# Zum Einfluss der Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten von Waschmaschinen – Experiment und Simulation

vorgelegt von Diplom-Ingenieur Benjamin Kloss-Grote aus Berlin

Von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

#### genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss: Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Siegmann Berichter: Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich Berichter: Prof. Dr.-Ing. Heinz Mertens Berichter: Dr.-Ing. Axel Heubner

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 30.07.2010

Berlin 2010 D 83

## Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik, Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit (ehemals Konstruktionslehre) der Technischen Universität Berlin.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Mertens, gilt mein außerordentlicher Dank für seine vertrauensvolle, interessierte und kompetente Betreuung dieser Arbeit sowie für seine Unterstützung während meiner Jahre am Fachgebiet, in denen ich durch die unzähligen fachlichen und außerfachlichen Diskussionen soviel habe lernen dürfen - fachlich und menschlich. Ich hoffe, mir von etwas von seiner Sorgfalt, Präzision und seinem Pragmatismus habe zu eigen machen können.

Herrn Dr.-Ing. A. Heubner danke ich sehr für das entgegengebrachte Vertrauen und die Übernahme des externen Berichtes – und für die fruchtbare und sehr konstruktive Zusammenarbeit während des Projektes. Mit seiner kritischen, sehr kompetenten und zielorientierten Art hat er diese Arbeit immer wieder um gute Stücke vorangebracht und an der Sicht der Praxis geerdet. Allen seinen Mitarbeitern und Kollegen gilt ebenfalls mein besonderer Dank für ihre Unterstützung.

Während der zweijährigen Vakanz des Fachgebietes verfolgte der kommissarische Leiter, Herr Prof. Dr.-Ing. H. Meyer, den Fortgang der Arbeit mit aufmerksamem Interesse und sorgte durch seine regelmäßigen Forschungsgespräche für eine wertvolle Kontinuität. Vielen Dank dafür. Herr Prof. Dr.-Ing. R. Liebich übernahm nach der Pensionierung von Prof. Mertens dankenswerterweise den Erstbericht und förderte die schnelle Fertigstellung dieser Arbeit mit freundlicher Bestimmtheit. Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Siegmann danke ich für die kurzfristige und bereitwillige Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein großes Dankeschön geht an alle Mitglieder des Fachgebietes für die freundschaftliche und produktive Arbeitsatmosphäre, sowie die unzähligen fachlichen Diskussionen. In der Werkstatt unterstützte mich Herr Ewald nach Kräften.

Insbesondere bedanken möchte ich mich bei meinen ehemaligen studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern/-innen, ohne deren außerordentlichen und unermüdlichen Einsatz diese Arbeit nicht hätte zustande kommen können: Herrn A. Scholz, Herrn L. Prejawa und Herrn J. Kim, sowie Herrn J. Jahr, Herrn F. Schmidt, Frau H. Nimmig und Herrn C. Bäcker.

Last but not least: keine Worte können beschreiben, wie wundervoll und liebevoll mich meine Frau Julia während der Fertigstellung dieser Arbeit auch in schwierigen Zeiten unterstützt hat und an wie vielen Tagen und Wochen sie hat auf mich verzichten müssen. Für Julia und Emy

