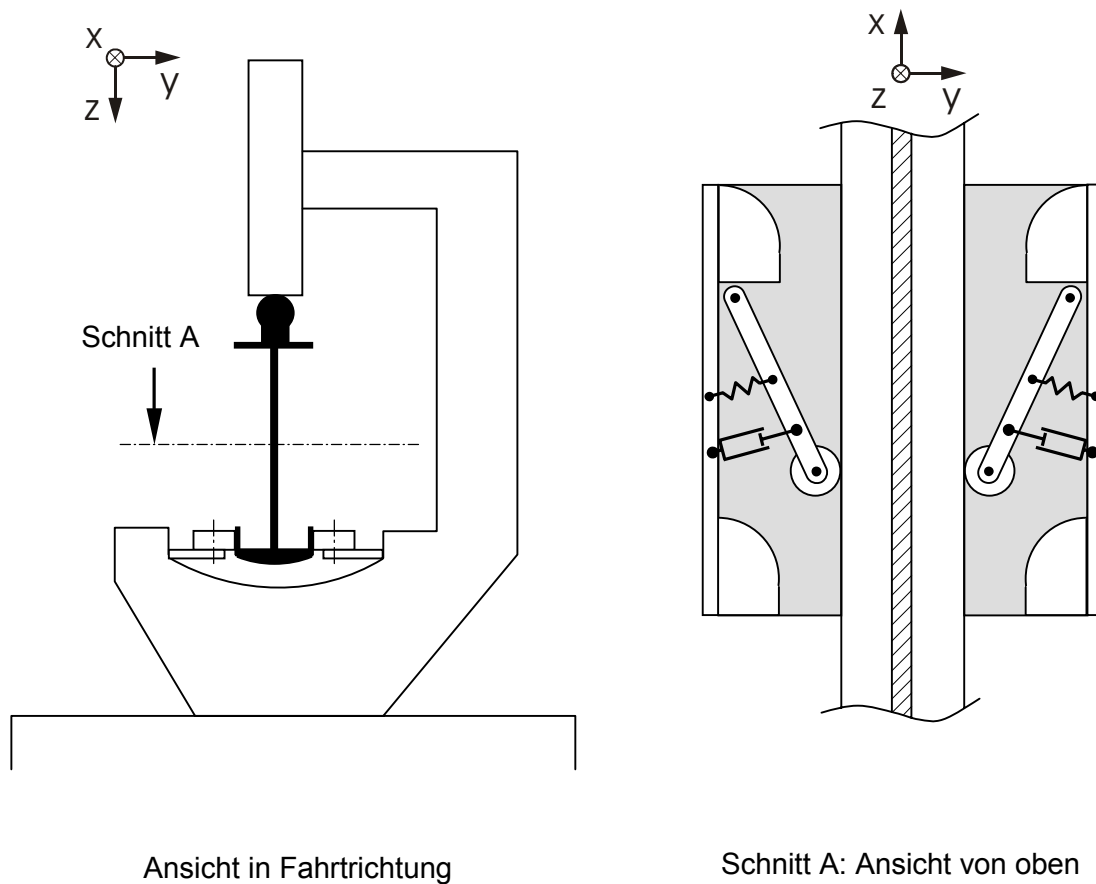
Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

#### 5.3.6.3 Extern abgestützte hydraulische Dämpfung

##### Dämpfung durch Rollen zwischen Fahrwerk und Fahrschienenträger

Es ist vorstellbar, die Seitenflächen des Fahrschienenträger-Unterflansches als Schienen für seitliche Laufrollen zu ertüchtigen. Die Laufrollen sind mit Dämpfern versehen und leicht gefedert im Fahrwerksrahmen der Schwebbahn gelagert (**Abbildung 47**). Sie werden noch vor den gleitstückartigen Endanschlügen am Fahrwerk wirksam. Durch die Federung und Dämpfung stehen zum Abbau der Pendelge-

schwindigkeit längere Querwege als beim bloßen Anschlagen der Gleitstücke an den Unterflansch zur Verfügung, so dass unerträglich hohe Kräfte und die damit verbundenen Zerstörungen vermieden werden können.



**Abbildung 47: Pendeldämpfung durch gedämpfte Rollenführung am Fahrschienenträger-Unterflansch**

Eine Dämpfung entlang der gesamten Strecke wird wegen des sehr hohen baulichen Aufwands am Fahrweg von vornherein ausgeschlossen.

Um die zur Dämpfung erforderlichen Querwege bereit zu stellen, muss sich die Ruhelage der Rollen bei einem kleineren Pendelwinkel als dem Anschlagwinkel  $15^\circ$  befinden, beispielsweise bei  $10^\circ$ . Somit können auf der freien Strecke dennoch Berührungen mit dem Unterflansch auftreten, und Auslenkungen, die größer als die Ruhelage der Rollen sind, erfahren stets eine Dämpfung. Die Rollen und der Fahrschienenträger-Unterflansch müssen für diese plötzlichen Berührungen ertüchtigt werden. Eine Alternative stellen verfahrbare Dämpfer dar, die nur für den aktuellen Dämpfungsvorgang an den Unterflansch herangefahren werden.

Es bestehen also drei Optionen:

1. Gedämpfte Rollenführung ohne Verfahrbarkeit der Dämpfer: Im Haltestellenbereich ist der Unterflansch soweit zu verbreitern, dass die Dämpfung auch bei klei-

nen Pendelwinkeln wirksam wird. Große Pendelamplituden werden auf der gesamten Strecke gedämpft, kleinere nur im Haltestellenbereich. Der Unterflansch ist im Haltestellenbereich sowie auf der Strecke an Stellen großer Pendelauslenkung für regelmäßige Beanspruchung zu ertüchtigen. Die Pendeldämpfung setzt bereits vor dem Stillstand des Fahrzeugs ein.

2. Aktives Heranfahren der Dämpfer vor der Haltestelleneinfahrt. Die Ertüchtigung des Unterflansches ist nur in der Umgebung der Haltestelle erforderlich. Berührungen mit dem Unterflansch treten nur in den ertüchtigten Bereichen auf. Eine Verbreiterung des Unterflansches ist nicht zwingend erforderlich. Die Pendeldämpfung setzt bereits vor dem Stillstand des Fahrzeugs ein.
3. Aktives Heranfahren der Dämpfer erst in der Haltestelle. Dämpfung erst im Stillstand. Der Ersatz der Rollen durch einfache Stempel ist möglich, und die Bearbeitung des Fahrschienenenträger-Unterflansches erfordert weniger Aufwand. Eine Verbreiterung des Unterflansches ist nicht zwingend erforderlich.

### Berechnung des Bewegungsvorgangs

Es wird eine durch hydraulische, also geschwindigkeitsproportionale Reibung gedämpfte freie Pendelbewegung berechnet. Aus der Bewegungsgleichung (12), die weiter oben bereits dargestellt wurde, ergibt sich die Lösung

$$\varphi(t) = e^{-D\omega_0 t} \cdot \left( A \cdot \cos\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \omega_0 t\right) + B \cdot \sin\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \omega_0 t\right) \right) \quad (47)$$

Darin sind wie oben  $D = \frac{d_\varphi}{2 \cdot \sqrt{c_\varphi \cdot J^{(Q_0)}}}$  Dämpfungsgrad

$c_\varphi = m \cdot g \cdot Z_S$  „Federkonstante“

$A = \varphi_0$  Koeffizient

$B = \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0} + D \cdot \varphi_0$  Koeffizient

mit  $d_\varphi$  Drehdämpfungskonstante

Es handelt sich um eine sinusförmige Schwingung, deren Amplitude zeitabhängig nach einer Exponentialfunktion abklingt. Da bei der hydraulischen Dämpfung zumindest in der theoretischen Betrachtung kein Stillstand des Pendelns erzielt werden kann, wird eine Rest-Winkelauslenkung von  $0,5^\circ$  als Zielgröße gewählt. Dieser Winkel kann im Betrieb sowohl auf der freien Strecke als auch in der Haltestelle als unkritisch für die Fahrgäste angesehen werden.

Als weiteres Ziel wird gewählt, die Pendelbewegung des 2/3 besetzten Fahrzeugs aus dem Anfangswinkel  $6^\circ$  wie bei der trockenen Reibung innerhalb von zweieinhalb Schwingungsperioden auf die Zielamplitude zu reduzieren. Dies führt auf eine erforderliche Gesamt-Drehdämpfungs-konstante  $d_\phi$  von 64000 Nms/rad bzw. auf einen Dämpfungsgrad  $D=0,156$  für das 2/3 besetzte und  $D=0,306$  für das leere Fahrzeug.

**Abb. H-1 bis Abb. H-4** zeigen analog zur trockenen Reibung graphische Darstellungen der hydraulisch gedämpften Pendelbewegung für das leere und das zu zwei Dritteln besetzte Fahrzeug aus den Ausgangswinkeln  $3^\circ$  und  $6^\circ$ . Der Aufbau der Graphiken entspricht prinzipiell dem Aufbau der Darstellungen in **Abb. G-1 bis Abb. G-4**.

**Abb. H-1:** Das leere Fahrzeug kann aus einer Anfangsauslenkung von  $3^\circ$  innerhalb von zwei Halbperioden oder 3,9 s auf  $0,4^\circ$  beruhigt werden. Das Maximum der spürbaren Querschleunigung liegt bei  $0,19 \text{ m/s}^2$ .

**Abb. H-2:** Bei einer Anfangsauslenkung des leeren Fahrzeugs von  $6^\circ$  sinkt die Amplitude innerhalb von drei Halbperioden oder knapp 6 s auf  $0,3^\circ$ . Das Maximum der spürbaren Querschleunigung liegt bei  $0,39 \text{ m/s}^2$ .

**Abb. H-3:** Das 2/3 besetzte Fahrzeug benötigt bei  $3^\circ$  Anfangsauslenkung vier Halbperioden oder 7 s, bis das Pendeln auf  $0,4^\circ$  reduziert ist. Der Maximalwert der spürbaren Querschleunigung beträgt hier  $0,13 \text{ m/s}^2$ .

**Abb. H-4:** Bei  $6^\circ$  Anfangsauslenkung benötigt das 2/3 besetzte Fahrzeug fünf Halbperioden oder 8,7 s, bis das Pendeln zur Amplitude  $0,5^\circ$  gedämpft ist. Der Maximalwert der spürbaren Querschleunigung beträgt  $0,27 \text{ m/s}^2$ .

An den Ergebnissen wird auch die Geschwindigkeitsabhängigkeit der hydraulischen Dämpfung deutlich. Bei verdoppelter Anfangsauslenkung benötigt die Pendelberuhigung jeweils nicht wesentlich mehr Zeit. Dabei treten allerdings höhere Kräfte und höhere spürbare Querschleunigungen auf.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass das Pendeln mit einer Drehdämpfungs-konstante  $d_\phi$  von 64000 Nms/rad in den allermeisten Fällen innerhalb von höchstens 9 s auf Winkel unterhalb  $0,5^\circ$  gedämpft werden kann. Vielfach ist die benötigte Zeit deutlich geringer. Dabei muss die Komfortgrenze der Querschleunigung für die Fahrgäste in Höhe von  $0,65 \text{ m/s}^2$  nach [28] bei weitem nicht ausgenutzt werden.

### Dämpfung an der Fahrzeug-Unterseite

Die Dämpfung an der Fahrzeug-Unterseite wurde bereits im Zusammenhang mit der passiven Pendelbegrenzung der Firma Siemens dargestellt (Abschnitt 5.3.4.2).

Bei der gedämpften Rollenführung unterhalb des Fahrzeugs werden wegen des größeren Hebelarms zum Radaufstandspunkt von 3,40 m deutlich geringere Kräfte zur Dämpfung der Pendelbewegung benötigt als am Unterflansch mit dem Hebelarm  $h_{UF}=0,48$  m. Allerdings müssen die Bauteile entsprechend größere Querwege zurücklegen können.

### Vergleichswerte hydraulischer Dämpfer

Die Dämpfer am Fahrschienträger-Unterflansch greifen mit einem Hebelarm  $h_{UF}=0,48$  m gegenüber der Schienenoberkante an. Damit lässt sich die Gesamtdrehdämpfungskonstante  $d_{\phi}$  in die Konstante  $d_{ges}$  eines herkömmlichen Dämpfers umrechnen. Es wird vorausgesetzt, dass an allen vier Drehstellen Dämpfer angeordnet sind, so dass die zu fordernde Dämpfungskonstante  $d$  des einzelnen Dämpfers ein Viertel der Gesamtkonstante  $d_{ges}$  beträgt.

$$d_{ges} = \frac{d_{\phi}}{h_{UF}^2} \quad \text{und} \quad d = \frac{d_{ges}}{4} \quad (48)$$

$d_{ges}$  ergibt sich zu 277778 Ns/m und  $d$  zu 69444 Ns/m.

Für die Dämpfung an der Fahrzeug-Unterseite mit dem Hebelarm 3,40 m ergibt sich  $d_{ges}$  zu 5536 Ns/m. Da der Hebelarm quadratisch in die Berechnung eingeht, sind die Anforderungen an die Dämpfer unterhalb des Fahrzeugs deutlich geringer.

Um eine Einschätzung darüber zu erlangen, ob die zu Grunde gelegte Dämpfungskonstante ein konstruktiv erreichbarer Wert ist, werden im Folgenden beispielhaft Dämpfungskonstanten aus dem LKW- und dem Schienenfahrzeugbereich aufgeführt.

LKW:  $d = 7500 \dots 10000$  Ns/m [33]

Schienenfahrzeuge:  $d = 60000 \dots 160000$  Ns/m nach [34]

Gemessen am beengten verfügbaren Bauraum im Bereich Unterflansch / Fahrstellrahmen ist die geforderte Dämpfungskonstante von ca. 70000 Ns/m als sehr hoch einzuschätzen. Auf der Basis dieser Werte muss davon ausgegangen werden, dass sich die für die Schwebbahn erforderlichen Dämpfungseigenschaften konstruktiv schwer verwirklichen lassen. Dagegen liegen die Anforderungen an die Dämpfer unterhalb des Fahrzeugs in einem gut beherrschbaren Bereich.

### Fazit

Die vorgestellte hydraulische Lösung gestattet stetige und ruckarme Pendeldämpfung. Mit der zugrundegelegten Drehdämpfungskonstante von  $d_{\phi}=64000$  Nms/rad kann die Pendel-Eigenbewegung innerhalb kurzer Zeit auf sehr kleine, auf jeden Fall aber tolerierbare Winkel reduziert werden. Auf diese Weise wird die angestrebte Kom-

fortsteigerung für die Fahrgäste erreicht. Die Vorrichtungen sind für die Fahrgäste unerreichbar, so dass Missbrauch- oder Vandalismusgefahr nicht besteht.

Diesen Vorteilen stehen für die Variante am Fahrschienenenträger-Unterflansch einige Nachteile und Schwierigkeiten gegenüber:

- Es ist sehr fraglich, ob Dämpfer mit den geforderten Eigenschaften im beengten Bauraum des Bereichs Unterflansch / Fahrgestellrahmen installierbar sind. Eventuell lassen die Platzverhältnisse nur wesentlich kleinere und somit auch schwächere Dämpfer zu.
- Wegen des beengten Bauraumes könnten eingesetzte Führungsrollen keine großen Durchmesser besitzen. Daher sind hohe Drehzahlen und somit großer Verschleiß an den Laufflächen der Rollen zu erwarten. Sie müssen häufig ausgetauscht werden.
- Es sind hohe Anforderungen an die Güte der Laufflächen am Unterflansch zu stellen.

Bei Dämpfung unterhalb des Fahrzeugs bestehen diese Probleme nicht. Jedoch sind entsprechend große Dämpferwege zu ermöglichen. Generell ist auch hier die Anfrage an das Freihalten des Raums unterhalb des Fahrzeugs aus Sicherheitsgründen zu stellen.

Anwendbarkeit: Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

### 5.3.7 Dämpfung durch Massenträgheitskräfte

Bei einer Beeinflussung durch Trägheitswirkungen werden die aufgebrachten Kräfte ausschließlich intern an der Massenträgheit des Fahrzeugs abgestützt. All diesen Lösungen ist gemeinsam, dass nennenswerte Zusatzmassen mitgeführt werden müssen, um eine ausreichende Wirkung herbeizuführen. Für die beispielhaften Berechnungen dieses Abschnitts werden wirksame Zusatzmassen von einheitlich 400 kg verwendet.

#### 5.3.7.1 Sekundärpendel

Ähnlich der Flüssigkeitsdämpfung bei Schiffen ist auch die Dämpfung durch schwingungsfähige Festkörpersysteme denkbar. Ein Vorbild stellen die Längspendeldämpfungen bei Sesselliften dar (vgl. Abschnitt 4.4). Eine Zusatzmasse bewegt sich auf einer Kreisbahn mit dem Radius  $l_{r,sek}$ . **Abbildung 48** zeigt eine mögliche Anordnung. Zum Abführen der Energie ist eine Dämpfung der Sekundärbewegung vorzusehen. Das Sekundärpendel sollte dieselbe Eigenfrequenz und daher denselben Trägheitsradius  $l_{r,sek} = l_r$  wie das zu dämpfende System besitzen. Der Trägheitsradius der Schwebbahn beträgt etwa 3 m (**Tabelle 2**). Der virtuelle Drehpunkt des Sekundär-

pendels sollte möglichst weit vom Pendelmittelpunkt der Schwebbahn entfernt sein (Abstand  $h_{\text{sek}}$ ) [21], damit durch die Pendelbewegung der Schwebbahn eine fortwährende, ausreichend starke Anregung des Sekundärpendels erfolgt. Das Sekundärpendel eilt dem Fahrzeug um  $270^\circ$  phasenversetzt hinterher.

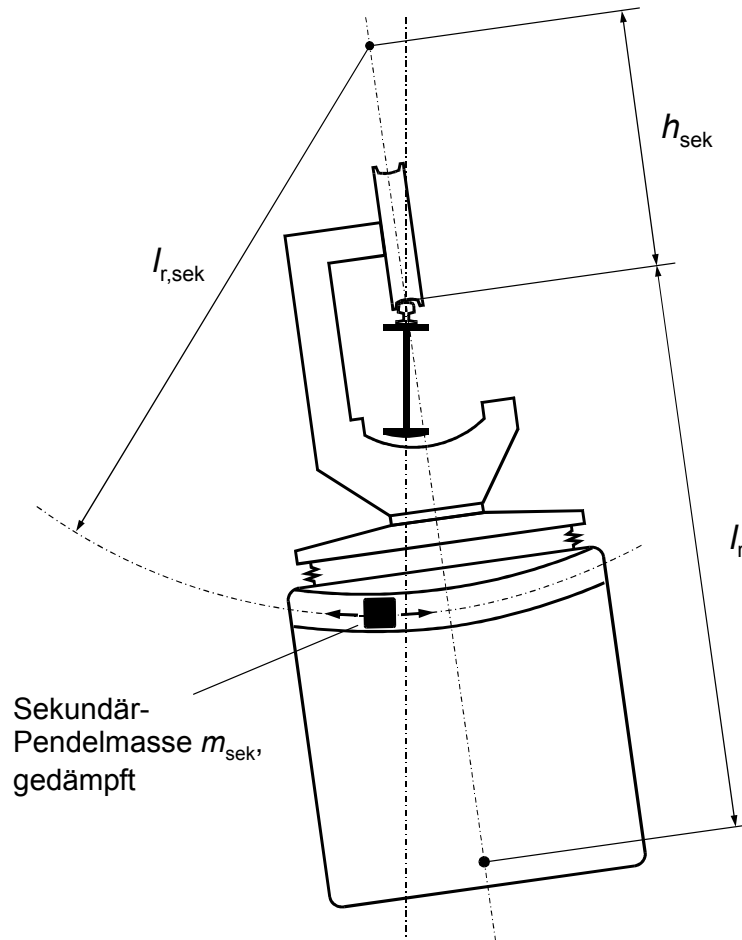


Abbildung 48: Passive Dämpfung durch Sekundärpendel

Das Sekundärpendel stellt eine Verstärkung der internen Dämpfung dar. Durch das beabsichtigte Erzeugen der Relativbewegung zwischen dem Wagenkasten und dem Sekundärpendel wird zusätzlich zur vorhandenen internen Dämpfung zwischen dem Wagenkasten und den Drehgestellen das Abführen weiterer Energiemengen möglich.

Das Sekundärpendel wird mit dem Programm *Simpack* an zwei Modellen der Schwebbahn abgebildet. Einerseits an einem Einmassenpendel in Form einer pendelnden Sekundärmasse mit  $m_{\text{sek}} = 400 \text{ kg}$ ,  $l_{\text{r,sek}} = 3 \text{ m}$  und  $h_{\text{sek}} = 2 \text{ m}$ , die durch eine Drehdämpfungskonstante  $d_{\varphi,\text{sek}} = 2000 \text{ Nms/rad}$  gedämpft ist. Durch die Abmessungen befindet sich die Sekundärmasse, wie in **Abbildung 48** dargestellt, im Bereich direkt unterhalb des Fahrzeugdachs. Die Berechnungsergebnisse sind in Anhang I dargestellt. **Abb. I-1** zeigt die Fahrt mit  $v = 60 \text{ km/h}$  durch einen  $120 \text{ m}$ -Bogen mit Übergangsbögen der Länge  $30 \text{ m}$  und der quasistatischen Bogenlänge  $100 \text{ m}$  sowie einer anschlie-



ßenden langen Geraden. Im oberen Diagramm ist der Pendelwinkel der Bahn dargestellt. Wird für den gekennzeichneten Bereich nach den Gesetzen des Ausschwingversuchs ein Dämpfungsgrad ermittelt, so ergibt sich  $D=0,056$ . Im unteren Diagramm ist die Auslenkung des Sekundärpendels relativ zum Fahrzeug dargestellt. Alle Angaben erfolgen im Bogenmaß (i.B.). Bei Auslenkungen unterhalb von  $0,3$  rad bleibt die Sekundärmasse innerhalb der Fahrzeugumgrenzung. Es handelt sich hierbei also um praxisrelevante Auslenkungen. **Abb. I-2** zeigt den Pendelverlauf für das  $2/3$  besetzte Fahrzeug. Der Dämpfungsgrad beträgt hier wegen der erhöhten Fahrzeugmasse nur  $0,025$ .

Es ist bei der Schwebebahn mit einer Fahrzeuglänge von ca.  $25$  m jedoch aus praktischen Gründen nicht sinnvoll, die gesamte Sekundärmasse in einem Punkt zu konzentrieren. Daher werden bei der zweiten Modellierung, für die das gelenkig aufgehängte Mehrkörpermodell aus Abschnitt 3.3.4 verwendet wird, vier Einzelmassen von je  $100$  kg verwendet, die jeweils unterhalb der Drehgestelle angeordnet sind. Die Längenmaße der Sekundärpendel bleiben unverändert. Die Dämpfungskonstante  $d_{\varphi, \text{sek}}$  beträgt jeweils  $500$  Nms/rad. Proberechnungen haben gezeigt, dass durch die Verteilung der Sekundärmassen kein signifikanter Unterschied zu den Ergebnissen für die konzentrierte Sekundärmasse erzeugt wird. Für das leere Fahrzeug ergibt sich  $D=0,038$  (**Abb. I-3**), und für das  $2/3$  beladene  $D=0,015$  (**Abb. I-5**). Im unteren Diagramm sind jeweils die Auslenkungen der vier Sekundärpendel dargestellt. **Abb. I-4** und **Abb. I-6** zeigen zum Vergleich die Situation ohne Sekundärpendel.

Die Diagramme vernachlässigen die Eigendämpfung des Fahrzeugs. Der GTW B72 besitzt etwa eine Eigendämpfung  $D=0,02$  (vgl. Abschnitt 3.6.2.3). Durch den Einsatz von Sekundärpendeln der dargestellten Dimensionierung kann die Dämpfung somit mindestens verdoppelt werden. Zwar ist die Dämpfungswirkung der Sekundärpendel erheblich geringer als beispielsweise diejenige der in Abschnitt 5.3.6.3 vorgestellten hydraulischen Dämpfung, doch ist jene zur kurzfristigen Wirkung im Haltestellenbereich vorgesehen, während das Sekundärpendel permanent Pendelenergie abführt.

Bei der Dimensionierung des Sekundärpendels ist es wichtig, dauerhaft große Auslenkungen und Geschwindigkeiten der Sekundärmasse zu erreichen, um hohe Dämpferkräfte erzeugen und viel Energie abführen zu können. Dies wird durch einen großen Abstand  $h_{\text{sek}}$  der Pendeldrehpunkte und durch große, aber nicht zu große Sekundärmassen erreicht. Auch die Dämpfung darf nicht zu groß gewählt werden. Insgesamt muss die Auslenkung der Sekundärmassen soweit beschränkt werden, dass die Fahrzeugabmessungen nicht überschritten werden. Ferner ist darauf zu achten, dass durch das Sekundärpendel bei den Fahrten durch Übergangsbögen, die deutlich unterkritische Pendelanregungen darstellen, keine amplitudenvergrößernden Aufschaukelungen

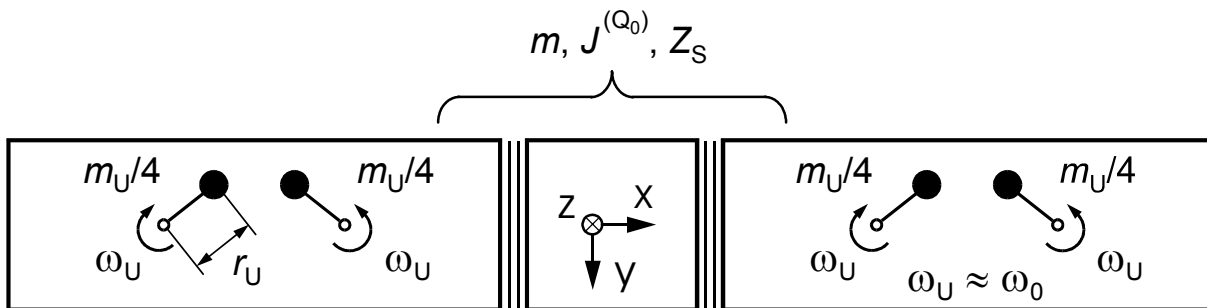
erzeugt werden. Detailliertere Betrachtungen müssen einer konkreten Auslegung vorbehalten bleiben.

Für den konkreten Anwendungsfall in realen Gleisbögen ist zu prüfen, ob durch den Einsatz des Sekundärpendels ungünstige Phasenlagen bei den Bogeneinfahrten und –ausfahrten erzeugt werden, die sich insgesamt nachteilig auswirken können. In den durchgeführten Proberechnungen war dies vereinzelt der Fall.

Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

### 5.3.7.2 Unwuchtmassen

Unwuchtmassen können als aktive Dämpfungselemente eingesetzt werden. **Abbildung 49** zeigt einen Ausführungsvorschlag mit zwei unter dem Fahrzeugfußboden angeordneten Paaren jeweils gegensinnig drehender angetriebener Unwuchtmassen. Durch die Gegensinnigkeit werden resultierende Längskräfte eliminiert. Die Umlaufkreisfrequenz  $\omega_U$  der Massen ist gleich der Eigenfrequenz  $\omega_0$  des Fahrzeugs auszulegen. Möglicherweise ist eine Regelung erforderlich, um die Beladungszustände des Fahrzeugs berücksichtigen zu können.



**Abbildung 49:** Aktive Dämpfung durch Unwuchtmassen am Fahrzeugboden

#### Berechnung möglicher Massenkräfte:

An einem frei gewählten Beispiel werden die erzeugbaren Massenkräfte abgeschätzt. Der senkrechte Abstand  $h_{U,SO}$  zwischen Schiene und den Unwuchtmassen unter dem Fußboden wird mit 3,2 m angenommen. Weitere Größen:

- Periodendauer  $T_U = T_0 = 3,7 \text{ s} \Rightarrow \omega_U = 1,70 \text{ rad/s}$
- Unwuchtmasse  $m_U = 400 \text{ kg}$
- Unwuchtradius  $r_U = 0,8 \text{ m}$

Die Unwuchtkraft in y-Richtung folgt in Abhängigkeit von der Zeit einer Sinusfunktion. Auch hier ist der sinusförmige Kraftverlauf für den Fahrgastkomfort von Vorteil, da durch diese Dämpfung keine starken Rucke auftreten. Durch Multiplikation der Kraft mit dem Hebelarm  $h_{U,SO}$  ergibt sich das zur Pendeldämpfung verfügbare Moment zu

$$\begin{aligned}
M_U &= F_{y,U} \cdot h_{U,SO} = -m_U \cdot \omega_U^2 \cdot r_U \cdot \sin(\omega_U t) \cdot h_{U,SO} \\
&= -400 \text{ kg} \cdot (1,7 \text{ rad/s})^2 \cdot 0,8 \text{ m} \cdot \sin(\omega_U t) \cdot 3,2 \text{ m} \\
&= -2960 \text{ Nm} \cdot \sin(\omega_U t) \quad \text{mit} \quad \omega_U = 1,7 \text{ rad/s}
\end{aligned} \tag{49}$$

Zum Vergleich wird das Moment bei Reibungsdämpfung am Fahrschienenträger-Unterflansch nach Abschnitt 5.3.5.2 berechnet. Dort wurde beispielhaft eine Kraft  $F_R = 8000 \text{ N}$  bei einem Hebelarm  $h_{UF} = 0,48 \text{ m}$  angesetzt. Daraus ergibt sich ein um den Pendelmittelpunkt wirkendes, konstantes Reibmoment

$$M_R = F_R \cdot h_{UF} = 3840 \text{ Nm} \tag{50}$$

Mit den verwendeten Unwuchtmassen in Höhe von 400 kg können also wirksame Pendeldämpfungskräfte erzeugt werden. Unter Berücksichtigung des Umstandes, dass es sich hierbei um schwellende Kräfte handelt, muss jedoch etwa die doppelte Masse installiert werden, wenn vergleichbare Ergebnisse wie bei der trockenen Reibung erzielt werden sollen. Zusammen mit dem erforderlichen Antrieb der Unwuchten ergibt dies eine erhebliche Zusatzmasse von mehr als 1 t.

Von großer Wichtigkeit ist es, die Unwuchtmassen bald wieder abzubremsen, nachdem die Pendelbewegung des Fahrzeugs gedämpft worden ist. Sonst findet eine erneute Anregung der Bahn in der Resonanzfrequenz statt. Eine weitere Möglichkeit zu Beeinflussung der Eigenschaften der Unwuchten kann die schnelle Einstellbarkeit des Unwuchtradius  $r_U$  darstellen.

Für alle aktiven Pendelbeeinflussungen, die auf Trägheitswirkungen beruhen, ist eine zuverlässige Überwachung und Regelung erforderlich. Es muss die Möglichkeit gegeben sein, das Fahrzeug noch vor der Haltestelle abzubremsen.

Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

### 5.3.7.3 Kreiselmomente

Der in Abschnitt 3.2.3 geschilderte Kreiseleffekt lässt sich ebenfalls anwenden, um aktiv pendeldämpfende Momente zu erzeugen. **Abbildung 50** zeigt eine mögliche Anordnung. Unterhalb des Fahrzeugbodens rotiert eine gesondert angetriebene Scheibe mit dem Radius  $r_S$  und der Masse  $m_S/2$  permanent mit konstanter Geschwindigkeit  $\omega_S$  um die z-Achse. Wenn die Scheibe durch ein Stellglied um die y-Achse gewendet wird, übt sie ein Kreiselmoment  $M_K$  um die x-Achse auf das Fahrzeug aus, welches bei geeigneter Phasenverschiebung zur Pendeldämpfung genutzt werden kann.

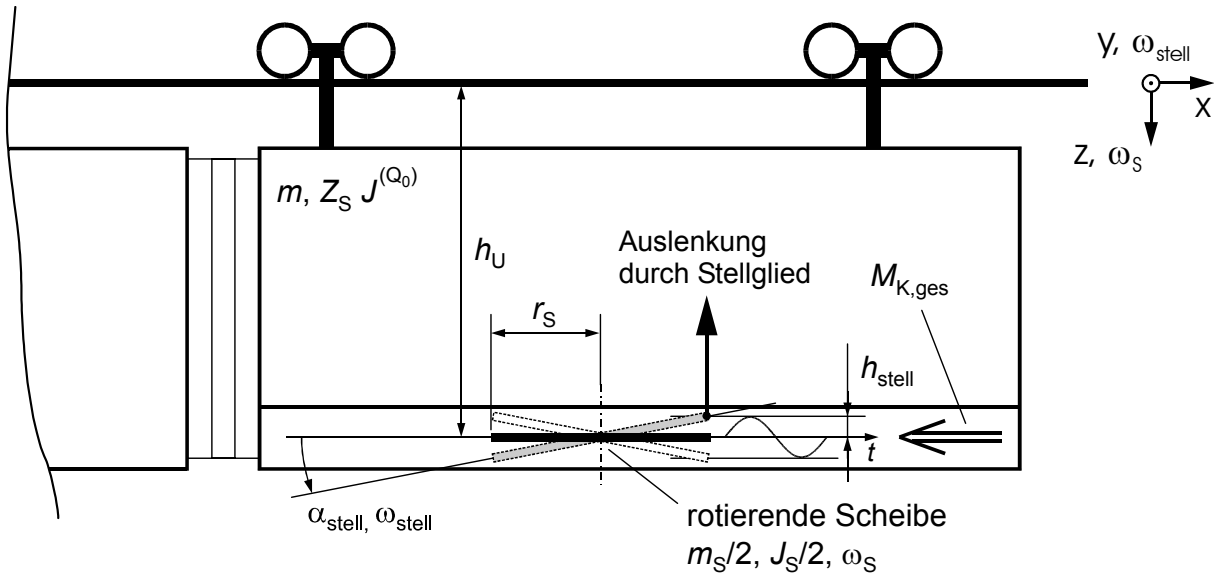


Abbildung 50: Aktive Dämpfung durch Kreismomente

Wiederum wird eine Einschätzung der zu erzeugenden Wirkung gegeben. Dabei wird von zwei rotierenden Scheiben der Einzelmasse  $m_S/2 = 200 \text{ kg}$  im Fahrzeug ausgegangen. Folgende Größen werden gesetzt:

- Periodendauer Fahrzeug  $T_0 = 3,7 \text{ s}$
- Gesamt-Scheibenmasse  $m_S = 400 \text{ kg}$
- Scheibendrehzahl  $n_S = 2000 \text{ U/min} \Rightarrow \omega_S = 209,6 \text{ rad/s}$
- verfügbare Stellhöhe  $h_{\text{stell,max}} = 0,1 \text{ m}$
- Scheibenradius  $r_S = 0,8 \text{ m} \Rightarrow J_S = 128 \text{ kgm}^2$
- Abstand zur Schiene  $h_U = 3,2 \text{ m}$  (wie oben)

Der maximale Stellwinkel  $\alpha_{\text{stell,max}}$  ergibt sich aus dem Scheibenradius und der verfügbaren Stellhöhe zu  $7,2^\circ$ . Er wird in der Zeit  $t_{\text{stell}} = T_0/4 = 0,925 \text{ s}$  erreicht, woraus eine durchschnittliche Winkelgeschwindigkeit der Stellbewegung von

$$\bar{\omega}_{\text{stell}} = \frac{\alpha_{\text{stell,max}}}{t_{\text{stell}}} = 0,136 \text{ rad/s} \quad (51)$$

folgt. Das Kreuzprodukt zur Berechnung des durchschnittlichen Kreismoments  $\bar{M}_{\text{K,ges}}$  vereinfacht sich für aufeinander senkrecht stehende Drehachsen zu

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\text{K,ges}} &= J_S \cdot \omega_S \cdot \bar{\omega}_{\text{stell}} \\ &= 128 \text{ kgm}^2 \cdot 209,6 \text{ rad/s} \cdot 0,136 \text{ rad/s} = 3649 \text{ Nm} . \end{aligned} \quad (52)$$

Da es sich um einen Durchschnittswert handelt, werden die Amplituden des Moments etwa um den Faktor  $\sqrt{2}$  höher liegen, also bei  $5100 \text{ Nm}$ . Es wird deutlich, dass

mit den angenommenen Werten eine effiziente Beeinflussung des Pendelns möglich ist. Ob aber insbesondere die Drehzahl und die Stellhöhe in der Praxis ausgeschöpft werden können, ist fraglich. Doch auch mit einem beispielsweise halb so großen Kreiselmoment können erhebliche Dämpfungseffekte erzielt werden.

Es bleibt zu klären, ob die rotierenden Scheiben infolge der anderen während der Fahrt vorhandenen Drehbewegungen unerwünschte Einflüsse auf das Fahrzeug ausüben. Durch die reine Bahnkurve der Bogenfahrt kommt es zu keinem Störeffekt, da beide Drehungen – die des Gesamtfahrzeugs und die Scheibenrotation – um die z-Achse und somit parallel zueinander erfolgen.

Infolge der Pendelbewegung des Fahrzeugs, einer Drehung um die x-Achse, üben die Scheiben auf das Fahrzeug ein Moment um die y-Achse aus. Bei einer Pendelbewegung des Fahrzeugs mit  $15^\circ$  Amplitude ergibt sich für das leere Fahrzeug (kritischer Fall) ein schwingendes Kreiselmoment  $M_{K,y}(t)$ , das zu Entlastungen bzw. Mehrbelastungen von bis zu 794 N pro Drehgestell führt; auf die Herleitung wird hier verzichtet. Gemessen an der durchschnittlichen statischen Drehgestell-Aufstandskraft  $2Q$  des leeren Fahrzeugs von

$$2Q = \frac{1}{4} \cdot m_{\text{leer}} \cdot g = \frac{1}{4} \cdot 22175 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 54,4 \text{ kN} \quad (53)$$

sind diese Lastschwankungen gering.

Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

### 5.3.8 Dämpfung durch Rückstoßkräfte

Luftgebläse quer zur Fahrtrichtung, die auf der einen Fahrzeugseite Luft ansaugen und sie auf der gegenüber liegenden Seite mit hohem Druck wieder ausblasen, bieten den Vorteil, dass kein Wiederabbremsen einer Masse erforderlich ist. Die aufgewandte Energie muss nicht wieder abgeführt werden. Somit können voneinander unabhängige Impulse aufgebracht werden.

Doch eine praktische Realisierung erscheint schwer möglich. Überschlägige Berechnungen haben ergeben, dass Gebläse für die Größe der aufzubringenden Kräfte nicht ausreichen, sondern eine Kompressoranlage erforderlich ist. Wegen ihrer geringen Dichte muss die Luft außerdem mit hoher Geschwindigkeit aus dem Fahrzeug austreten. Das würde insbesondere in den Haltestellen zu hoher Geräuschbelastung und Beeinträchtigung der Umgebung führen.

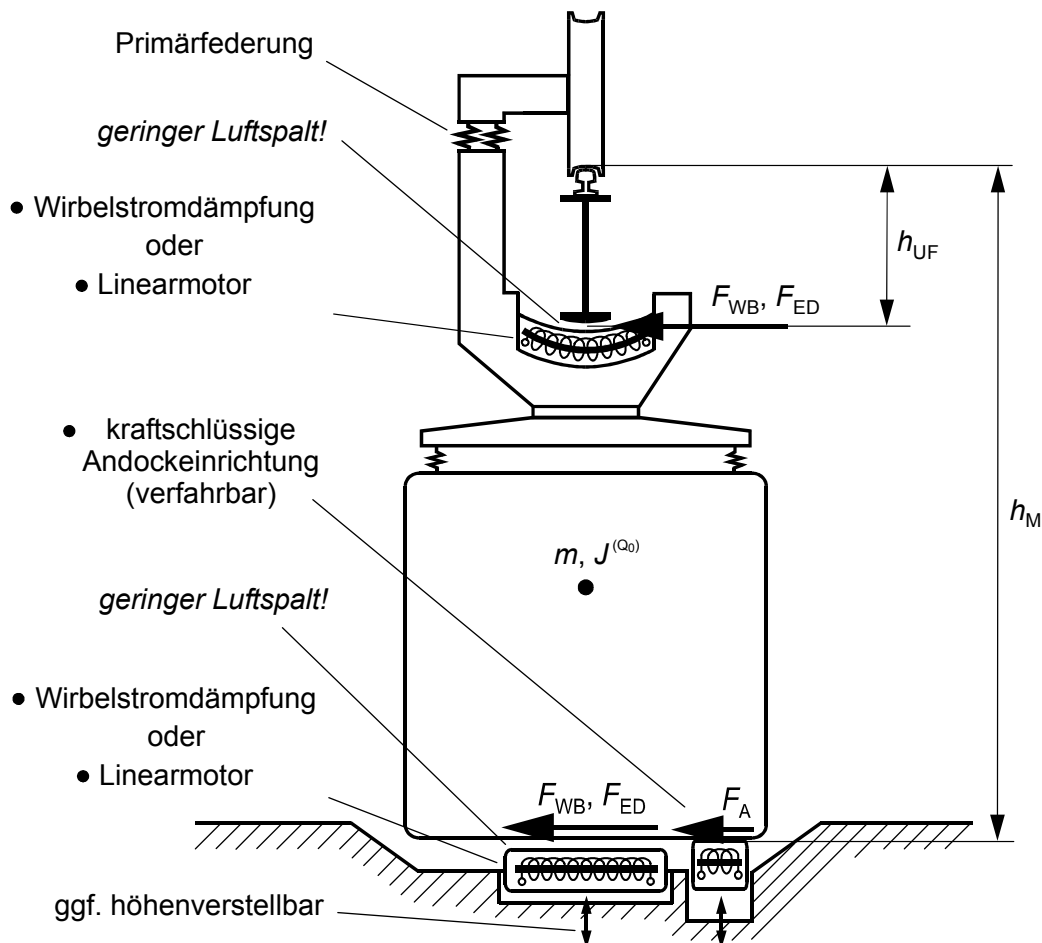
Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle mit Einschränkung

### 5.3.9 Dämpfung durch elektromagnetische Kräfte

Die Vorteile magnetischer, berührungsloser Dämpfungssysteme bestehen in der Verschleißfreiheit und darin, dass die erforderlichen Kräfte geregelt und erschütterungsarm aufgebracht werden können. **Abbildung 51** zeigt mehrere Anwendungsmöglichkeiten.

#### 5.3.9.1 Wirbelstromdämpfung

Zur Pendeldämpfung können Magnetwirkungen durch Wirbelströme zwischen dem Fahrzeug und dem Fahrweg eingesetzt werden. Dazu ist eine Relativbewegung zwischen den beiden Partnern erforderlich. Diese liegt beispielsweise zwischen dem Fahrwerk und dem Unterflansch des Fahrschienenträgers vor (**Abbildung 51**, oben). Die Relativgeschwindigkeit ist jedoch äußerst gering. Mit der Übertragbarkeit ausreichend großer Kräfte ist nicht zu rechnen. Zudem ist eine Dämpfung bis zum Pendelstillstand nicht möglich.



**Abbildung 51: Möglichkeiten der elektromagnetischen Dämpfung**

Auf den Fahrzeugen ist für die Krafterzeugung eine leistungsfähige Energieversorgung zur Erregung der Wirbelstrombremse erforderlich. Außerdem besteht das Erfordernis eines sehr geringen Luftspaltes zwischen der Bremse und dem Traggerüst, damit ausreichend hohe Kräfte übertragen werden können. Die Kraft  $F_{WB}$  ist vom Quadrat des Abstandes abhängig. Ggf. muss aktiv auf die Primärfederung des Fahrzeugs eingewirkt werden, um eine Niveauregelung in der Primärebene zu verwirklichen und so den Abstand zum Unterflansch konstant zu halten.

Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

Innerhalb der Haltestelle bietet sich auch eine Wirbelstrom-Magnetwirkung zwischen der Fahrzeugunterseite und der Bodenwanne der Station an (**Abbildung 51**, unten). Die Relativgeschwindigkeit ist an dieser Stelle größer als am Fahrschienenträger, so dass die Kraftübertragung durch Wirbelströme erleichtert wird. Freilich überstreicht das Fahrzeug auch in diesem Fall die Reaktionsfläche in Querrichtung höchstens mit der Geschwindigkeit 0,86 m/s bei einem Ausgangspendelwinkel von  $8^\circ$  (vgl. **Tabelle 7**). Ein Beruhigen bis zum Pendelwinkel Null ist wegen der dann nicht vorhandenen Relativgeschwindigkeit nicht möglich.

Eine zusätzliche Schwierigkeit bezüglich der Größe des Luftspaltes zwischen Fahrzeug und Haltestellenboden ergibt sich durch die haltestellenspezifisch unterschiedlichen Abstände des Bodens zur Fahrschiene. Um den Luftspalt konstant zu halten, ist ggf. eine Niveauregulierung der Fahrzeuge in der Sekundärfederebene erforderlich. Alternativ müsste die Wirbelstrombremse vom Fahrzeug oder von der Haltestelle aus in der Höhe verfahrbar sein. Evtl. ist die Wirbelstrombremse an der Fahrzeugunterseite jedoch bereits wegen der dynamischen Einfederung des Fahrzeugs beim Fahrgastwechsel als Lösung ungeeignet.

Auch bei der Anwendung von Magnetkräften unterhalb des Fahrzeugs ergibt sich die zusätzliche Schwierigkeit der Inanspruchnahme des Sicherheitsraums für gestürzte Fahrgäste.

Anwendbarkeit: Haltestelle

### 5.3.9.2 Dämpfung durch elektrodynamische Kräfte (Linearmotoren)

Die Dämpfungskräfte können statt durch das Wirbelstromprinzip auch durch Linearmotoren aufgebracht werden. Dazu ist am Fahrwerk der aktive Teil eines Asynchronmotors zu installieren, und der Unterflansch des Fahrschienenträgers dient als Reaktionsfläche in Form des abgewickelten Kurzschlussläufers (**Abbildung 51**, oben). Durch die begrenzte vorhandene Reaktionsfläche ist allerdings eine Beschränkung der erzeugbaren Kräfte zu erwarten.

In der Variante mit Linearmotor ist eine Beruhigung bis zum Pendelwinkel Null möglich, da die aufgebrachte Kraft durch das Wanderfeld unabhängig von der Relativgeschwindigkeit geregelt werden kann.

Anwendbarkeit: Strecke, Haltestelleneinfahrt, Haltestelle

Auch an der Fahrzeug-Unterseite stellt der Linearmotor eine Alternative zum Wirbelstromprinzip dar. Der aktive, schwere Teil der Asynchronmaschine kann in den Haltestellenboden integriert werden, während die metallene Fahrzeug-Unterseite den Reaktionsteil darstellt und somit eine ausreichend große Fläche zur Krafterzeugung bietet (**Abbildung 51**, unten). Wenn die Haltestelle von Einbauten frei gehalten werden soll, so ist das Wirkprinzip umzukehren und der aktive Teil in den Fahrzeugboden zu integrieren. In diesem Fall ist der Haltestellenboden als Reaktionsfläche zu ertüchtigen.

Anwendbarkeit: Haltestelle

Durch die Anwendung des Linearmotorprinzips entfällt die Abhängigkeit der übertragbaren Kraft von der Relativgeschwindigkeit. Das Problem des Luftspaltes bleibt aber sowohl bei Lösungen oberhalb als auch insbesondere unterhalb des Fahrzeugs bestehen. In der Literatur werden für Asynchronmotoren Luftspalte in der Größenordnung von 1 mm angegeben [35], [36]. Selbst wenn der Luftspalt für den speziellen Anwendungsfall mehrere Millimeter betragen sollte, liegt in seiner Konstanthaltung immer noch eine schwer lösbare Aufgabe vor, die evtl. eine schnell regelbare Hubeinrichtung für die Linearmotoren mit entsprechender Sensorik erfordert.