## Inhalt

Ve	rzeic	hnis d	er Symbole und Abkürzungen	IX
	Skal	are		IX
	Vek	toren		XII
	Mat	rizen		.XIV
	Abk	ürzunge	n	.XIV
	Indiz	zes (Aus	swahl)	.XVI
	Farb	kodieru	ng der Fehlausrichtungs-Kurvenscharen der Amplituden-Frequenzgänge	XVI
Ku	ırzfa	ssung.	Χ	VII
1	Ein	leitung	2	1
	1.1	Gegen	stand dieser Arbeit	1
	1.2	Betrac	hteter Waschmaschinentyp	3
	1.3	Allger	neiner Hintergrund	4
	1.4	Stand	der Technik	6
		1.4.1	Übersicht über die Literatur zur Waschmaschinenmechanik	6
		1.4.2	ABC-Schema zur Strukturierung von Berechnungs- und	
			Versuchsmethoden	9
		1.4.3	Aufstellbedingungen von frontladenden Horizontalachswaschmaschin	en in
			der Literatur	10
		1.4.4	Fazit der Literaturauswertung	12
	1.5	Zielste	ellung	15
		1.5.1	Systematische und praxisrelevante Untersuchung des Einflusses der	
			Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten von	
			frontladenden Waschmaschinen in Experiment und Simulation	15
		1.5.2	Verwendung eines neuartigen Modellierungsansatzes zur Simulation	15
		1.5.3	Untersuchung des empfindlichen/unempfindlichen Verhaltens der	
			Serienwaschmaschinen	16
	1.6	Strukt	ur der Arbeit	16
2	Beg	riffsbe	estimmungen und grundsätzliche Überlegungen zum	
_	Anf	fstands	s- und Gehäuseschwingungsverhalten von Waschmaschine	n 17
	2.1	Einfüh	nring	17
	$\frac{2.1}{2.2}$	Begrif	fsbestimmungen und Vereinbarungen	17
		2.2.1	Kennzeichnung der Ecknunkte und Diagonalen	17
		222	Starrkörnerfreiheitsgrade	18
	2.3	Aufsta	indsverhalten. Ausrichtung und Fehlausrichtung von Waschmaschinen.	19
		2.3.1	Beispielhaftes Gehäuseschwingungsverhalten ohne Ausrichtung	19
		2.3.2	Ausrichten der Waschmaschine für den Haushalt	
		2.3.3	Allgemeine Bemerkungen zum Aufstandsverhalten	
		2.3.4	Optimale Ausrichtung der Waschmaschine für ingenieurwissenschaft	iche
			Untersuchungen	25
		2.3.5	Fehlausrichtung der Waschmaschine	29
		2.3.6	Grenzen des Ausrichtens mit der Wasserwaage	30
	2.4	Unterg	grund/Fußboden	30

		2.4.1	Aufbau und mechanische Modellierung	30
3	Exp	oerime	ntelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens	.33
	3.1	Einfüh	nrung	33
	3.2	Versue	chsaufbau	33
		3.2.1	Ubersicht	33
		3.2.2	Verwendete Maschinen	35
		3.2.3	Prüfplätze	35
		3.2.4	Zu untersuchende Kombinationen Maschine/Prüfplatz	38
		3.2.5	Unwuchtmasse	39
		3.2.6	Drehzahlsteuerung	39
		3.2.7	Messkette	39
		3.2.8	Messwertverarbeitung	43
	3.3	Versue	che und Ergebnisse	43
		3.3.1	Voruntersuchungen und Festlegungen	43
		3.3.2	Dynamisches Verhalten bei optimaler Ausrichtung	53
	~ .	3.3.3	Dynamisches Verhalten bei Fehlausrichtung	60
	3.4	Zusam	imenfassung der Ergebnisse der Schwingungsmessungen und Ergänzung	des
		Empfi	ndlichkeitsbegriffes	69
4	Exp	oerime	ntelle Untersuchung des statischen Gehäuseverhaltens	.70
	4.1	Einfüh	irung	70
	4.2	Zu me	ssende Größen	70
	4.3	Versue	chsaufbau und -durchführung	70
	4.4	Messk	ette	72
		4.4.1	Verschiebungsmesspunkte	72
		4.4.2	Übersicht	72
		4.4.3	Kraftaufnehmer	73
		4.4.4	Wegaufnehmer	73
	4.5	Versue	che und Ergebnisse	74
		4.5.1	Voruntersuchungen	74
		4.5.2	Verschiebungsmessung bei vertikalem Kraftangriff und optimaler	
			Ausrichtung	76
		4.5.3	Verschiebungsmessung bei horizontalem Kraftangriff und optimaler	
			Ausrichtung	77
		4.5.4	Verschiebungsmessung bei horizontalem Kraftangriff und Fehlausricht	ung
	1.0	<b>Б</b> .,		80
	4.6	Fazit		82
5	Sim	ulatio	nsansatz	.83
6	Stat	tisahas	Cahäusavarhaltan, Madallhildung Daramatararmittlung u	nd
U	Stat		-	05
	SIM		<b>N</b> 1: -1-	.83
	0.1	Uberb.		85
	6.2	Vorub	erlegungen zur Modellblidung des statischen Verformungsverhaltens –	07
			Stambium onfraile aita and de	80
		0.2.1	Startkorperfreiheitsgrade	80
		0.2.2	verzerrungstreinensgraue	8/
		0.2.3	Statikmouen des Genauses. Fachwerksmodell	90
	62	U.2.4	ruuwiiksteiligkeit	۲۲ ۵۲
	6.3	Frmitt	lung und Ontimierung der Parameter des statischen Simulationsmodelle	96
	О.Т		and optimierang der i drameter des statisenen Simulationsmodens.	>0

		6.4.1	Entwicklung einer Parameter- und Parameterermittlungsstrategie	96
		6.4.2	Übersicht über die Parameter	97
		6.4.3	Einer Messung unmittelbar zugängliche Größen	98
		6.4.4	Einer Messung nicht unmittelbar zugängliche Größen	98
		6.4.5	Messungen zur Parameterermittlung	98
		6.4.6	Optimierung der Systemparameter: Überblick	100
		6.4.7	Optimierung der Systemparameter mit der Evolutionsstrategie	100
	6.5	Ergebr	nisse und Validierung der Simulation des statischen Gehäuseverhaltens	s 102
		6.5.1	Waschmaschine A1, Prüfplatz "Gefliest"	102
		6.5.2	Zusammenfassung des statischen Verformungsverhaltens der Masch	inen
			A1 und B1	105
	6.6	Ausba	umöglichkeiten des statischen Modells	105
	6.7	Fazit z	ur Simulation des statischen Gehäuseverformungsverhaltens	105
7	Sim	ulatio	n dag dunamigahan Cahäugayarhaltang	107
/	<b>SIII</b> 7 1		n des dynamischen Genausevernaltens	10/
	/.1			10/
		/.1.1		10/
		7.1.2	Schwingsystem und Unwuchtkrafterregung	109
		7.1.3	Manschette	112
		7.1.4	Fußdämpfungen	113
		7.1.5	Gehäusedämptungen	113
	7.2	Model	Implementierung im MKS-Programm	113
	7.3	Mather	matische Formulierung, numerische Implementierung und Lösung	113
	7.4	Simula	ationsergebnisse	115
		7.4.1	Statische Ruhelage	115
		7.4.2	Eigenformen und Eigenwerte	115
		7.4.3	Amplituden-Frequenzgänge bei optimaler Ausrichtung	117
		7.4.4	Amplituden-Frequenzgänge bei Fehlausrichtungen	121
	7.5	Fazit z	ur Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens	127
8	Sch	lussfol	gerungen und weitere Untersuchungen	128
U	81	Einleit		128
	8.2	Diskus	ssion der Ergebnisse Mechanismenaufklärung	128
	0	821	Einfluss der Diagonalsteifigkeit	128
	83	Ursach	nen des Fehlausrichtungsverhaltens	131
	0.5	831	Hypothese zur Erklärung des Fehlausrichtungsverhaltens	131
		832	Folgerungen aus und Übernrüfung der Hynothese	132
		833	Ableitung konstruktiver Empfehlungen hinsichtlich des	152
		0.5.5	Fehlausrichtungsverhaltens	134
	84	Statisc	he Unbestimmtheit und Fußwirkkennlinien mit amplitudenabhängiger	13 1
	0.1	Steifio	keit	134
		841	Hypothese zur Bedeutung der statischen Unbestimmtheit in Verhind	154 uno
		0.7.1	mit Fußwirkkennlinien mit amplitudenabhängiger Steifigkeit	134
		842	Theoretische Übernrüfung der Hynothese 2	134
		843	Experimentelle Übernrüfung der Hypothese 2	137
		8 <u>/</u> /	Experimentelle Übernrüfung der Fragnzung zur Hypothese ?	120
	85	Schlug	sfolgerungen	120
	0.5		Schlussfolgerungen für Modellierung und Entwicklungerrovie	139
		0.3.1	Ausrichtung und gehäusedynemische Empfindlichkeit	1/0
	86	0.J.Z	ruktive) Maßnahmen zur Verbesserung des Cehäusssehwingungsverb	140 altens
	0.0	(INDIIS	ruktive) washannen zur verbesserung des Genausesenwingungsverna	1/1
		•••••		171