### 5.3.9.3 Kraftschlüssige Andockeinrichtungen

Eine weitere Variante der aktiven Positionierung stellt eine kraftschlüssige Andockvorrichtung durch Elektromagneten mit der Haltekraft  $F_A$  an der Fahrzeugunterseite dar (**Abbildung 51**, unten). Derartige Konstruktionen sind beispielsweise von Schiffsanlegern bekannt. Voraussetzung ist allerdings ein nahezu vollständig ausgependeltes Fahrzeug, da sonst unkomfortable Rucke auftreten, und in dieser Lage ein geringer Abstand zum Magneten. Alternativ kann der Magnet an die Schwebbahn herangefahren werden, nachdem sich das Pendeln beruhigt hat.

Eine Andockmöglichkeit am Fahrschienenträger-Unterflansch durch Magnetkissen wurde bereits zusammen mit der Dämpfung durch Reibelemente (Abschnitt 5.3.5.2) geschildert.

Anwendbarkeit: Haltestelle



### 5.3.10 Zwischenfazit zur sekundären Pendelbeeinflussung

In den vorangegangenen Abschnitten wurden zahlreiche technische Realisierungsmöglichkeiten für verschiedene physikalische Effekte zur sekundären Pendelbeeinflussung vorgestellt. Im nächsten Abschnitt soll eine Bewertung nur derjenigen Maßnahmen erfolgen,

- die das Pendeln durch technische Einrichtungen, nicht durch betrieblich-fahrdynamische Vorkehrungen reduzieren,
- bei denen eine echte Dissipation der Pendelenergie stattfindet, nicht eine rein mechanische Begrenzung,
- die untereinander Alternativen darstellen und weniger als Ergänzungen zueinander geeignet sind,
- bei denen eine ausreichende Wirksamkeit zu erwarten oder zumindest nicht auszuschließen ist.

Daher werden an dieser Stelle einige der vorgestellten Maßnahmen abschließend diskutiert und im Laufe der weiteren Bewertung nicht mehr behandelt, weil sie entweder ungeeignet sind oder der geschilderten Systematik nicht entsprechen. Letztere Maßnahmen sind gleichwohl zur Pendelbeeinflussung geeignet.

#### **Als sekundäre Maßnahme ungeeignet sind:**

- Externe hydraulische Dämpfung ohne Verfahrbarkeit der Dämpfer (Abschnitt 5.3.6.3): Der Aufwand zur Ertüchtigung der Strecke ist zu hoch, und an den am Kontakt beteiligten Bauteilen ist dauerhaft hoher Verschleiß zu erwarten.
- Dämpfung durch Rückstoßkräfte (Abschnitt 5.3.8): Der technische Aufwand am Fahrzeug ist hoch. Vor allem aber ist die Beeinträchtigung der Umwelt und insbesondere der Fahrgäste in den Haltestellen durch Luftstöße und Lärm nicht hinnehmbar.
- Wirbelstromdämpfung (Abschnitt 5.3.9.1): Die Relativgeschwindigkeiten zwischen Fahrzeug und Umgebung in  $y$ -Richtung sind zu gering. Eine Dämpfung bis zum Pendelstillstand ist nicht möglich.

#### **Folgende Maßnahmen werden empfohlen, wenngleich nicht weiter behandelt:**

- Tilgung durch Geschwindigkeitsreduktion in Gleisbögen (Abschnitt 5.3.3): Die Anwendung sollte auf möglichst wenige Fälle und geringe Geschwindigkeitsdifferenzen beschränkt bleiben, um die entstehenden Fahrzeitverluste zu begrenzen.
- Verbreiterung des Fahrschienenträger-Unterflansches und Ertüchtigung der Pendelanschläge am Fahrwerk (Abschnitt 5.3.4.1): Die Verbreiterung stellt eine wichtige Rückfallebene für die Haltestelleneinfahrt dar und ermöglicht den fahrerlosen Betrieb. Somit wird eines der Ziele aus Abschnitt 5.1.1 erreicht. Das Vorhanden-

sein der Rückfallebene hat aufwandsmindernde Wirkung auf die sicherheitstechnische Auslegung weiterer Maßnahmen.

- Überwachtes Auspendeln (Abschnitt 5.3.2.): Empfohlen für den Einsatz vor der Haltestelleneinfahrt bei unzulässig großer Pendelamplitude zur Vermeidung von Stößen und Verschleiß bei der Berührung der Unterflansch-Verbreiterung.
- Interne hydraulische oder Reibungs-Dämpfung der Relativbewegung zwischen Drehgestellrahmen und Wagenkasten (Abschnitte 5.3.5.1 und 5.3.6.1): geringer Aufwand, begrenzter zusätzlicher Nutzen in Streckenbereichen mit dynamischer Beanspruchung.

#### Optionale Maßnahme:

- Aktives Andocken, mechanisch-formschlüssig oder magnetisch-kraftschlüssig (Abschnitte 5.3.4.3 und 5.3.9.3): als Zusatzeinrichtung geeignet; erfordert vorgelagerte Maßnahmen zur Pendelberuhigung, sonst zu großer Zeitverlust. Die Lösung erleichtert den Zustieg von Rollstuhlfahrern beträchtlich.

Somit verbleiben zur weiteren Bewertung (**Tabelle 10**):

Maßnahme	Ort der Wirksamkeit			nach Abschnitt
	Strecke	Haltestelleneinfahrt	Haltestelle	
Hydraulische Dämpfung, Fahrzeug-Unterseite		X	X	5.3.4.2
Trockene Reibung am Fahrschienenenträger-Unterflansch			X	5.3.5.2
Trockene Reibung, Fahrzeugunterseite			X	5.3.5.3
Korrespondierende Flüssigkeitstanks	X	X	X	5.3.6.2
Hydraulische Dämpfung, heranfahrbar bei der Haltestelleneinfahrt		X	X	5.3.6.3
Hydraulische Dämpfung, heranfahrbar in der Haltestelle			X	5.3.6.3
Sekundärpendel	X	X	X	5.3.7.1
Unwuchtmassen	X	X	X	5.3.7.2
Kreiselmomente	X	X	X	5.3.7.3
Linearmotor im Bereich des Fahrschienenenträger-Unterflansches	X	X	X	5.3.9.2
Linearmotor an Fahrzeug-Unterseite			X	5.3.9.2

**Tabelle 10: Zu bewertende sekundäre Maßnahmen der Pendelbeeinflussung**

### 5.3.11 Bewertung der Lösungen für sekundäre Maßnahmen

#### 5.3.11.1 Vorgehen

Für die ausgewählten Lösungen wird eine *Nutzwertanalyse* [37],[38] durchgeführt. Jede Lösung wird mit einer Wertigkeit  $W$  zwischen 0 und 1 bewertet.

Zuerst wird eine Reihe von  $m$  zu bewertenden Eigenschaften aufgestellt. Jede Eigenschaft  $x$  einer Lösung wird mit einer Punktzahl  $p_x$  zwischen 0 und  $p_{\max} = 10$  bewertet. Die einzelnen Punktzahlen haben dabei folgende Bedeutung (**Tabelle 11**):

Punktzahl $p$	Bedeutung
0	absolut unbrauchbare Lösung
1	sehr mangelhafte Lösung
2	schwache Lösung
3	tragbare Lösung
4	ausreichende Lösung
5	befriedigende Lösung
6	gute Lösung mit geringen Mängeln
7	gute Lösung
8	sehr gute Lösung
9	über die Zielvorstellung hinausgehende Lösung
10	Ideallösung

**Tabelle 11: Bedeutung der Punktzahlen der Nutzwertanalyse [37]**

Die Eigenschaften  $x$  werden in  $n$  Stufen durch Faktoren  $g_1$  bis  $g_n$  in ihrer Bedeutung gewichtet.

$$g_x = g_1 \cdot g_2 \cdot \dots \cdot g_n \quad (54)$$

Die Summe aller Gewichtungsfaktoren  $g_x$  ist 1. Aus den Punktzahlen und den Gewichtungsfaktoren der Eigenschaften  $x_1$  bis  $x_m$  wird die Wertigkeit der Lösung nach folgender Formel berechnet:

$$W = \frac{g_{x1} \cdot p_{x1} + g_{x2} \cdot p_{x2} + \dots + g_{xm} \cdot p_{xm}}{p_{\max}} \quad (55)$$

Bei der geschilderten Vorgehensweise können beabsichtigterweise keine Ausschlusskriterien auftreten. Ungeeignete Lösungen sind schon vorher ausgeschlossen worden.

Angesichts der vorliegenden Aufgabe ist es zweckmäßig, für die Bereiche der freien Strecke und der Haltestelle zwei getrennte Analysen durchzuführen, da einige Lösungen prinzipiell nicht für die freie Strecke geeignet sind und eine zusammenfassende

Betrachtung das Bewertungsergebnis verzerren würde. Bereits in der Haltestelleneinfahrt wirksame Systeme werden bei dieser Aufteilung der Rubrik Haltestelle zugeordnet, da sie im Rahmen des gewählten Lösungskonzepts primär frühzeitigen Einfluss auf die Pendelamplitude des später in der Haltestelle stehenden Fahrzeugs nehmen.

### 5.3.11.2 Nutzwertanalyse für sekundäre Maßnahmen auf freier Strecke

Es werden folgende Lösungen untersucht:

- Korrespondierende Flüssigkeitstanks
- Sekundärpendel
- Unwuchtmassen
- Kreismomente
- Linearmotor im Bereich des Fahrschienenträger-Unterflansches

Die Lösungen werden bezüglich folgender Eigenschaften bewertet:

*Für die Fahrgäste spürbare Querbesehleunigung:* Zur Dämpfung einer bestehenden Pendelbewegung ist eine gewisse Kraft und somit Besehleunigung in y-Richtung unerlässlich. Es kann jedoch unterschieden werden zwischen solchen Lösungen, die schwellende oder schwingende Kräfte und somit höhere Kraftspitzen aufweisen und solchen, die ein gleichmäßiges Kraftniveau und somit geringere Kraftmaxima verwenden.

*Erschütterungen, Rucke:* Erschütterungen und Rucke werden als besonders unangenehm empfunden. Sie bestimmen den Fahrkomfort mindestens so stark wie die Besehleunigungen selbst.

*Reduzierung der Unterflansch-Berührungen:* Diese Eigenschaft stellt eines der technischen Hauptziele der Pendelbeeinflussung dar. Unterflansch-Berührungen treten bei hohen Geschwindigkeiten in engen Gleisbögen durch die der quasistatischen Auslenkung überlagerte Pendelamplitude auf.

*Physikalische Nebenwirkungen:* Einige Lösungen weisen neben ihrer beabsichtigten Wirkung weitere, teilweise unerwünschte Effekte auf.

*Einfaches Funktionsprinzip:* Ein einfaches Funktionsprinzip bildet die Grundlage für die einfache und zuverlässige Ausgestaltung der technischen Lösung und stellt somit an sich bereits ein Bewertungskriterium dar.

*Entwicklungs- und Bauaufwand:* Der zu treibende Aufwand ist ein entscheidendes Kriterium für die Machbarkeit einer Lösung.

*Wartungsaufwand und Verschleiß:* Von Bedeutung ist auch die ökonomische Beherrschung der technischen Einrichtung im Laufe ihrer Lebensdauer.

*Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung:* Eine geringe Empfindlichkeit gegen die genannten Einflüsse bildet einen Gewinn an Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit.

*Ungehinderte Haltestelleneinfahrt:* Es wird eine Einschätzung darüber gegeben, ob die Maßnahmen entlang der Fahrstrecke einen entscheidenden Beitrag zum ungehinderten Einfahren in die Haltestelle leisten können. Hierbei handelt es sich ebenfalls um eines der Hauptziele.

### Gewichtungsfaktoren für die freie Strecke

**Tabelle 12** zeigt die Entwicklung der Gewichtungsfaktoren unter vorgelagerter Bildung von vier Gruppenzielen: Fahrgastziele, technische, wirtschaftliche und betriebliche Ziele. Die vorgenommenen Gewichtungen beruhen auf Einschätzungen.

Sekundäre Pendelbeeinflussung auf der Strecke 1,0	Gruppenziel und $g_1$	Bewertete Eigenschaft	$g_2$	Gewichtungsfaktor $g_{12}$
	Fahrgastziel: Komfort des Dämpfungsvorgangs 0,3	Spürbare Querbeschleunigung	0,4	0,12
		Erschütterungen, Rucke	0,6	0,18
	Technische Ziele 0,3	Reduzierung der Unterflansch-Berührungen	0,3	0,09
		Physikalische Nebenwirkungen	0,4	0,12
		Einfaches Funktionsprinzip	0,3	0,09
	Wirtschaftliche Ziele 0,2	Entwicklungs- und Bauaufwand	0,6	0,12
		Wartungsaufwand und Verschleiß	0,4	0,08
	Betriebliche Ziele 0,2	Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung	0,3	0,06
		Ungehinderte Haltestelleneinfahrt	0,7	0,14
Summe:			1	

**Tabelle 12: Gewichtungsfaktoren für die Nutzwertanalyse, freie Strecke**

### Nutzwertanalyse für die freie Strecke

Mit den ermittelten Gewichtungsfaktoren kann nun die Nutzwertanalyse durchgeführt werden. Da keine konkret beurteilbaren Entwürfe vorliegen, muss sich die Analyse notwendigerweise auf allgemein gültige Aspekte beschränken. Auch können an dieser Stelle nicht alle Bewertungen begründet werden, doch auf einige signifikante oder erklärungsbedürftige wird eingegangen. Die Bewertung unbrauchbar wird nicht vergeben, da die betreffenden Lösungen bereits zuvor ausgeschlossen worden sind. Die Ergebnisse sind in **Tabelle 13** dargestellt.

*Für die Fahrgäste spürbare Querschleunigung sowie Erschütterungen, Rucke:* Alle Lösungen verwenden vom Prinzip her stetige, schwellende bzw. schwingende Beschleunigungsverläufe und erzeugen somit nur geringe Rucke und keine Erschütterungen. Kreiselmomente und Linearmotoren können als aktive Systeme aber schnell auf äußere Einflüsse ausgeregelt werden, daher ist hier mit geringfügig höherer Häufigkeit von spürbaren Rucken zu rechnen.

*Reduzierung der Unterflansch-Berührungen:* Hier schneiden aktive, schnell wirksame Systeme mit hoher ausgeübter Querschleunigung gut ab, da sie die Eignung besitzen, bereits im Moment der Anregung oder unmittelbar danach Gegenkräfte auszuüben.

Bewertete Eigenschaft Technische Lösung	Spürbare Querschleunigung	Erschütterungen, Rucke	Reduzierung der Unterflansch-Berührungen	Physikalische Nebenwirkungen	Einfaches Funktionsprinzip	Entwicklungs- und Bauaufwand	Wartungsaufwand und Verschleiß	Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung	Ungehinderte Haltestelleneinfahrt	Ergebnis: Wertigkeit $W$
	Gewichtungsfaktor $g_{12}$	0,12	0,18	0,09	0,12	0,09	0,12	0,08	0,06	
Korrespondierende Flüssigkeitstanks	6	8	3	4	3	3	8	9	5	<b>0,54</b>
Sekundärpendel	6	8	3	4	6	6	7	10	5	<b>0,60</b>
Unwuchtmassen	6	8	3	3	5	7	8	10	6	<b>0,62</b>
Kreiselmomente	6	7	7	6	3	4	8	10	8	<b>0,64</b>
Linearmotor im Unterflanschbereich	6	7	5	8	6	3	6	8	5	<b>0,60</b>

**Tabelle 13: Nutzwertanalyse für sekundäre Maßnahmen auf freier Strecke**

*Physikalische Nebenwirkungen:* Bei den passiven Systemen Flüssigkeitstank und Sekundärpendel müssen Wirkungen zur Unzeit verhindert werden. Unwuchtmassen müssen nach der Pendelberuhigung unbedingt unwirksam sein, sonst stellen sie selbst eine Resonanzanregung dar. Kreiselmomente werden auch um die Fahrzeugquerachse erzeugt und führen zu freilich nicht großen Radentlastungen. Linearmotoren führen zu einer Erwärmung des Unterflansches und bringen Magnetfelder mit sich, sind aber ansonsten rückwirkungsfrei.

*Einfaches Funktionsprinzip:* Hier gehen neben dem reinen Wirkungsprinzip auch Fragen des Regelungsaufwands und der Vielfalt der technischen Einzelaufgaben ein.

*Entwicklungs- und Bauaufwand:* Sekundärpendel und Unwuchtmassen sind aus der Mechanik bekannte und gut berechenbare Lösungen, daher ist der Entwicklungsaufwand begrenzt. Flüssigkeitstanks, Kreiselmomente und Linearmotoren stellen dagegen für den Anwendungsfall eher Experimente dar. Bei den Flüssigkeitstanks sind zusätzlich Fragen der Dichtigkeit und Korrosionsfestigkeit zu klären, und bei den Linearmotoren besteht die Forderung nach einem geringen, möglichst konstanten Luftspalt. Daher schneiden die beiden letztgenannten Lösungen etwas schlechter ab als die Kreiselmomente.

*Wartungsaufwand und Verschleiß:* Hier schneiden alle Systeme recht gut ab. Der Linearmotor als einziges externes System ist den Witterungseinflüssen ausgesetzt, daher ist hier mehr Wartungsaufwand als bei den anderen Systemen zu erwarten, zumal evtl. zusätzlich eine geregelte Hubeinrichtung instand zu halten ist. Beim Sekundärpendel beruht die Energiedissipation auf Reibung, daher ist auch hier regelmäßige Wartung erforderlich. Die anderen Lösungen stellen geschlossene Systeme dar, deren Wartungsaufwand gering eingeschätzt wird.

*Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung:* Alle Lösungen sind unempfindlich, wobei die geschlossenen Systeme besonders hervorragend bewertet werden. Eine minimale Einschränkung wird bei den Flüssigkeitstanks gemacht, die mutwilliger Beschädigung mit dem Ziel ausgesetzt sein könnten, die Flüssigkeit auslaufen zu lassen.

*Ungehinderte Haltestelleneinfahrt:* Kreiselmomente können – zumindest in der untersuchten Dimensionierung - gegenüber den Unwuchtmassen bei gleicher mitzuführender Masse höhere pendeldämpfende Momente ausüben. Sekundärpendel benötigen verhältnismäßig viel Zeit, um ein Pendeln abzubauen, wenn nicht allzu große Massen mitgeführt werden sollen. Von Linearmotoren ist bei geeigneter Dimensionierung zwar keine große, aber doch eine spürbare Wirkung zu erwarten. Für die Flüssigkeitstanks kann noch keine konkrete Einschätzung getroffen werden, daher wird eine mittlere Bewertung gegeben.

### 5.3.11.3 Nutzwertanalyse für sekundäre Maßnahmen in der Haltestelle

In gleicher Weise wird auch für die Maßnahmen in der Haltestelle verfahren. Bei dieser Untersuchung werden alle in **Tabelle 10** aufgelisteten Lösungen bewertet.

Bei der Liste der zu bewertenden Eigenschaften entfallen die für die freie Strecke typischen Punkte *Reduzierung der Unterflansch-Berührungen* und *Ungehinderte Haltestelleneinfahrt*. Die Fahrgastziele werden weiter untergliedert in die drei Gruppen (Einzelziele) *Komfort des Dämpfungsvorgangs*, *zusätzlicher Zeitbedarf für die Dämpfungsmaßnahme* (bildet zugleich eine zu bewertende Eigenschaft) sowie *Komfort und Zeitbedarf des Fahrgastwechsels*. Folgende Eigenschaften treten neu hinzu:

*Zusätzlicher Zeitbedarf durch die Dämpfungsmaßnahme:* Lösungen, bei denen die Pendeldämpfung zu Fahrzeitverlängerungen führt, sind weniger attraktiv.

*Trittsicherheit, Verletzungsgefahr:* Wenn die Pendelberuhigung schnell erfolgt und die Bahn in der Haltestelle weiterhin pendelruhig gehalten werden kann, erfolgt in diesem Punkt eine hohe Bewertung.

*Zustieg von Rollstuhlfahrern:* Für den Zustieg von Rollstuhlfahrern ist neben der raschen Pendeldämpfung auch ein Festhalten des Zuges in einer definierten Position wichtig. Dies kann durch zusätzliche Andockeinrichtungen geschehen, aber einige hier bewertete Lösungen tragen ebenfalls dazu bei.

*Ungehinderte Haltestellendurchfahrt:* Im Hinblick auf Dienst- und Sonderfahrten ist es wichtig, dass Züge die Haltestelle ungehindert und ohne Halt passieren können. Je weiter diese Möglichkeit eingeschränkt wird, desto geringer fällt die Bewertung hier aus.

*Schutzraum unterhalb des Fahrzeugs:* Für den Sicherheitsaspekt eines fahrerlosen Betriebes ist es vorteilhaft, wenn der Raum zwischen der Fahrzeugunterseite und dem Haltestellenboden frei bleibt und auf diese Weise ein Schutzraum vorhanden ist, der ein schädigungsfreies Überfahren von in den Lichtraum gestürzten Fahrgästen ermöglicht.

### **Gewichtungsfaktoren für den Haltestellenbereich**

**Tabelle 14** zeigt die Entwicklung der Gewichtungsfaktoren durch vorausgehende Bildung der Gruppen- und Einzelziele.

Während auf der freien Strecke die technischen und betrieblichen Belange im Vordergrund stehen, wird in der Haltestelle den Fahrgastzielen eine größere Bedeutung zugemessen.



Sekundäre Pendelbeeinflussung im Haltestellenbereich	1,0					
	Gruppenziel und $g_1$	Einzelziel $g_2$	Bewertete Eigenschaft $g_3$	$g_{123}$		
	Fahrgastziele 0,4	Komfort des Dämpfungsvorgangs 0,4	Spürbare Querschleunigung	0,4	0,064	
			Erschütterungen, Rucke	0,6	0,096	
		Zusätzlicher Zeitbedarf durch die Dämpfungsmaßnahme	0,2	- " -	1,0	0,08
		Komfort und Zeitbedarf des Fahrgastwechsels 0,4	Trittsicherheit, Verletzungsgefahr	0,5	0,08	
	Zustieg von Rollstuhlfahrern		0,5	0,08		
	Technische Ziele 0,2	Physikalische Nebenwirkungen	0,6	- " -	1,0	0,12
		Einfaches Funktionsprinzip	0,4	- " -	1,0	0,08
	Wirtschaftl. Ziele 0,2	Entwicklungs- und Bauaufwand	0,6	- " -	1,0	0,12
Wartungsaufwand und Verschleiß		0,4	- " -	1,0	0,08	
Betriebliche Ziele 0,2	Ungehinderte Haltestellendurchfahrt	0,5	- " -	1,0	0,1	
	Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung	0,2	- " -	1,0	0,04	
	Schutzraum unterhalb des Fahrzeugs	0,3	- " -	1,0	0,06	
Summe:				1		

Tabelle 14: Gewichtungsfaktoren für die Nutzwertanalyse, Haltestelle

### Nutzwertanalyse für den Haltestellenbereich

Mit den ermittelten Gewichtungsfaktoren kann nunmehr auch die Nutzwertanalyse für die Haltestelle durchgeführt werden. Da hier ebenfalls keine konkret beurteilbaren Entwürfe vorliegen, bleibt die Analyse auf allgemeine Aspekte beschränkt. Wiederum wird für signifikante oder erklärungsbedürftige Bewertungen eine Erläuterung hinzugefügt. Soweit aus der Analyse für die freie Strecke bereits Bewertungen vorliegen, werden diese übernommen. Eine Ausnahme davon bilden die physikalischen Nebenwirkungen, die beim stehenden Fahrzeug anders sein können als beim fahrenden. Die Ergebnisse sind in **Tabelle 15** dargestellt.

*Für die Fahrgäste spürbare Querschleunigung:* Wenn eine Lösung das Pendeln zielführend dämpfen soll, ist ein gewisses Beschleunigungsniveau unerlässlich. Daher kann in dieser Rubrik keine Idealbewertung vorkommen. Die Lösungen, die schwellende bzw. schwingende Beschleunigungsverläufe verwenden, benötigen für die gleiche Dämpfungswirkung höhere Kraftspitzen und werden deshalb mit gerin-

gerer Punktzahl bewertet als die Systeme mit trockener Reibung, die konstante Kräfte verwenden.

Bewertete Eigenschaft Technische Lösung	Spürbare Querbeschleunigung	Erschütterungen, Rucke	Zusätzl. Zeitbedarf durch Dämpfung	Trittsicherheit, Verletzungsgefahr	Zustieg von Rollstuhlfahrern	Physikalische Nebenwirkungen	Einfaches Funktionsprinzip	Entwicklungs- und Bauaufwand	Wartungsaufwand und Verschleiß	Ungehinderte Haltestellendurchfahrt	Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung	Schutzraum unterhalb des Fahrzeugs	Ergebnis: Wertigkeit W
	Gewichtungsfaktor $g_{123}$	0,06	0,10	0,08	0,08	0,08	0,12	0,08	0,12	0,08	0,10	0,04	
Hydraulische Dämpfung, Fahrzeug-Unterseite	6	7	2	8	7	10	6	1	5	2	4	1	<b>0,50</b>
Trockene Reibung, Schienenträger-Unterflansch	9	4	8	9	10	8	8	5	4	10	5	10	<b>0,74</b>
Trockene Reibung, Fahrzeug-Unterseite	9	3	8	9	10	9	8	3	4	10	4	5	<b>0,69</b>
Korrespondierende Flüssigkeitstanks	6	8	10	4	4	6	3	3	8	10	9	10	<b>0,65</b>
Hydraulische Dämpfung, heranfahrbar, Haltestelleneinfahrt	6	8	10	9	8	10	8	4	4	10	6	10	<b>0,78</b>
Hydraulische Dämpfung, heranfahrbar, Haltestelle	6	8	8	7	6	10	8	6	6	10	9	10	<b>0,78</b>
Sekundärpendel	6	8	10	4	5	6	6	6	7	10	10	10	<b>0,72</b>
Unwuchtmassen	6	8	10	2	2	3	5	7	8	10	10	10	<b>0,65</b>
Kreiselmomente	6	7	10	6	6	8	3	4	8	10	10	10	<b>0,71</b>
Linearmotor im Unterflanschbereich	6	7	10	7	7	8	7	3	6	10	8	10	<b>0,73</b>
Linearmotor an der Fahrzeug-Unterseite	6	7	8	8	8	9	7	2	5	10	5	5	<b>0,68</b>

**Tabelle 15: Nutzwertanalyse für sekundäre Maßnahmen in der Haltestelle**

*Erschütterungen und Rucke:* Mit dieser Rubrik verhält es sich im Vergleich zur vorangegangenen umgekehrt. Hier besteht ein Zielkonflikt. Schwingende und schwelende Kräfte und erzeugen nur geringe Rucke und werden deshalb hoch bewertet. Da die aktiven Systeme Kreiselmomente und Linearmotoren schnell auf äußere Einflüsse ausgeregelt werden können, ist hier – wie oben bereits gesagt - mit geringfügig höherer Häufigkeit von spürbaren Rucken zu rechnen, so dass die Bewer-

tung geringfügig niedriger ausfällt. Für die Lösungen mit trockener Reibung ist die Bewertung nach Erschütterungen und Rucken ein deutlicher Schwachpunkt, da bei der Richtungsumkehr der Pendelbewegung sprunghafte Änderungen der Beschleunigung und somit starke Rucke auftreten. Bei gleichem Wirkungsprinzip unterhalb und oberhalb des Fahrzeugs schneidet die Lösung oberhalb jeweils besser ab, weil die Rucke durch die Federstufen des Fahrzeugs geglättet werden.

*Zusätzlicher Zeitbedarf durch die Dämpfungsmaßnahme:* Bei der hydraulischen Dämpfung an der Unterseite muss die Einfahrt in die Führungsschiene mit geringer Geschwindigkeit geschehen, damit keine unerträglichen Rucke auftreten. Die anderen Lösungen schneiden sehr gut ab, wobei zwischen den permanent wirkenden und den erst in der Haltestelle wirksam werdenden zu unterscheiden ist, bei denen evtl. durch eine Stellzeit die Türöffnung verzögert werden könnte.

*Trittsicherheit, Verletzungsgefahr:* Die Unwuchtmassen erhalten die geringste Punktzahl, da sie erst beschleunigt werden müssen, um eine Wirkung zu entfalten, und nicht geeignet sind, die Bahn dauerhaft in Ruhe zu halten. Die fahrzeuginternen passiven Systeme Flüssigkeitstanks und Sekundärpendel können ein Anregen des Pendelns durch den Fahrgastwechsel kaum verhindern, werden aber nach der Anregung sofort wirksam. Kreismomente können bei entsprechender Regelung sofort wirksam werden. Hydraulische Dämpfung am Unterflansch ist umso wirksamer, je eher sie einsetzt, aber sie kann das Pendeln nie bis zum Stillstand beruhigen. Systeme an der Fahrzeugunterseite wirken direkter als solche am Unterflansch, da keinerlei Federungsstufen des Fahrzeugs im Kraftfluss liegen. Linear motoren können bei entsprechender Regelung unverzüglich benötigte Ausgleichskräfte aufbringen. Mittels trockener Reibung können Haltekräfte erzeugt werden, so dass die Trittsicherheit optimal wird. Nur aktive Andockvorrichtungen können hier noch höher bewertet werden.

*Zustieg von Rollstuhlfahrern:* Die Bewertung fällt sehr ähnlich wie diejenige zu Trittsicherheit und Verletzungsgefahr aus. Da für den Zustieg von Rollstuhlfahrern das Festhalten des pendelberuhigten Fahrzeugs optimal ist, werden aber die Systeme mit trockener Reibung leicht auf- und diejenigen mit hydraulischer Dämpfung leicht abgewertet.

*Physikalische Nebenwirkungen:* Hydraulische Dämpfungen sind bezüglich der Nebenwirkungen als ideal zu betrachten. Bei den passiven Systemen Flüssigkeitstank und Sekundärpendel können in der Haltestelle geringe Nebenwirkungen durch Nachpendeln der Zusatzmassen auftreten. Unwuchtmassen müssen nach der Pendelberuhigung unbedingt unwirksam sein, sonst stellen sie selbst eine besonders in der Haltestelle unerwünschte Resonanzanregung dar. Die nicht in Auslenkung begriffenen Drehscheiben der Kreismoment-Lösung erzeugen kein Pendelmoment,

und die durch ein Restpendeln hervorgerufenen Radentlastungen sind minimal. Trockene Reibung führt zu um so stärkerer Erwärmung der Reaktionsflächen, je kleiner diese sind. Für Linearmotoren gilt dasselbe.

*Einfaches Funktionsprinzip:* Ein ganz einfaches Funktionsprinzip ist bei den untersuchten Lösungen nicht anzutreffen. Die Effekte trockene Reibung und hydraulische Dämpfung kommen dem aber sehr nahe, wobei die Kombination mit formschlüssiger Führung bei der Hydraulik an der Fahrzeugunterseite zu einer Abwertung führt. Die Bewertung der weiteren Lösungen wird aus der Analyse für die freie Strecke übertragen.

*Entwicklungs- und Bauaufwand:* Hydraulische Dämpfung an der Fahrzeugunterseite erfordert, dass die Leitschiene einige Meter vor der Haltestelle beginnt. Dies führt zu enormem Aufwand. Bei den Linearmotoren an der Fahrzeugunterseite kommen zu den Unwägbarkeiten der neuen Technologie noch der Aufwand der Ertüchtigung des Fahrzeugbodens als Reaktionsfläche, die Konstruktion von Anhebeeinrichtungen für die Linearmotoren in der Haltestelle und die Problematik der Einfederung des Fahrzeugs beim Fahrgastwechsel hinzu. Mit der trockenen Reibung an der Fahrzeugunterseite verhält es sich ähnlich, doch das Entwicklungsrisiko ist geringer. Hydraulische Dämpfung oberhalb des Fahrzeugs bereits bei der Haltestelleneinfahrt erfordert eine umfangreichere Ertüchtigung des Unterflansches und eine aufwendigere, verschleißbeständigere Konstruktion der Dämpfungsaktuatorik als die hydraulische Dämpfung in der Haltestelle. Für beide Lösungen sind hohe Dämpferkonstanten erforderlich, und die Dämpfer sind auf eng begrenztem Bau- raum unterzubringen. Für die Anwendung trockener Reibung muss der Fahrschienen- träger-Unterflansch als Reibpartner ertüchtigt werden, außerdem ist die Kon- struktion der aktiv höhenverfahrbaren Reibelemente am Fahrzeug erforderlich. Die Bewertung der weiteren Lösungen wird wiederum aus der Analyse für die freie Strecke übertragen.

*Wartungsaufwand und Verschleiß:* Bei hydraulischer Dämpfung oberhalb des Fahr- zeugs vor der Haltestelle ist Wartung der durch plötzliche Beschleunigungen stark beanspruchten Rollen und der Verstelleinrichtung erforderlich. Bei hydraulischer Dämpfung innerhalb der Haltestelle entfallen die Rollen, bei Dämpfung an der Un- terseite die Verstelleinrichtung. Beim Linearmotor unterhalb des Fahrzeugs ist im Vergleich zur Einrichtung oberhalb des Fahrzeugs ggf. zusätzlich die Hubeinrich- tung zu warten. Die Reibelemente verwenden den Verschleiß als Wirkungsprinzip. Daher ist ein Tausch der Reibbeläge gelegentlich erforderlich.

*Ungehinderte Haltestellendurchfahrt:* Hier sind zwei Extreme zu verzeichnen. Fast alle Systeme gestatten die ungehinderte Durchfahrt eines Zuges. Daher erhalten sie die Höchstpunktzahl. Bei der hydraulischen Dämpfung an der Fahrzeugunterseite

ist die Durchfahrt wegen zu vermeidender Erschütterungen dagegen nur mit geringer Geschwindigkeit möglich.

*Empfindlichkeit gegen Missbrauch, Vandalismus, Verschmutzung:* Die haltestellenseitigen Einrichtungen der hydraulischen Dämpfung und der trockenen Reibung an der Fahrzeugunterseite befinden sich nah am Aufenthaltsbereich der Fahrgäste und sind nach oben offen. Daher sind sie bezüglich Vandalismus und Verschmutzung besonders, wenn auch nicht übermäßig gefährdet. Die Linearmotoren an der Unterseite stehen etwas besser da, weil ihre Wirksamkeit durch Schmutz allein kaum beeinträchtigt wird. Hydraulische Dämpfung bei der Haltestelleneinfahrt ist Witte-rungseinflüssen ausgesetzt und daher anfälliger als die entsprechende Einrichtung in der Haltestelle, die sehr gut bewertet wird. Trockene Reibung am Unterflansch ist auf eine saubere Reibpaarung angewiesen und daher anfällig. Allerdings findet die Reibung an der Unterseite des Unterflansches und somit relativ geschützt statt. Weitere Bewertungen werden wiederum aus dem vorigen Abschnitt übernommen.

*Schutzraum unterhalb des Fahrzeugs:* Alle am Fahrschienen-träger-Unterflansch wirk-samen und alle fahrzeuginternen Lösungen stellen hier Ideallösungen dar. Lösun-gen an der Fahrzeugunterseite mit verfahrbaren Elementen, die evtl. auch am Fahr-zeug montiert sein können, werden mit einer mittleren Punktzahl bewertet. Die hydraulische Dämpfung nimmt dagegen permanent die gesamte Länge unterhalb des Fahrzeugs in Anspruch, so dass zum Schutz der Fahrgäste sogar Bahnsteigtü-ren erforderlich werden können.

#### 5.3.11.4 Fazit der Bewertung

Die Nutzwertanalyse hat eine einschätzende Bewertung der Systeme zur sekundä-ren Pendelbeeinflussung erbracht. Geringe nachträgliche Änderungen der Bewertung sind möglich, insbesondere bei differierender konstruktiver Ausgestaltung einer realen Lösung.

Sekundäre Pendeldämpfung auf freier Strecke geschieht zweckmäßigerweise durch Trägheitswirkungen. Die Lösung unter Anwendung von *Kreiselmomenten* liegt hier knapp vor dem System mit *Unwuchtmassen*. Die dritte Position wird durch die Lösun-gen *Sekundärpendel* und *Linearmotor am Fahrschienen-träger-Unterflansch* einge-nommen. Die Linearmotor-Lösung ist allerdings, wie auch die Kreiselmoment-Lösung, mit einem beträchtlichen Entwicklungsrisiko verbunden, während die Un-wuchtmassen und das Sekundärpendel technisch leichter beherrschbar erscheinen.

In der Haltestelle empfiehlt sich die *hydraulische Dämpfung oberhalb des Fahr-zeugs*, die mit erhöhtem Konstruktions- und Bauaufwand auch bereits bei der Halte-stelleneinfahrt wirksam werden kann und in dieser Ausprägung punktgleich mit der erstgenannten Lösung ist. Als drittbeste Lösung erscheint die *trockene Reibung am*

*Fahrschienträger-Unterflansch*, deren Bau- und Entwicklungsaufwand als mittel eingeschätzt wird. Die auch auf freier Strecke anwendbaren Systeme *Linearmotor am Unterflansch* und *Sekundärpendel* folgen auf den Positionen vier und fünf, dicht gefolgt von der Lösung mit *Kreiselmomenten*. Die Linearmotoren und die Kreiselmomente besitzen die bekannten Entwicklungsrisiken.

Soll in allen Bereichen nur ein einziges System eingesetzt werden, so kommen *Kreiselmomente*, *Linearmotoren oberhalb des Fahrzeugs* oder *Sekundärpendel* in Frage, da die Unwuchtmassen in der Haltestelle keine vergleichbar gute Bewertung erlangen.

## 5.4 Gesamtkonzept zur Beeinflussung des Pendelns der Wuppertaler Schwebebahn

### 5.4.1 Konzept zur Beeinflussung

Die Anwendung nur einer der Lösungen ist nicht zielführend. Vielmehr ist eine sinnvolle Kombination geboten. Nachfolgend werden zuerst diverse anwendbare Maßnahmen aufgezählt, bevor sie in Abschnitt 5.4.2 einer abschließenden Gewichtung unterzogen werden.

- *Primäre Pendelbeeinflussung*: Primäre Maßnahmen gegen das Pendeln sind im fahrerlosen Betrieb sinnvoll, denn sonst treten an kritischen Streckenpunkten regelmäßig große Pendelamplituden auf. Der Verzicht auf längs angeordnete Motoren kann hierzu einen bescheidenen Beitrag leisten. Da jedoch der fahrdynamische Verlauf der Fahrt die Haupteinflussgröße ist, muss einer pendelgünstigen Regelung des Geschwindigkeitsprofils der Fahrspiele der deutlich größere Wert zugemessen werden. Diese Maßnahme wird durch die automatische Abwicklung der Fahrspiele im fahrerlosen Betrieb begünstigt, so dass von einem weitgehend einheitlichen Verhalten der Fahrzeuge ausgegangen werden kann. Sie hat allerdings Fahrzeitverlängerungen zur Folge, denn in den allermeisten Fällen wird eine Reduzierung der Geschwindigkeit das Mittel der Wahl sein.

Trägheitswirkungen wie der Kreiseleffekt können zur Tilgung bzw. Dämpfung genutzt werden und bereits im Moment der Pendelanregung wirksam werden.

Prinzipielle Wirksamkeit kann auch von der Erhöhung der Pendeleigenfrequenz neuer Fahrzeuge und von der Verlängerung kritischer Übergangsbögen erwartet werden.

- Bisher treten im Bereich der Haltestelleneinfahrt nur selten größere als die in der Haltestelle zulässigen Pendelamplituden auf. Dies wird auch durch die umsichtige Fahrweise der Fahrer erreicht. Daher ist zukünftig eine *technisch bewirkte sekun-*

*däre Reduzierung der Pendelamplituden auf der freien Strecke* geboten. Dies kann noch im Gleisbogen durch die fahrdynamische Maßnahme der möglichst gegenphasig wirkenden Absenkung der Geschwindigkeit geschehen, wodurch sowohl auf die Amplitude als auch auf die quasistatische Auslenkung Einfluss genommen wird.

Da jedoch Fahrzeitverlängerungen gering gehalten werden sollen und auch bei Anwendung der vorgenannten Maßnahme hohe Amplituden nach der Bogenausfahrt auftreten, sind weitere sekundäre Maßnahmen ratsam. Hier sind in erster Linie Lösungen unter Anwendung von Massenträgheiten zu nennen, insbesondere Kreiselmomente und Unwuchtmassen. Durch sie wird die Pendelbewegung über mehrere Perioden hinweg kontinuierlich gedämpft. Deshalb kann auf die Erzeugung hoher, eher für schnelle, punktuelle Eingriffe erforderlicher Kräfte verzichtet werden. Statt dessen können kleinere, für die Fahrgäste komfortablere Kräfte eingesetzt werden.

- *Interne Dämpfung* zwischen Wagenkasten und Drehgestellrahmen durch hydraulische Dämpfer oder trockene Reibung wirkt nur dort, wo eine Relativbewegung zwischen den Baugruppen vorliegt, also in Bereichen dynamischer Beanspruchung, beispielsweise in den Übergangsbögen. Daher ist sie nur begrenzt effizient und sollte nur in konstruktiv einfacher Weise realisiert werden. Die Erzeugung weiterer Relativbewegungen ist durch Sekundärpendel oder korrespondierende Flüssigkeitstanks möglich.
- *Trichterförmige Verbreiterung des Fahrschienenträger-Unterflansches* zur formschlüssigen Begrenzung des Pendelwinkels auf den in der jeweiligen Haltestelle zulässigen Winkel in Verbindung mit den fahrzeugseitigen Pendelanschlägen. Die Verbreiterung dient vor allem als Rückfallebene der Pendelbeeinflussung. Durch die formschlüssige Begrenzung sind an die Überwachung des Pendelwinkels und an Dämpfungsmaßnahmen auf der Strecke geringere Anforderungen zu stellen.
- *Verbesserung der Gleiteigenschaften* zwischen Unterflansch und den Pendelanschlägen des Fahrwerks zur Verschleißreduzierung nach Abschnitt 5.3.4.1.
- *Überwachung des Pendelwinkels* und ggf. Abbremsen vor der Haltestelle zum Abwarten des Auspendelns. Ein diesbezügliches Konzept wird in Abschnitt 5.4.3 geschildert. Die Überwachung dient zur Verschleißminderung des Unterflansches und der Pendelanschläge und führt dadurch zusätzlich zur Fahrkomforterhöhung. Wegen des verbreiterten Unterflansches als Rückfallebene braucht das Kriterium zum Abbremsen nicht maximal zur sicheren Seite hin ausgelegt zu sein.

Des Weiteren ist die Messung des Pendelwinkels erforderlich, wenn die Aktivierung einer Einrichtung zur Pendelbeeinflussung zustandsabhängig erfolgen soll.

- *Dämpfung des Pendelns in der Haltestelle oder bei der Haltestelleneinfahrt* als sekundäre Maßnahme zur Steigerung des Komforts und der Sicherheit des Fahrgastwechsels. Innerhalb der Haltestellen treten nur selten große Pendelamplituden im Bereich von  $5^\circ$  bis  $8^\circ$  auf. Die Amplituden sind normalerweise kleiner. Daher wird das Aufbringen verhältnismäßig geringer Kräfte in den allermeisten Fällen zur Pendelberuhigung ausreichen. Das Pendeln kann damit in der Regel innerhalb kurzer Zeit vollständig oder nahezu vollständig unterdrückt werden. Dazu werden folgende technische Lösungen favorisiert:
  - Energieabsorption durch eine gedämpfte Rollenführung des Fahrwerksrahmens am Fahrschienenenträger-Unterflansch in Verbindung mit der trichterförmigen Unterflansch-Erweiterung und der Montage seitlicher Laufflächen. Diese Lösung kann bereits bei der Einfahrt in die Haltestelle wirksam werden, wenn der Unterflansch auch dort ertüchtigt wird.
  - Energieabsorption durch fahrzeugseitige Reibelemente, die gegen den Fahrschienenenträger-Unterflansch wirken. Diese Lösung ist ausschließlich für die Dämpfung des bereits in der Haltestelle stehenden Fahrzeugs vorzusehen.
- Optional kann eine *Andockeinrichtung* auf das pendelberuhigte Fahrzeug wirken. Sie verhindert eine erneute Pendelanregung durch den Fahrgastwechsel, erhöht die Trittsicherheit und erleichtert den Zustieg von Rollstuhlfahrern.

#### 5.4.2 Gewichtung der Maßnahmen

1. Auf die Entwicklung primärer Maßnahmen sollte großes Gewicht gelegt werden, denn durch sie wird bereits der Entstehung von Pendelschwingungen entgegengewirkt und somit auch der erforderliche Umfang sekundärer Maßnahmen reduziert.
2. Die trichterförmige Verbreiterung des Fahrschienenenträger-Unterflansches im Haltestellenbereich in Verbindung mit der Weiterentwicklung der Pendelanschläge an den Fahrwerken bezüglich der Verschleißanfälligkeit stellt eine wichtige Rückfallebene für den fahrerlosen Betrieb dar und sollte auf jeden Fall vorhanden sein.
3. Sekundäre Dämpfung auf der freien Strecke gestattet den Abbau von Pendelbewegungen innerhalb größerer Zeiträume mit kleineren Kräften und sollte daher möglichst eingesetzt werden.
4. Eine Überwachung des Pendelns mit Abbremsmöglichkeit vor der Haltestelle ist um so weniger erforderlich, je effizienter die primären und sekundären Maßnahmen auf der Strecke arbeiten. Da diesbezüglich aber noch keine Erfahrungen vorliegen, wird die Überwachung empfohlen.



5. Interne Dämpfung ist eine Maßnahme mit niedrigerer Priorität, die ergänzend eingesetzt werden kann, aber nur mit wirtschaftlich und technisch geringem Aufwand verwirklicht werden sollte.
6. Die Maßnahmen innerhalb der Haltestelle nehmen eine Sonderstellung ein, da sie dem Fahrgastkomfort dienen und nicht der Lösung des technischen Problems der Einfahrt in die Haltestelle. Während für den normalen Fahrgastwechsel bereits eine *Dämpfung des Pendelns in der Haltestelle* völlig ausreichende Verbesserungen bringt, kann eine ergänzende *Andockeinrichtung* zur weiteren Zustiegserleichterung für Rollstuhlfahrer beitragen. Dies gilt insbesondere dann, wenn zur Pendeldämpfung Systeme eingesetzt werden, die das Fahrzeug nicht in einer erreichten Ruhestellung festhalten können.

### 5.4.3 Vorgehen zur Pendelüberwachung außerhalb der Haltestellen

Nachfolgend wird ein Konzept zur Pendelüberwachung außerhalb der Haltestellen skizziert.

- Der freie Pendelwinkel der nächsten Haltestelle muss auf dem Fahrzeug bekannt sein.
- Der aus der normalen Fahrdynamik resultierende Pendelwinkel (quasistatische Auslenkung) bei Fahrt mit der aktuellen Geschwindigkeit muss für den aktuellen Ort und alle Orte berechenbar und auf dem Fahrzeug bekannt sein.
- Während der Fahrt erfolgt eine ständige Messung des aktuellen Pendelwinkels bzw. der Abweichung zur quasistatischen Auslenkung am aktuellen Ort.
- Eine Prognose der nächsten Pendelamplitude wird durch noch zu entwickelnde Algorithmen permanent erstellt.
- Es wird ein Gefahrenpunkt vor der Haltestelle definiert, auf den hin ggf. eine Bremsung zum Abwarten der Beruhigung des Pendelns erfolgt. Mit einer automatisch ausgelösten Bremsung wird reagiert, wenn zu erwarten ist, dass die Haltestelle nicht mit einem ausreichend kleinen Pendelwinkel erreicht wird. Bedingungen hierfür können sein:
  1. Die vorangegangene Pendelamplitude oder
  2. der aktuelle Pendelwinkel, abzüglich der quasistatischen Auslenkung, oder
  3. die Prognose einer der nächsten Pendelamplituden,ist größer als der zulässige Winkel der nächsten Haltestelle.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Als Einschienen-Hängebahn kann die Wuppertaler Schwebbahn auf freier Strecke innerhalb des durch seitliche Anschläge am Fahrwerksrahmen begrenzten Winkelbereichs von  $\pm 15^\circ$  frei um die Schienenachse pendeln. Dieser Winkelbereich entspricht auch dem auf der Strecke vorhandenen Lichtraumprofil. In den Haltestellen liegt dagegen ein geringerer zulässiger Pendelwinkel vor. Heute wird die Einhaltung des geringeren Winkels durch die Fahrer überwacht. Für einen zukünftigen fahrerlosen Betrieb müssen entsprechende technische Vorkehrungen getroffen werden.