		8.6.1	Einfluss elastischer Zusatzelemente	141
		8.6.2	Einfluss nachgiebigerer Füße	142
9	Zus	ammer	nfassung und Ausblick	145
	9.1	Zusami	menfassung	145
	9.2	Ausblic	ck	146
10	Anh	ang		147
	10.1	Mechai	nischer Aufbau des betrachteten Waschmaschinentyps	147
	10.2	Literatu	urauswertung	148
		10.2.1	Praxisrelevanz	148
		10.2.2	Forschungsgegenstand	148
		10.2.3	Methoden	
		10.2.4	Mehrkörpersimulation (MKS) und Finite-Elemente-Berechnungen	(FEM)
		10 2 5	Stand day Taskailahai day Madallianan day Saharing saratawa	149
		10.2.5	Stand der Technik bei der Modellierung des Schwingsystems	149
		10.2.0	Aufstallung der ausgewerteten Literatur	150
	10.2	10.2.7 Anhone	Austenung der ausgewenderen Eneratur	132
	10.5		yarfahran zum statischan Ausrichtan der Maschina	134
	10.4	10.3.1 Anhani	verfahlen zum statischen Austichten der Maschine	
	10.4		Nichtlingeres Gleichungssystem der Statik des Gehäuse Fechwarks	smodelle
		10.4.1	Wentimeares Oreienungssystem der Statik des Oenause-Paenwerks	155
		10.4.2	Statisches Verformungsverhalten Waschmaschine A1, Prüfplatz Ungefliest"	159
		10.4.3	Statisches Verformungsverhalten Waschmaschine B1, Prüfplatz "C	Gefliest" 161
		10.4.4	Statisches Verformungsverhalten Waschmaschine B1, Prüfplatz "Ungefliest"	163
11	Lite	raturv	erzeichnis	165

Skalare			Erstmalige Erwähnung
Symbol	Erläuterung	Einheit	Abschnitt
С	Steifigkeit	N/m	
с' С <sub>Fuβ</sub>	Anstieg der Kennlinie beim STV-Dämpfungsmodell (Druck-)Steifigkeit des nicht ins Gehäuse einge- schraubten Waschmaschinenfußes	Ns/m N/m	7.1.2 6.2.4
$\mathcal{C}_{Fueta,wirk}$	Fußwirksteifigkeit (Drucksteifigkeit)	N/m	6.2.4
$\mathcal{C}_{Fu\beta,wirk,j}$	FußwirksteifigkeitimKennlinienbereich $j \in \{A, B, C\}$ (Drucksteifigkeit)	N/m	6.2.4
$C_{Fu\beta,wirk,i,j}$	Fußwirksteifigkeit des Fußes i im Kennlinienbereich $j \in \{A, B, C\}$ (Drucksteifigkeit)	N/m	6.2.4
$c_{_{Geh\ddot{a}use,vertikal}}$	Vertikale Gehäuse(druck-)steifigkeit	N/m	6.2.4
$\mathcal{C}_{Fu\beta boden,Punkt}$	Punkt(druck-)steifigkeit der Fußbodennutz- und - zwischenschicht	N/m	6.2.4
$c_{_{Schw}}$	Steifigkeit der Schwingsystemfedern	N/m	7.1.1
$c_{Man}$	Steifigkeit der Manschette	N/m	7.1.1
с <sub>Diag6</sub> d	Federsteifigkeit des Diagonalstabes Nr. 6 Dämpfung, Dämpfungskonstante (geschwindigkeits- proportional)	N/m Ns/m	6.4.2 3.2.3
d <sub>Diag6</sub> d <sub>Fu,i</sub> f	Dämpfung des Diagonalstabes Nr. 6 Dämpfung des Fußes i Frequenz	Ns/m $Ns/m$ $1/s =$ $Hz$	7.1.1 7.1.1
$f(\mathbf{y}) = f_{Ziel}(\mathbf{y})$	Zielfunktion/Qualitätsfunktion für die Optimierung des Maschinen-Steifigkeitsparametervektors v	1	6.4.6
$f_0$	Eigenfrequenz	1/s	3.2.3
$f_{m,\nu/h}$	Faktor der Abweichung von der symmetrischen Massenverteilung zwischen der Vorder- und der Rückseite des Maschinengehäuses	1	6.4.2
$f_{\mathit{nl,cFu}}$	"Nichtlinearitätsfaktor" der Fußwirkkennlinie; Ver- hältnis der Fußwirksteifigkeiten der Kennlinien- bereiche A und B	1	6.2.4
$f_R = f_d$	Resonanzfrequenz (des gedämpften Systems)	1/s	3.2.3
g	Erdbeschleunigung	9,81 m/s <sup>2</sup>	1.3
i	Index Exponent im Boilemodell reach Dahl	1	710
ı m	Exponent nii Kelomoden nach Dani Masse	ı ko	1.1.2
$m_{Geh\ddot{a}use} = m_{Geh}$	Gehäusemasse	kg	6.2.1
mi	Punktmasse des Gehäuseeckpunktes i	kg	6.4.2