Als Grundlage für die Entwicklung von Maßnahmen gegen das Pendeln ist die Kenntnis der Ursachen von großer Bedeutung. Als hauptsächlicher Anregungsmechanismus wurde neben Drehträgheitswirkungen der rotierenden Massen des längs angeordneten Antriebs und stochastisch verteilten Einwirkungen die Anregung durch das Befahren der Übergangsbögen ermittelt.

Es wurden drei Rechenmodelle zur Simulation der Bogenfahrten entwickelt. Mit einem Mehrkörperdynamik-Programm zur numerischen Integration der Bewegungsgleichungen wurde ein 19-Massen-Modell der Schwebbahn mit Abbildung des Rad-Schiene-Kontakts erstellt. Numerische Probleme führten zu einem weiteren Modell, in dem die Rad-Schiene-Kontakte durch Kugelgelenke ersetzt wurden, die ihrerseits einen Freiheitsgrad in Schienenrichtung besitzen.

Ein drittes Rechenmodell auf der Basis eines linearen Einmassenpendels (LEP) wurde für die vereinfachte, analytische Berechnung des Fahrzeuglaufs von Einschienen-Hängebahnen durch klothoidenförmige Übergangsbögen mit konstanter Geschwindigkeit erzeugt. Mit diesem Modell sind umfangreiche Betrachtungen innerhalb kurzer Zeit möglich. Zwischen den drei Modellen wurde ein Vergleich durchgeführt. Das LEP schätzt die Auswirkungen der Bogenfahrt im Vergleich zum Mehrkörpermodell mit Rad-Schiene-Kontakt zur sicheren Seite ab.

Zur weiteren Verifizierung des LEP wurden auf Versuchsfahrten mit einem Schwebbahnfahrzeug Messungen der Pendelbewegung durchgeführt. Im Grundsatz wurde die konservative Abschätzung des Pendelverhaltens durch das LEP bestätigt. Das Pendelverhalten der Bahn streut in der Realität jedoch stark, was insbesondere auf den Einfluss von Amplitude und Phasenlage der am Beginn des Übergangsbogens vorliegenden Pendelbewegung zurückzuführen ist.

In einer umfangreichen rechnerischen Parametervariation mit dem LEP wurden die Auswirkungen des Zusammenspiels von Amplitude, Phasenlage, Geschwindigkeit, Bogenradius und Übergangsbogenlänge dargestellt.

Im zweiten Hauptteil der vorliegenden Arbeit wurden die Anforderungen an eine technische Beeinflussung des Pendelns bei der Wuppertaler Schwebbahn erarbeitet. Sie soll zur Sicherung des Einhaltens des Lichttraumprofils bei fahrerlosem Betrieb und zur Komfortsteigerung des Fahrgastwechsels in den Haltestellen dienen. Hierbei ist zwischen der erwünschten quasistatischen Auslenkung in den Gleisbögen und der zu reduzierenden Pendel-Eigenbewegung des Fahrzeugs zu unterscheiden. Für die Bereiche der freien Strecke, der Haltestelleneinfahrt und der Haltestelle wurden zahlreiche Systeme zur primären und sekundären Beeinflussung des Pendelns vorgestellt. Primäre Maßnahmen wirken dem Entstehen von Pendelbewegungen entgegen, und sekundäre Maßnahmen dämpfen oder begrenzen ein bereits vorhandenes Pendeln.

Die Systeme zur sekundären Beeinflussung wurden in einer Nutzwertanalyse einer Bewertung nach fahrgast-, technik-, betriebs- und ökonomiebezogenen Kriterien unterzogen.

Auf der Basis der Untersuchungen wird folgender Maßnahmenkatalog vorgeschlagen:

- Pendelgünstige Regelung des Geschwindigkeitsprofils der Fahrspiele und weitere primäre Maßnahmen zur Pendelbeeinflussung.
- Pendeldämpfende sekundäre Maßnahmen auf freier Strecke, insbesondere durch aktive Anwendung von Massenträgheitseffekten.
- Trichterförmige Verbreiterung des Fahrschienträger-Unterflansches vor und in den Haltestellen zur formschlüssigen Begrenzung des Pendelwinkels. Der verbreiterte Unterflansch dient gleichzeitig als Rückfallebene für andere Maßnahmen zur Pendelbeeinflussung.
- Verbesserung der Gleiteigenschaften zwischen dem Unterflansch und den Pendelanschlüssen des Fahrwerks zur Verschleißreduzierung durch Veränderungen an Form, Material und Oberflächenbeschaffenheit.
- Überwachung und Auswertung des Pendelwinkels während der Fahrt und ggf. Abbremsen vor der Haltestelle zum Abwarten der Pendelberuhigung.
- Assistierende interne Dämpfung der Relativbewegungen zwischen Wagenkasten und Drehgestellrahmen.
- Dämpfung des Pendelns innerhalb der Haltestelle zur Komfortsteigerung des Fahrgastwechsels und bei Bedarf zusätzliche Installation einer Andockeinrichtung zur Erleichterung des Zustiegs von Rollstuhlfahrern.

Mit der vorgeschlagenen Maßnahmenkombination ist in der großen Mehrzahl der Fälle eine zufriedenstellende Reduzierung der Pendelbewegung erreichbar. Das Pendeln der Fahrzeuge in den Haltestellen kann meistens innerhalb kurzer Zeit bis zum Stillstand beruhigt werden.

### **Ausblick:**

Bevor eine umfassende Beeinflussung der Pendelbewegung möglich wird, sind noch einige offene Themenbereiche zu bearbeiten.

Eine höhere Pendel-Eigenfrequenz neuer Fahrzeuge kann zur Entschärfung der Situation beitragen, doch die Verbesserung kann nur geringe Wirkung haben. Für den Idealfall müsste die Eigenfrequenz etwa verdoppelt werden, so dass ein 30 m langer Übergangsbogen mit der Geschwindigkeit 60 km/h innerhalb der Periodendauer  $T_0$  durchfahren würde. Eine solche Anhebung der Eigenfrequenz ist jedoch unrealistisch. Daher sollte eine Verlängerung der kritischen Übergangsbögen der Strecke vorgenommen werden, wo und wann immer dies möglich ist. Hierdurch kann die größte primäre Wirkung erzielt werden.

Da sich diese Maßnahme aber nicht in allen Fällen realisieren lässt, sind die Möglichkeiten und Verfahrensweisen zur Verhinderung des Entstehens von Pendelbewegungen bei gegebener Strecke und gegebenen Fahrzeugen weiter zu erforschen und zu erproben.

Ein weiteres offenes Arbeitsfeld stellt die Entwicklung von Algorithmen zur Überwachung des Pendelns und zur Ableitung von technischen Reaktionen aus den Messwerten dar.

Generelle theoretische Untersuchungen des Bogeneinlaufs und –auslaufs für konstante Geschwindigkeit können mit dem linearen Einmassenpendel durchgeführt werden. Detaillierte Untersuchungen von Abläufen mit veränderlicher Geschwindigkeit und mit punktuellen Einwirkungen auf das Pendeln sollten dagegen mit Mehrkörperdynamik-Programmen erfolgen.

Die größte Erfahrung mit der Beeinflussung des Pendelns kann durch Konstruieren, Bauen und Erproben gewonnen werden. Da jedoch wegen der wenigen Anwendungsfälle der diesbezügliche Aufwand begrenzt werden muss, können gezielte theoretische Vorbetrachtungen hilfreich sein. Dazu mag diese Arbeit einen Beitrag leisten.

## Quellenverzeichnis

- [1] Wuppertaler Stadtwerke AG (Hrsg.): Die Wuppertaler Schwebbahn, Geschichte – Technik – Kultur. 2. Auflage Wuppertal, 1998.
- [2] Merkel, Heinrich und Manfred Falder: Neue Fahrzeuge für die Wuppertaler Schwebbahn. Der Nahverkehr 1972, Nr. 8 (August).
- [3] Kuschinski, Norbert: Die jüngere Schwester - 100 Jahre Schwebbahn in Dresden. Straßenbahn-Magazin 5/2001, S. 68-73.
- [4] Carl Eugen Langen: Zweischienige Hängebahn mit vierrädrigen Drehgestellen auf zwei Fahrschienen und einschienige Hängebahn mit zweirädrigen Drehgestellen auf einer Fahrschiene. Patentschrift Nr. 83 047, 1892.
- [5] Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (Straßenbahn-Bau- und Betriebsordnung — BOStrab). Bundesgesetzblatt I, 1987, S. 2648.
- [6] Herbst, Werner: Bericht über die messtechnische Erfassung der Pendelbewegungen der Wuppertaler Schwebbahn. Bericht Nr. 55/94 des Instituts für Straßen- und Schienenverkehr, Technische Universität, Berlin, Juni 1994, unveröffentlicht.
- [7] Empfehlungen für die Festigkeitsauslegung von Personenfahrzeugen nach BOStrab. VDV-Schrift 152, Köln, 1992.
- [8] Baubeschreibung für Schwebbahn-Gelenktriebwagen nach Zeichnung C 58.01000-3001 der Wuppertaler Stadtwerke AG, „Wagenbaulicher Teil“. Fa. MAN, Nürnberg, 1971, unveröffentlicht.
- [9] Statische Berechnung Schwebbahn Gelenkwagen. Fa. MAN, Nürnberg, 1971, unveröffentlicht.
- [10] Beitz, Wolfgang und Karl-Heinz Küttner: Dubbel — Taschenbuch für den Maschinenbau. 18. Auflage Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1995.
- [11] Szabó, István: Einführung in die Technische Mechanik. 7. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1966.
- [12] Burg, Klemens, Haf, Herbert und Friedrich Wille: Höhere Mathematik für Ingenieure, Band 4. Stuttgart: Teubner, 1985.
- [13] Popp, Karl: Vorlesungsunterlagen Technische Schwingungslehre I. Institut für Mechanik, Universität Hannover, 1992.
- [14] Magnus, Kurt und Karl Popp: Schwingungen. 6. Auflage, Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner, 2002.

- [15] Konstruktiver Fortschritt: Das EDC-Drehwerk. Informationsschrift der Fa. Liebherr-Werk Biberach GmbH, erhalten im Februar 2002.
- [16] Fernmündliche Auskunft der Fa. HDW, Kiel, März 2002.
- [17] Interling Stabilizers. Broschüre der Fa. Interling. Norderstedt, April 2002.
- [18] Interling Anti-Heeling Systems. Broschüre der Fa. Interling. Norderstedt, April 2002.
- [19] Fernmündliche Auskunft und Zeichnungen der Fa. Garaventa AG, Goldau (Schweiz), April 2002.
- [20] [http://www.doppelmayr.com/ger/dm\\_get/index.html](http://www.doppelmayr.com/ger/dm_get/index.html). Internetseite der Fa. Doppelmayr Seilbahnen GmbH, Wolfurt (Österreich), Aufrufdatum Juli 2002.
- [21] Schriftliche Information der Fa. Doppelmayr Seilbahnen GmbH, Wolfurt (Österreich), März 2002.
- [22] SIPEM – Siemens People Mover. Das automatische und zukunftsorientierte System für den Nahverkehr. Informationsschrift der Fa. Siemens AG, Best-Nr. A19100-V400-B424-V3.
- [23] Böhm, Edgar und Gerd Müller: Die neue Fahrzeuggeneration der H-Bahn Dortmund. Eisenbahntechnische Rundschau 44 (1995), Nr. 1/2.
- [24] Petersen, Hans-Jürgen und Stephan Klein: Neue Kabinenbahn in Düsseldorf. Der Nahverkehr 2001, Nr. 3.
- [25] Sture (Hrsg.), Housner, Bergman et al.: Structural Control: Past, Present and Future; Journal of Engineering Mechanics 123 (1997), Nr. 9, S. 897 - 971.
- [26] Pfeiffer, Nicole: Untersuchungen zur Wirksamkeit von Flüssigkeitstilgern. Dissertation Technische Universität Darmstadt, Institut für Statik, 2001.
- [27] Kashani, R.: Tuned Mass Dampers and Vibration Absorbers, Tutorials on Sound and Vibration. [www.deicon.com](http://www.deicon.com), Aufrufdatum Januar 2003.
- [28] Richtlinien für die Trassierung von Bahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab). Verkehrsblatt 47 (1993), Heft 15.
- [29] Wuppertaler Schwebebahn: Bahnsteigsicherung, Andockeinrichtung, Bahnsteigtüren; Studie/Lastenheft. Fa. Siemens, Abt. VT 48, 1994, unveröffentlicht.
- [30] Klotter, Karl: Technische Schwingungslehre, erster Band. 3. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer, 1988, S. 152 ff.
- [31] Jordan, Heinz und Max Greiner: Mechanische Schwingungen. Essen: Girardet, 1952.

- [32] Schriftliche Auskunft und Materialdatenblatt R-246 der Fa. Raybestos Industrie-  
produkte GmbH, Morbach, November 2001.
- [33] Mündliche Auskunft der Firma Continental AG, Hannover, 2001.
- [34] Vorgehensweise für Auswahl und Berechnung von Schienendämpfern. Informa-  
tionsschrift der Firma Mannesmann Sachs, Schweinfurt, 2000.
- [35] Fischer, Rolf: Elektrische Maschinen. 11. Auflage, München, Wien: Hanser,  
2001.
- [36] Moeller, Franz und Paul Vaske: Elektrische Maschinen und Umformer; Teil 1:  
Aufbau, Wirkungsweise und Betriebsverhalten. 11. Auflage, Stuttgart: Teubner,  
1970.
- [37] Pahl, Gerhard und Wolfgang Beitz: Konstruktionslehre — Methoden und An-  
wendung. 4. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo:  
Springer, 1997.
- [38] Zangemeister, Christof: Nutzwertanalyse in der Systemtechnik. 4. Auflage, Mün-  
chen: Wittemann, 1976.

## Anhang

- A Bogenauslauf mit Anfangsschwingung, Vergleich Versuch – LEP
- B Parametervariation der Bogeneinfahrt ohne Vorpendeln
- C Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Variation der Anfangsamplitude
- D Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Variation der Fahrgeschwindigkeit
- E Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Variation des Bogenradius
- F Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Sonderfall  
 $R = 120 \text{ m}$ ,  $v = 60 \text{ km/h}$ ,  $A_{\text{Bogen}} = 120 \text{ m}$
- G Diagramme zur Pendeldämpfung durch trockene Reibung
- H Diagramme zur hydraulischen Pendeldämpfung
- I Diagramme zur Pendeldämpfung durch Sekundärpendel



## A Bogenauslauf mit Anfangsschwingung, Vergleich Versuch – Lineares Einmassenpendel (LEP)

### Legende

- ◆ Abweichungen des LEP von den Versuchsergebnissen zwischen  $-15\%$  und  $+50\%$ : generell unkritisch
- ◇ größere Abweichungen zwischen LEP und Versuch, aber unkritisch im Sinne Wuppertal: betrifft Amplituden  $< 3,5^\circ$ .
- △ Überschätzung um mehr als  $50\%$ , das LEP sagt dabei fälschlicherweise Amplituden  $> 3,5^\circ$  voraus: hinderlich, aber unkritisch im Sinne Wuppertal.
- ◇ Das LEP unterschätzt Amplituden  $> 3,5^\circ$  um mehr als  $15\%$ : kritisch im Sinne Wuppertal.

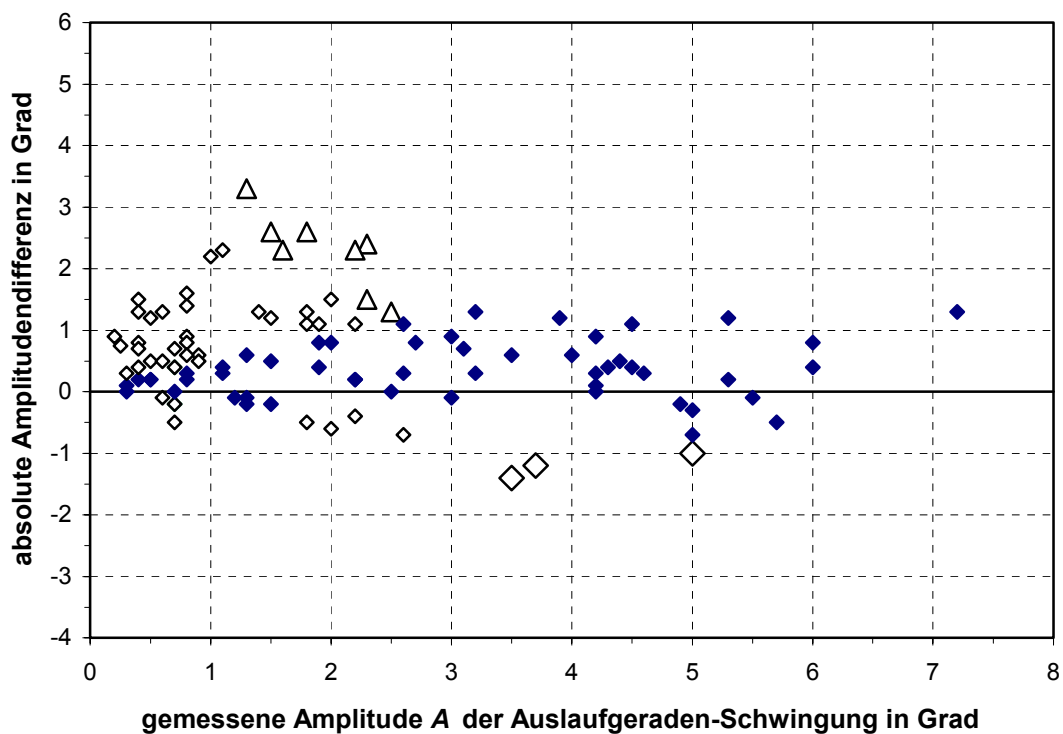


Abb. A-1: Absolute Amplitudendifferenz über der Amplitude auf der Auslaufgeraden

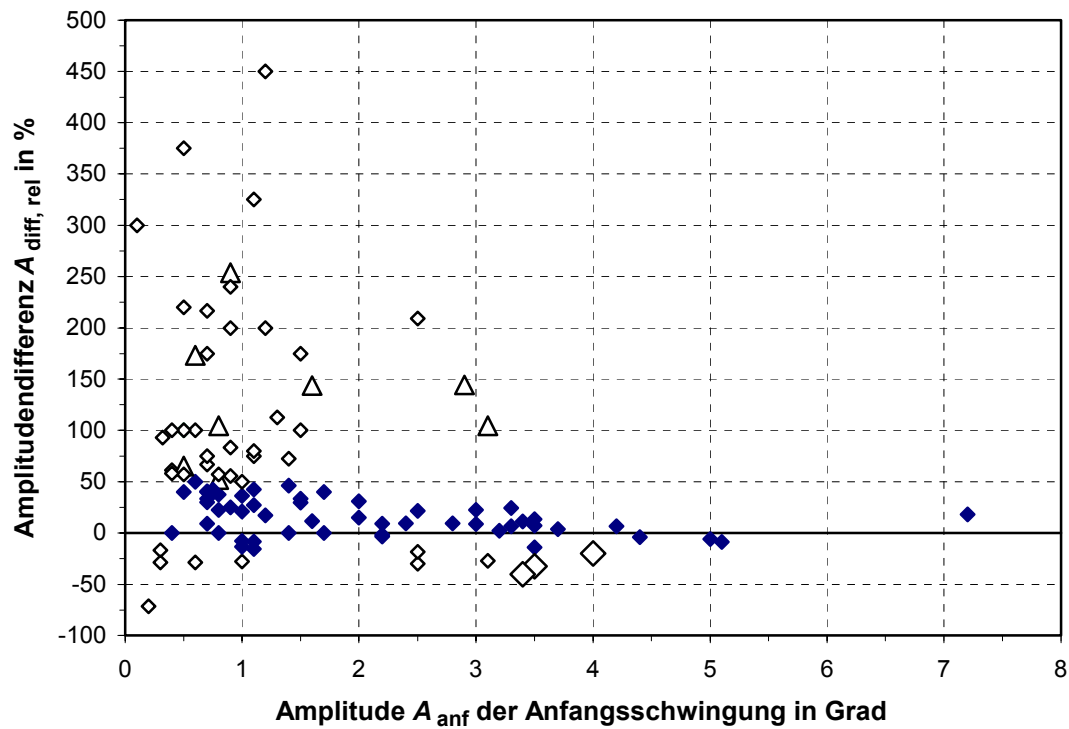


Abb. A-2: Relative Amplitudendifferenz über der Anfangsamplitude

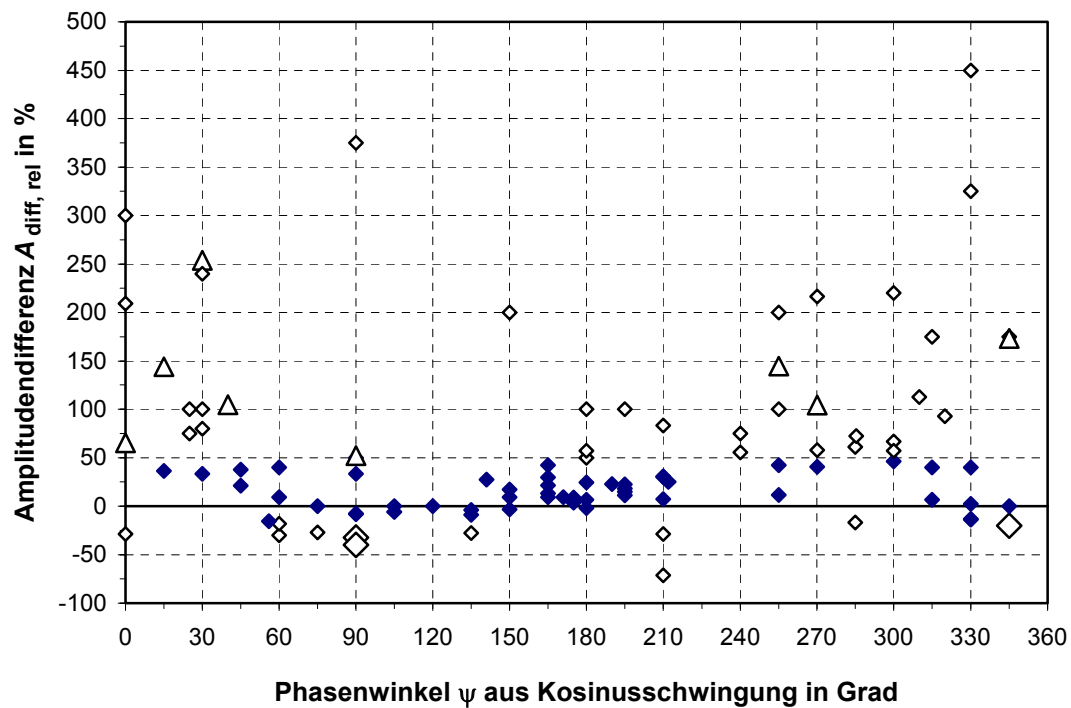


Abb. A-3: Relative Amplitudendifferenz über dem Phasenwinkel

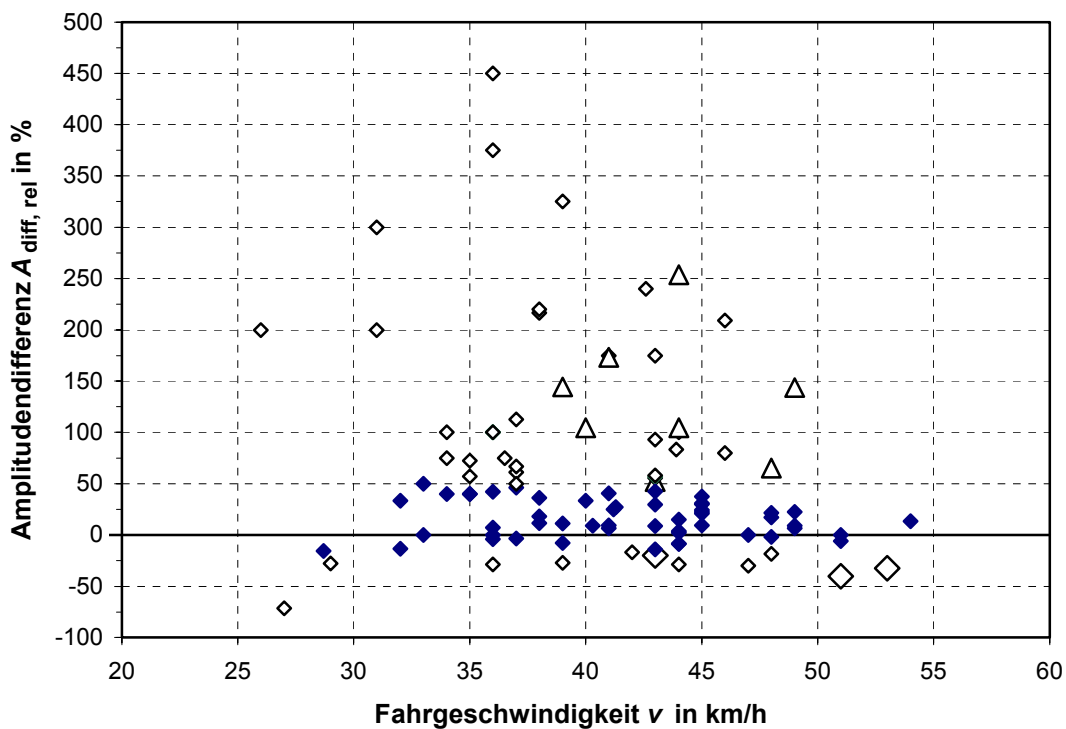


Abb. A-4: Relative Amplitudendifferenz über der Fahrgeschwindigkeit

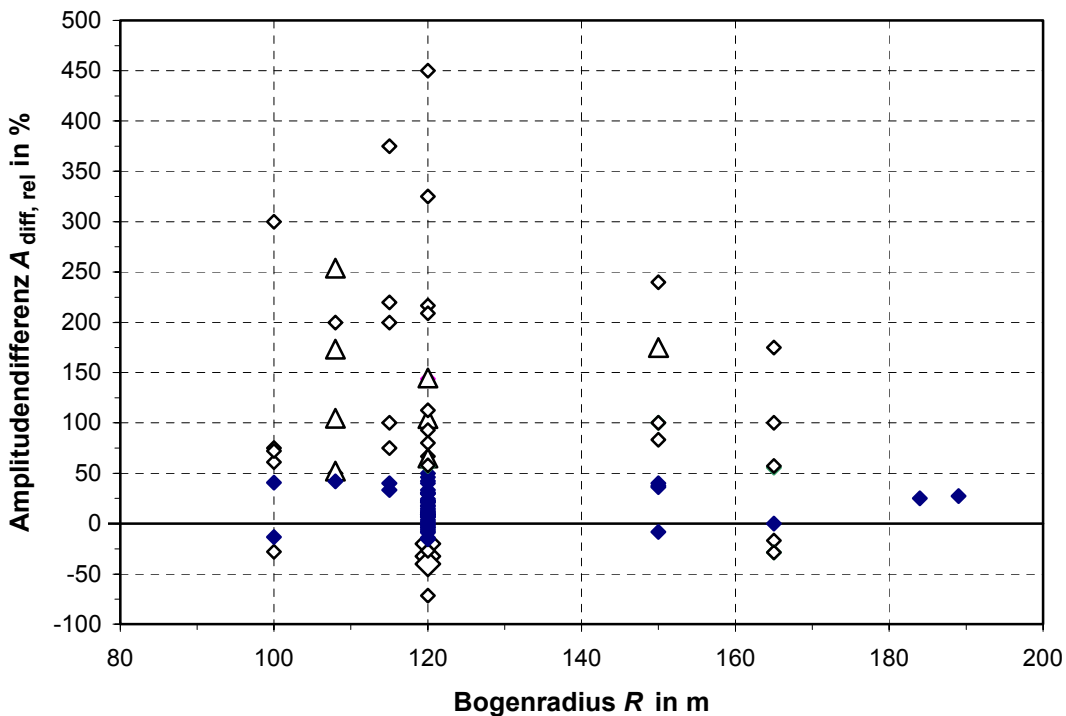


Abb. A-5: Relative Amplitudendifferenz über dem Bogenradius

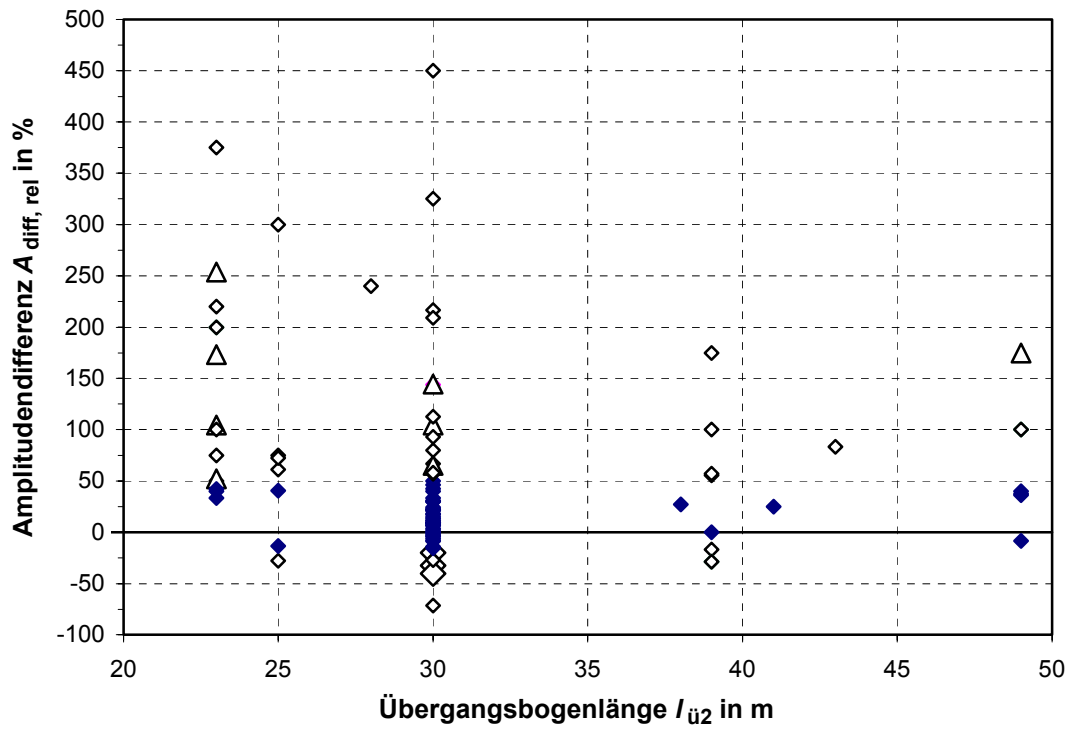


Abb. A-6: Relative Amplitudendifferenz über der Übergangsbogenlänge

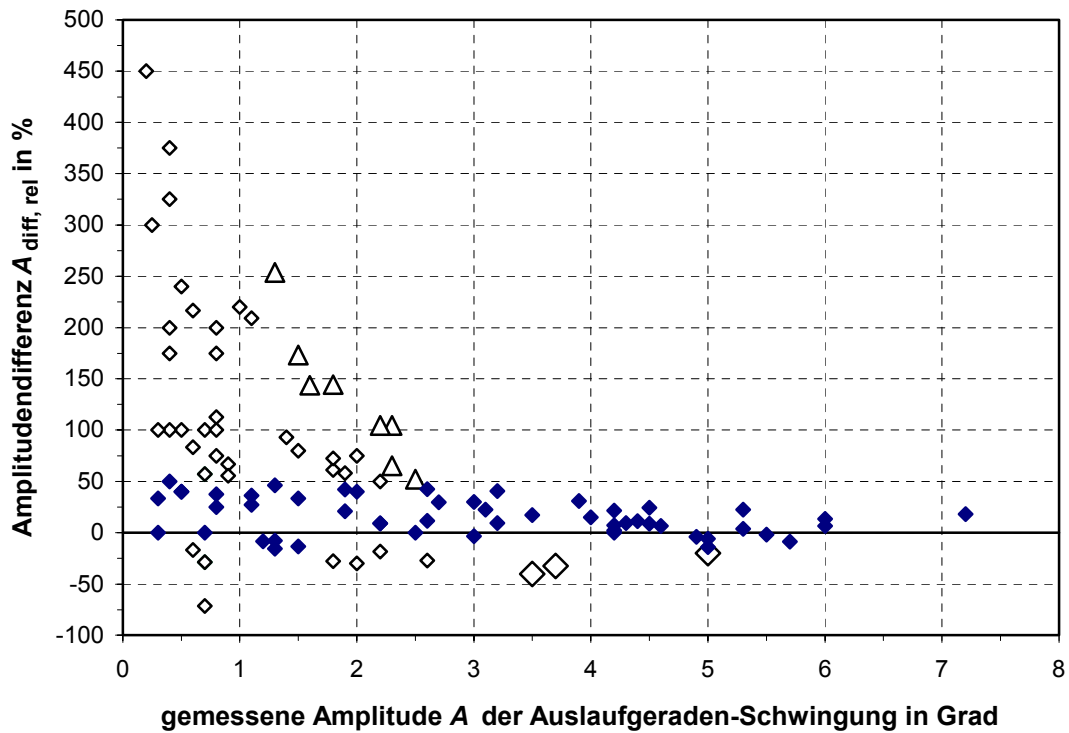


Abb. A-7: Relative Amplitudendifferenz über der Amplitude auf der Auslaufgeraden

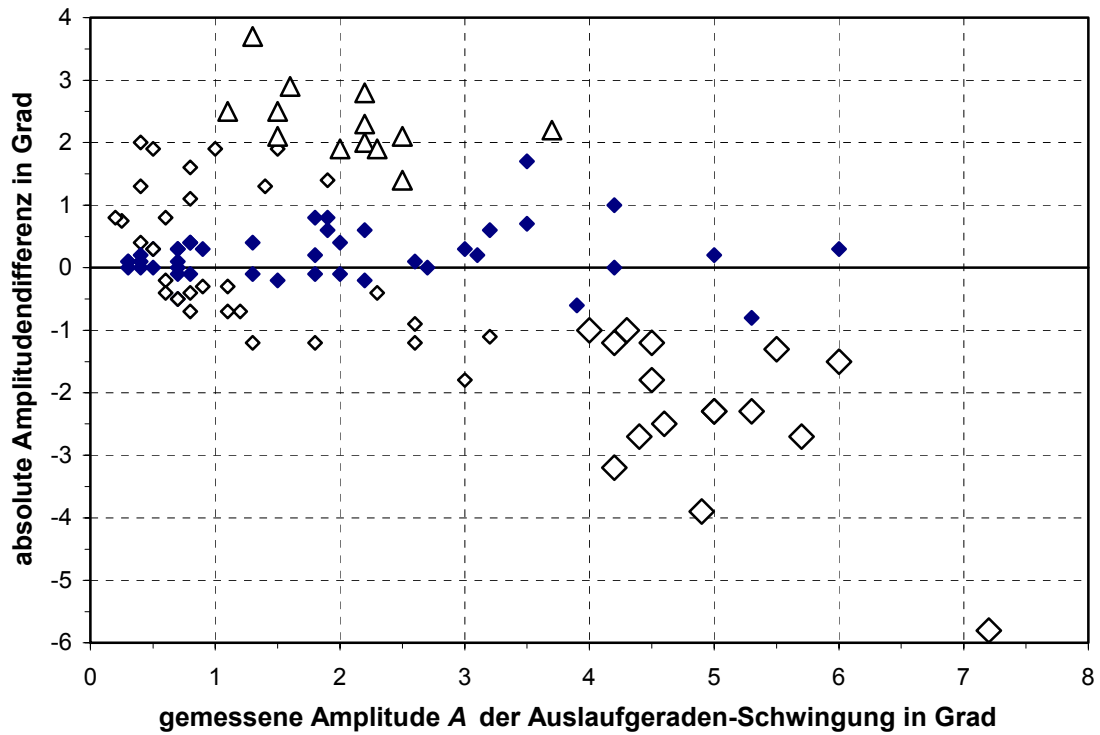


Abb. A-8: Absolute Amplitudendifferenz über der Amplitude auf der Auslaufgeraden für pendelfreien Ausgangszustand der Berechnung

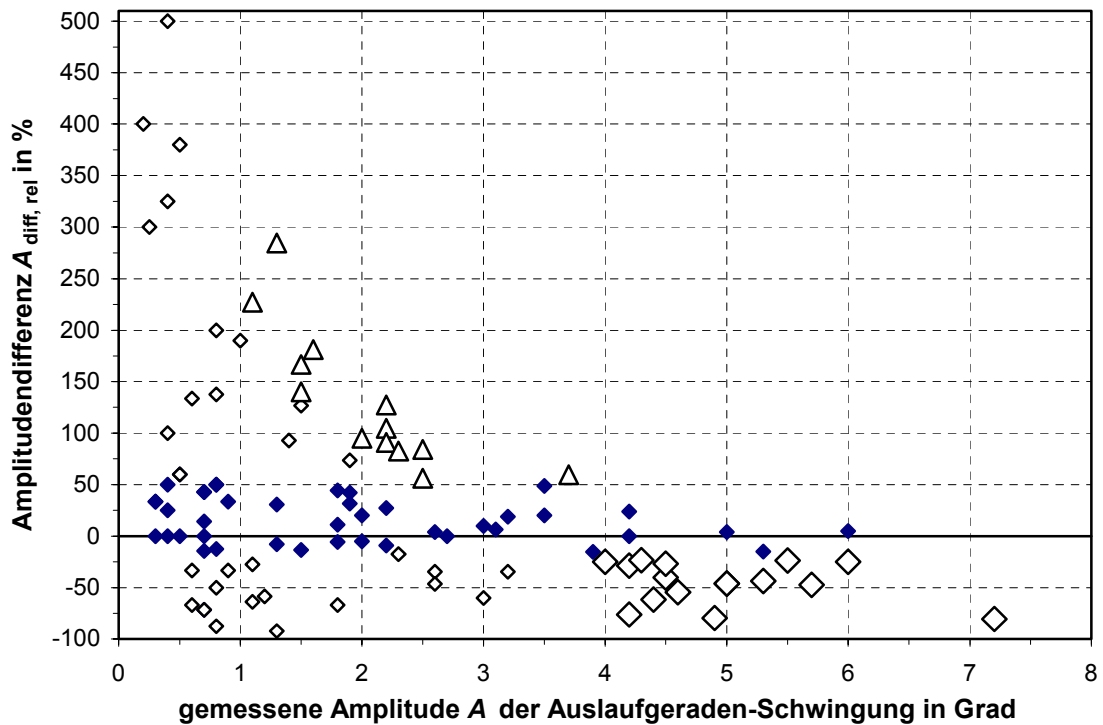


Abb. A-9: Relative Amplitudendifferenz über der Amplitude auf der Auslaufgeraden für pendelfreien Ausgangszustand der Berechnung

## B Parametervariation der Bogeneinfahrt ohne Vorpendeln

Fahrzeug:

$$m = 22175 \text{ kg}$$

$$Z_S = 0,82 \text{ m}$$

$$J^{(Q_0)} = 60000 \text{ kgm}^2$$

$$D = 0$$

Variation des Bogenradius  $R$ :

$$120 \text{ m}$$

$$150 \text{ m}$$

$$200 \text{ m}$$

Anfangsbedingungen:

$$\varphi_0 = 0$$

$$\dot{\varphi}_0 = 0$$

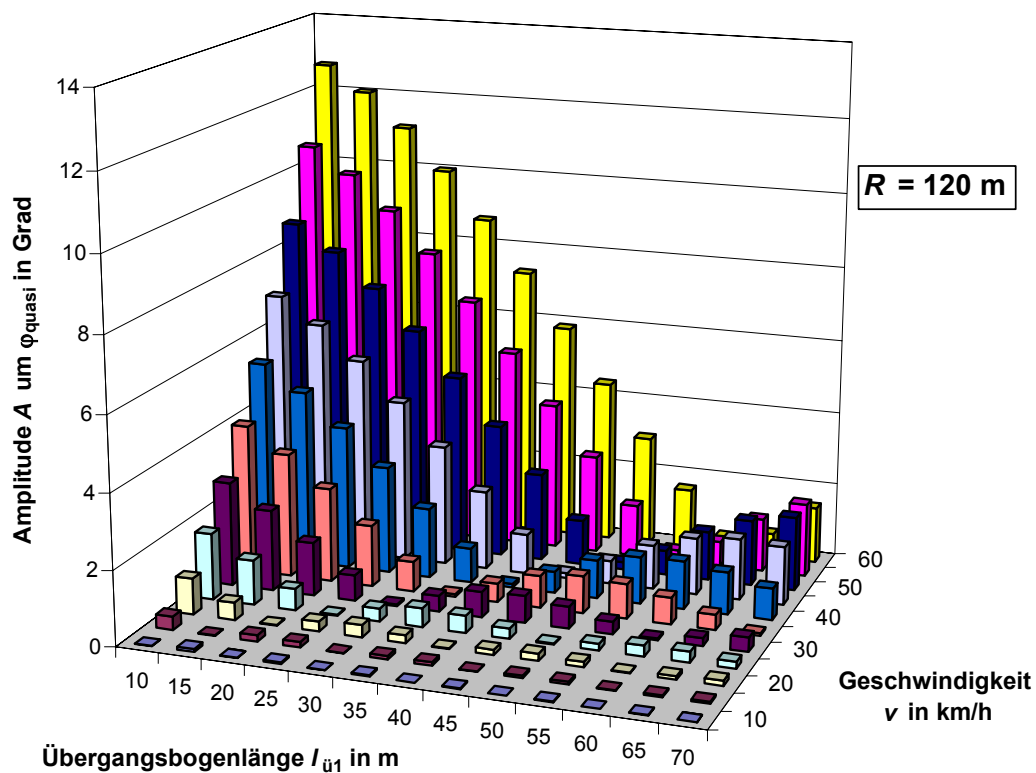


Abb. B-1: Amplitude nach der Bogeneinfahrt für  $R = 120 \text{ m}$

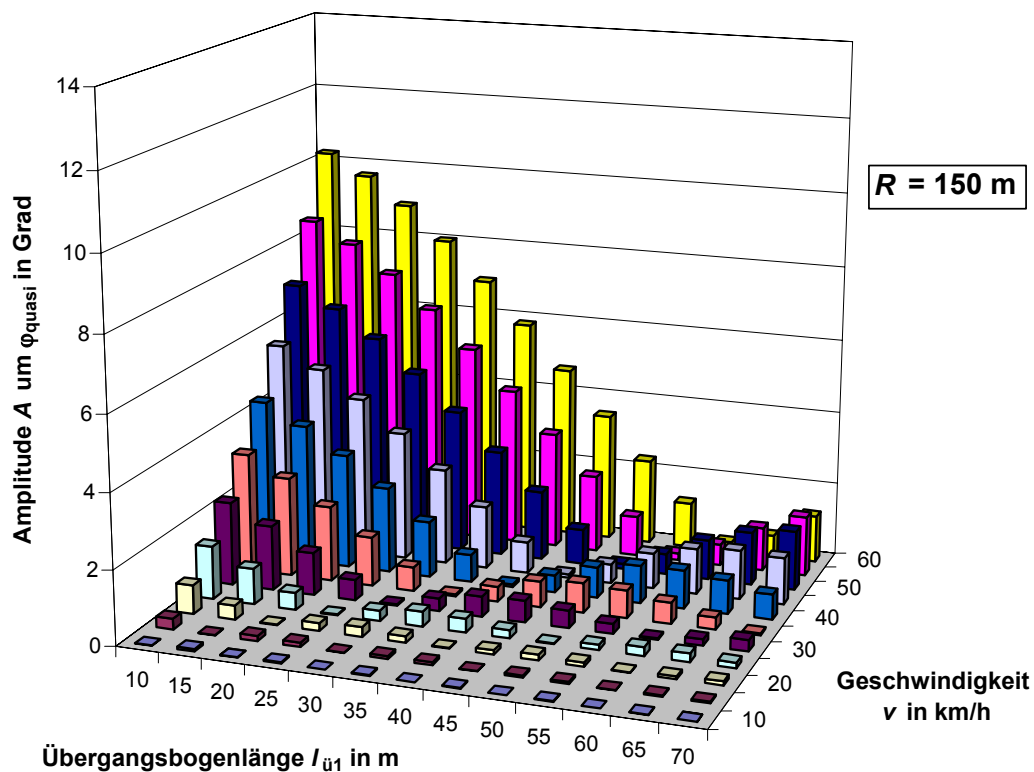


Abb. B-2: Amplitude nach der Bogeneinfahrt für  $R = 150$  m

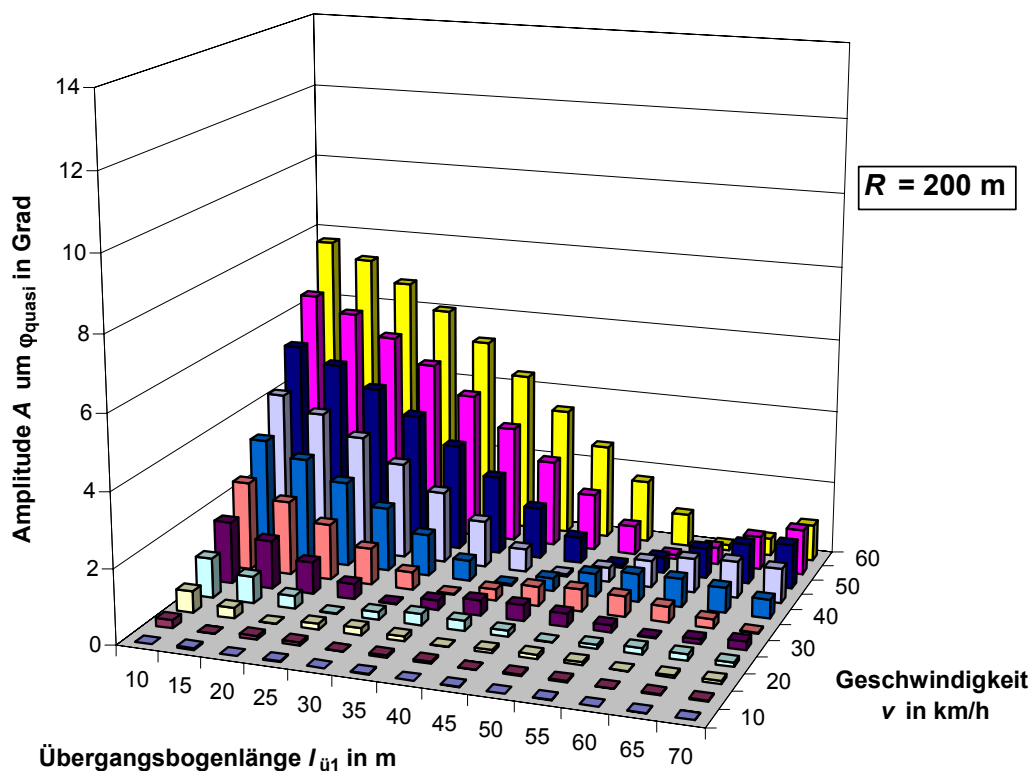


Abb. B-3: Amplitude nach der Bogeneinfahrt für  $R = 200$  m

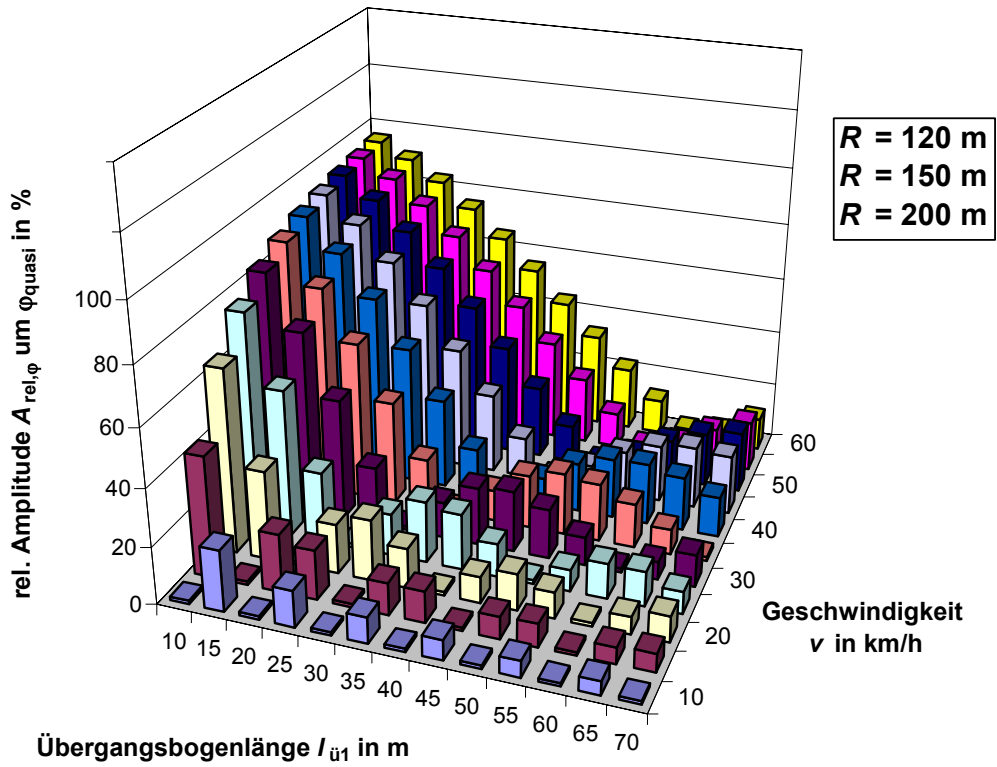


Abb. B-4: Auf die quasistatische Auslenkung bezogene Amplitude

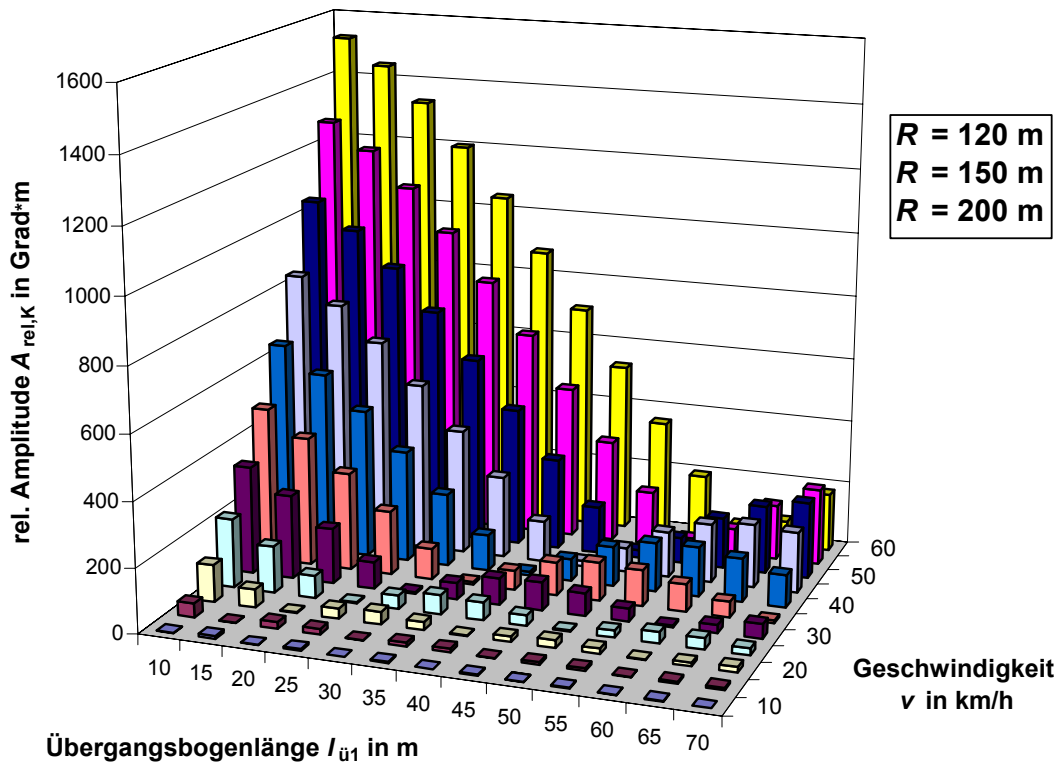


Abb. B-5: Auf die Bogenkrümmung bezogene Amplitude



## Anhänge C, D, E, F: Parametervariationen der Bogenausfahrt

Fahrzeug:

$$m = 22175 \text{ kg}$$

$$Z_S = 0,82 \text{ m}$$

$$J^{(Q_0)} = 60000 \text{ kgm}^2$$

$$D = 0$$

Anfangsbedingungen:

$$\varphi_0 \neq 0$$

$$\dot{\varphi}_0 \neq 0$$

Varierte Parameter:

Anhang C	Anfangsamplitude $A_{\text{Bogen}}$ :	$1^\circ, 3^\circ, 5^\circ, 7^\circ$
Anhang D	Fahrgeschwindigkeit $v$ :	30 km/h, 40 km/h, 50 km/h, 60 km/h
Anhang E	Bogenradius $R$ :	100 m, 120 m, 150 m, 200 m
Anhang F	Sonderbetrachtung:	$R = 120 \text{ m}, v = 60 \text{ km/h}, A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$

### C Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Variation der Anfangsamplitude

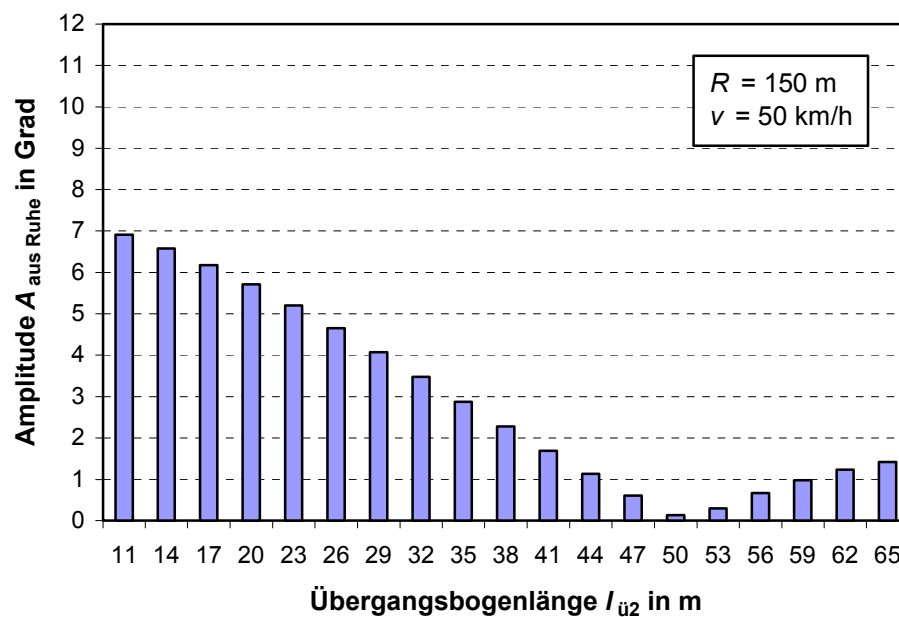


Abb. C-1: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf

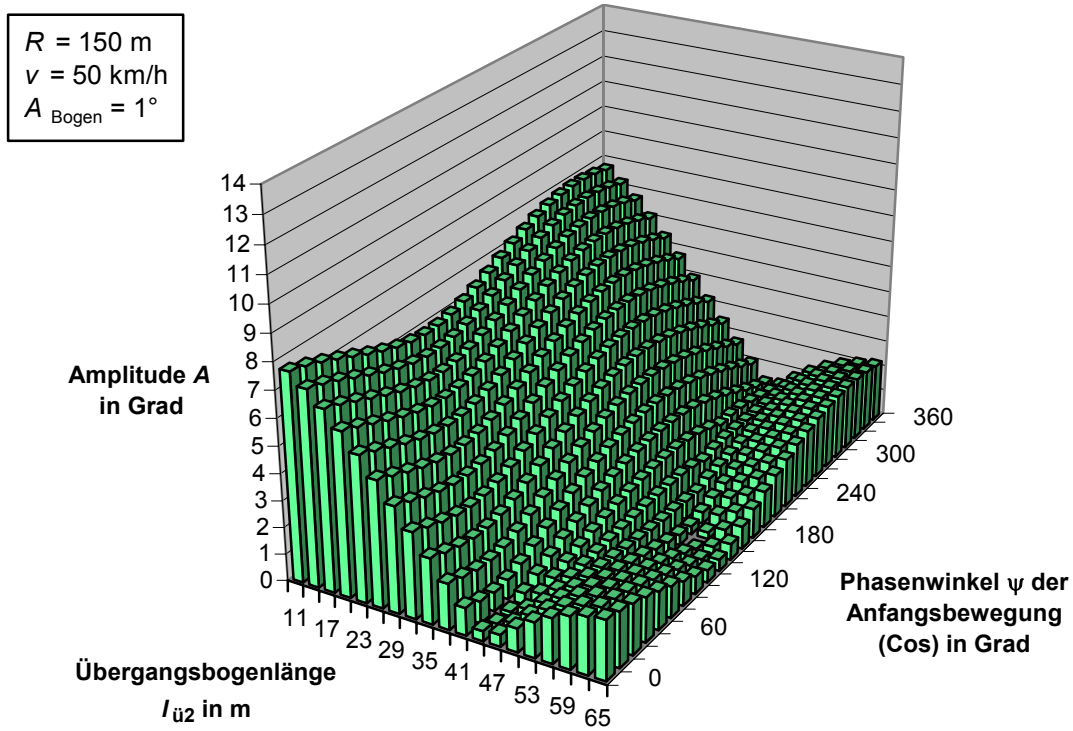


Abb. C-2: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $A_{\text{Bogen}} = 1^\circ$

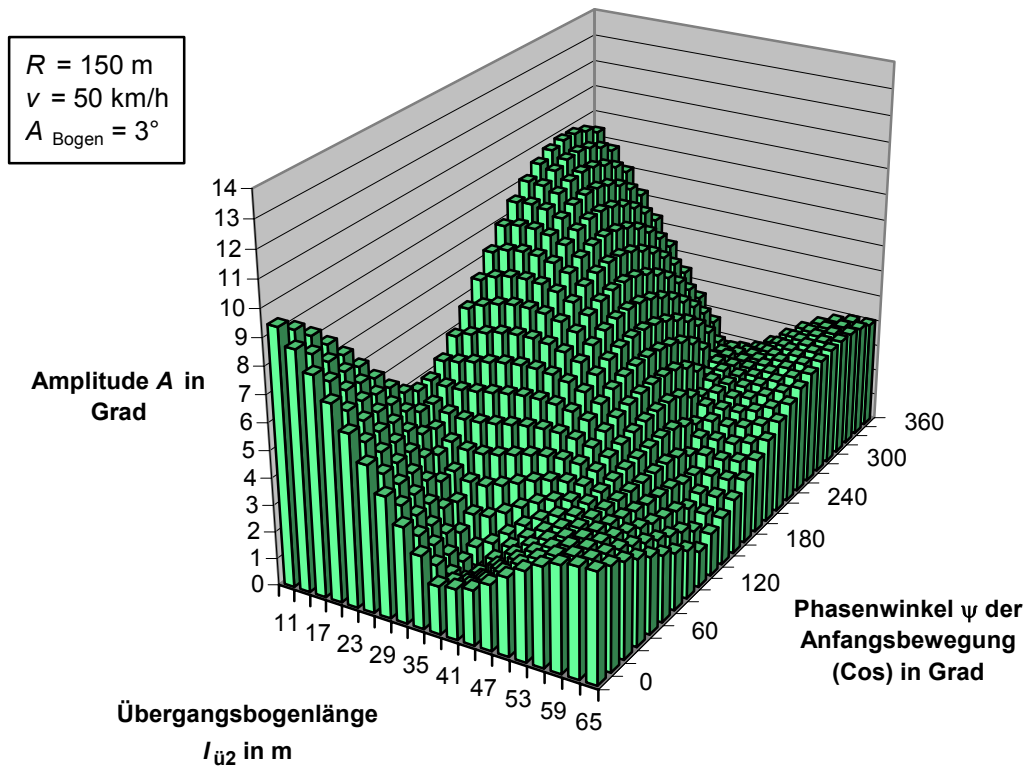


Abb. C-3: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$

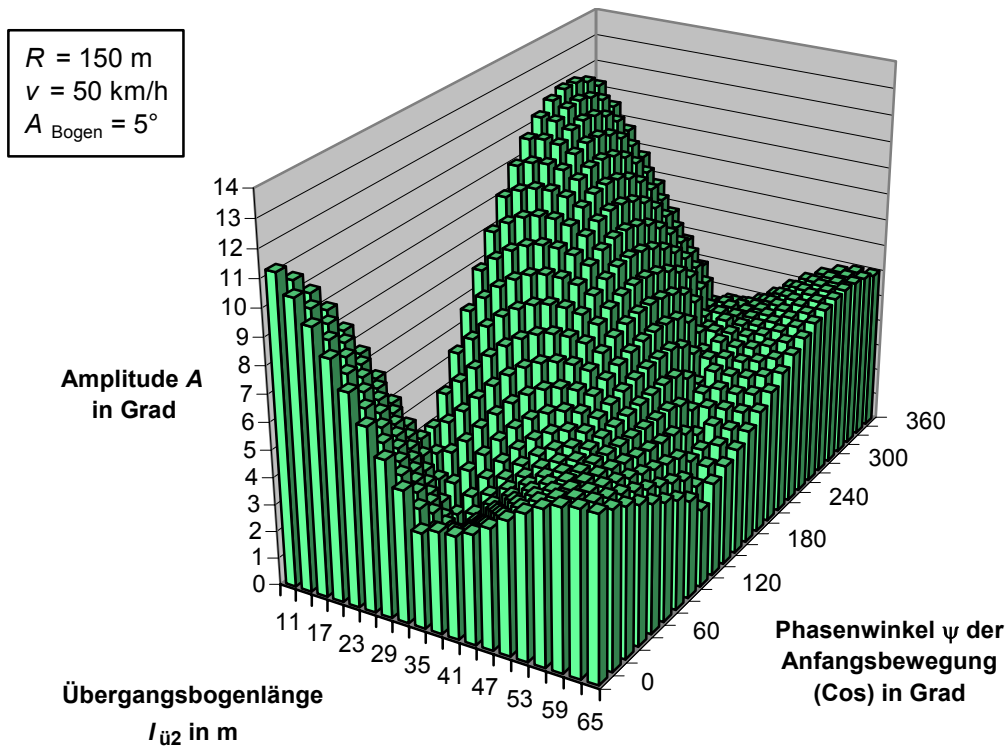


Abb. C-4: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $A_{\text{Bogen}} = 5^\circ$

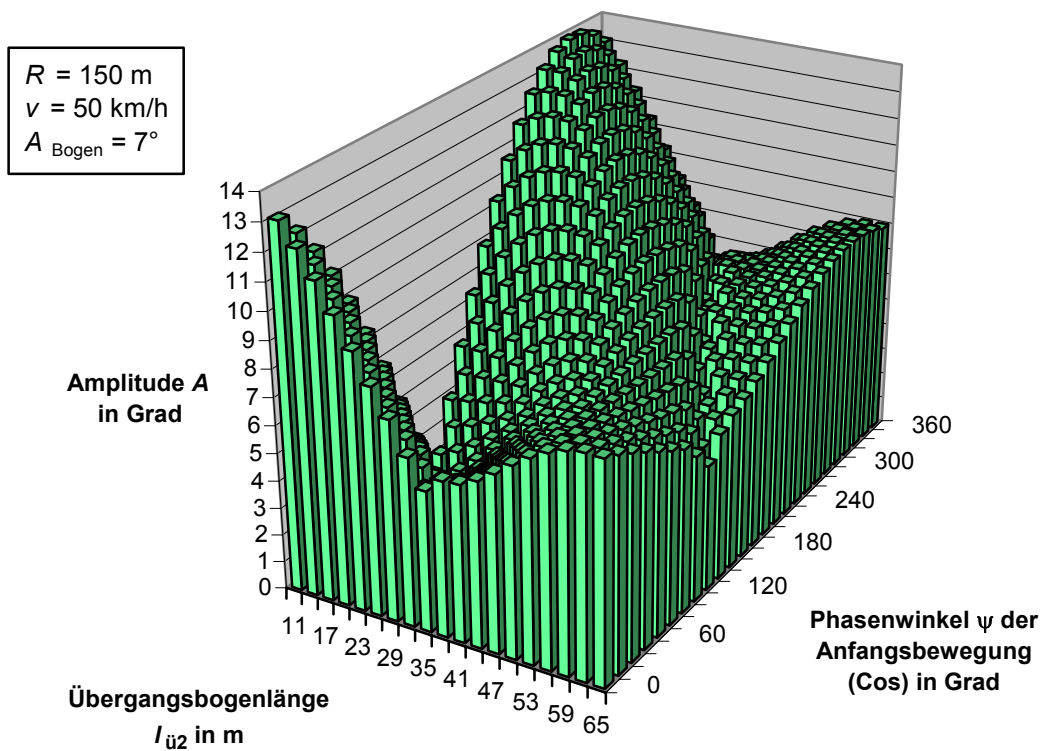


Abb. C-5: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $A_{\text{Bogen}} = 7^\circ$

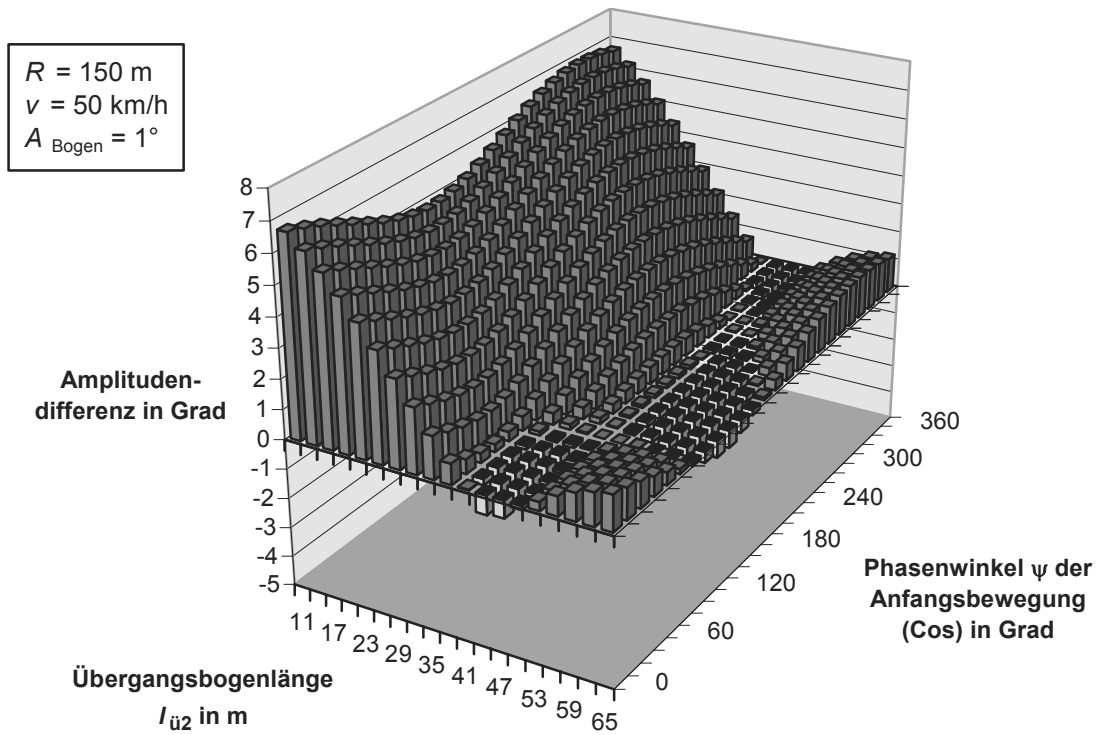


Abb. C-6: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 1^\circ$

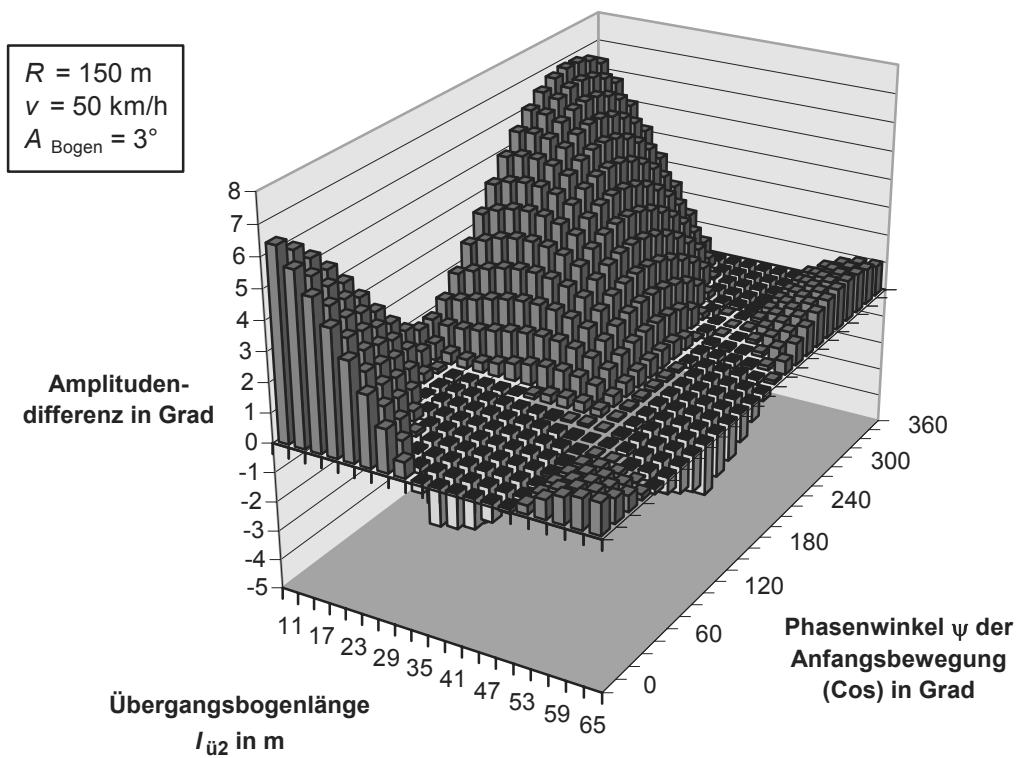


Abb. C-7: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$

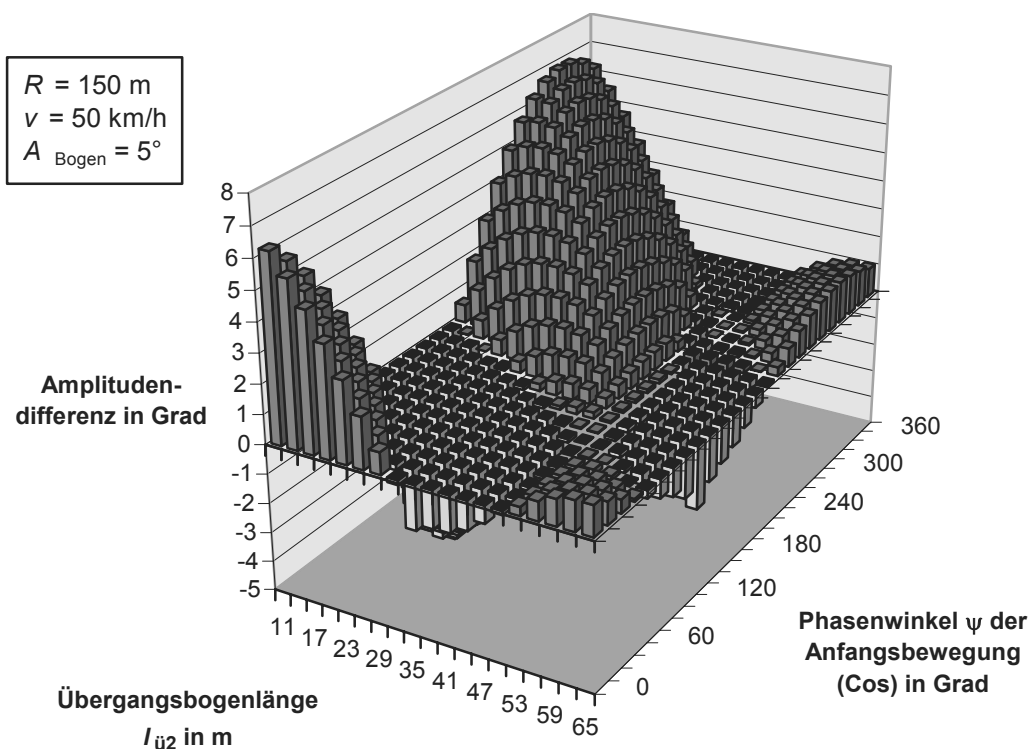


Abb. C-8: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 5^\circ$

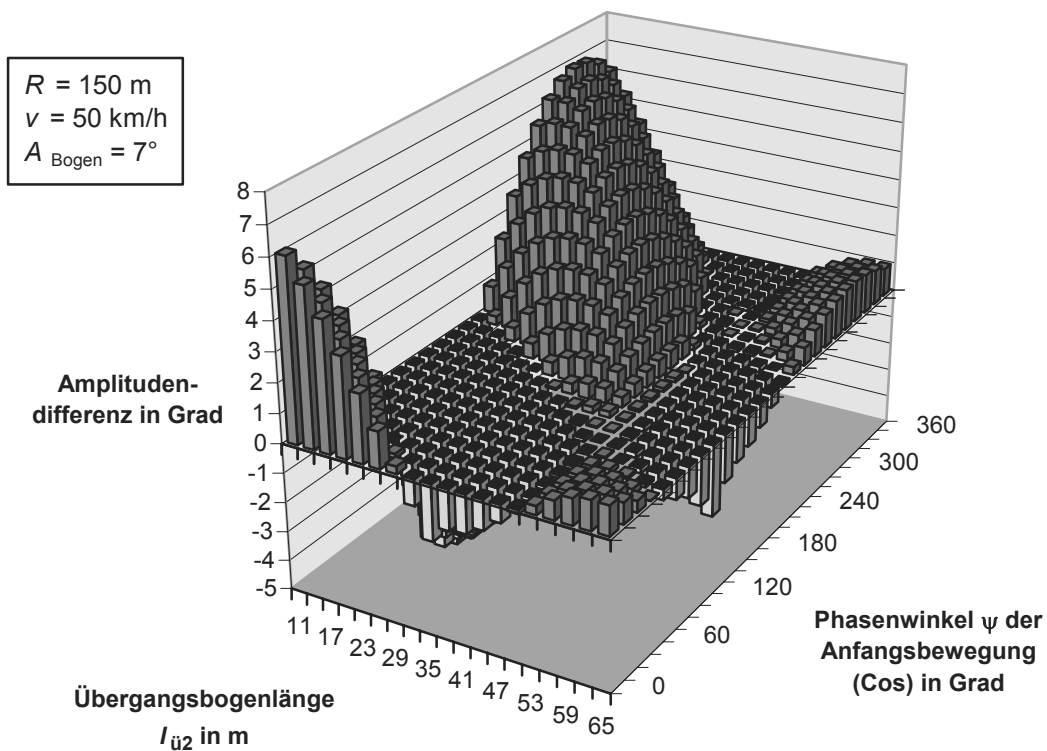


Abb. C-9: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 7^\circ$

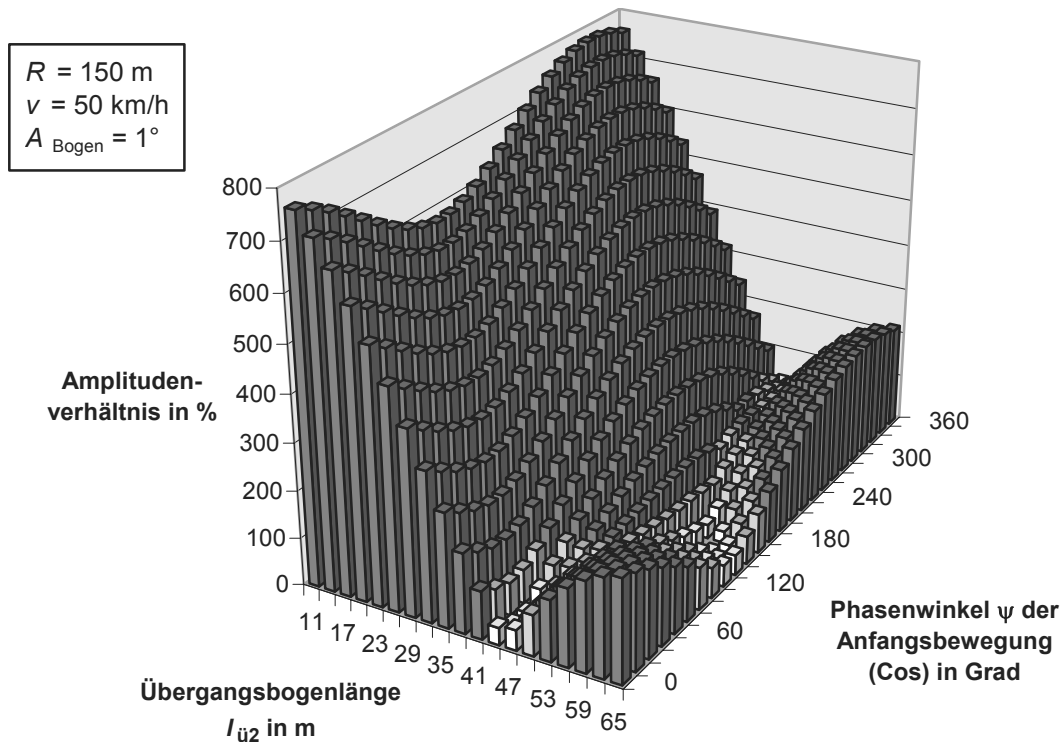


Abb. C-10: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 1^\circ$

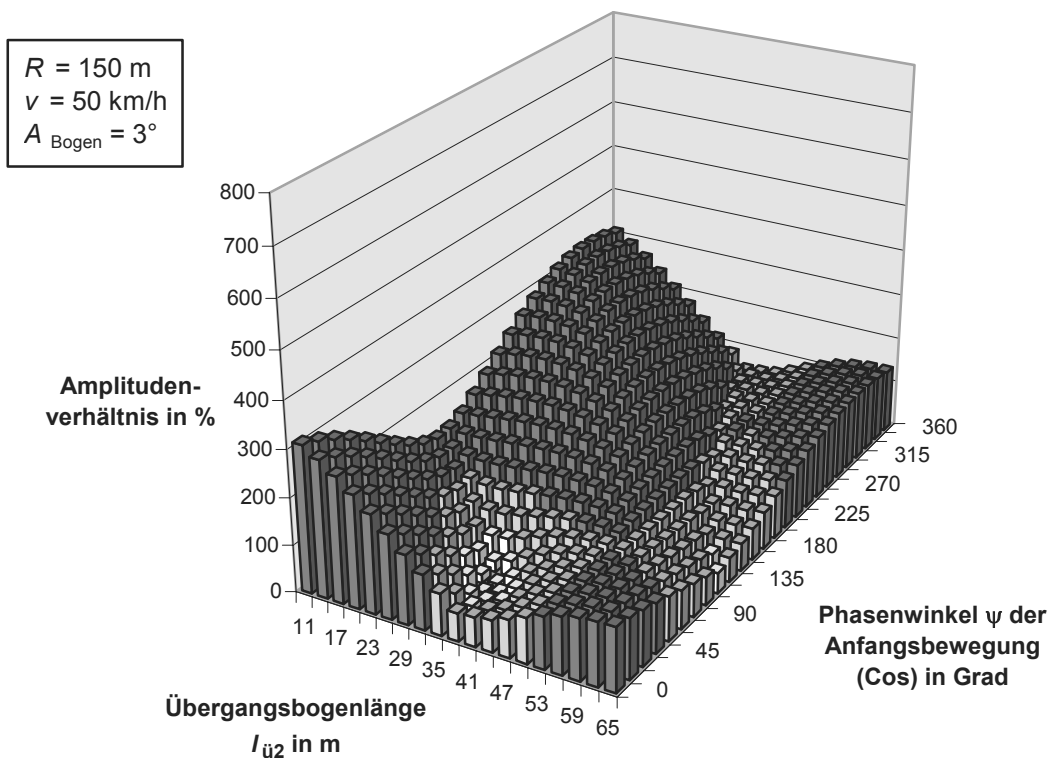


Abb. C-11: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$

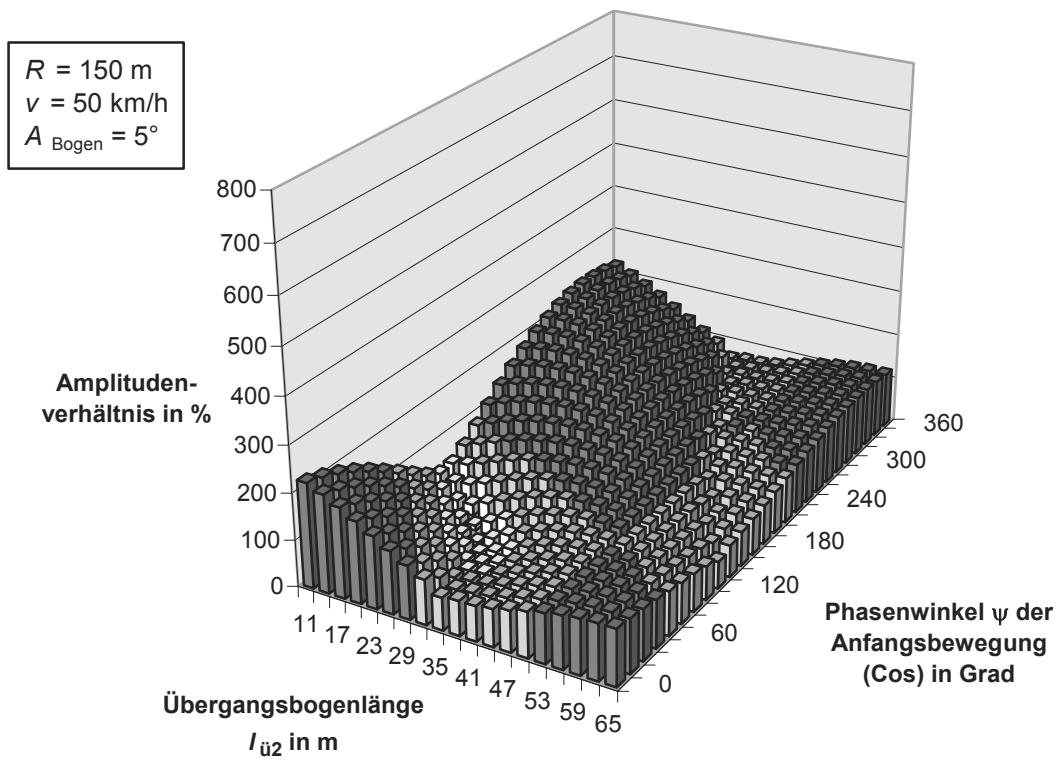


Abb. C-12: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 5^\circ$

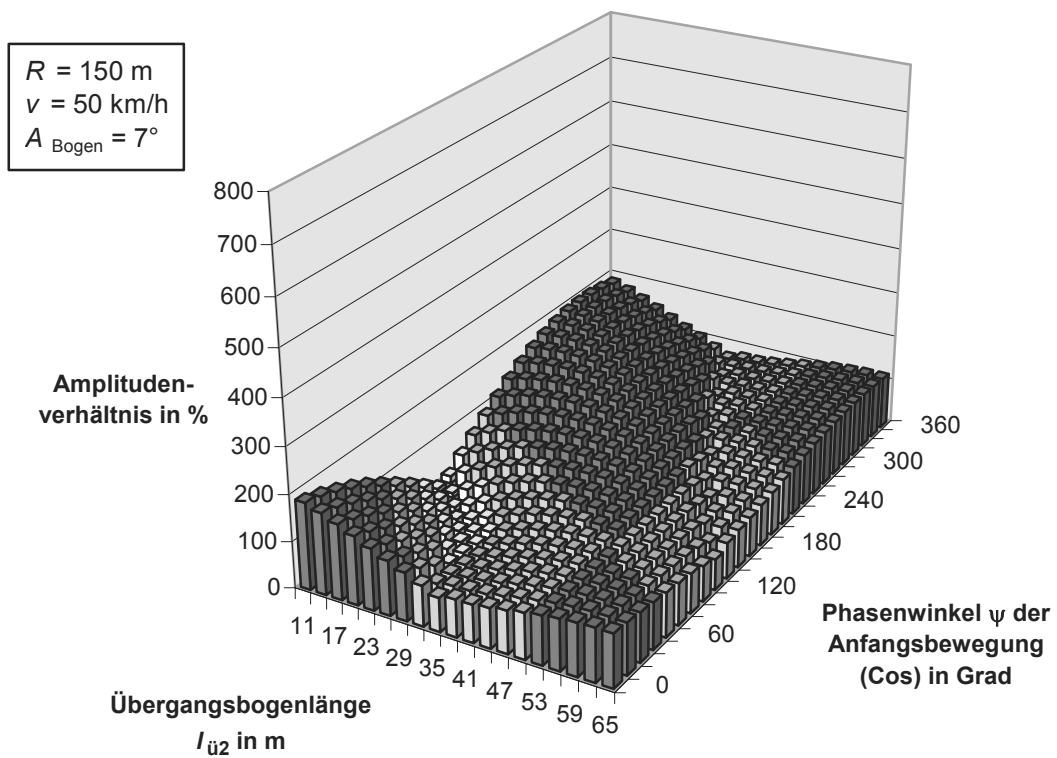


Abb. C-13: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $A_{\text{Bogen}} = 7^\circ$