## Verzeichnis der Symbole und Abkürzungen

Symbol	Erläuterung	Einheit	Abschnitt
<i>M</i> <sub><i>i</i>,<i>hinten</i></sub>	Punktmasse des Gehäuseeckpunktes i an der Rückseite der Maschine	kg	6.4.2
<i>m</i> <sub><i>i</i>,sym</sub>	Punktmasse des Gehäuseeckpunktes i bei symmetri- scher Aufteilung der Gehäusemasse auf jede Punkt- masse	kg	6.4.2
<i>m</i> <sub><i>i</i>,vorne</sub>	Punktmasse des Gehäuseeckpunktes i an der Vorder- seite der Maschine	kg	6.4.2
m <sub>Schw</sub>	Masse des Schwingsystems	kg	7.1.1
$m_u$	Unwuchtmasse	g	3.2.1
$m_{W \ddot{a} sche, geschleudert}$	Masse der Wäsche nach dem Schleudern	kg	1.1
<i>M</i> <sub>Wäsche,trocken</sub>	Masse der "trockenen", d.h. normgerecht konditio- nierten Wäsche vor dem Waschen	kg	1.1
n	Drehzahl (i.d.R. Trommeldrehzahl)	1/min	
n	Anzahl	1	6.3
n <sub>nenn</sub>	Nenndrehzahl, Maximale Schleuderdrehzahl	1/min	7.1.1
$n_R$	(Gehäuse-)Resonanzdrehzahl	1/min	3.3.2
<i>n<sub>R,Sim,B1,GEF</sub></i>	Simulierte (erste) Resonanzdrehzahl der Maschine B1 auf dem gefliesten Prüfplatz	1/min	7.4.3
n <sub>R1,A1,GEF</sub>	(Gemessene) (Gehäuse-)Resonanzdrehzahl der ersten Resonanz der Waschmaschine A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest"	1/min	3.3.2
n <sub>R1,GEF</sub>	(Gehäuse-)Resonanzdrehzahl der ersten Resonanz auf dem Prüfplatz "Gefliest"	1/min	3.3.2
NR2,Sim,B1,GEF	Simulierte zweite Resonanzdrehzahl der Maschine B1 auf dem gefliesten Prüfplatz	1/min	7.4.3
$n_{Tal}$	Drehzahl eines Amplitudentales	1/min	3.3.3
<i>n</i> <sub>Tall</sub>	Drehzahl des ersten Amplitudentales während eines Schleuderhochlaufes	1/min	3.3.3
<i>r</i> <sub>u</sub>	Abstand der Unwuchtmasse von der Rotationsachse (Radius)	mm	7.1.2
<i>S</i> <sub>1</sub> , <i>S</i> <sub>2</sub>	Anstieg der ARCTAN-Reibmodell-Kennlinie bei $\dot{x} = 0$	s/m	7.1.2
t	Zeit	S	
<i>t<sub>H,Soll</sub></i>	Soll-Hochlaufzeit für einen Schleuderhochlauf	S	3.3.1
u	Verschiebung	mm	6.2.4
$u_{Fu\beta}$	Federweg eines Fußes	mm	6.2.4
$u_{Fu\beta,0}$	Federweg bei Fußkraft = 0	mm	6.2.4
$\mathcal{U}_{Fueta,AB}$	Federweg (Verschiebung) des Fußes beim Übergang vom Kennlinienbereich B zum Bereich A	mm	6.2.4
$\mathcal{U}_{Fueta,BC}$	Federweg (Verschiebung) des Fußes beim Übergang vom Kennlinienbereich B zum Bereich C	mm	6.2.4
$u_{Fu\beta i,j}$	Verschiebung des Fußes Nr. i in Richtung j	mm	6.4.2
UMess: UMess i	Messtechnisch erfasste Verschiebung (Nr. i)	mm	6.4.5
$\mathcal{U}_{\alpha}$	Simulationstechnisch berechnete Verschiebung Nr. i	mm	6.4.6
x(t)	zeitlicher Verlauf einer allgemeinen Verschiebung	m	3.2.3
$\dot{x}(t)$	Geschwindigkeit (allgemein)	m/s	3.2.3