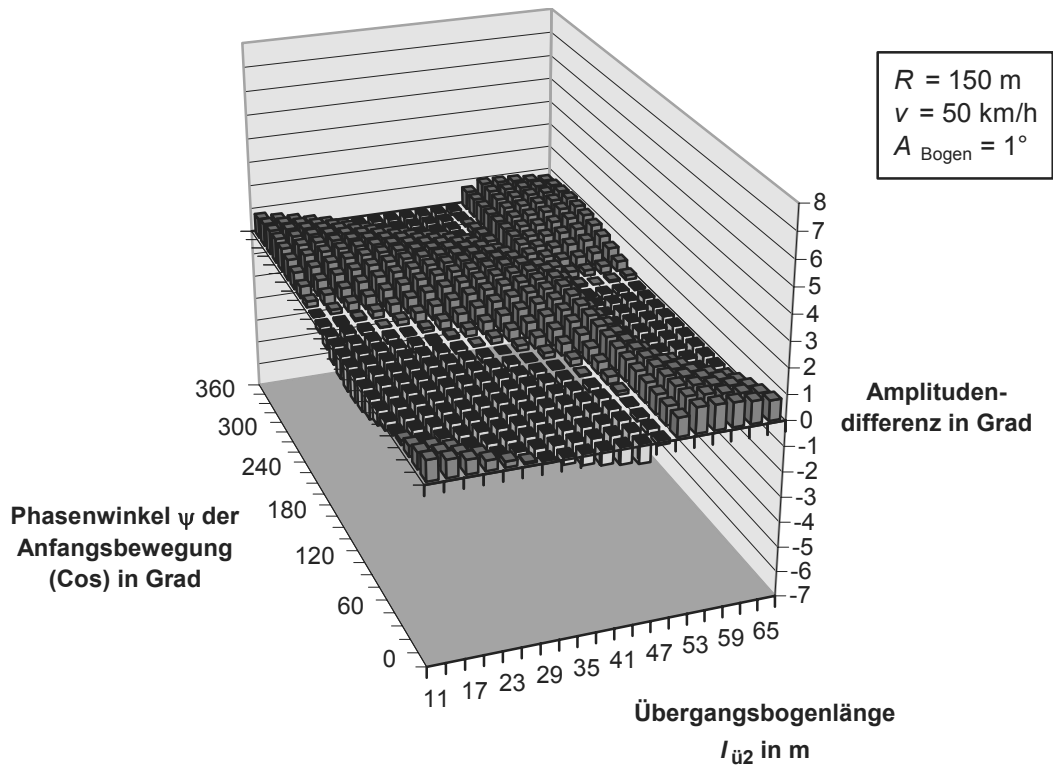


Abb. C-14: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 1^\circ$

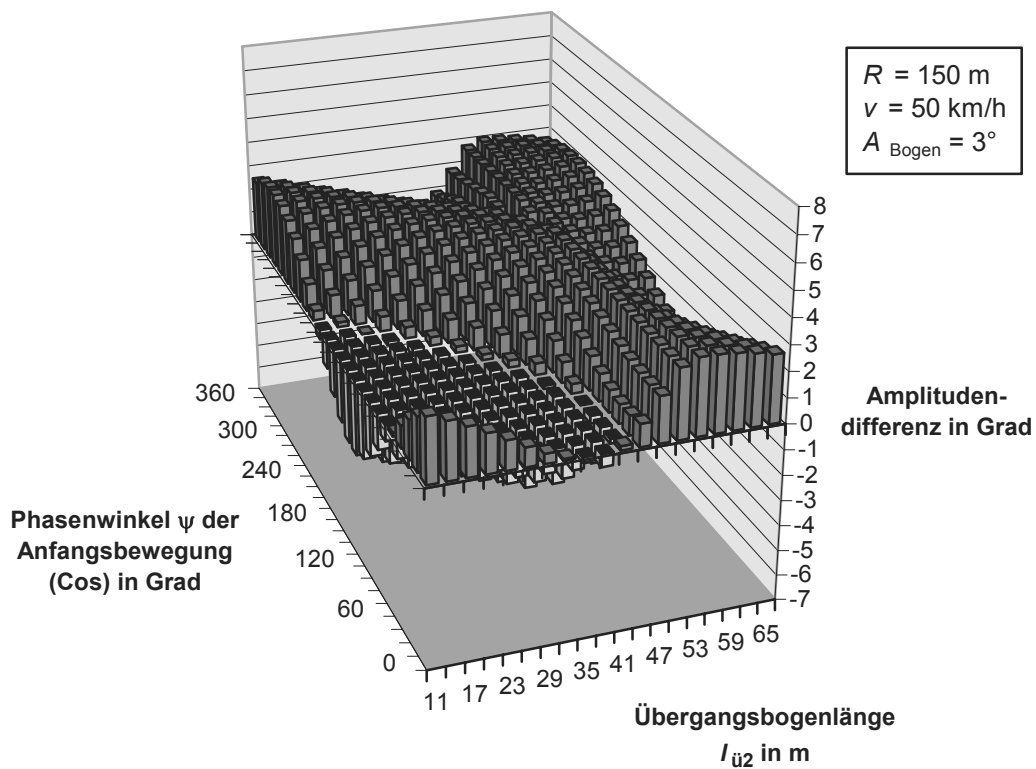


Abb. C-15: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$



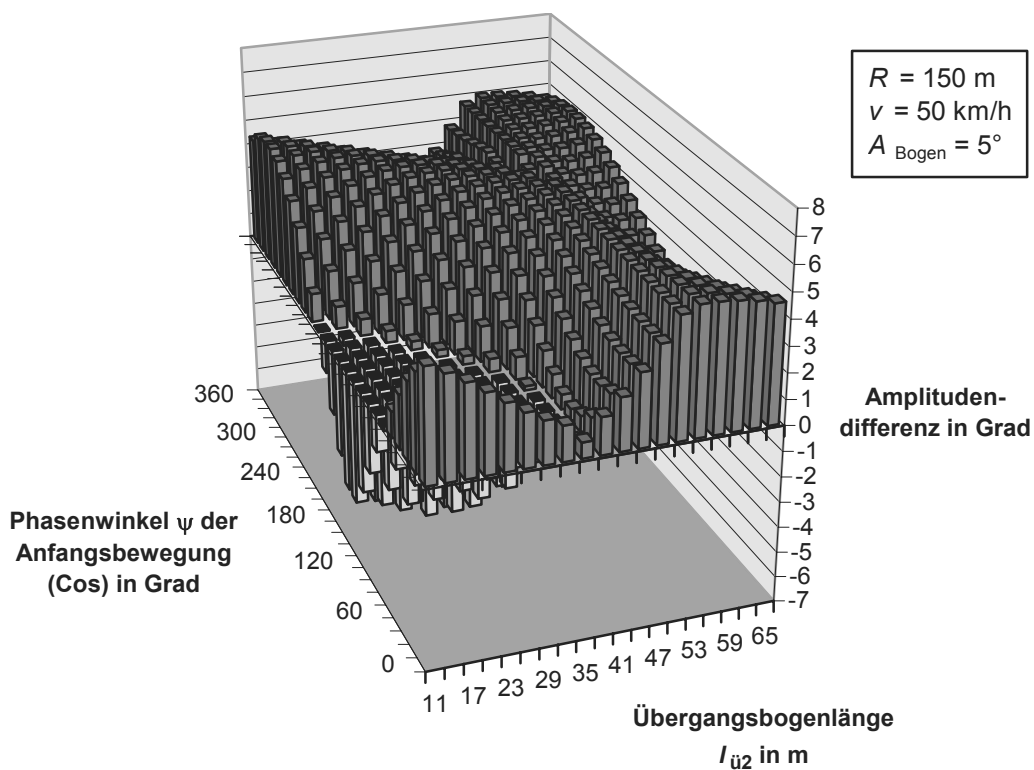


Abb. C-16: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 5^\circ$

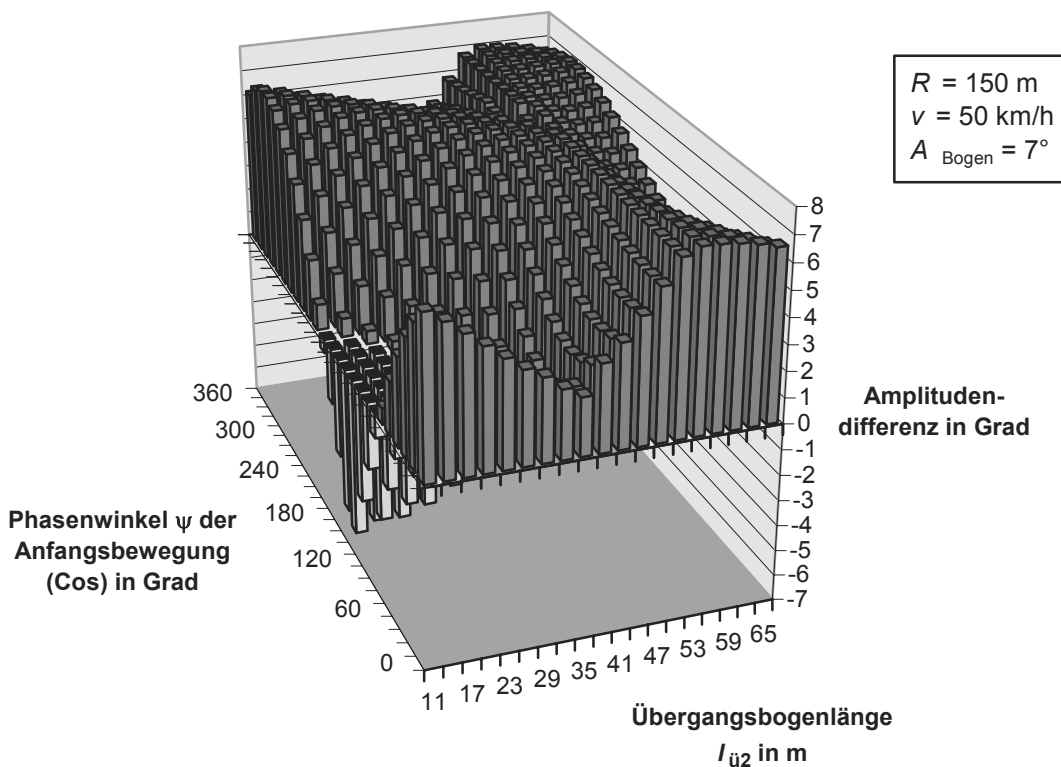


Abb. C-17: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 7^\circ$

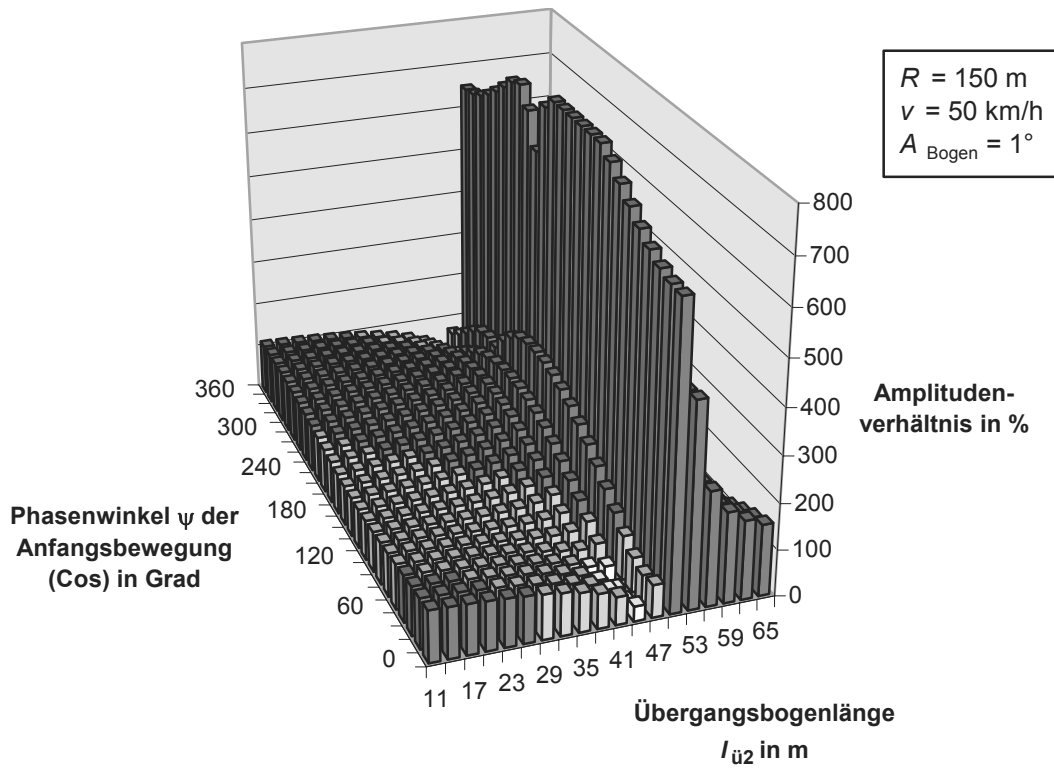


Abb. C-18: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 1^\circ$

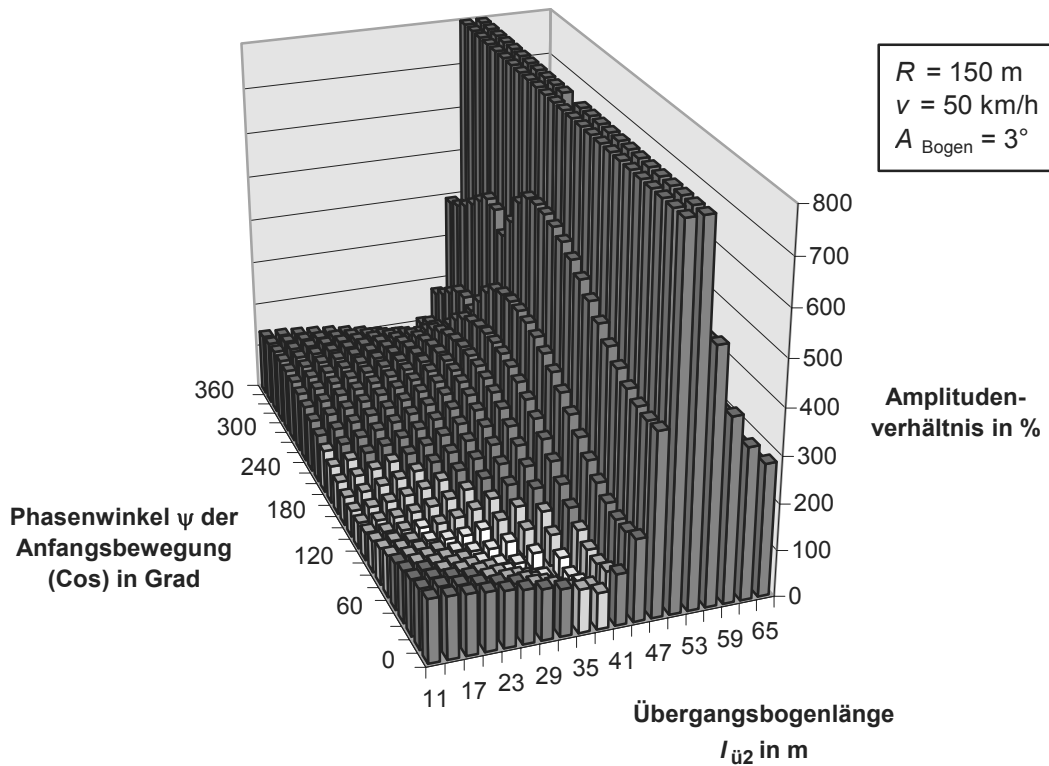


Abb. C-19: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$

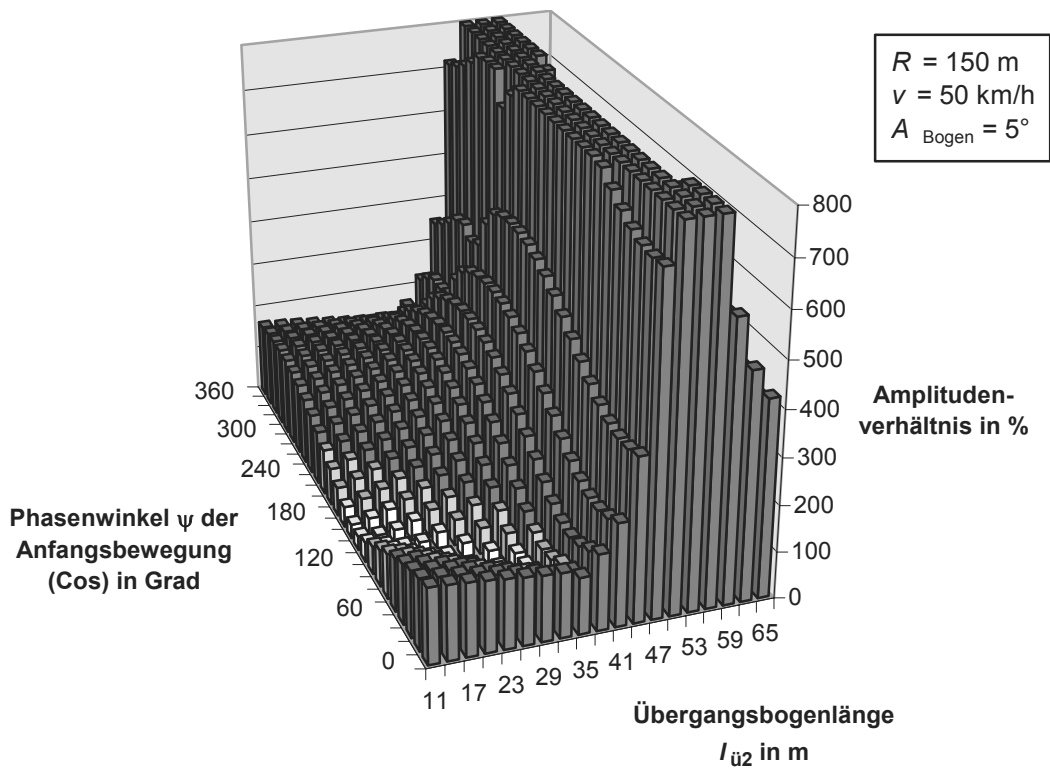


Abb. C-20: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 5^\circ$

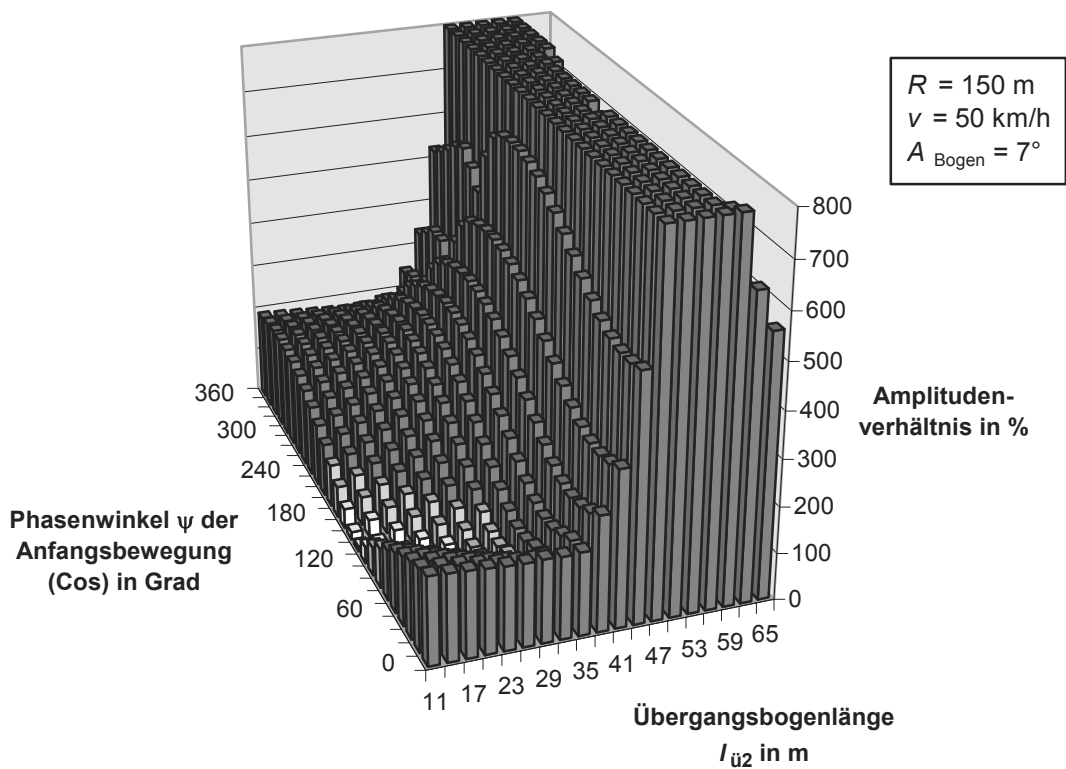


Abb. C-21: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $A_{\text{Bogen}} = 7^\circ$

## D Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Variation der Fahrgeschwindigkeit

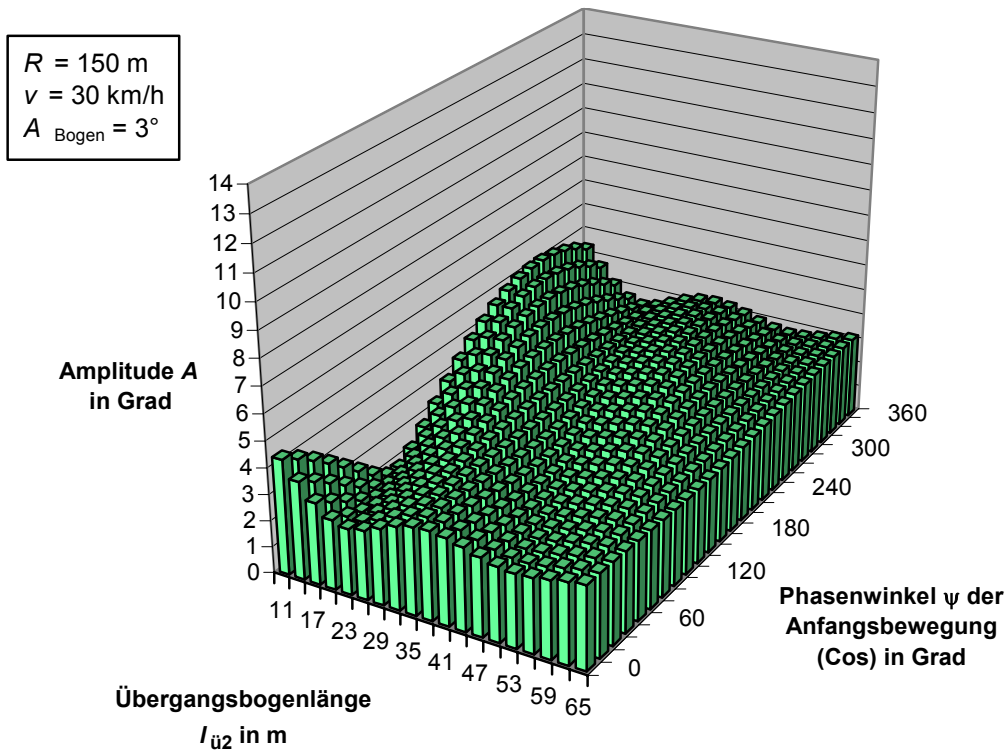


Abb. D-1: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $v = 30 \text{ km/h}$

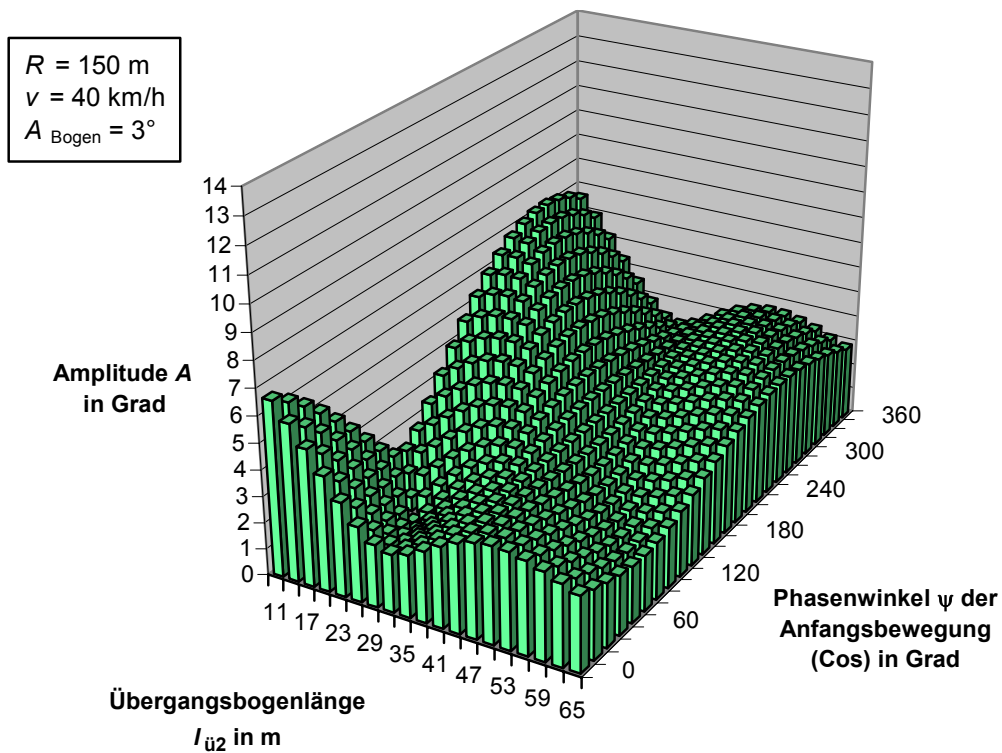


Abb. D-2: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $v = 40 \text{ km/h}$

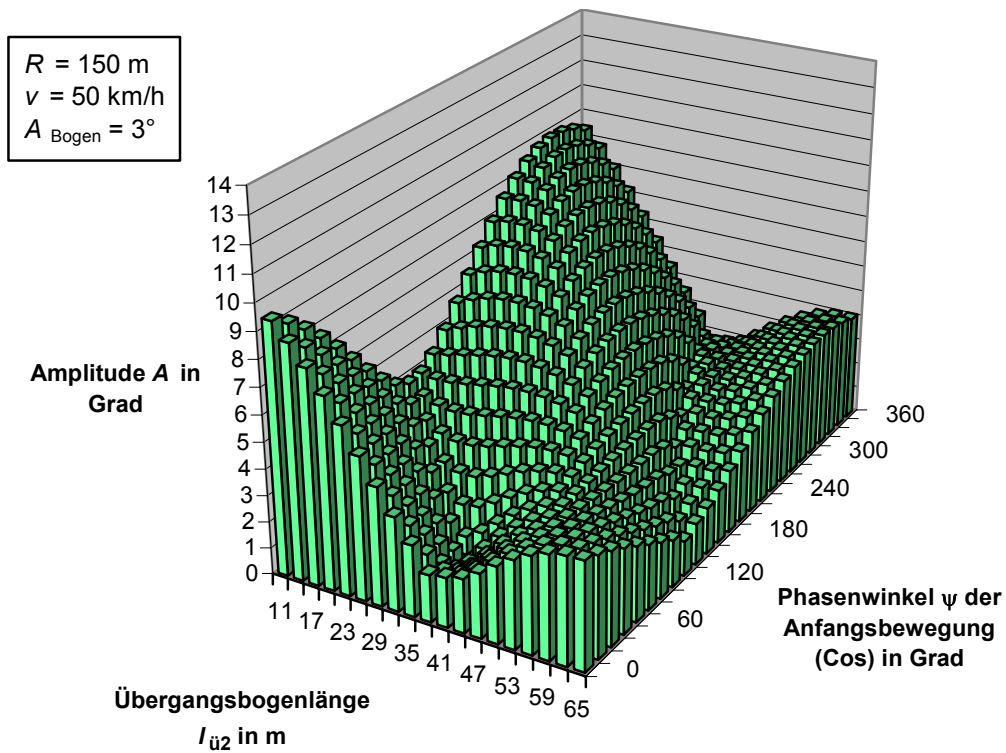


Abb. D-3: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $v = 50 \text{ km/h}$

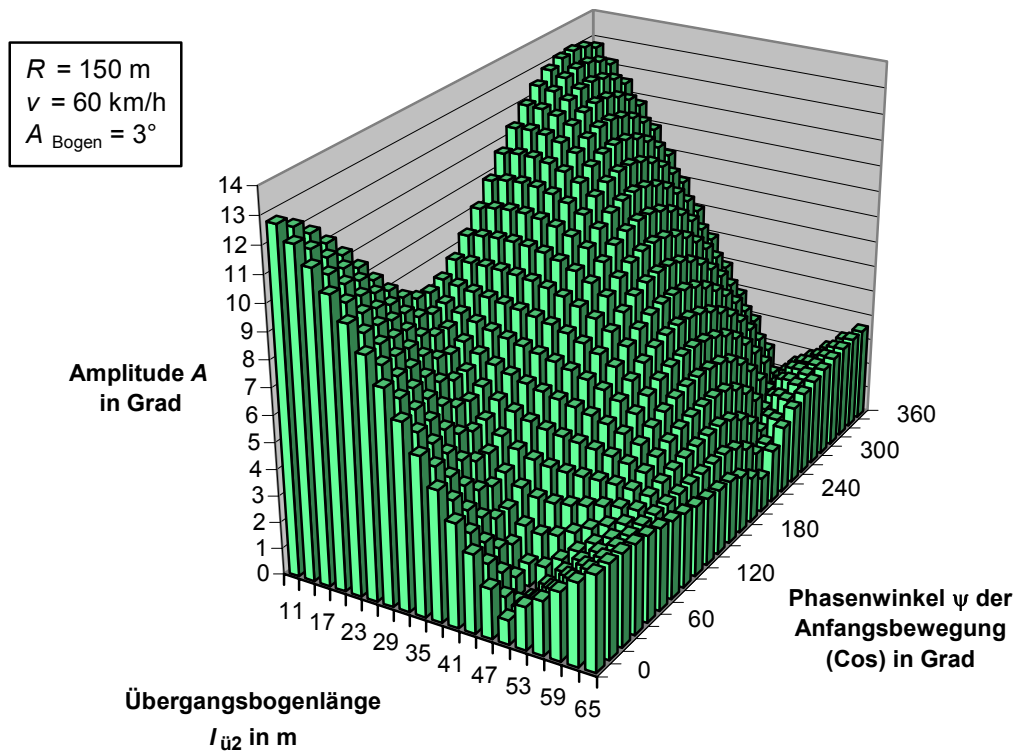


Abb. D-4: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $v = 60 \text{ km/h}$

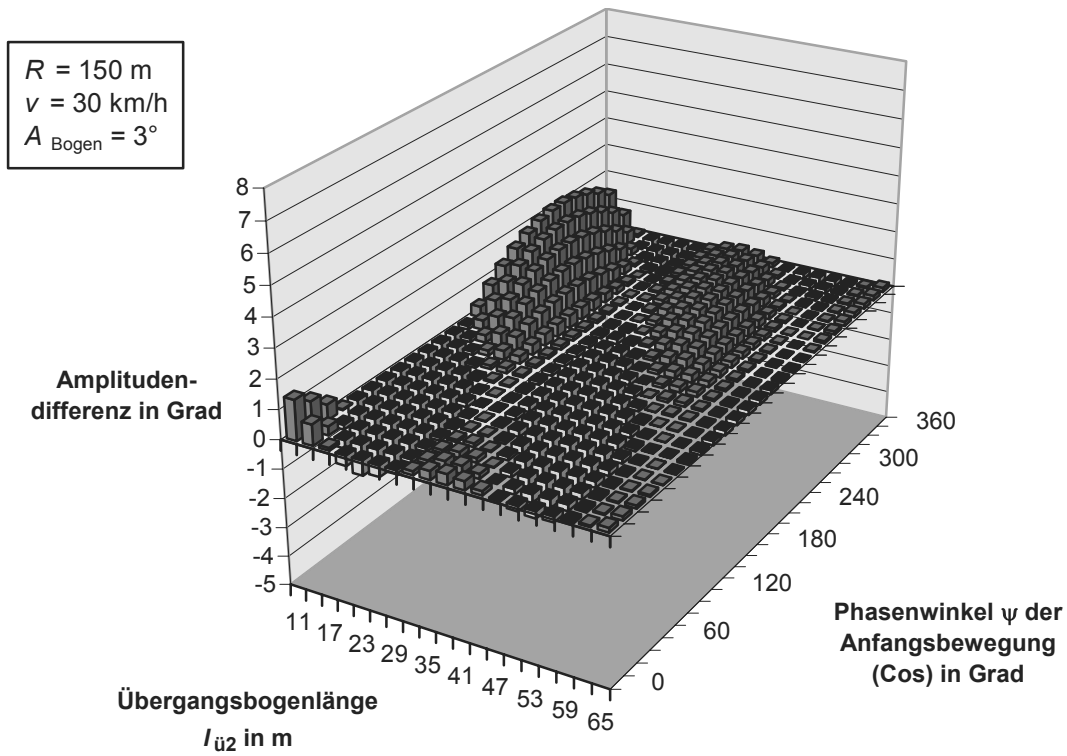


Abb. D-5: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 30 \text{ km/h}$

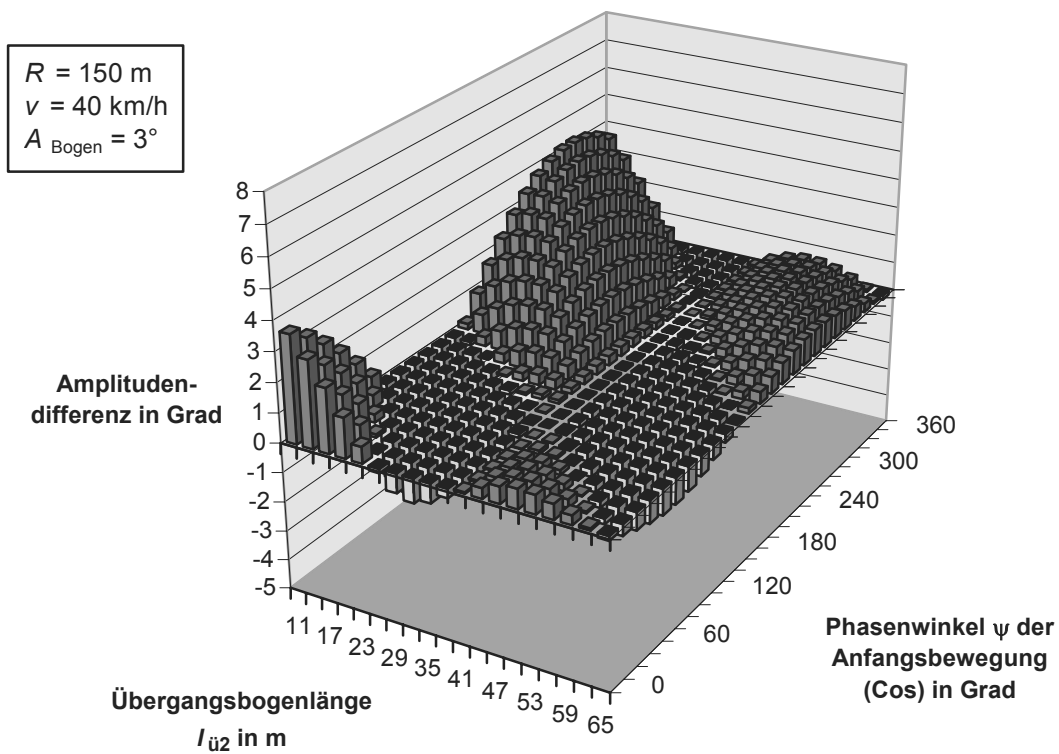


Abb. D-6: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 40 \text{ km/h}$

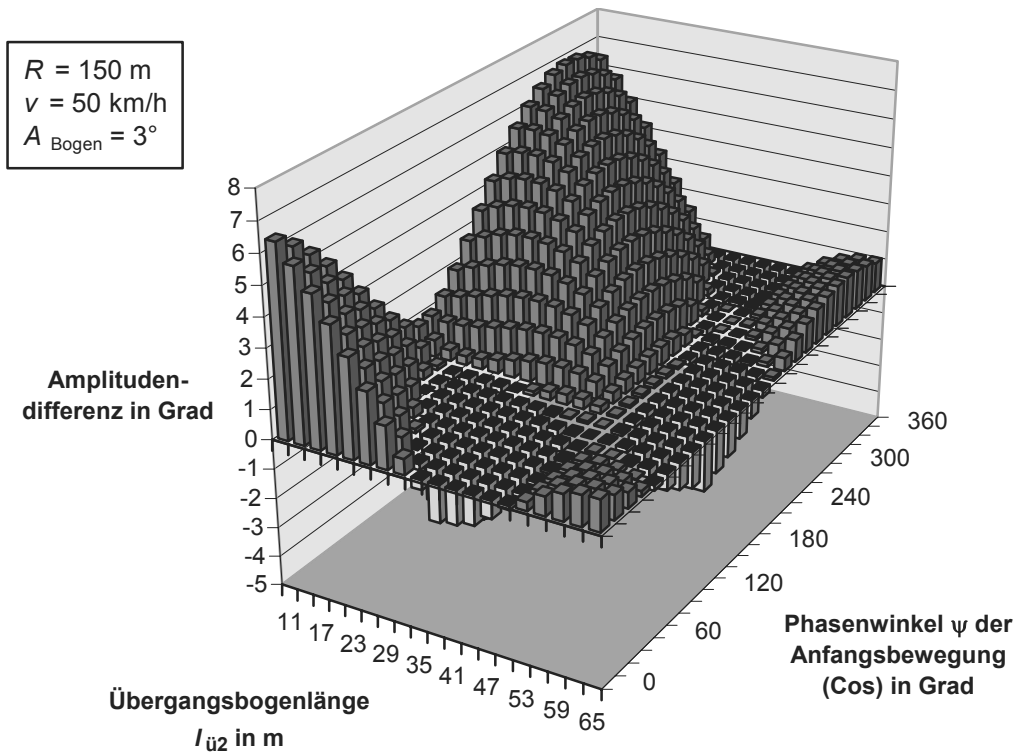


Abb. D-7: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 50 \text{ km/h}$

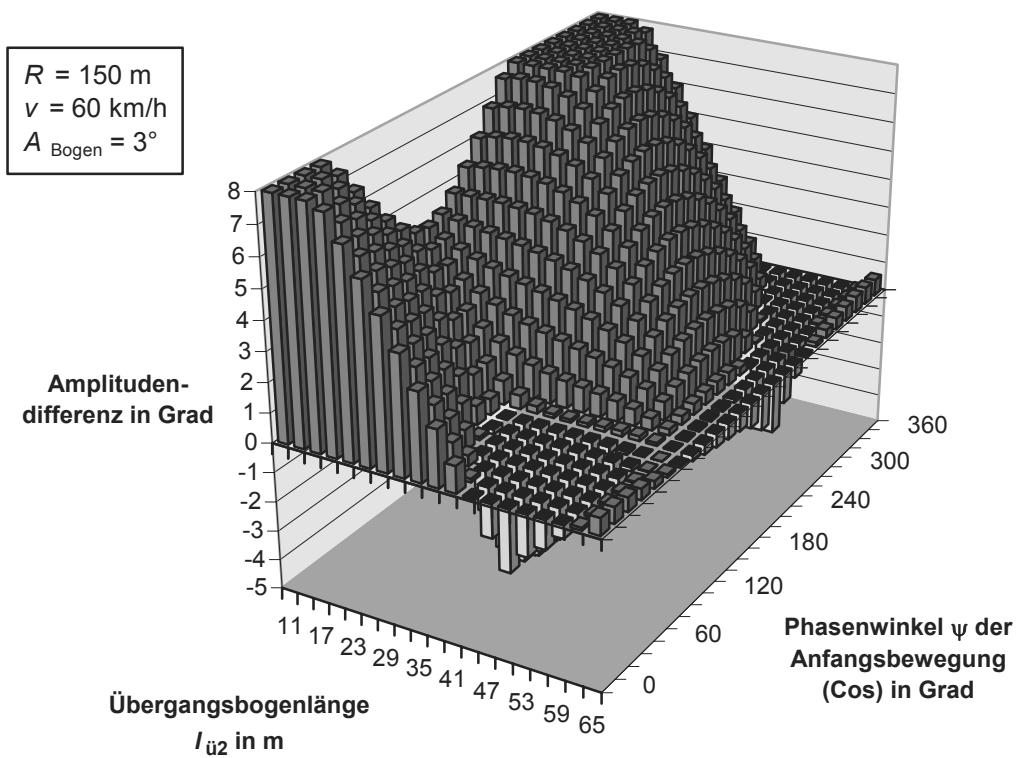


Abb. D-8: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 60 \text{ km/h}$

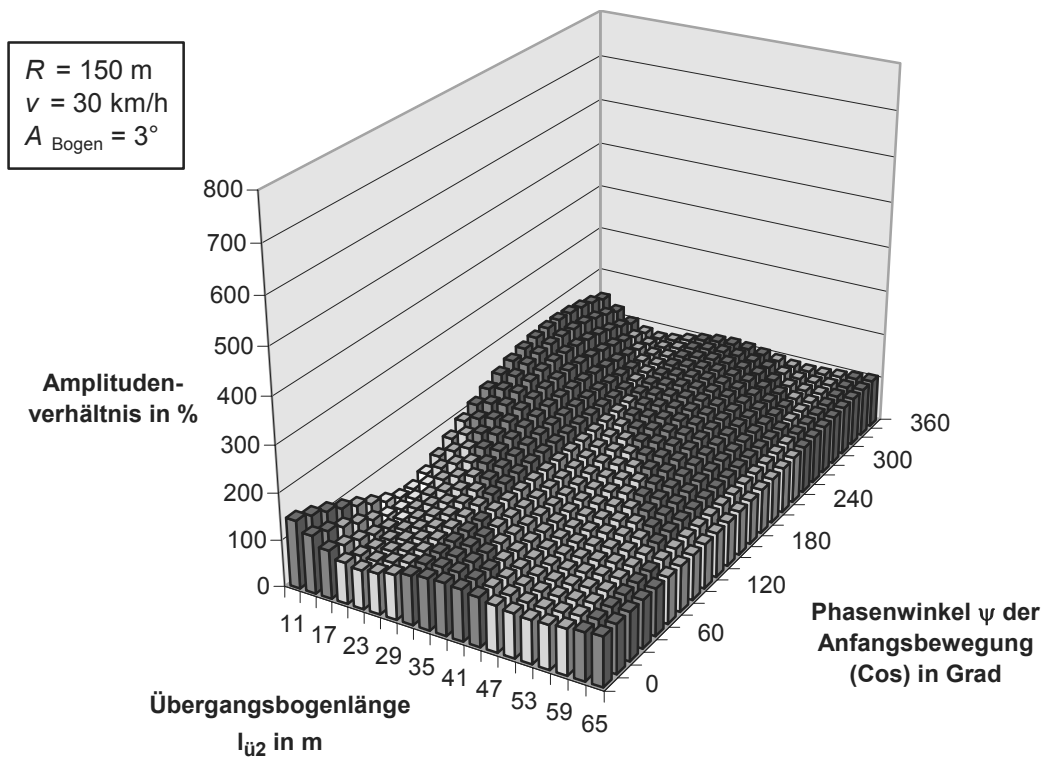


Abb. D-9: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 30 \text{ km/h}$

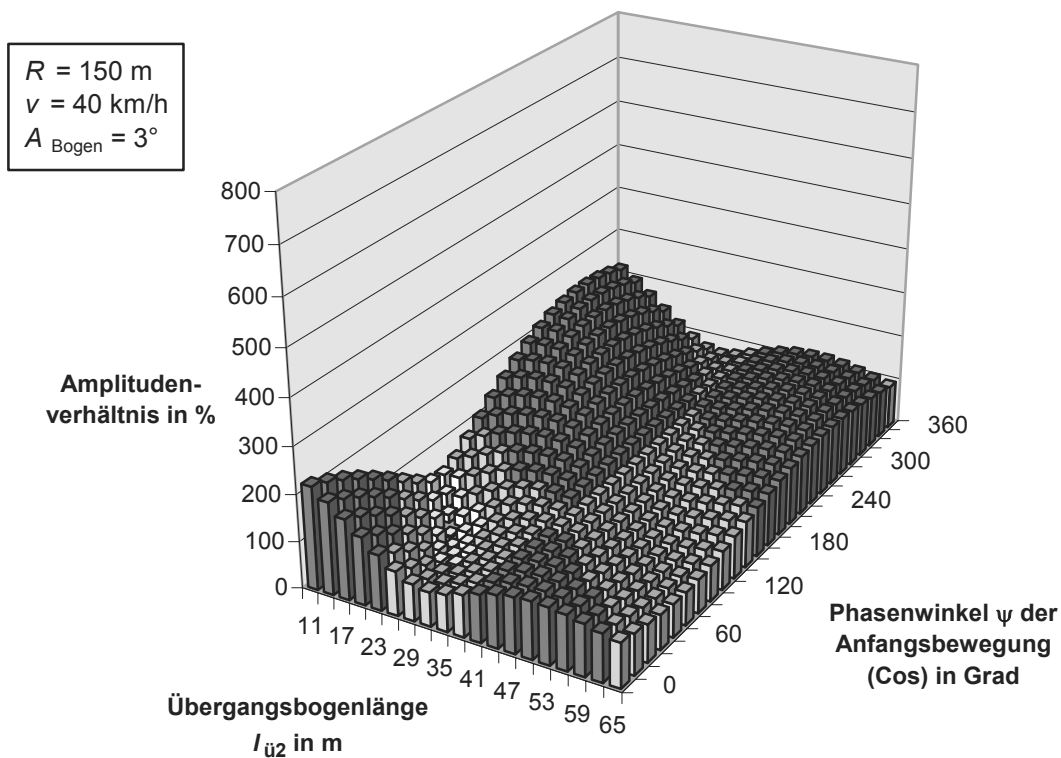


Abb. D-10: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 40 \text{ km/h}$



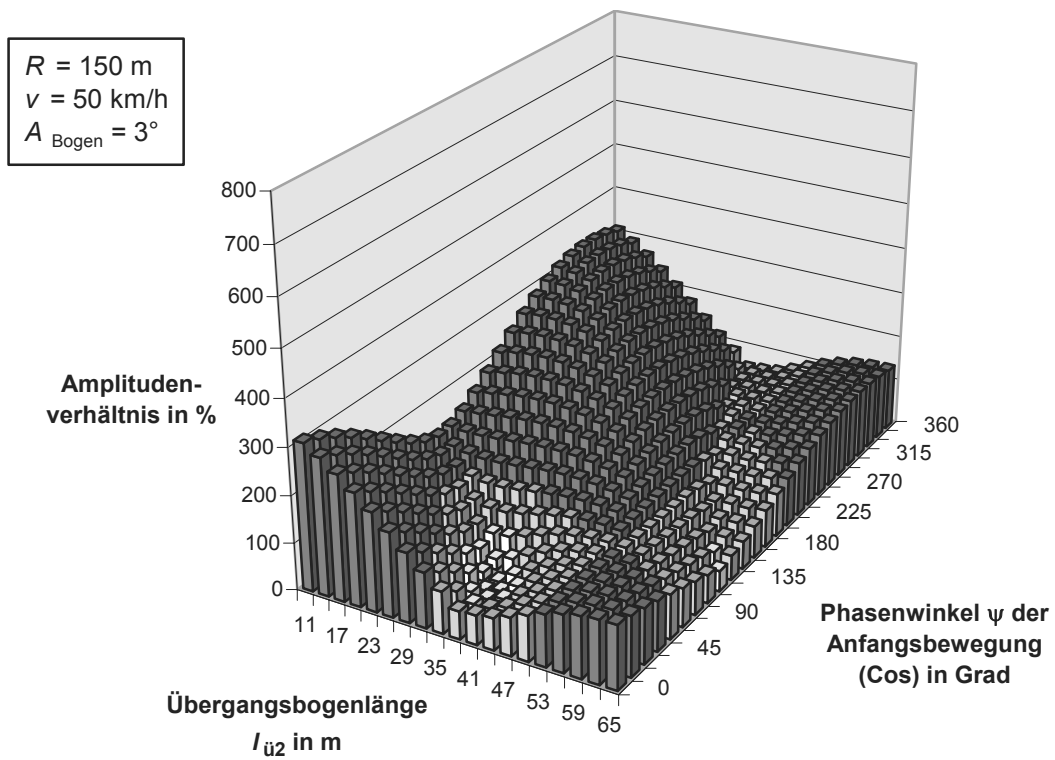


Abb. D-11: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 50 \text{ km/h}$

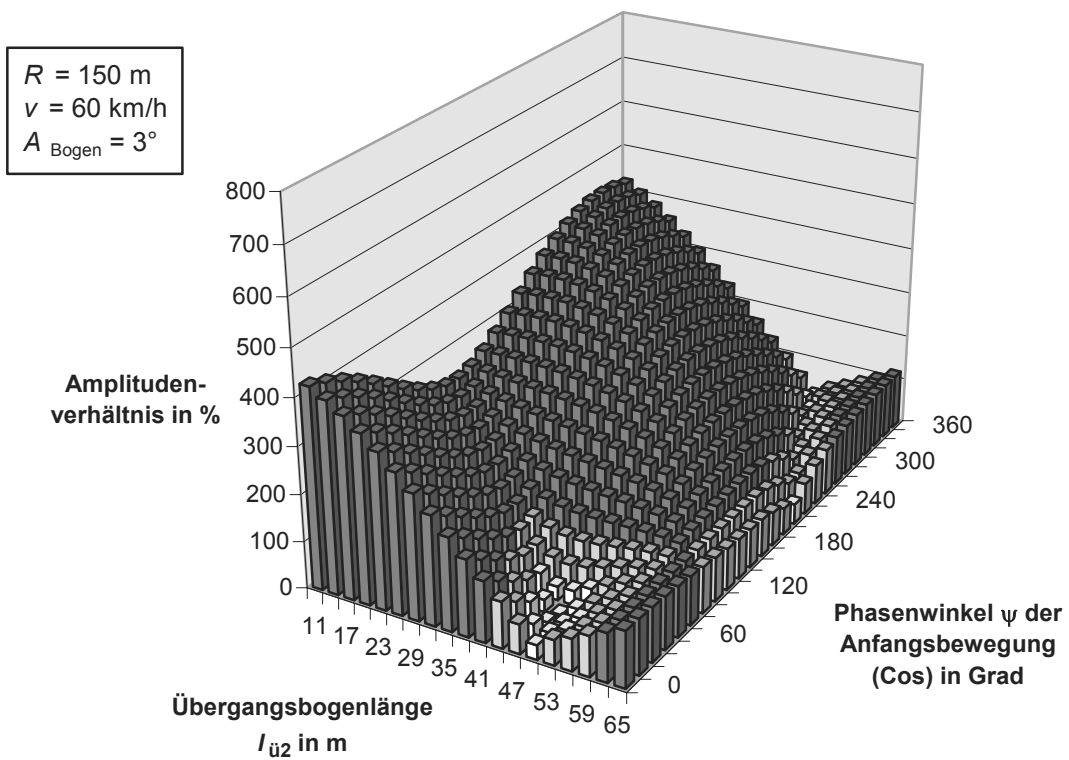
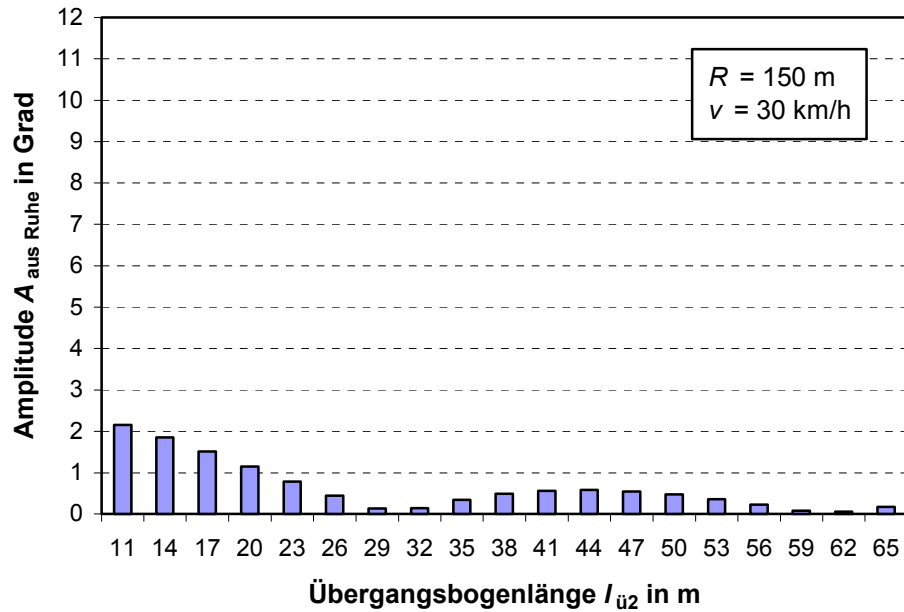
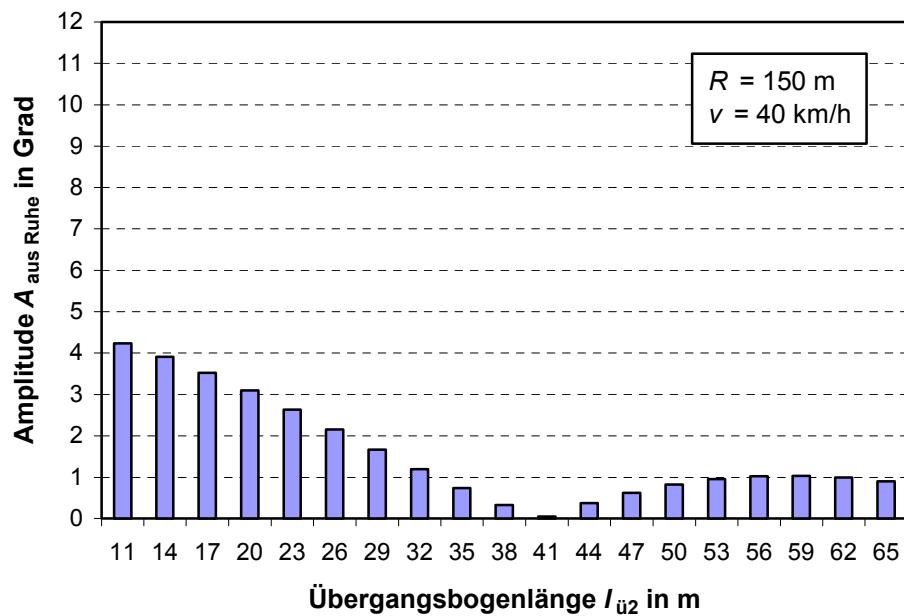


Abb. D-12: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $v = 60 \text{ km/h}$

Abb. D-13: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $v = 30 \text{ km/h}$ Abb. D-14: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $v = 40 \text{ km/h}$

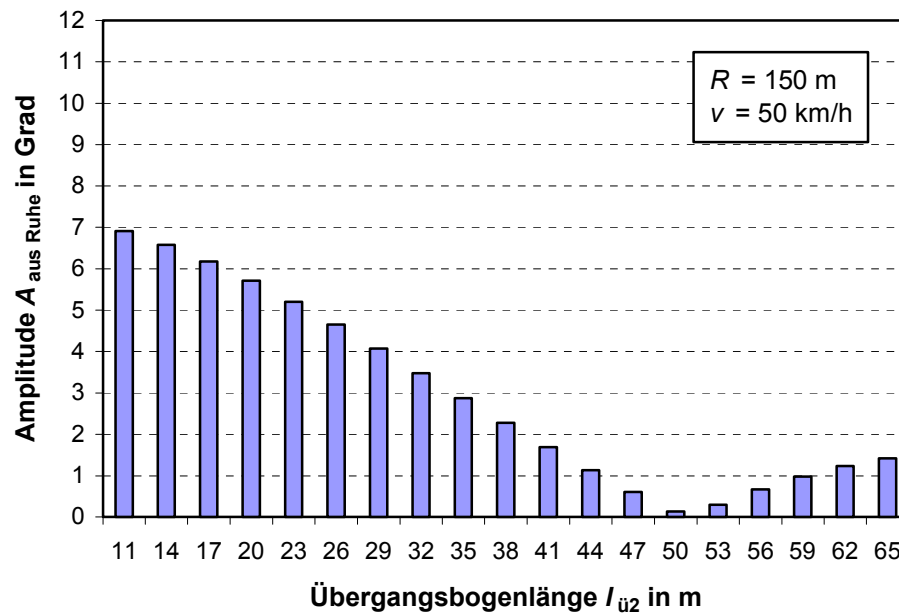


Abb. D-15: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $v = 50 \text{ km/h}$

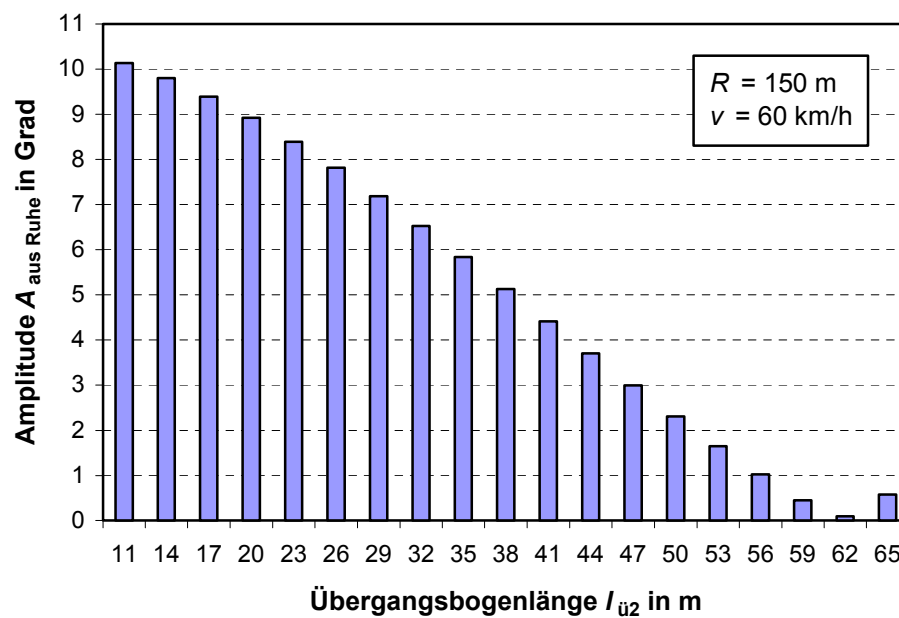
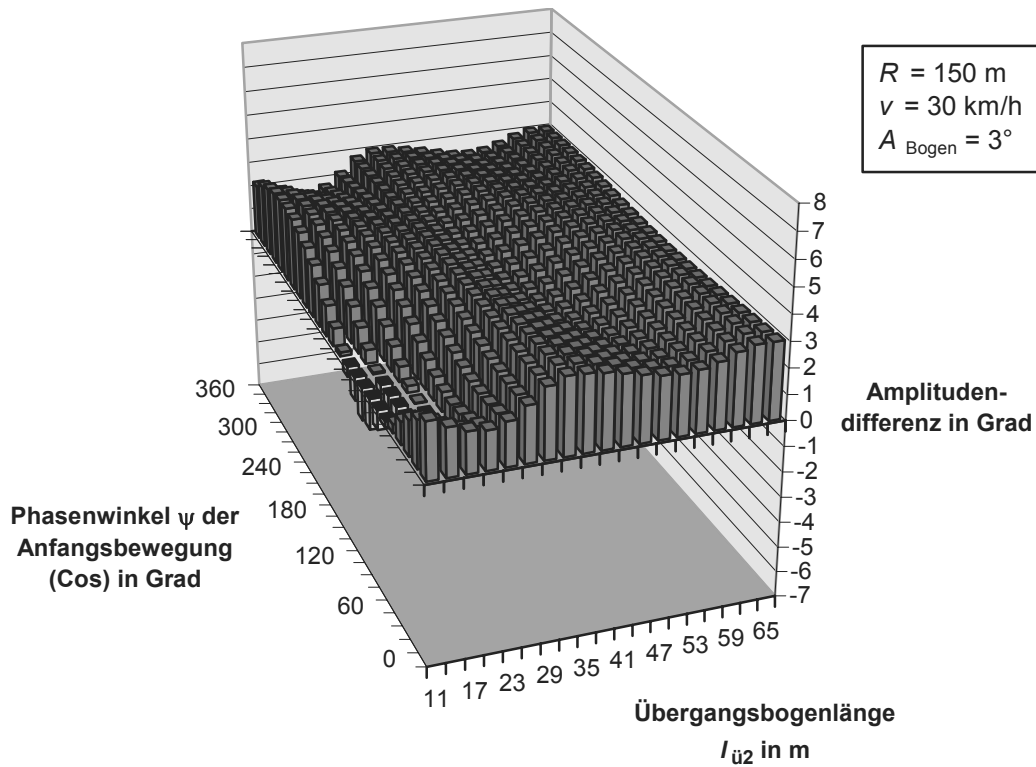
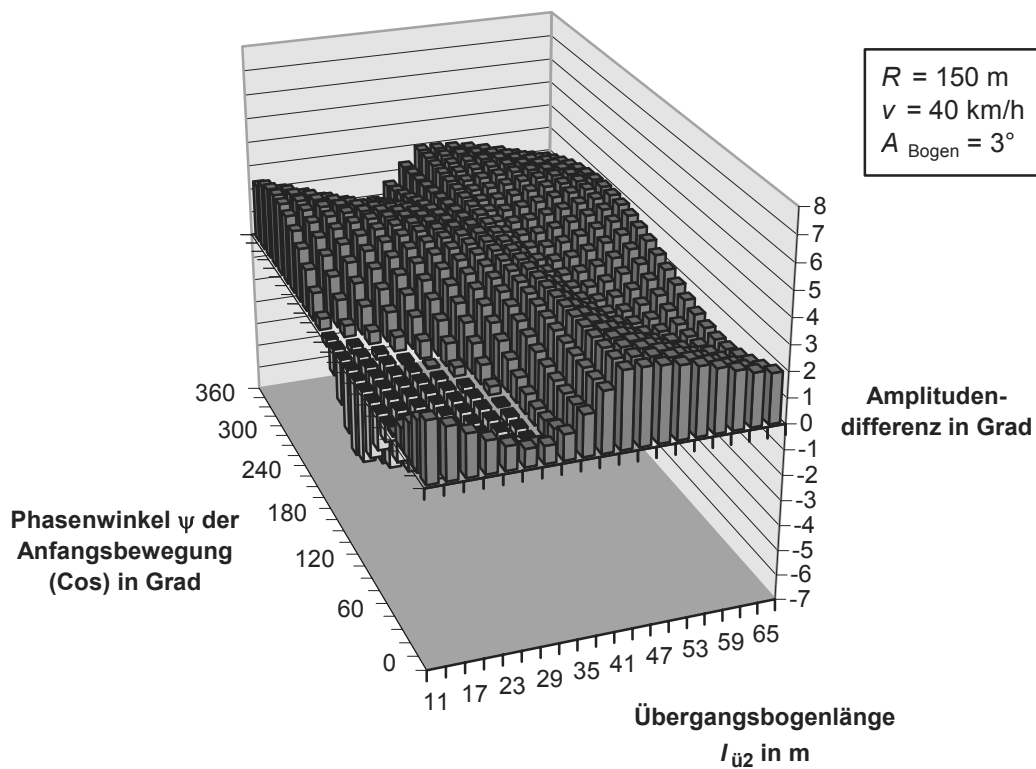


Abb. D-16: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $v = 60 \text{ km/h}$

Abb. D-17: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 30 \text{ km/h}$ Abb. D-18: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 40 \text{ km/h}$

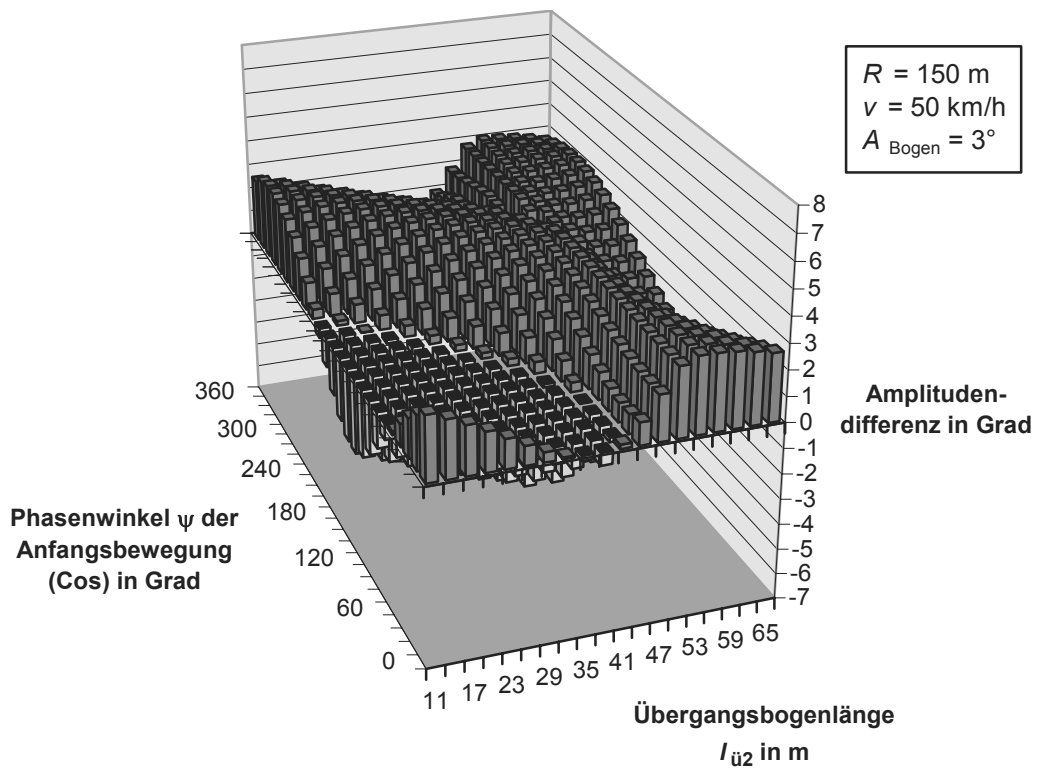


Abb. D-19: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 50 \text{ km/h}$

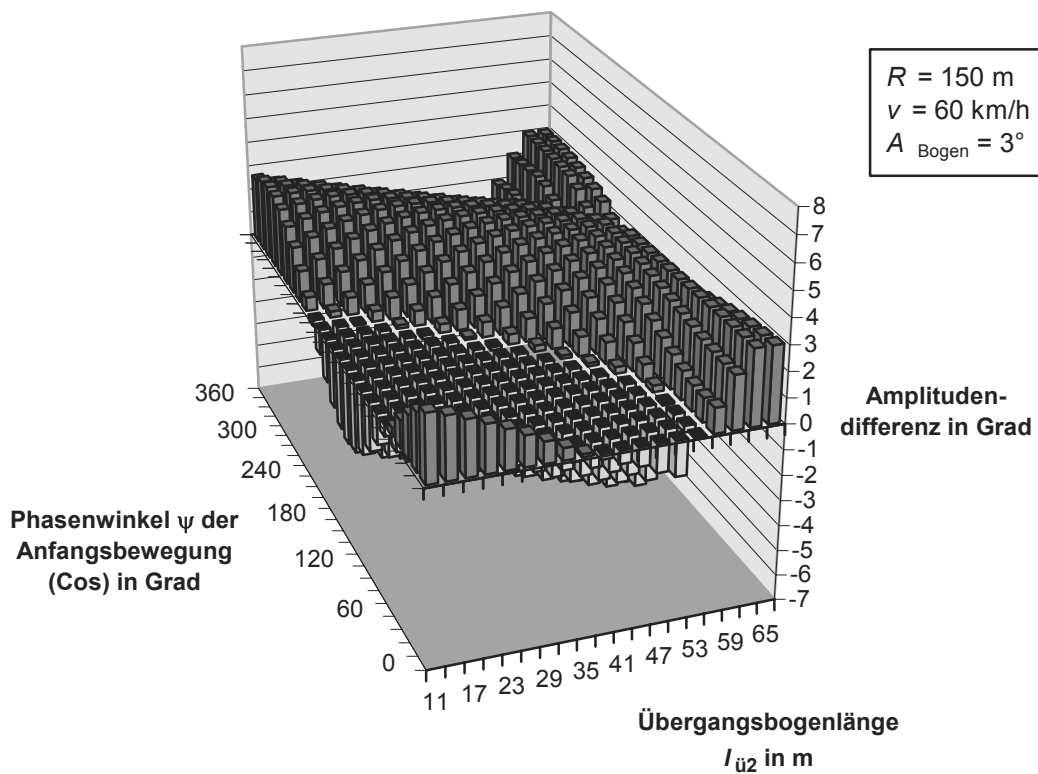


Abb. D-20: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 60 \text{ km/h}$

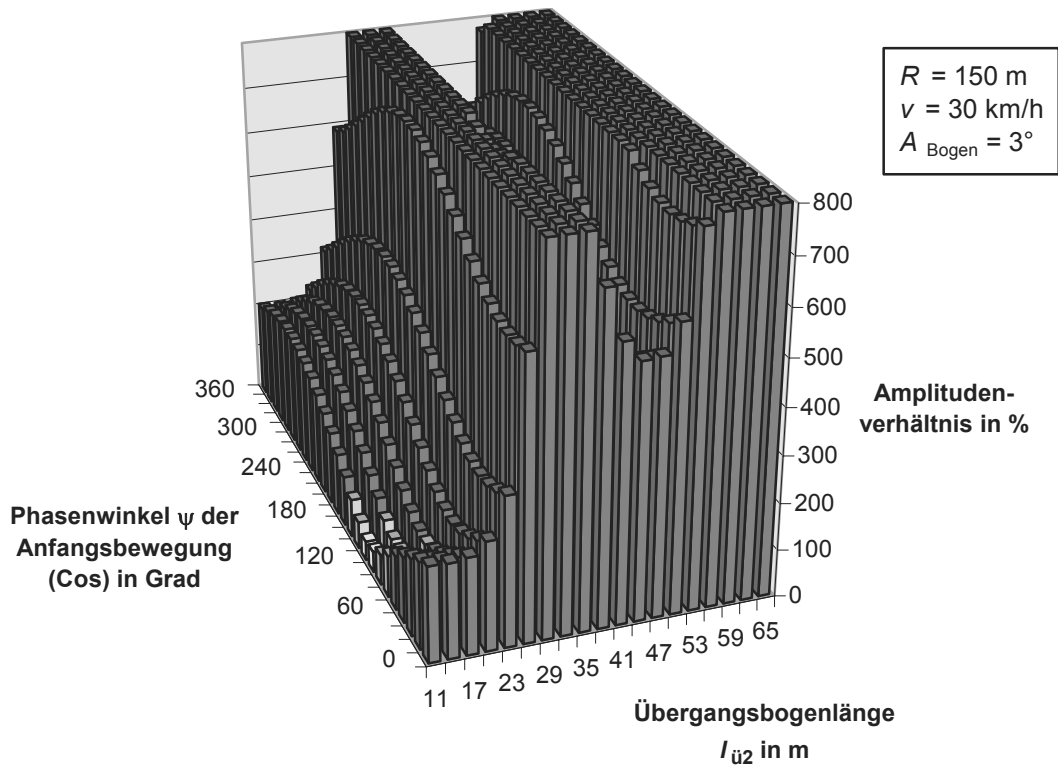


Abb. D-21: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 30 \text{ km/h}$

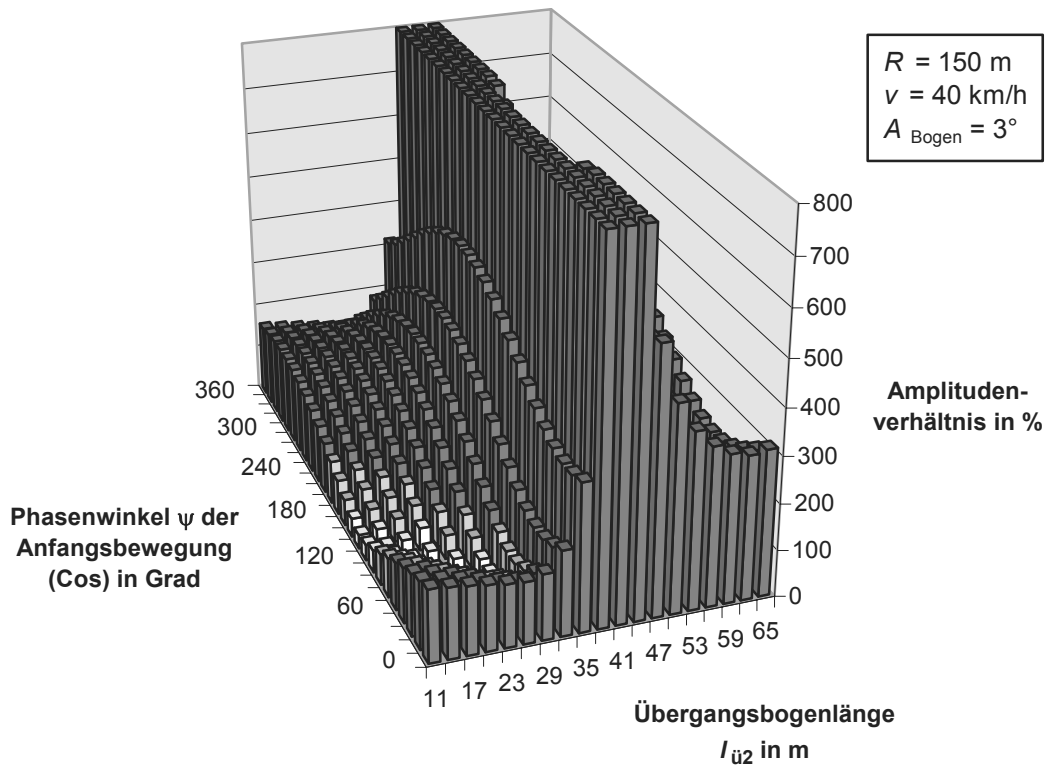


Abb. D-22: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 40 \text{ km/h}$

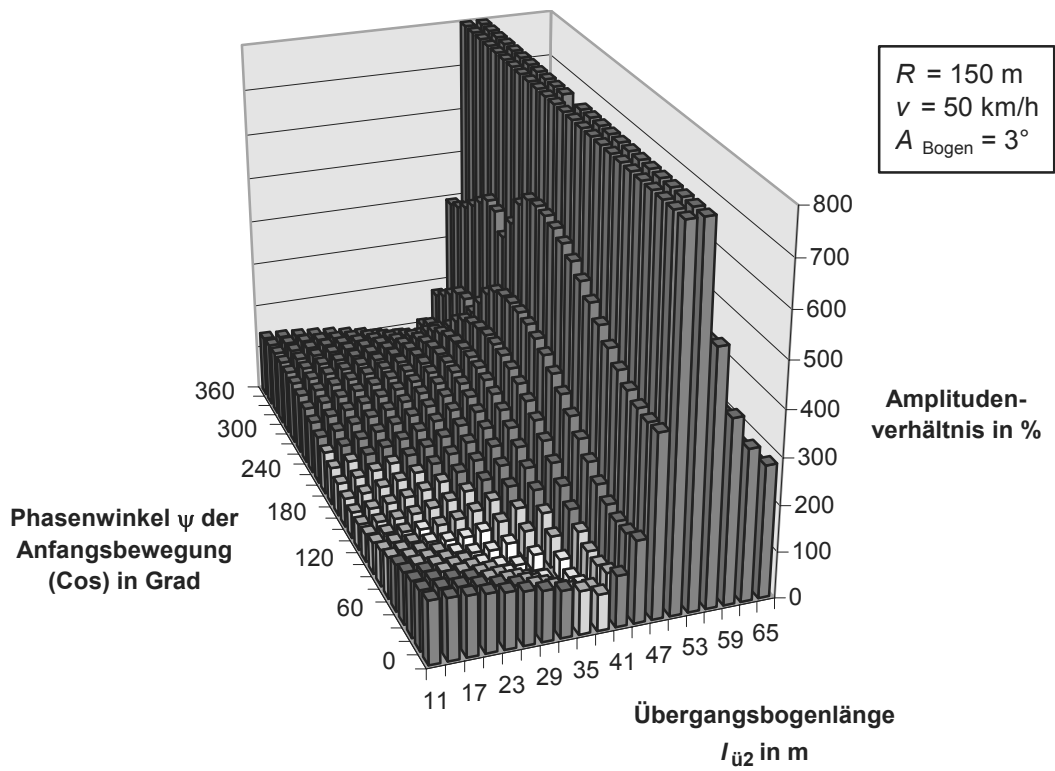


Abb. D-23: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 50 \text{ km/h}$

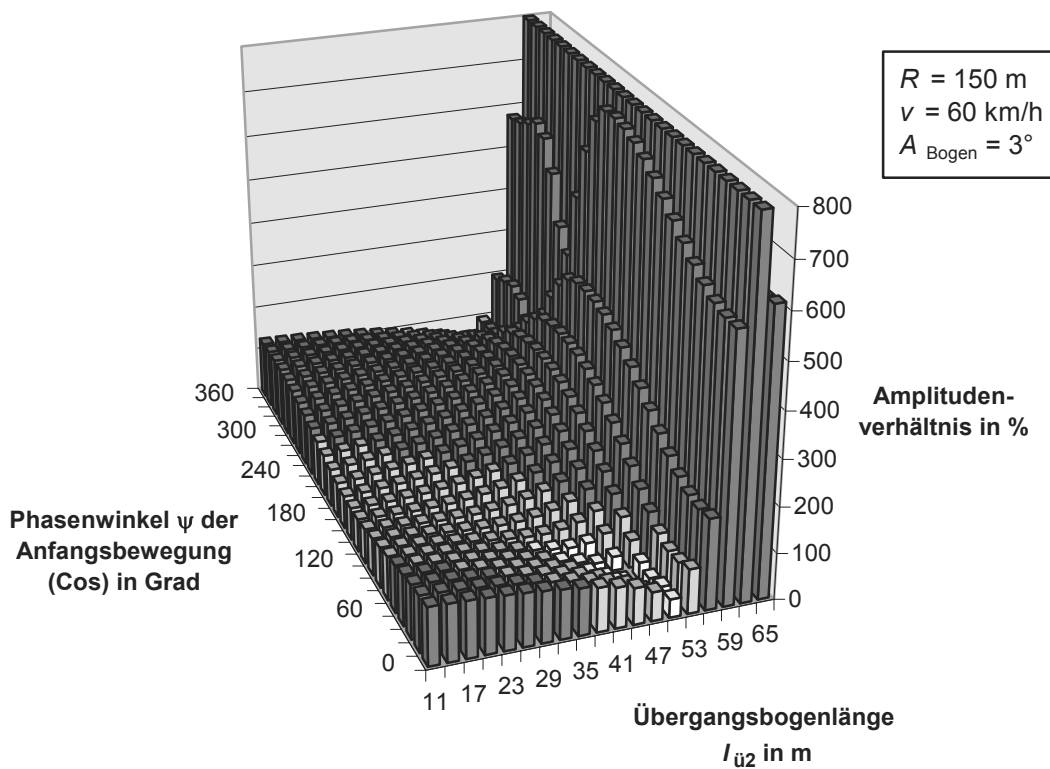


Abb. D-24: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $v = 60 \text{ km/h}$

## E Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Variation des Bogenradius

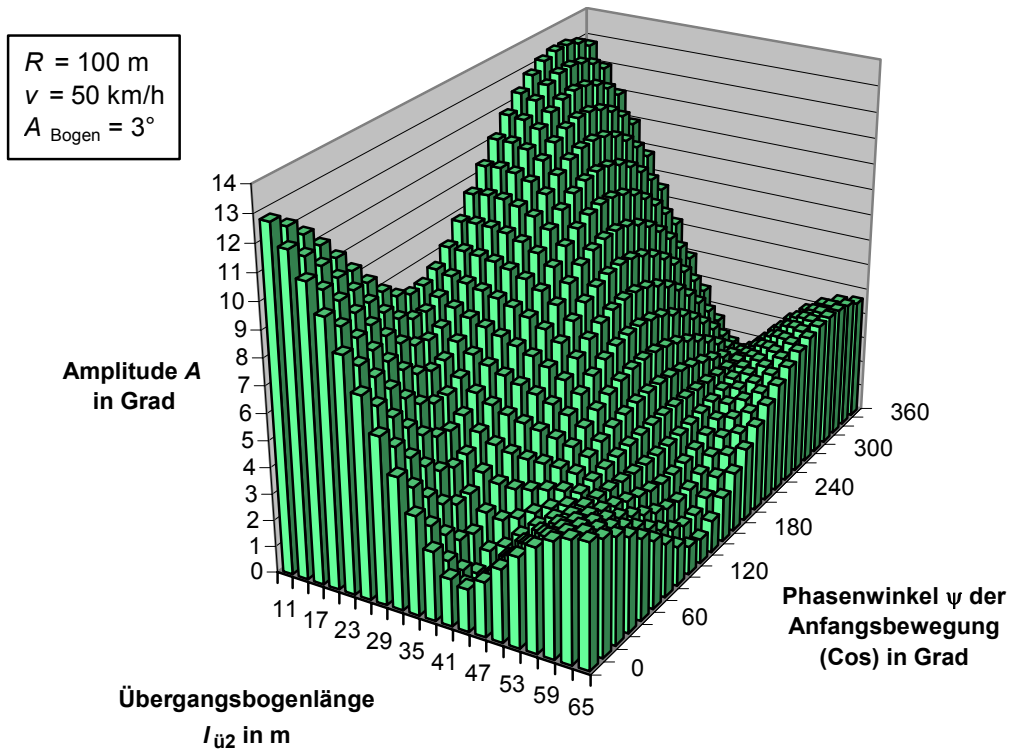


Abb. E-1: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $R = 100 \text{ m}$

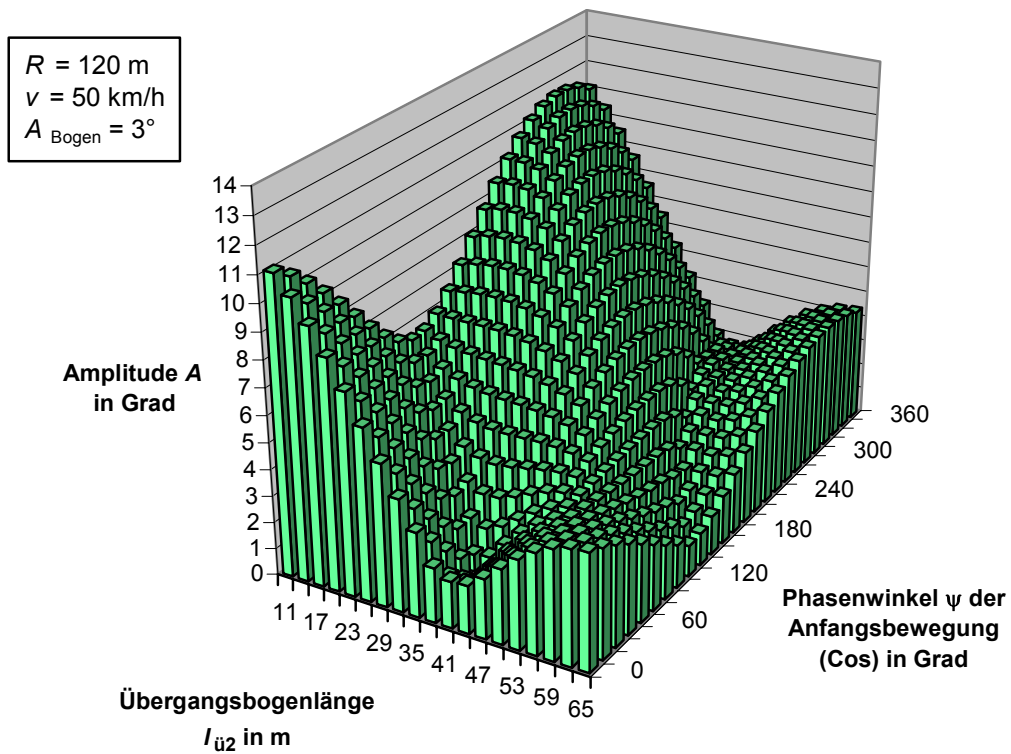


Abb. E-2: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $R = 120 \text{ m}$



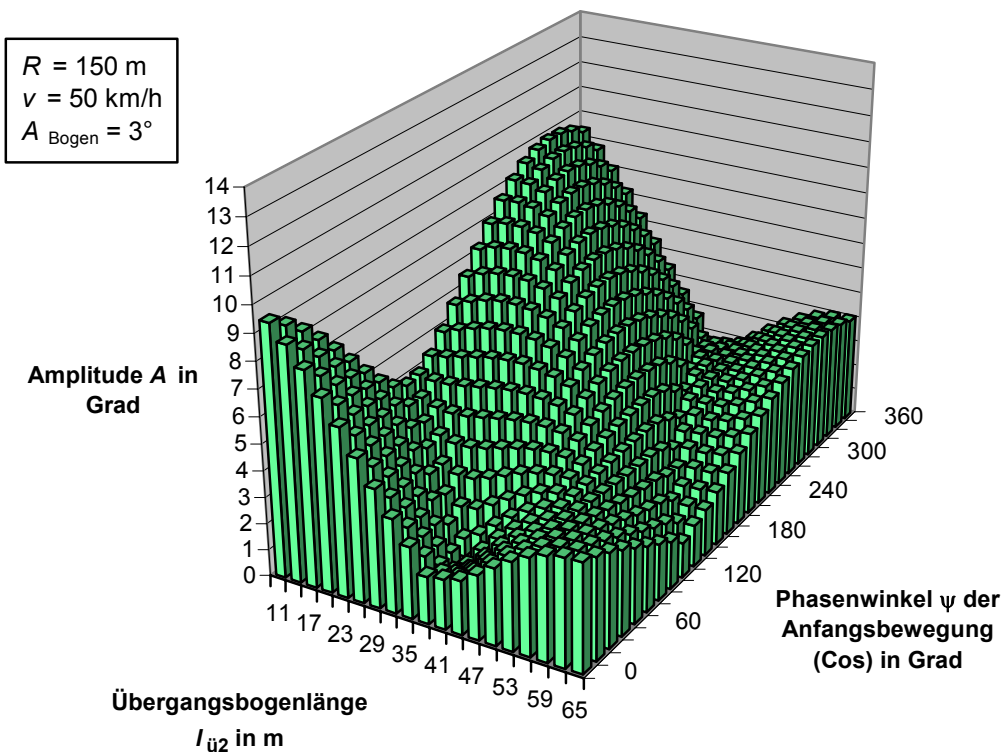


Abb. E-3: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $R = 150 \text{ m}$

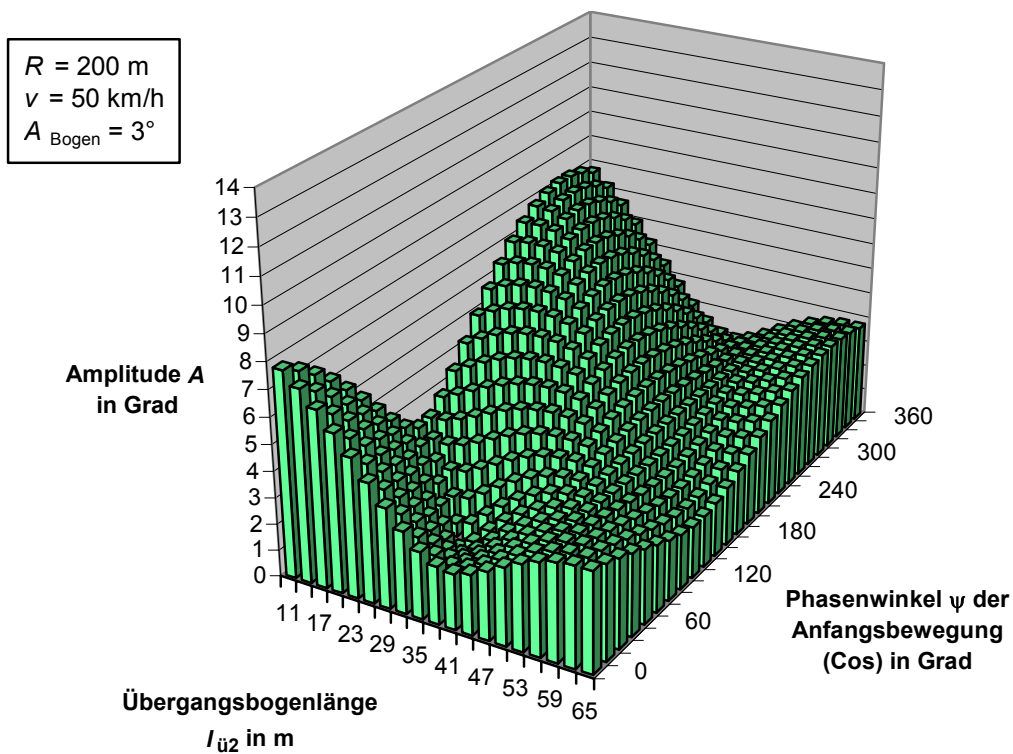


Abb. E-4: Amplitude auf der Auslaufgeraden für  $R = 200 \text{ m}$

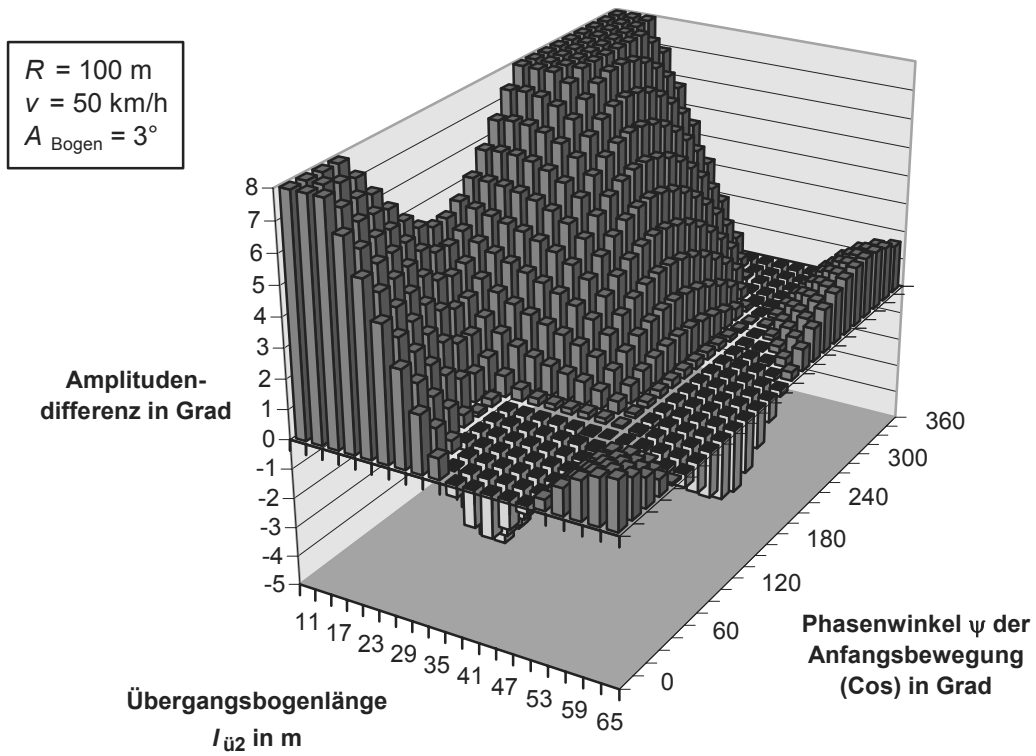


Abb. E-5: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 100 \text{ m}$

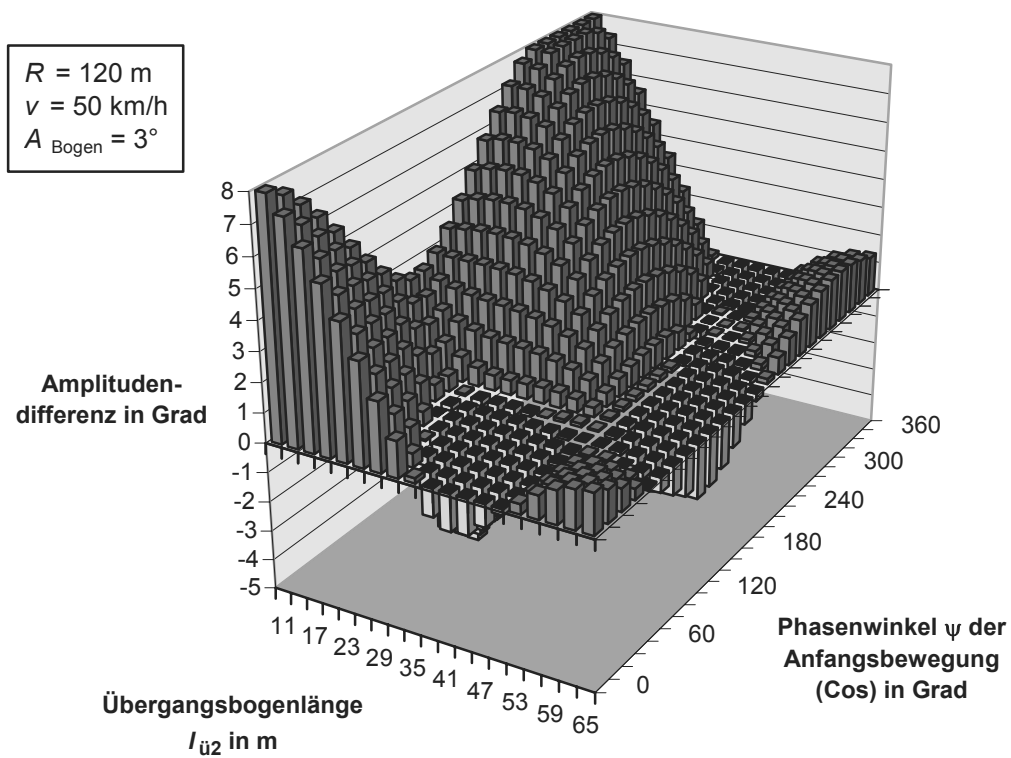


Abb. E-6: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 120 \text{ m}$

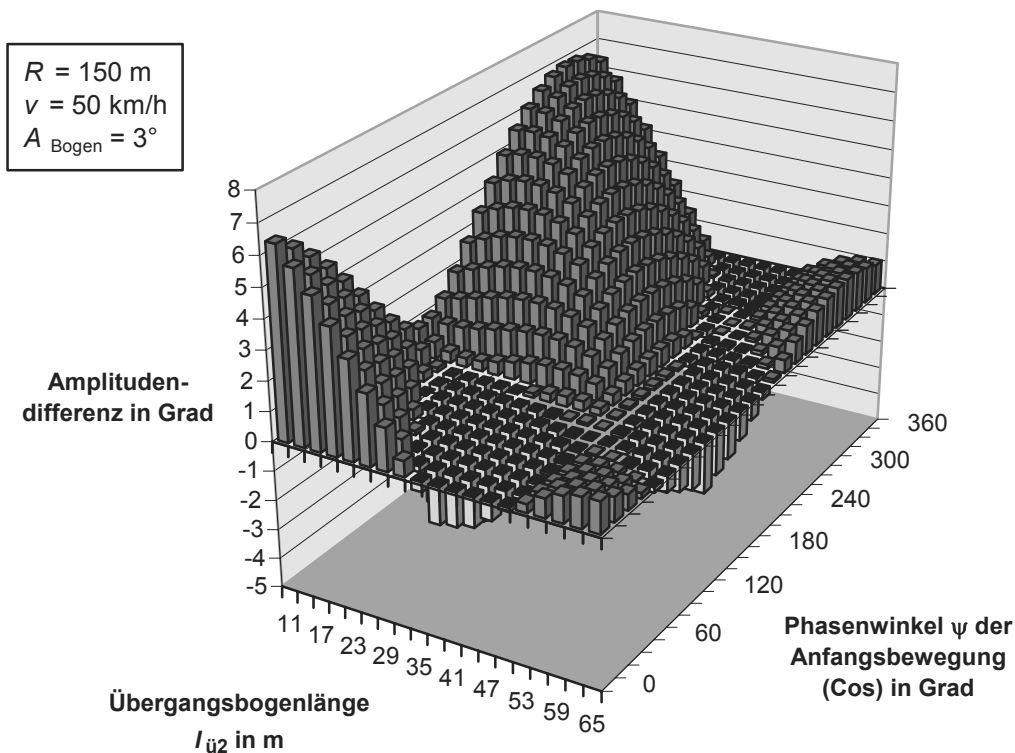


Abb. E-7: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 150 \text{ m}$

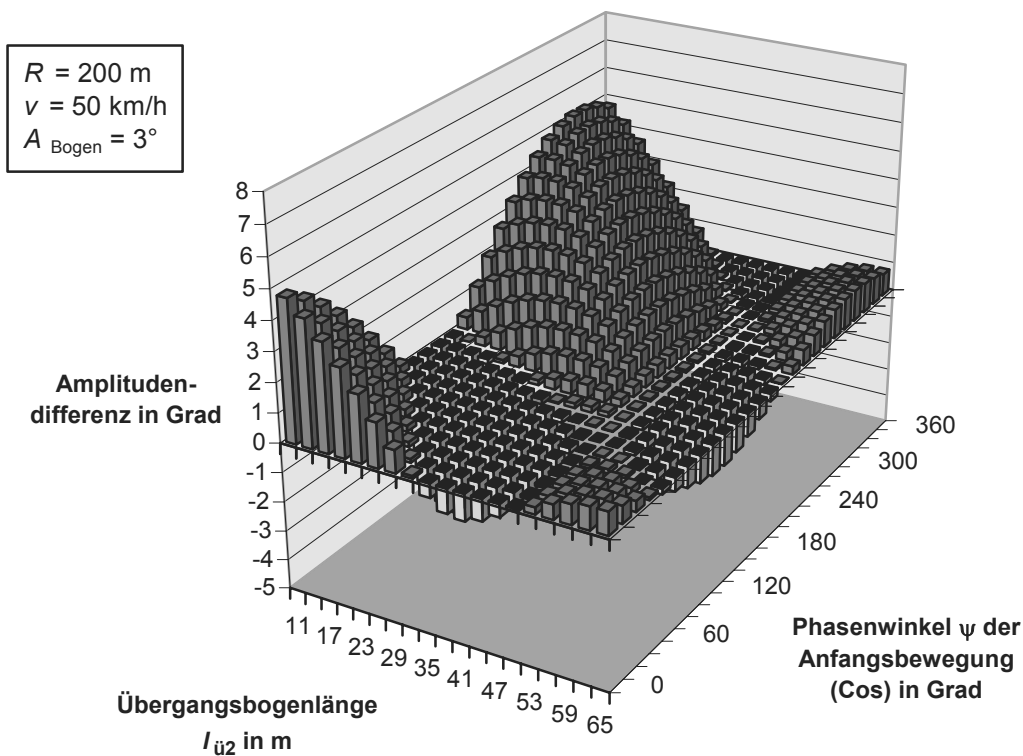


Abb. E-8: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 200 \text{ m}$

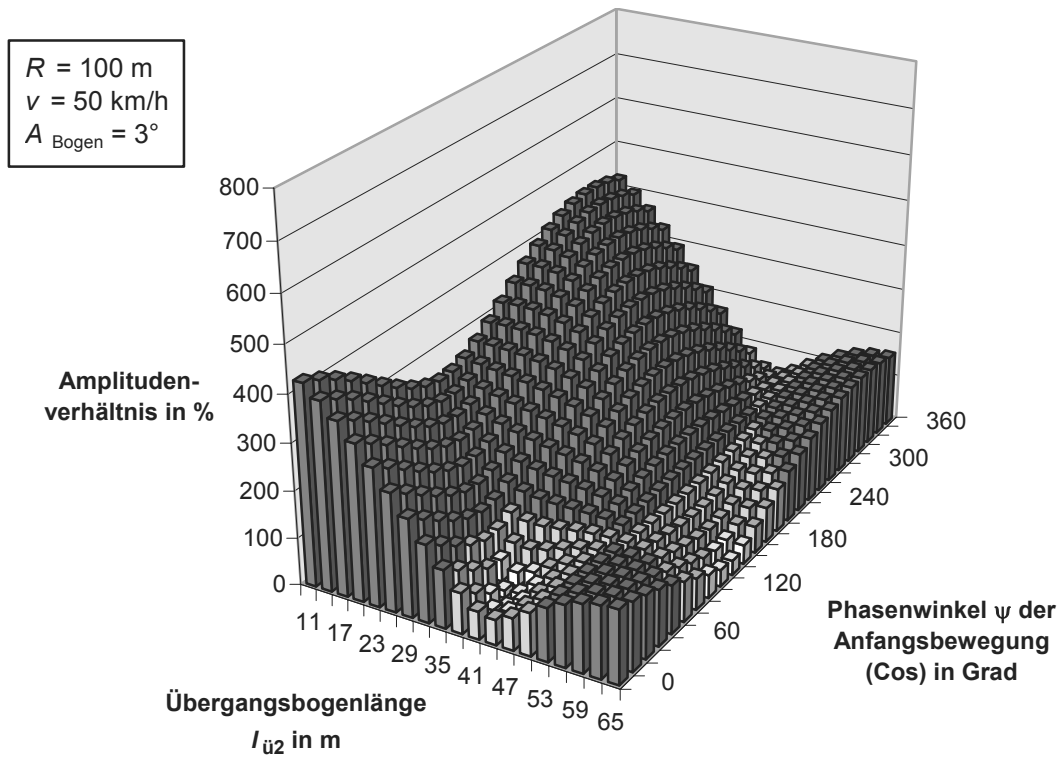


Abb. E-9: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 100 \text{ m}$

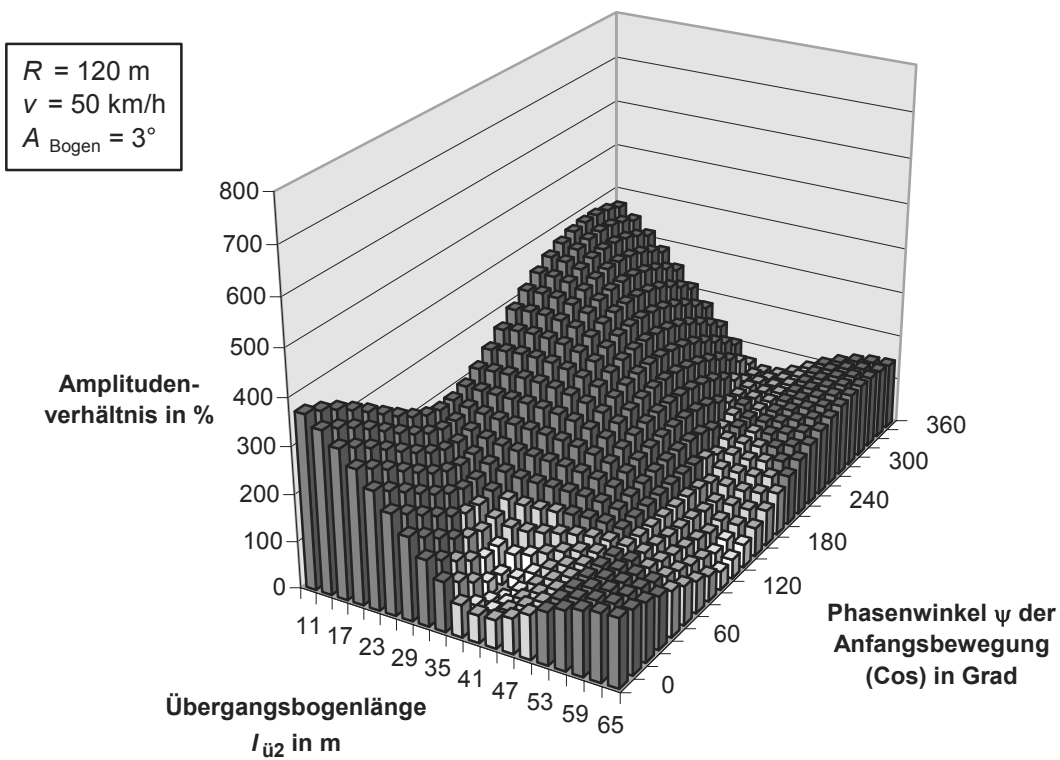


Abb. E-10: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 120 \text{ m}$

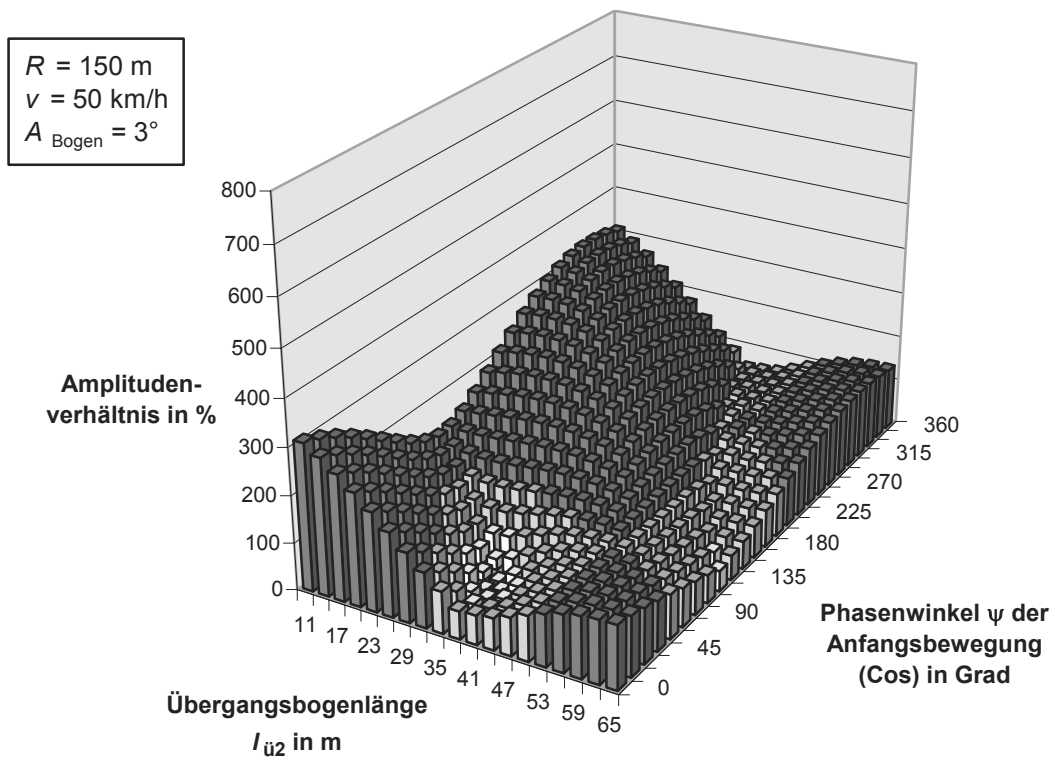


Abb. E-11: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 150 \text{ m}$

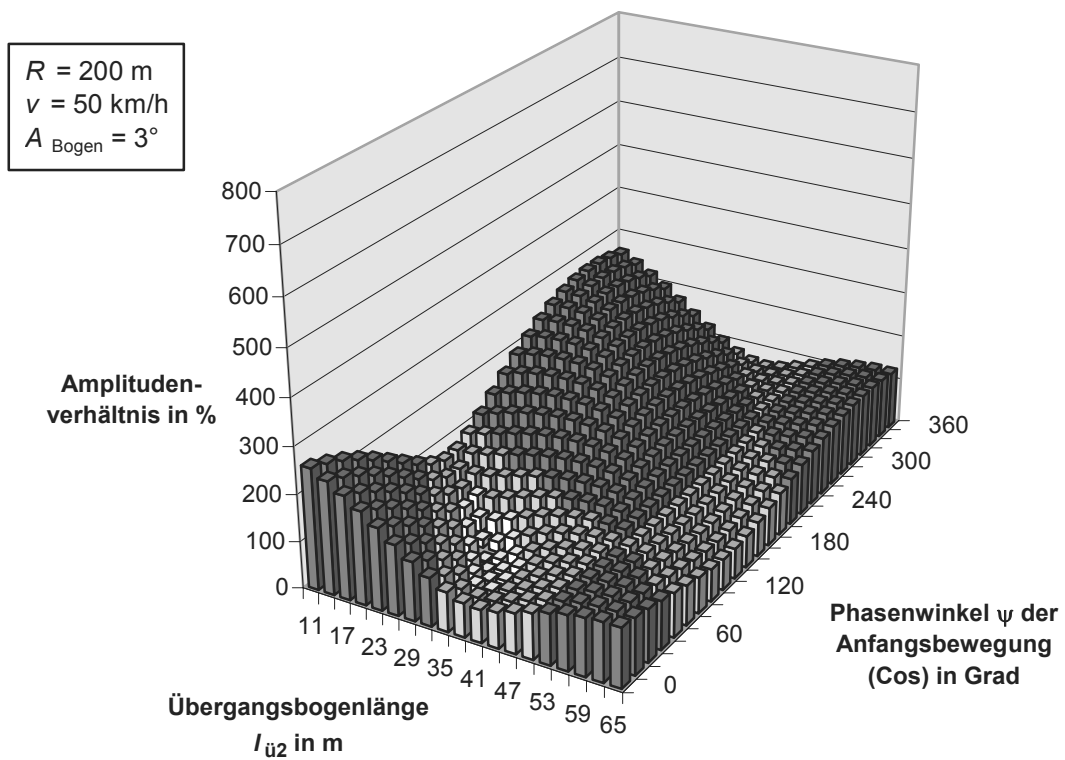


Abb. E-12: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen für  $R = 200 \text{ m}$

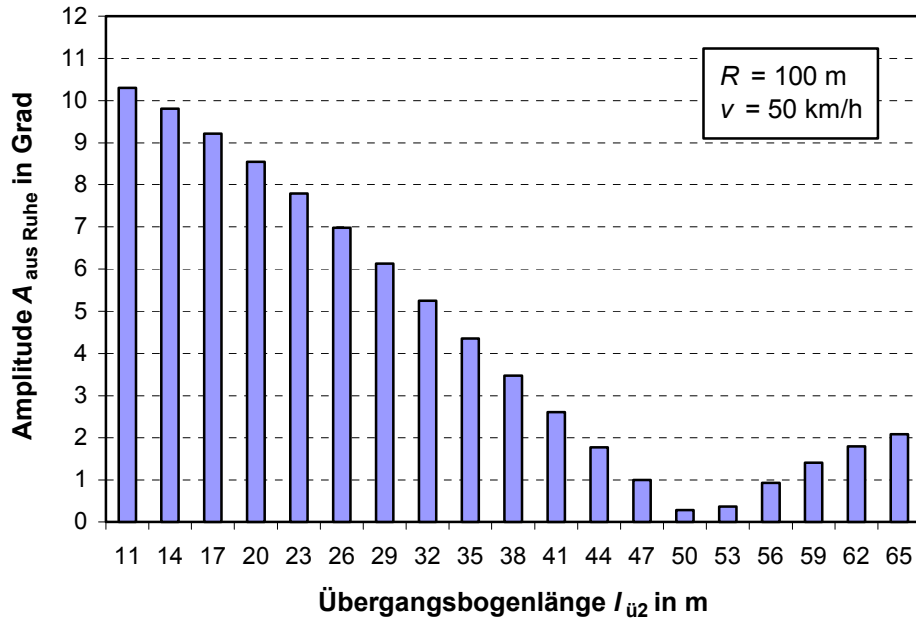


Abb. E-13: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $R = 100 \text{ m}$

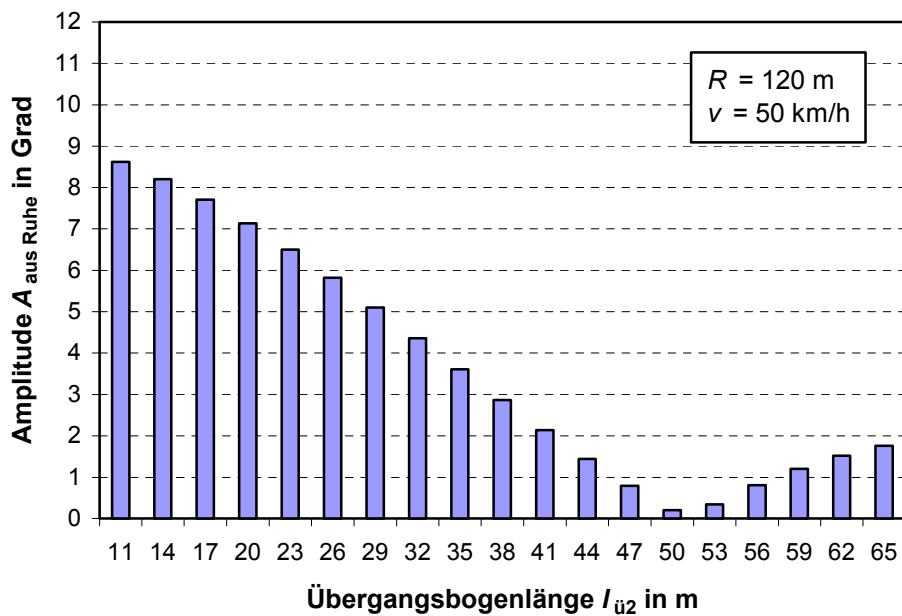


Abb. E-14: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $R = 120 \text{ m}$

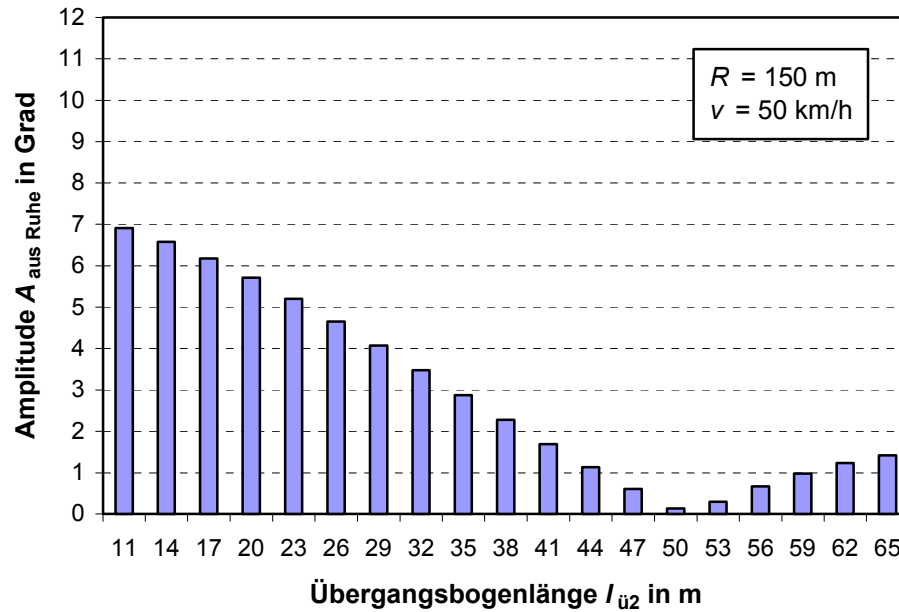


Abb. E-15: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $R = 150$  m

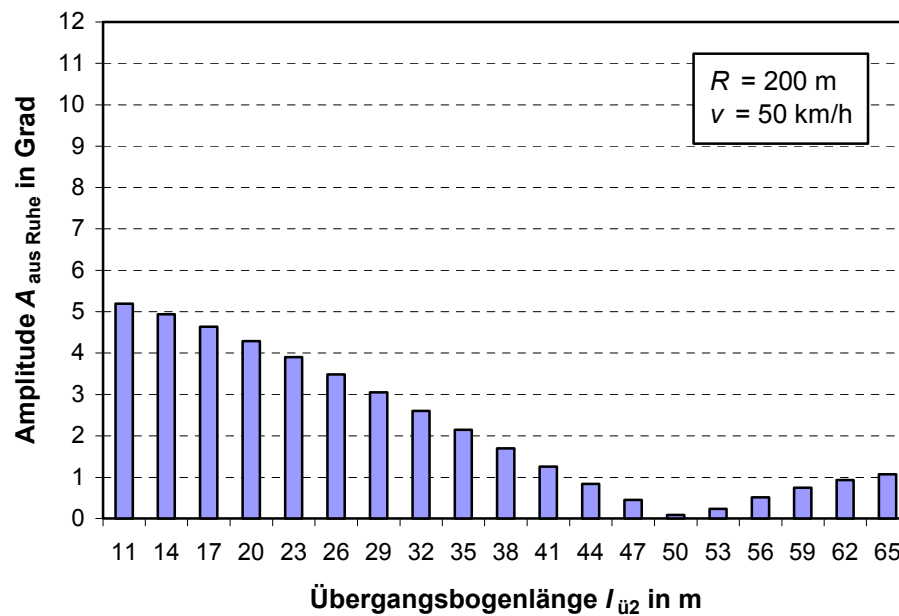
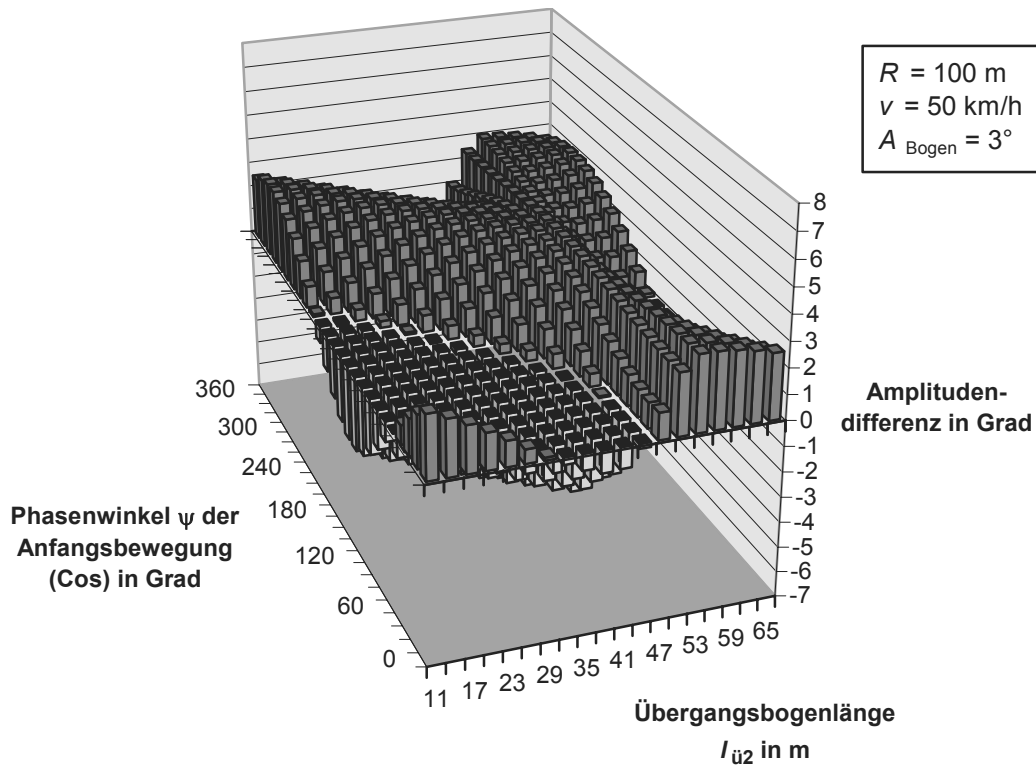
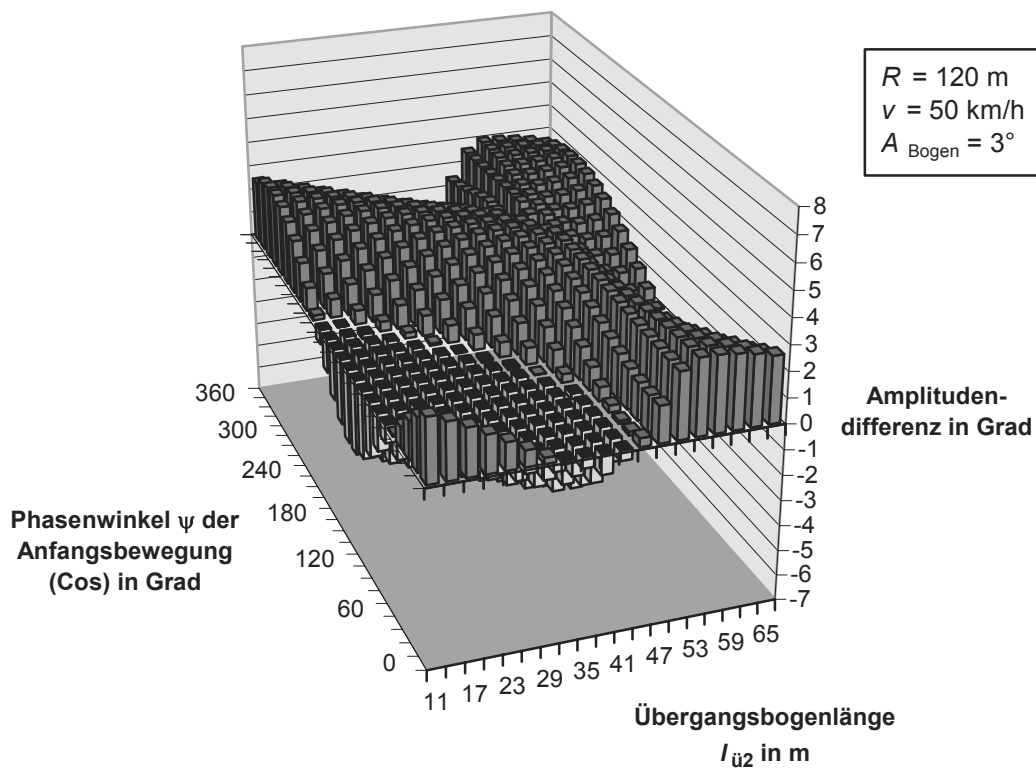


Abb. E-16: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf für  $R = 200$  m

Abb. E-17: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 100 \text{ m}$ Abb. E-18: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 120 \text{ m}$



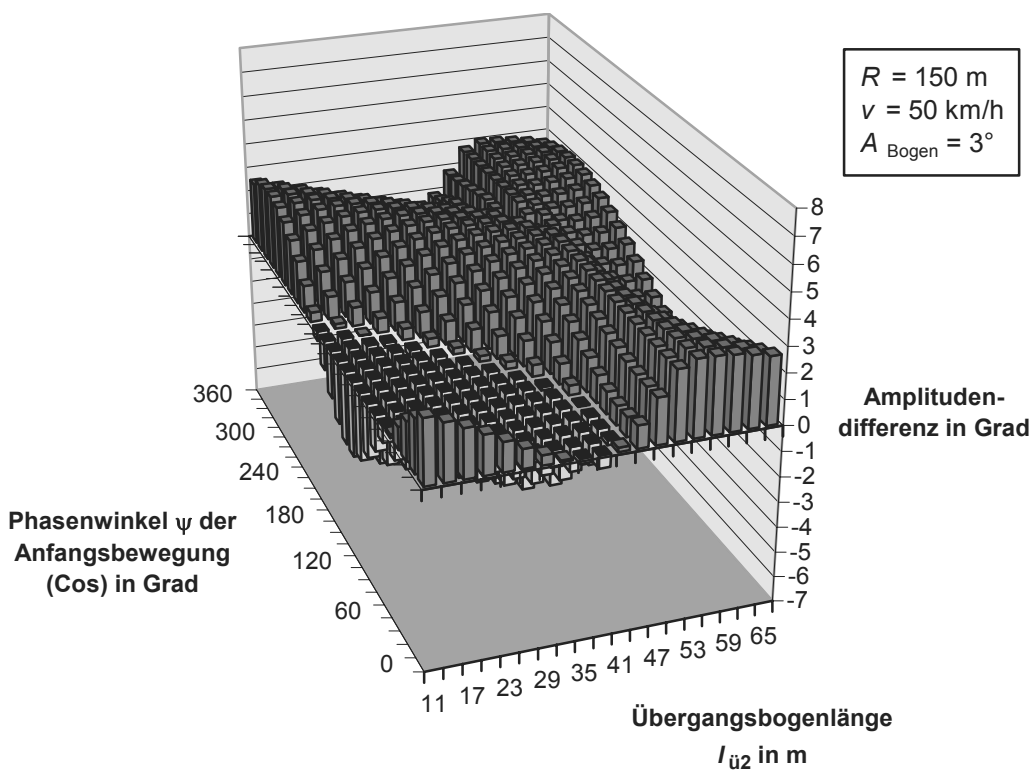


Abb. E-19: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 150 \text{ m}$

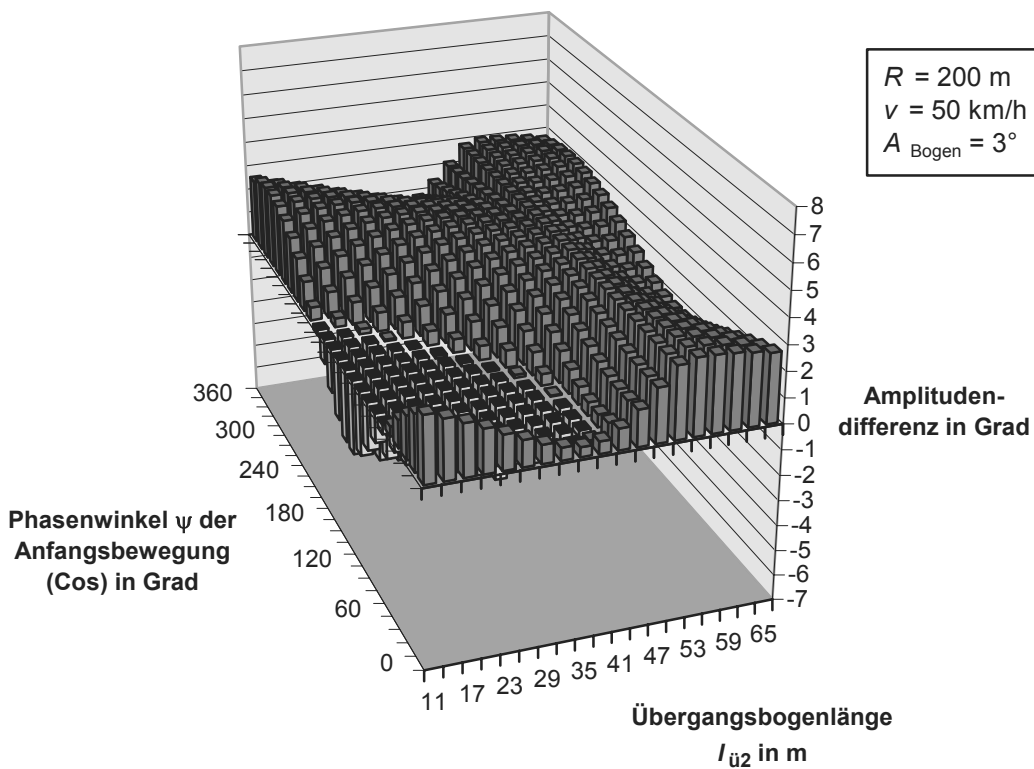
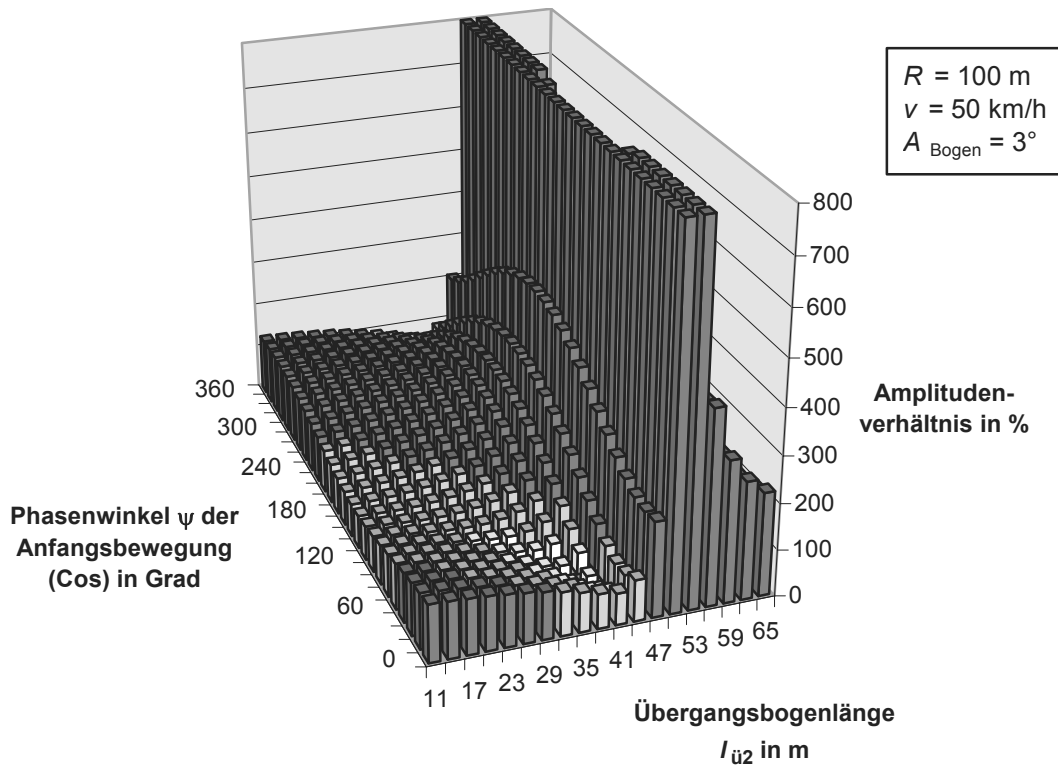
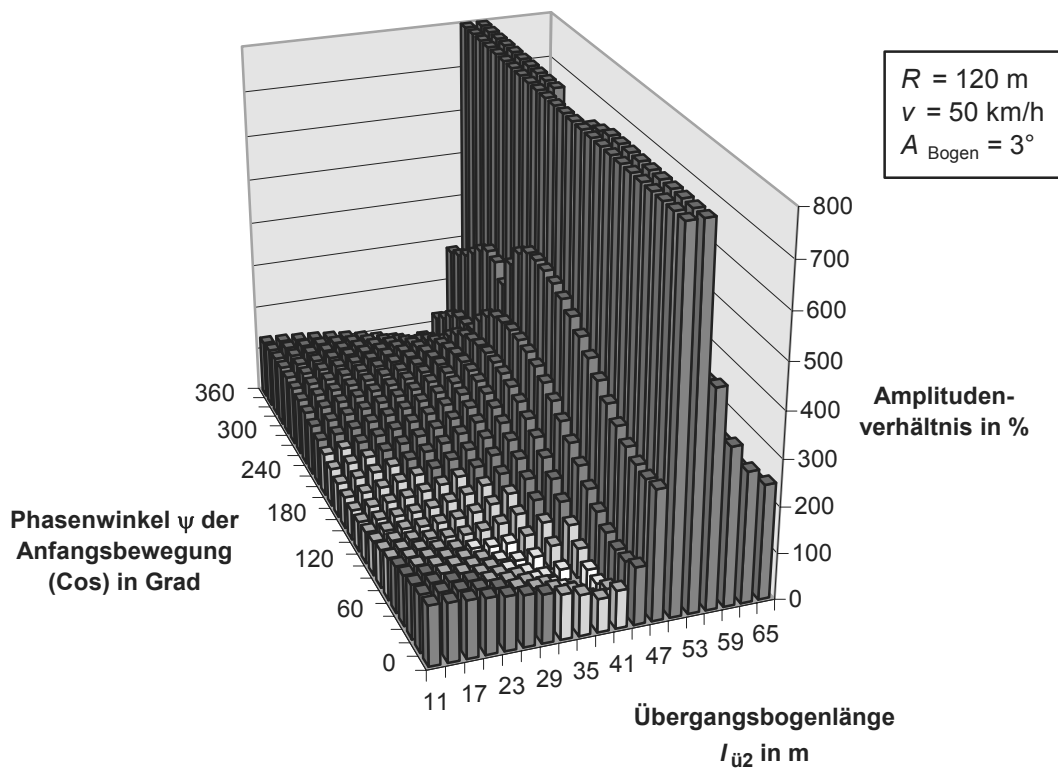


Abb. E-20: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 200 \text{ m}$

Abb. E-21: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 100 \text{ m}$ Abb. E-22: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 120 \text{ m}$

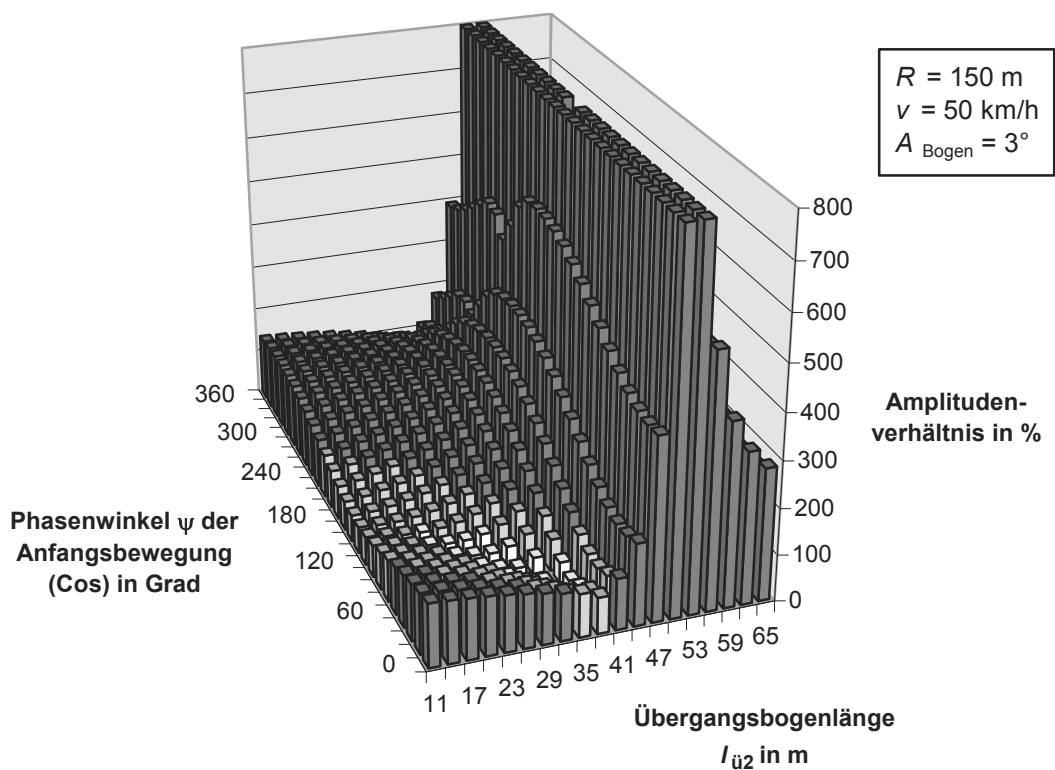


Abb. E-23: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 150\text{ m}$

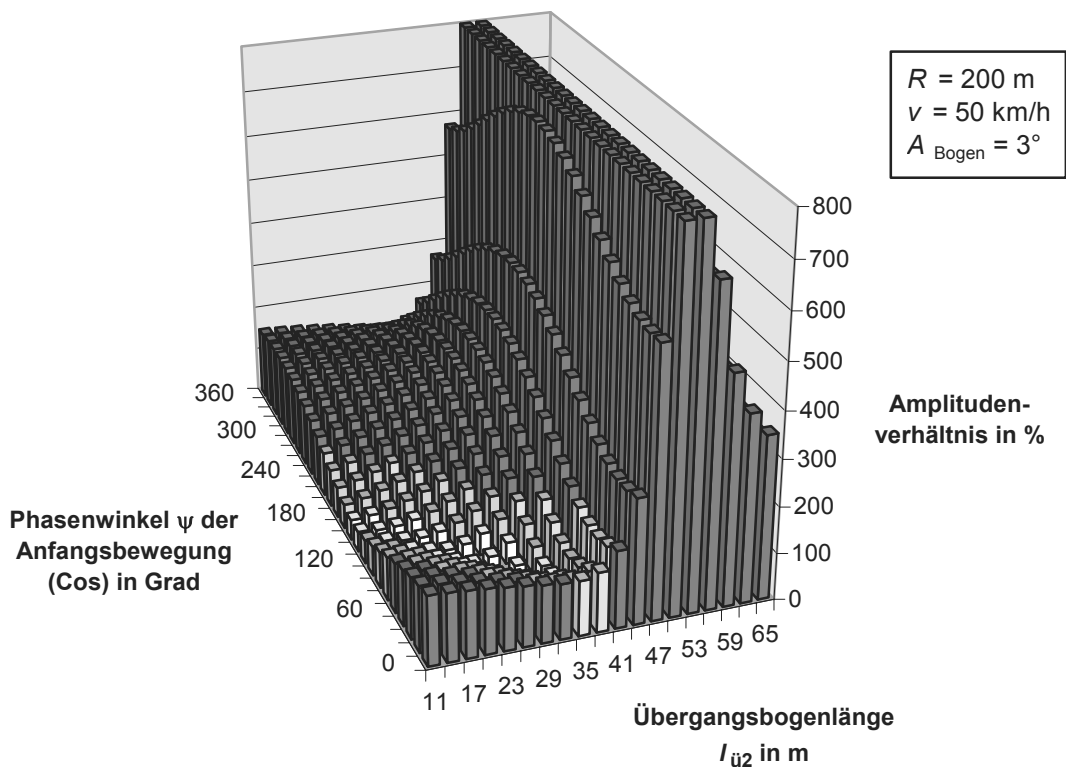


Abb. E-24: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf für  $R = 200\text{ m}$

## F Bogenausfahrt mit Vorpendeln, Sonderfall

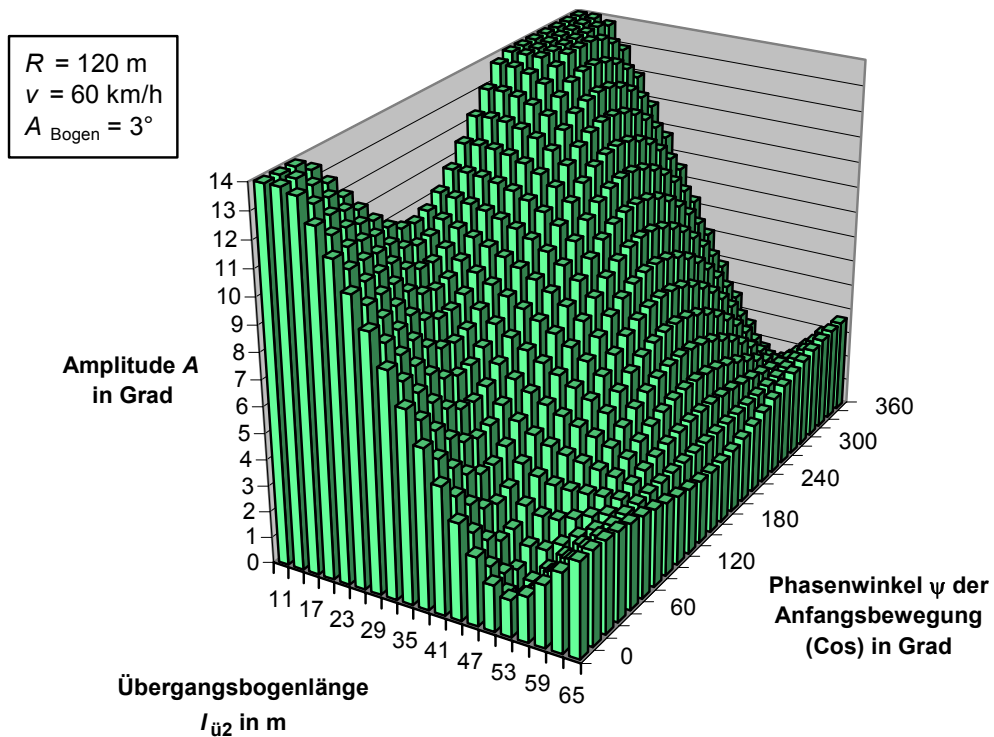
 $R = 120 \text{ m}$ ,  $v = 60 \text{ km/h}$ ,  $A_{\text{Bogen}} = 3^\circ$ 

Abb. F-1: Amplitude auf der Auslaufgeraden

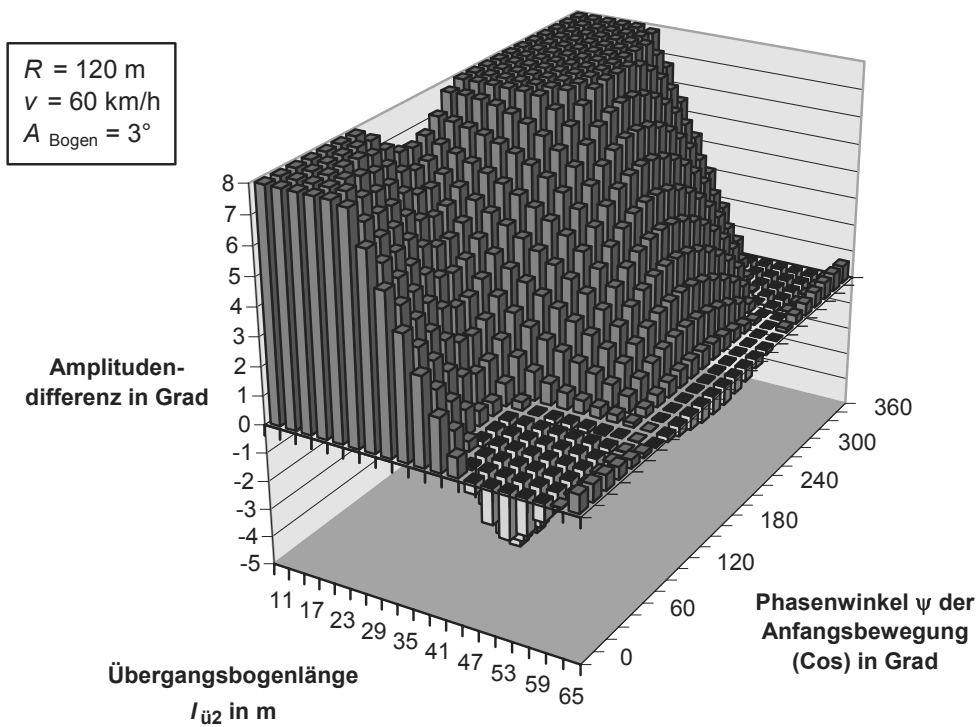


Abb. F-2: Amplitudendifferenz zwischen Auslaufgerade und Bogen

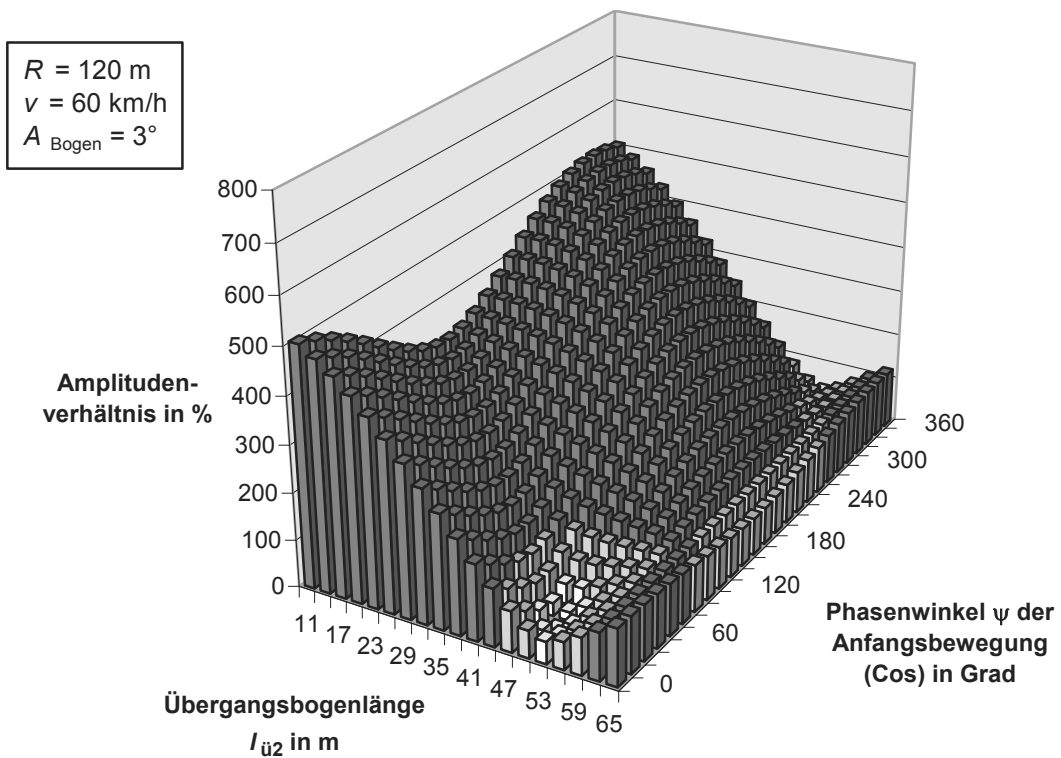


Abb. F-3: Amplitudenverhältnis zwischen Auslaufgerade und Bogen

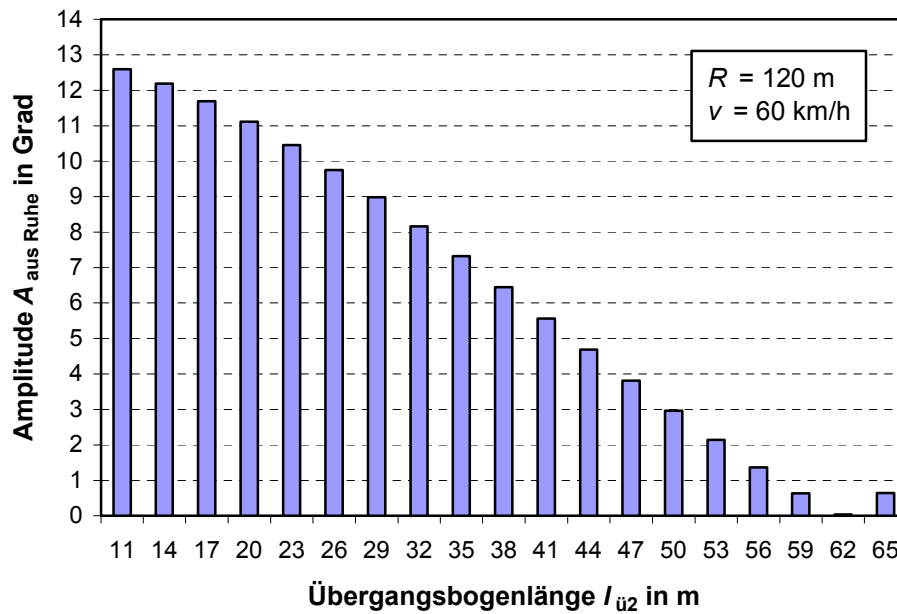


Abb. F-4: Amplitude auf der Auslaufgeraden bei pendelfreiem Vorlauf

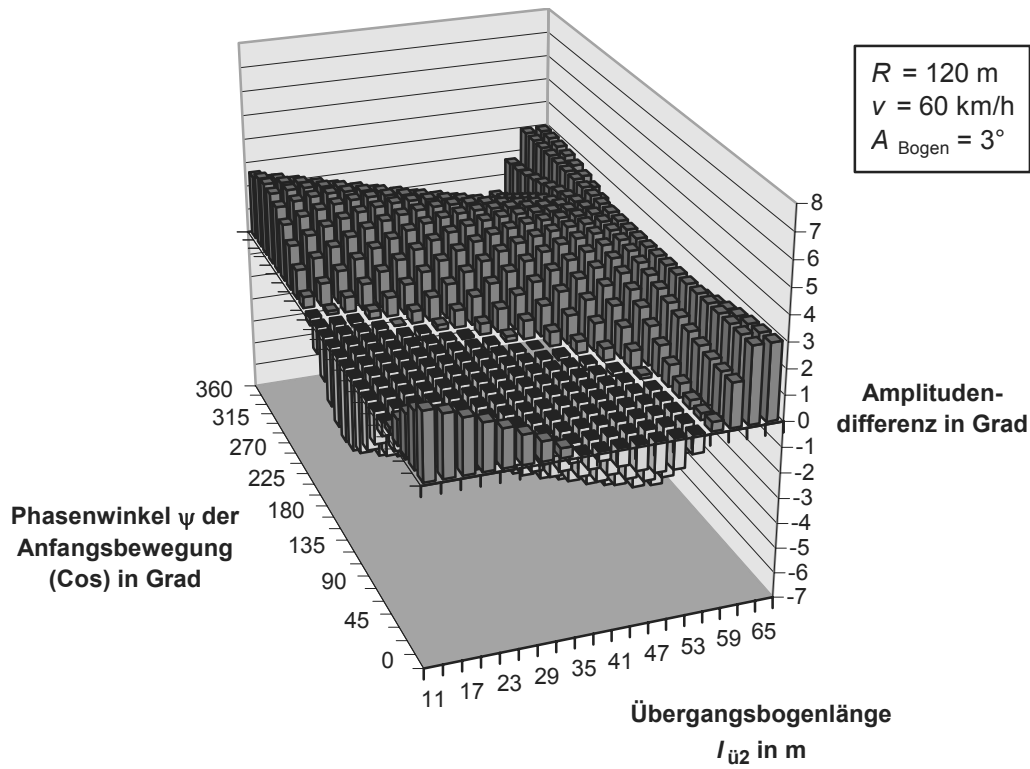


Abb. F-5: Amplitudendifferenz zum pendelfreien Vorlauf

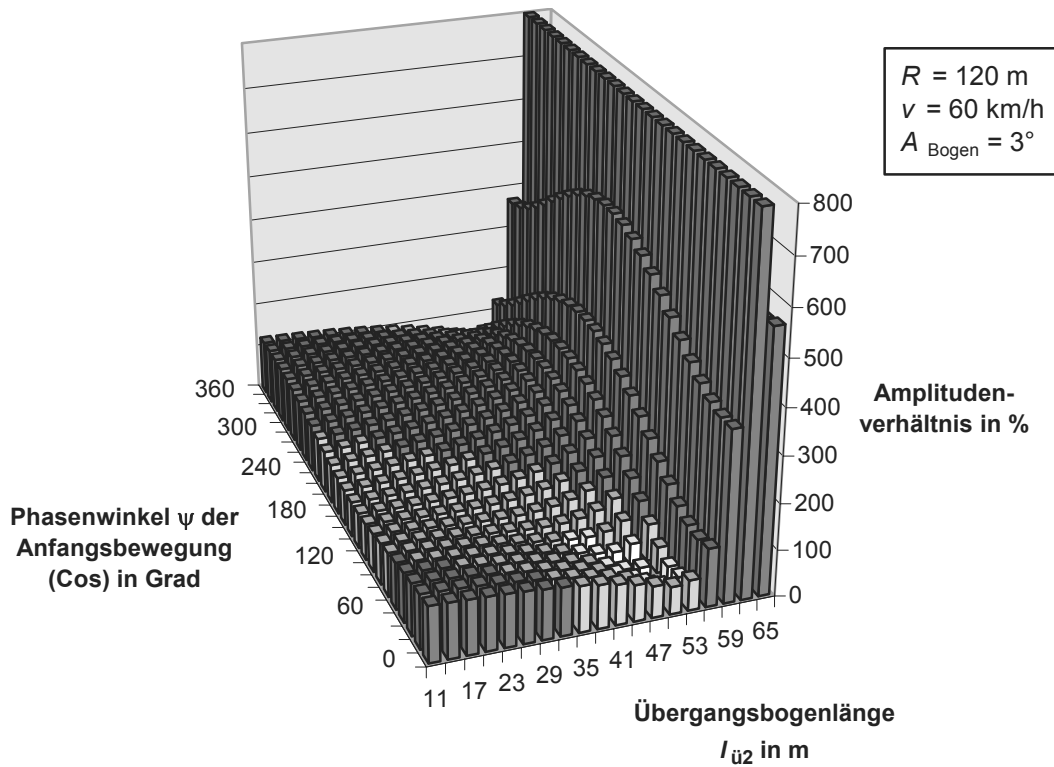


Abb. F-6: Amplitudenverhältnis zum pendelfreien Vorlauf

### G Diagramme zur Pendeldämpfung durch trockene Reibung

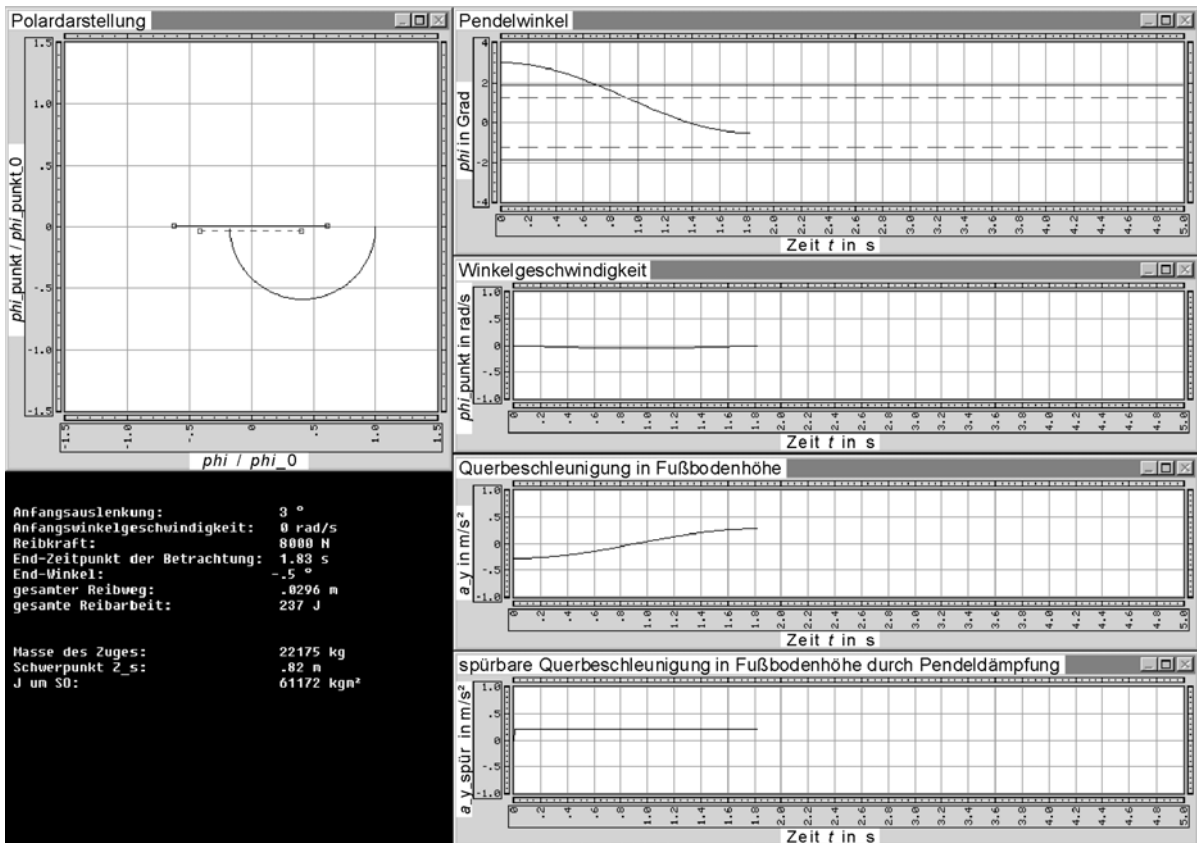


Abb. G-1: Reibungsdämpfung, leeres Fahrzeug, Ausgangswinkel 3°, Reibkraft 8 kN

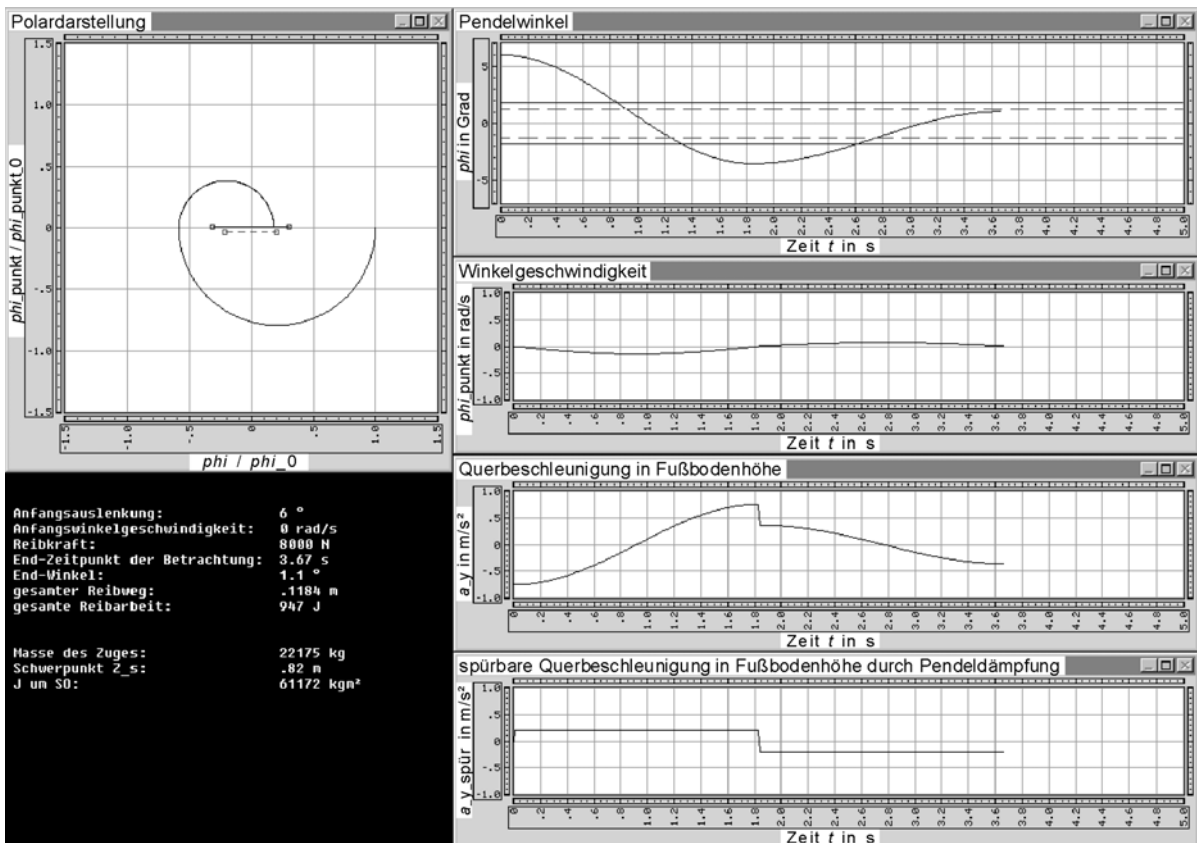


Abb. G-2: Reibungsdämpfung, leeres Fahrzeug, Ausgangswinkel 6°, Reibkraft 8 kN

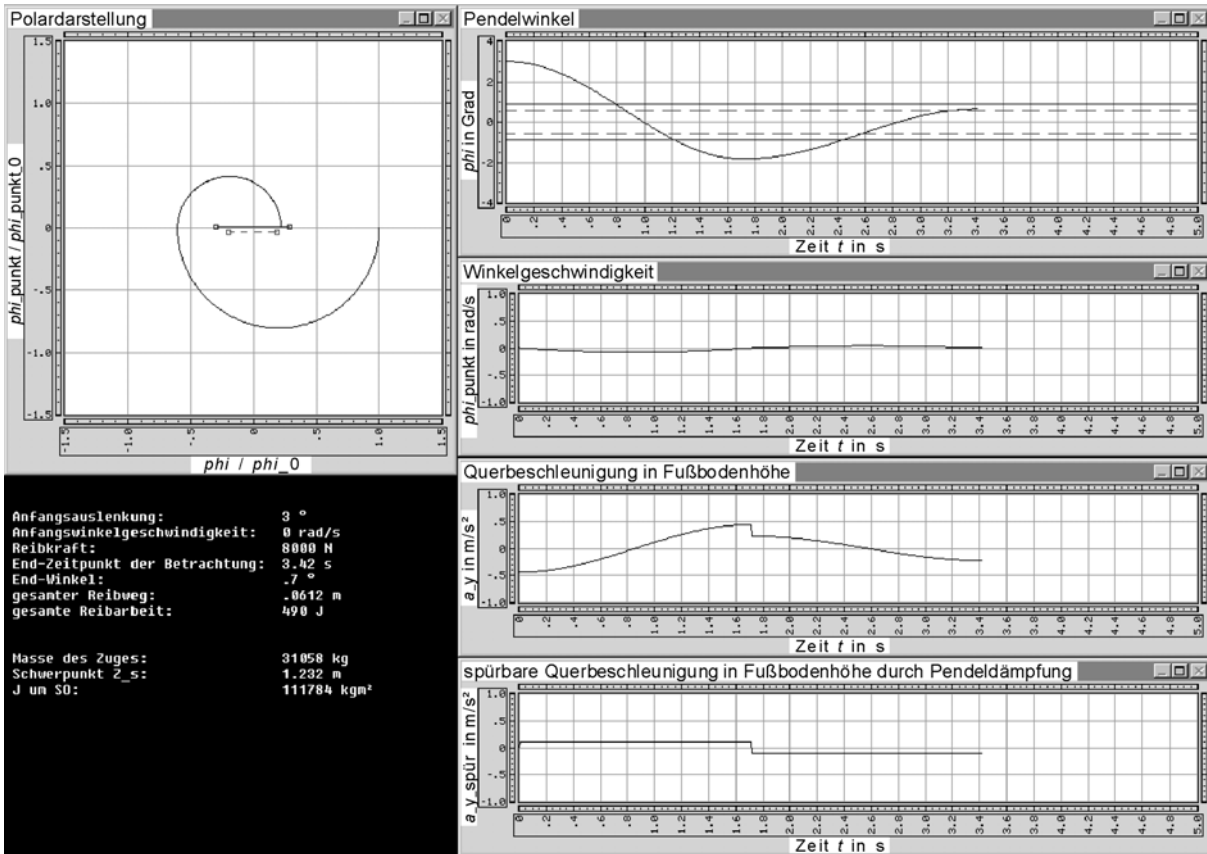


Abb. G-3: Reibungsdämpfung, 2/3 beladen, Ausgangswinkel 3°, Reibkraft 8 kN

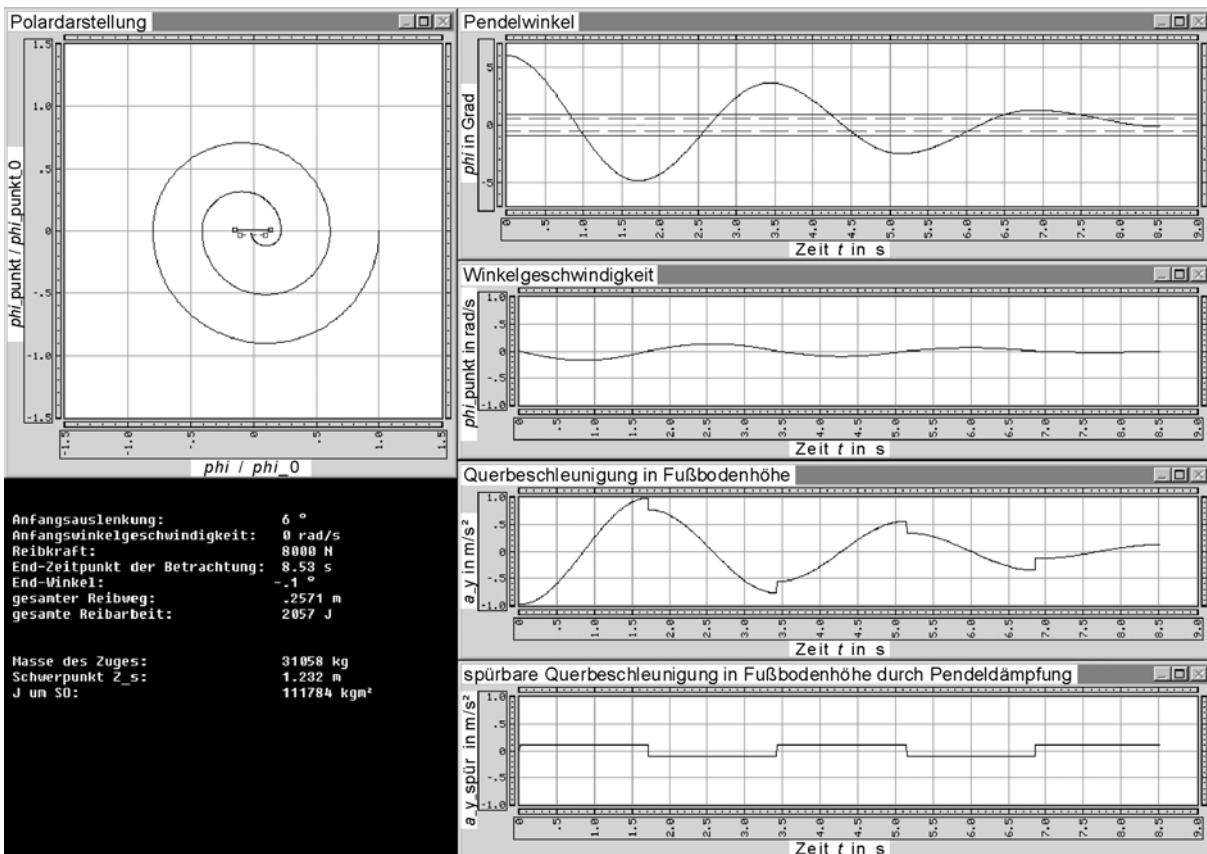


Abb. G-4: Reibungsdämpfung, 2/3 beladen, Ausgangswinkel 6°, Reibkraft 8 kN



## H Diagramme zur hydraulischen Pendeldämpfung

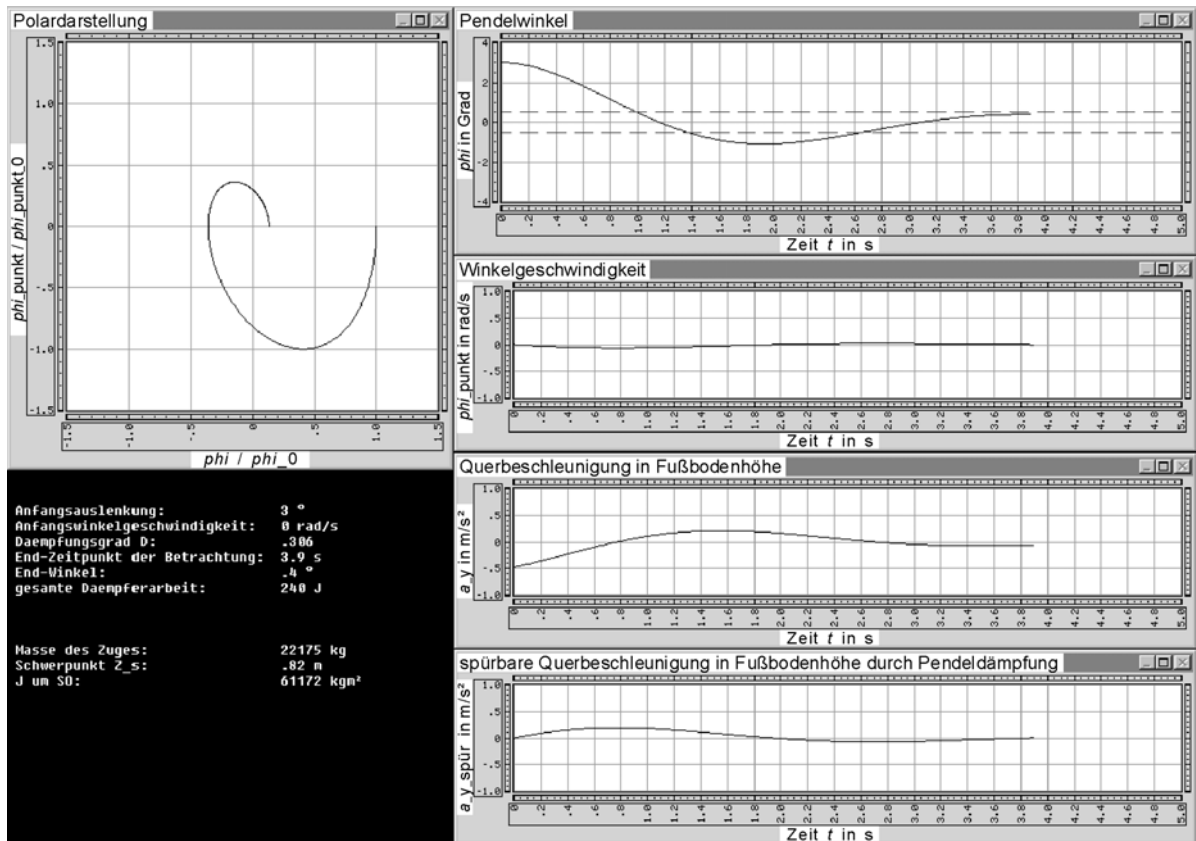


Abb. H-1: Hydraul. Dämpfung, leeres Fahrzeug, Ausgangswinkel 3°,  $d_\phi = 64000 \text{ Nms/rad}$

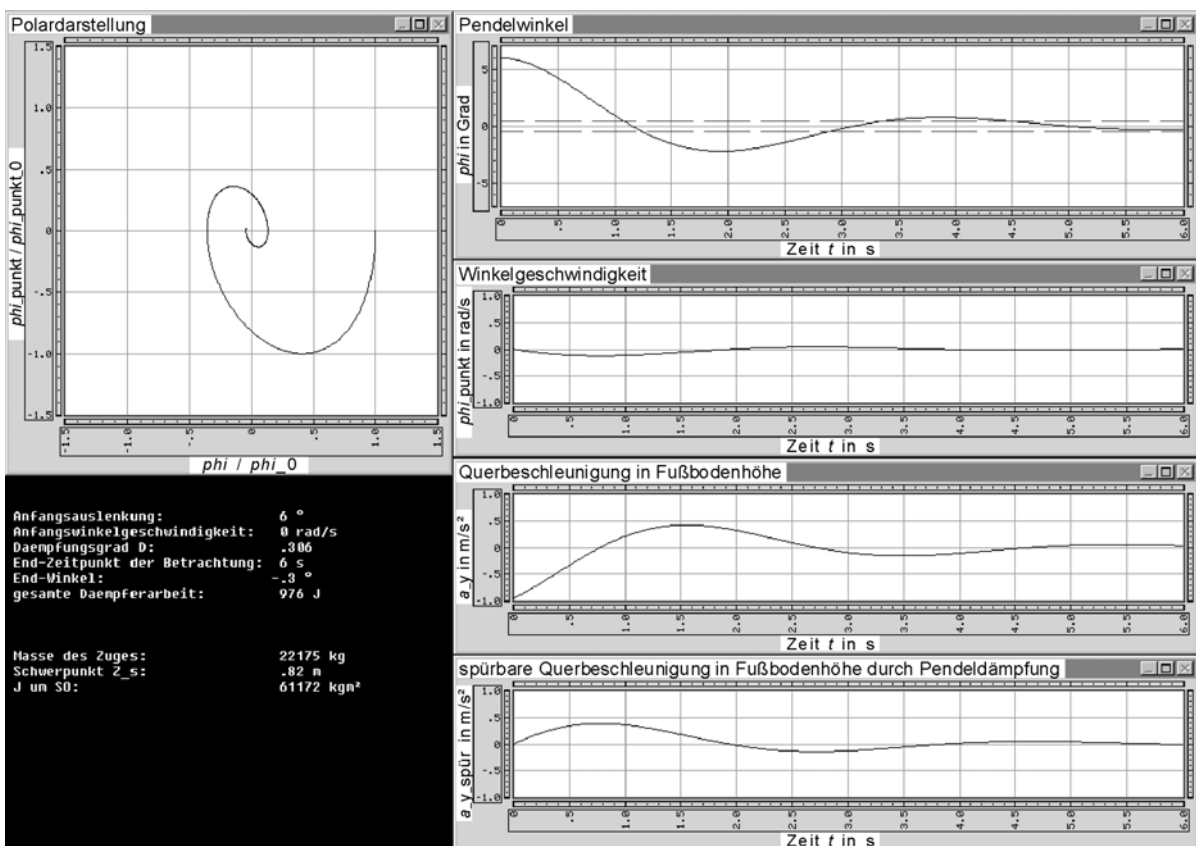
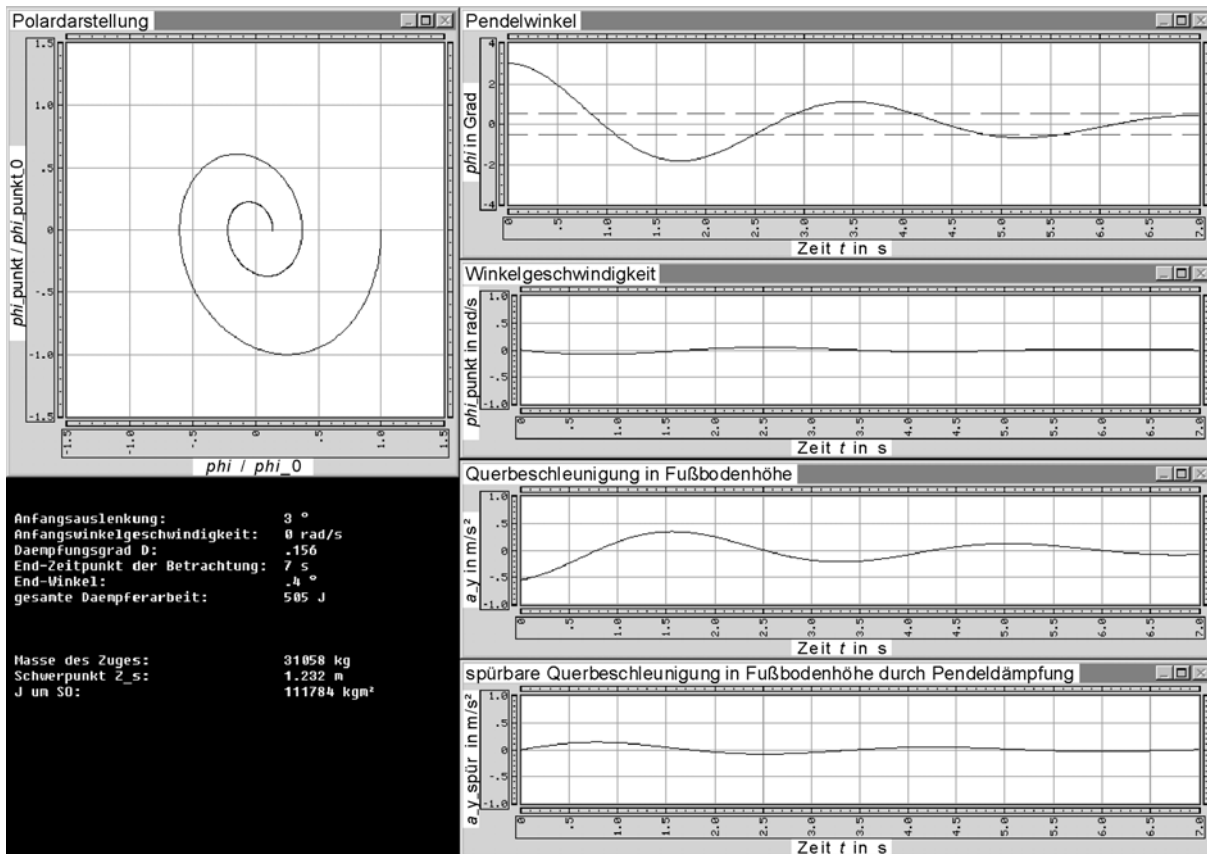
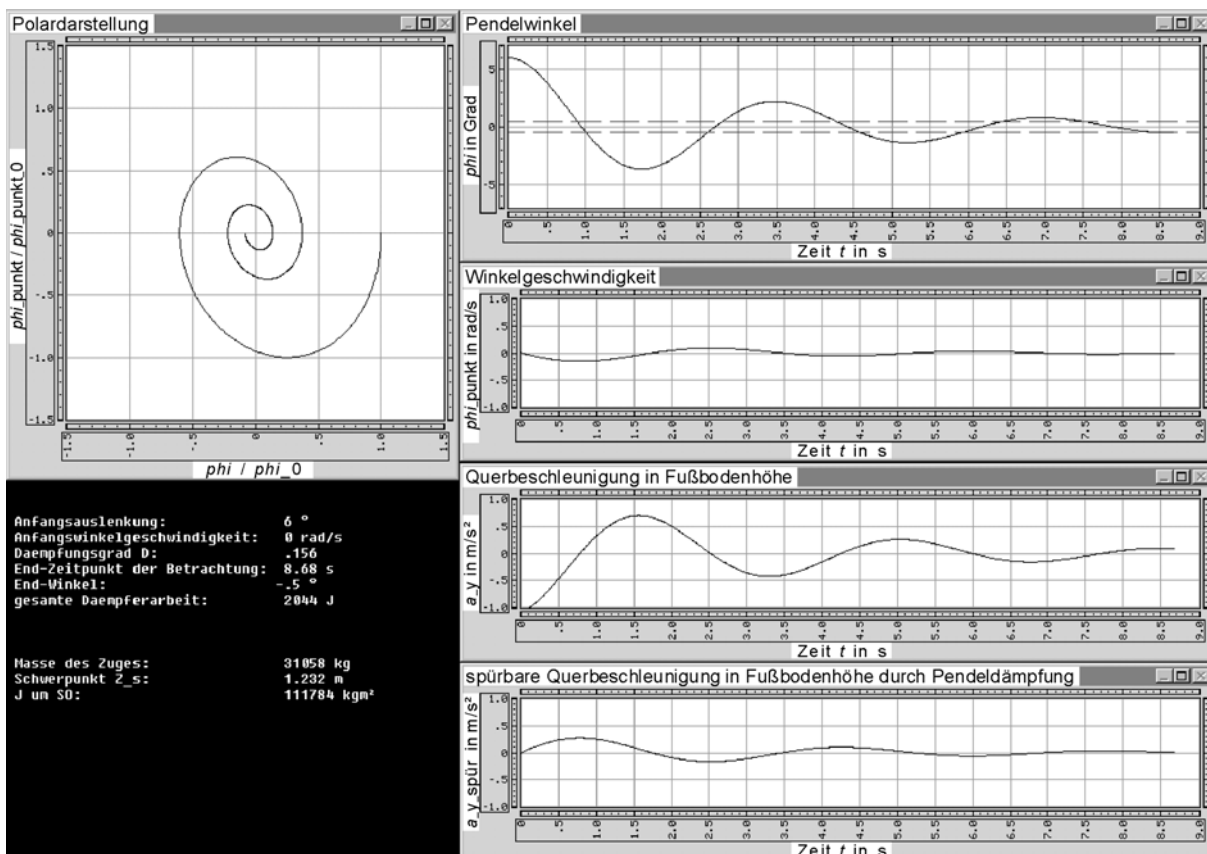
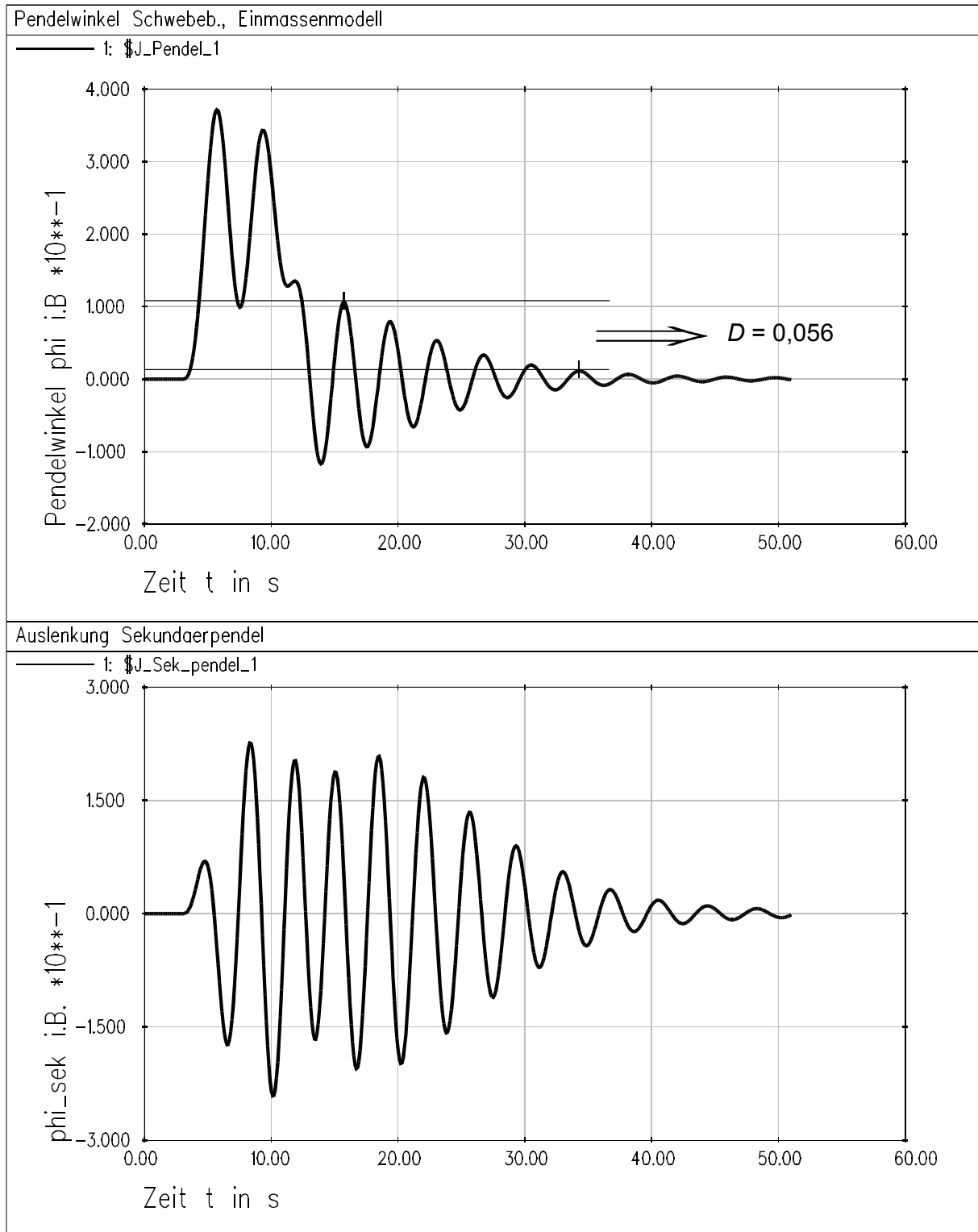


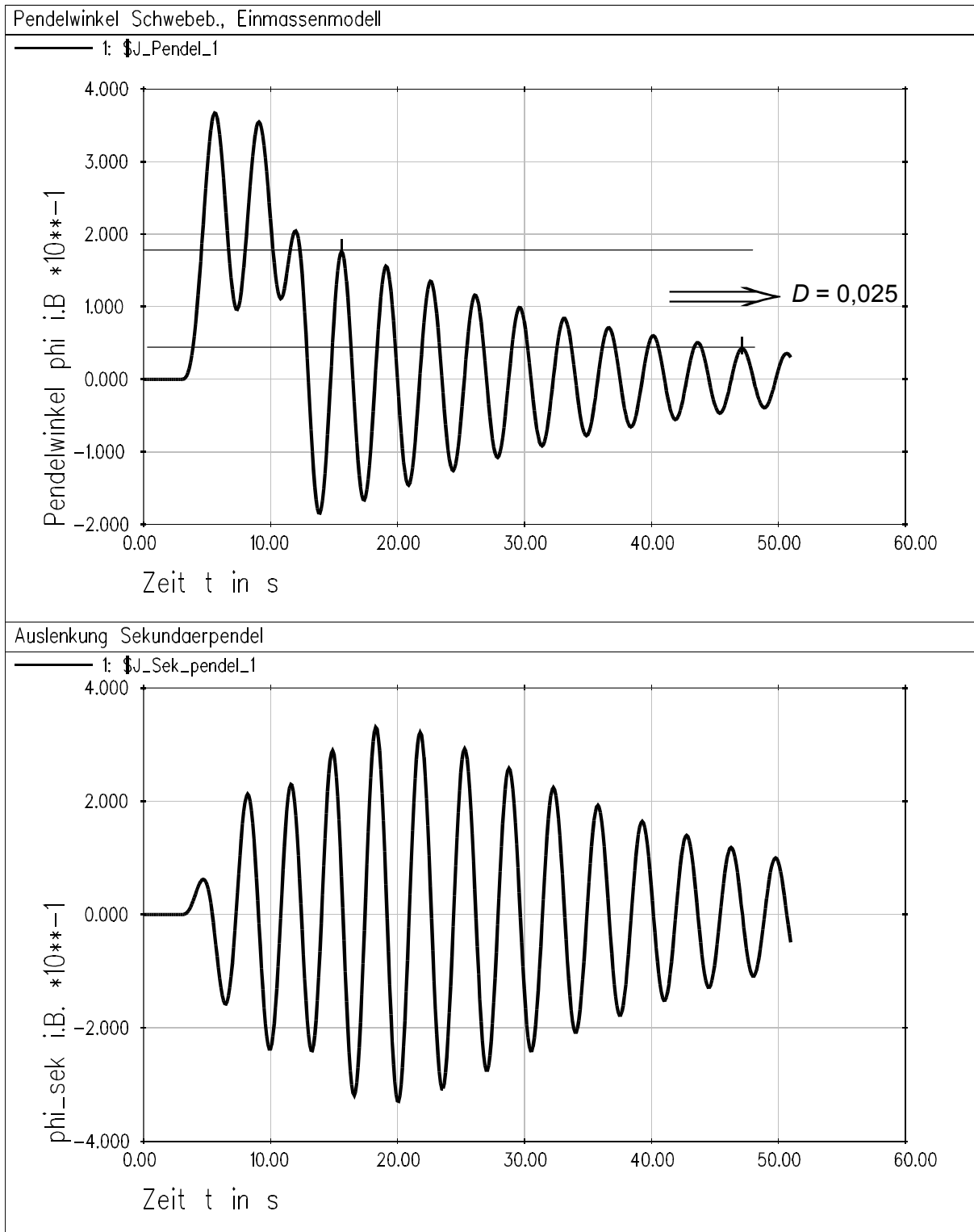
Abb. H-2: Hydraul. Dämpfung, leeres Fahrzeug, Ausgangswinkel 6°,  $d_\phi = 64000 \text{ Nms/rad}$

Abb. H-3: Hydraul. Dämpfung, 2/3 beladen, Ausgangswinkel  $3^\circ$ ,  $d_\phi = 64000 \text{ Nms/rad}$ Abb. H-4: Hydraul. Dämpfung, 2/3 beladen, Ausgangswinkel  $6^\circ$ ,  $d_\phi = 64000 \text{ Nms/rad}$

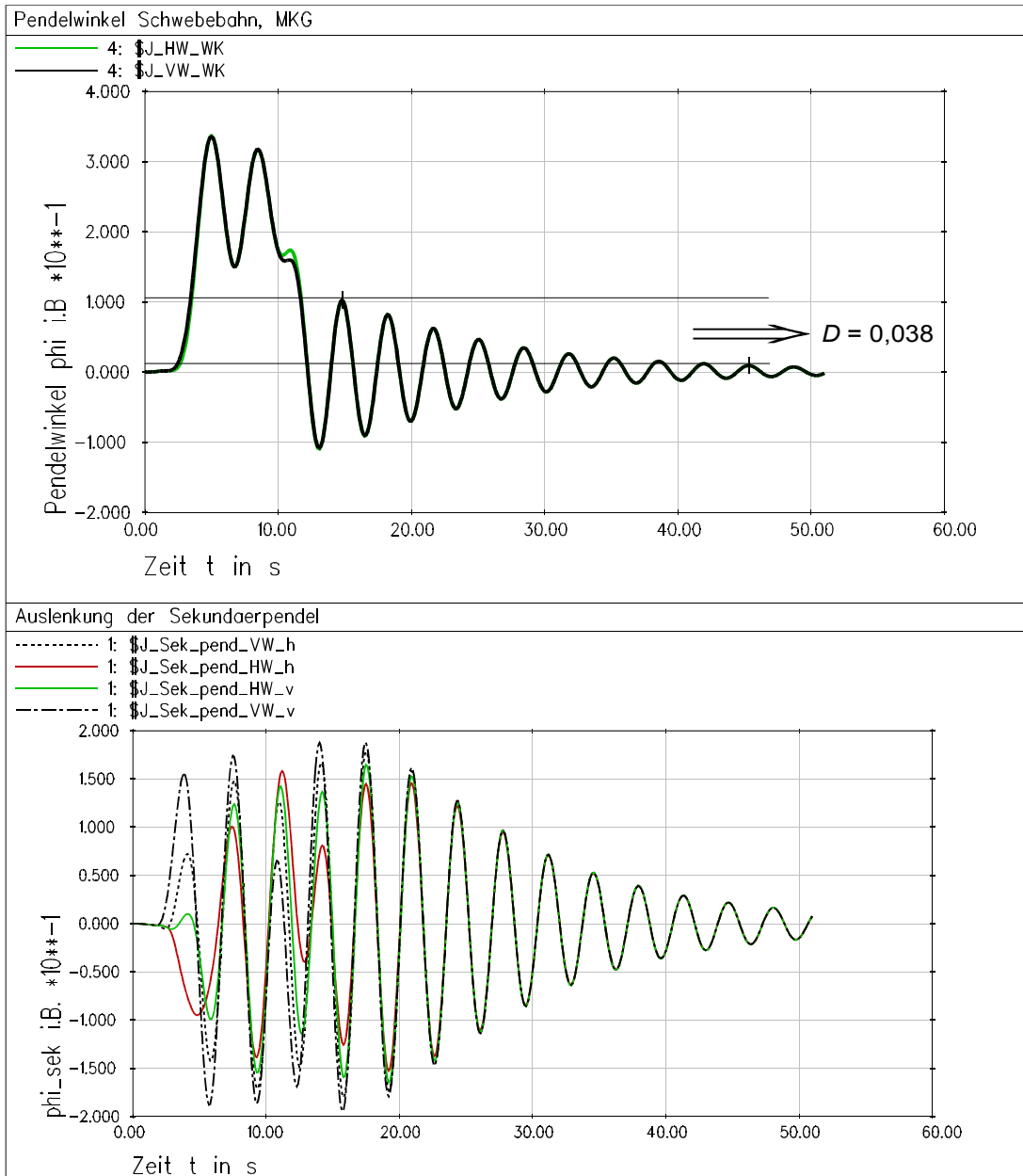
## I Diagramme zur Pendeldämpfung durch Sekundärpendel



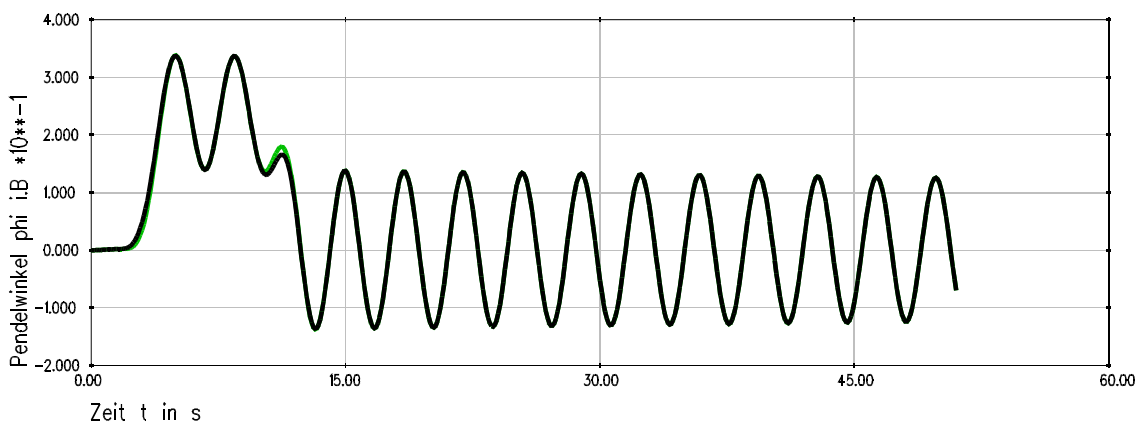
**Abb. I-1: Einmassenpendel, leeres Fahrzeug mit Sekundärpendel  $m_{\text{sek}} = 400 \text{ kg}$ ,  $R = 120 \text{ m}$ ,  $l_{\text{Bogen}} = 100 \text{ m}$ ,  $l_{\text{ü}} = 30 \text{ m}$ , anschließende Gerade,  $v = 60 \text{ km/h}$**



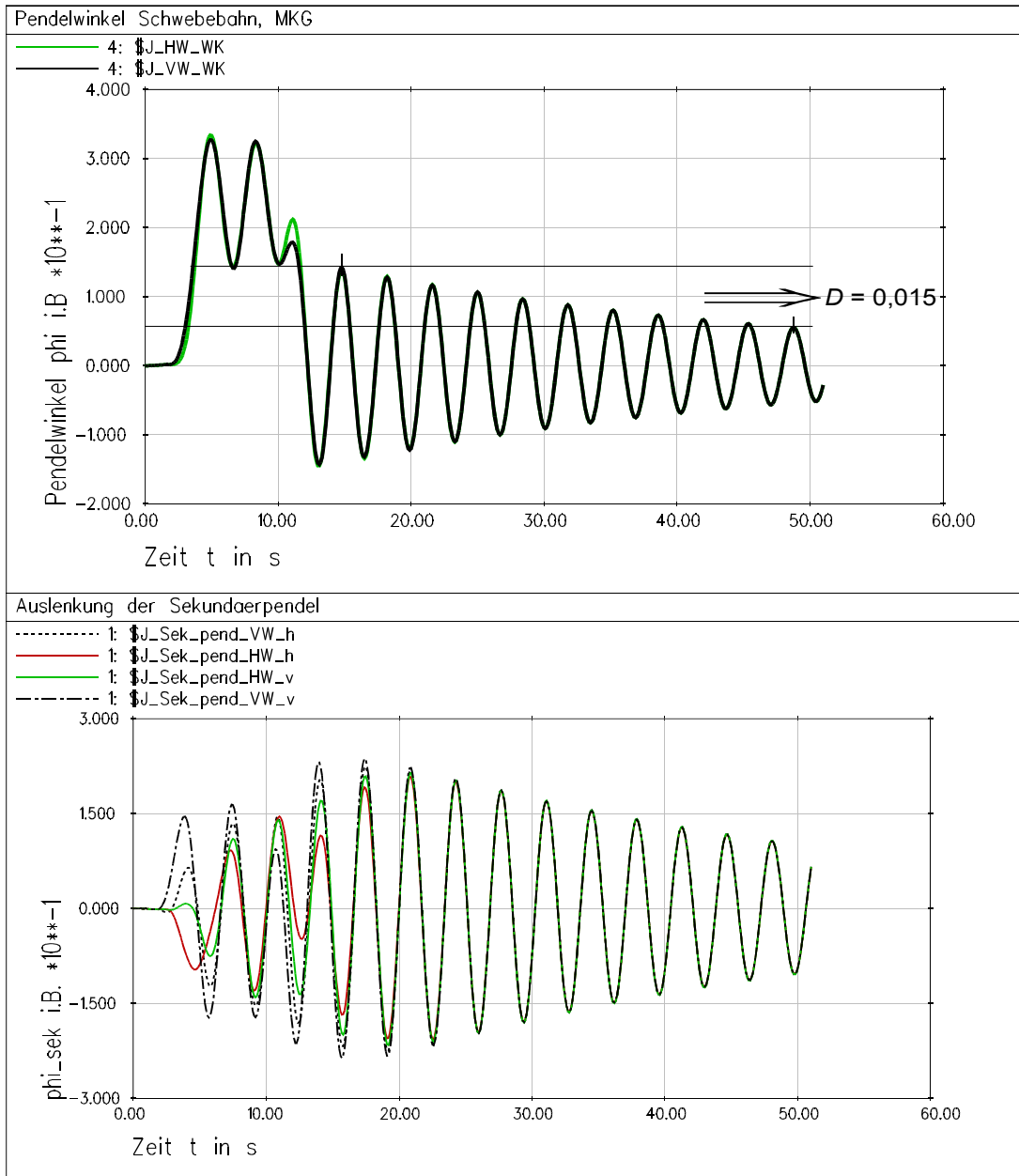
**Abb. I-2: Einmassenpendel, 2/3 beladen, mit Sekundärpendel  $m_{sek} = 400$  kg,  $R = 120$  m,  $l_{Bogen} = 100$  m,  $l_{ü} = 30$  m, anschließende Gerade,  $v = 60$  km/h**



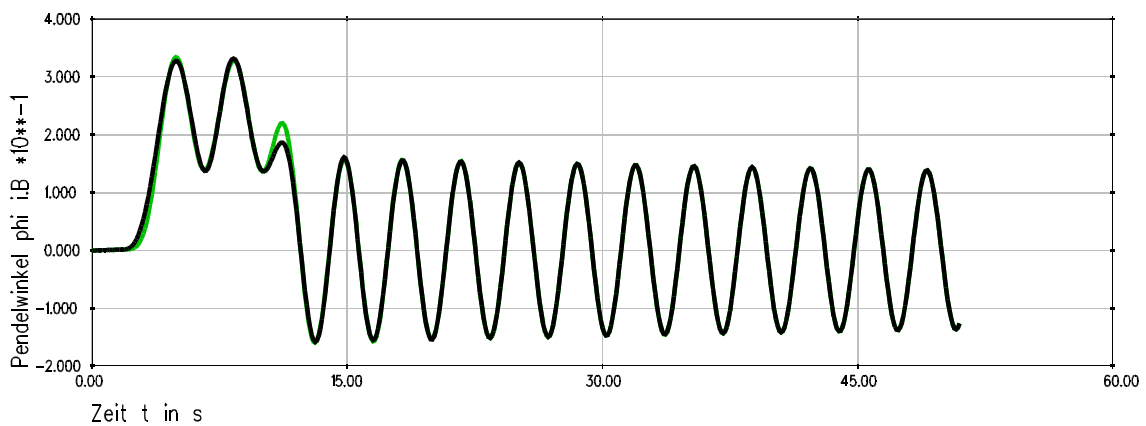
**Abb. I-3: Mehrkörpermodell MKG, leeres Fahrzeug mit Sekundärpendel  $m_{sek} = 400$  kg,  $R = 120$  m,  $I_{Bogen} = 100$  m,  $I_{ü} = 30$  m, anschließende Gerade,  $v = 60$  km/h**



**Abb. I-4: Mehrkörpermodell MKG, leeres Fahrzeug ohne Sekundärpendel**



**Abb. I-5: Mehrkörpermodell MKG, 2/3 beladen, mit Sekundärpendel  $m_{sek} = 400$  kg,  $R = 120$  m,  $I_{Bogen} = 100$  m,  $I_{ü} = 30$  m, anschließende Gerade,  $v = 60$  km/h**



**Abb. I-6: Mehrkörpermodell MKG, 2/3 beladen, ohne Sekundärpendel**

## **Lebenslauf**

Andreas Singer  
geb. am 27. Juli 1968 in Hamburg

### **Eltern**

Gerhard Singer  
Dorothea Singer, geb. Scriba

### **Schulbildung**

1975 – 1979    Grundschule Am Sooren, Hamburg  
1979 – 1988    Gymnasium Marienthal, Hamburg  
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

### **Wehrdienst**

1988 – 1989    Grundwehrdienst; Sanitätsausbildung, danach Luftwaffenmusik-  
korps

### **Studium**

1990 – 1996    Universität Hannover, Maschinenbau  
Abschluss: Diplom-Ingenieur

### **Praktika**

1990            Fa. IXION Otto Häfner Werkzeugmaschinenbau, Hamburg  
1995            Fa. AEG Schienenfahrzeuge, Nürnberg  
1995            Fa. Siemens SGP Verkehrstechnik, Wien

### **Berufstätigkeit**

1994 – 1996    Wissenschaftliche Hilfskraft, Institut für Schienenfahrzeuge und  
maschinelle Bahnanlagen, Universität Hannover  
1996 – 1999    Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Schienenfahrzeuge und  
maschinelle Bahnanlagen, Universität Hannover  
seit 1999        Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Maschinenelemente,  
Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover

### **Familie**

verheiratet mit Dorothea Singer, geb. Ney