Symbol	Erläuterung	Einheit	Abschnitt
$\ddot{x}(t)$	Beschleunigung (allgemein)	m/s <sup>2</sup>	3.2.3
<i>x, y, z</i>	Räumliche Koordinaten oder Verschiebungen	mm	
<i>x, y, z</i>	Räumliche Freiheitsgrade	mm	
$x_i, y_i, z_i$	x-, y-, und z-Wege der Messstelle Nr. i	mm	
$x_G, y_G, z_G$	Maschinenfeste Koordinaten im Gehäuse-	mm	2.2.2
	schwerpunkt		
$x_G, y_G, z_G$	Translatorischer Versatz in x-, y- und z-Richtung in	mm	2.2.2
	Gehäusekoordinaten		
$\hat{y}_i$	Gehäuseamplitude (y-Amplitude der Messstelle Nr.	mm	3.3.2
	i)		
$\hat{y}_{8R}$	Gehäuseresonanzamplitude (Resonanzamplitude der	mm	3.3.2
,	Messstelle y8)		
$\hat{y}_{8,A1,R1}$	Erste Gehäuseresonanzamplitude (Resonanz-	mm	3.3.2
*,,	amplitude der Messstelle y8) der Maschine A1		
$\hat{y}_{8.A1.R2.UGEF}$	Zweite Gehäuseresonanzamplitude (Resonanz-	mm	3.3.2
- , , , ,	amplitude der Messstelle y8) der Maschine A1 auf		
	dem Prüfplatz "Ungefliest"		
$\overline{\overline{y}}_{8}$	Mittleres Grundniveau der Gehäuseamplitude y8	mm	3.3.2
	während eines Schleuderhochlaufes		
$\frac{\breve{y}}{y_{8,A1UGEF}}$	Mittleres Grundniveau der Gehäuseamplitude y8 der	mm	3.3.2
•,,• •	Waschmaschine A1 auf den Prüfplatz "Ungefliest"		
	während eines Schleuderhochlaufes		
<i>Y8,PTP</i>	Peak-to-Peak-Wert (d.h. die Schwingbreite) der y-	mm	2.3.4
	Verschiebung des Messpunktes 8		
		N	4.2
F1	Horizontalkraftkomponente nach links (aufgebracht	IN	4.3
EJ	durch Gewichte) Uarizontallzraftkampananta nach zachta (aufgabracht	N	1 2
FZ	Horizontaikraitkomponente nach rechts (aufgebracht	IN	4.3
E	Dömnfungelraft	N	710
F <sub>D</sub> E	Dampiungskrait Movimala Dämpfungskraft	IN N	7.1.2
$F_{D,max}$	Maximale Dampiungskraft	IN N/a	/.1.2 7.1.2
$F_D$	Kate der Dampfungskraft	IN/S	1.1.2
$F_{Feder}$	Federkraft(-komponente)	Ν	3.3.1
F <sub>i,stationär</sub>	Stationärer Anteil der Kraftkomponente in i-Richtung	Ν	7.1.2
$F_{i,transient}$	Transienter Anteil der Kraftkomponente in i-	Ν	7.1.2
	Richtung		
$F_{max,i}$	superponierte maximale Teilreibkraft Nr. i beim	Ν	7.1.2
	ARCTAN-Reibmodell		
$F_N$	Normalkraft(-komponente)	Ν	3.2.3
$F_{Opt}$	Optimierungsproblem	1	6.4.6
$F_y$	Horizontalkraft(-komponente) in y-Richtung	Ν	2.3.4
$F_{y,res}, F_{res}$	Resultierende Horizontalkraft auf das Gehäuse (in y-	Ν	4.3
	Richtung)		
$F_{y,PTP}$	Peak-to-Peak-Wert (d.h. die Schwingbreite) der	Ν	2.3.4
-	Horizontalkraft in y-Richtung		
$F_z$	Vertikalkraft(-komponente)	N	4.5.2
$H_{ij}$	Hattkraftkomponente am Eckpunkt Nr. i in Koordi-	Ν	6.2.3
	natenrichtung j		

Symbol	Erläuterung	Einheit	Abschnitt
N	vertrauenswürdige Umgebung (Trust Region) beim Trust-Region-Dogleg-Algorithmus	1	6.3
Р	Gewindesteigung (metrisches Gewinde)	mm	2.3.5
$lpha_i$	Gewichtungsfaktor für Fehlerquadrat Nr. i	1	6.4.6
δ	Abklingkonstante einer Schwingung	1/s	3.2.3
$\delta$	Nachgiebigkeit	mm/N	6.2.4
$\delta_{\scriptscriptstyle Fueta}$	(Druck-)Nachgiebigkeit des nicht ins Gehäuse einge- schraubten Waschmaschinenfußes	mm/N	6.2.4
$\delta_{{\scriptscriptstyle Fu}{\scriptscriptstyle eta},{\scriptscriptstyle Wirk}}$	Fußwirknachgiebigkeit = wirksame (Druck-) Nachgiebigkeit aus Gehäuse- und Fußnachgiebigkeit sowie der Nachgiebigkeit der Fußbodennutz- und - zwischenschicht	mm/N	6.2.4
$\delta_{{\scriptscriptstyle Fu}{\scriptscriptstyle \beta}{\scriptscriptstyle boden},{\scriptscriptstyle Punkt}}$	"Punkt"-(Druck-)Nachgiebigkeit der Fußbodennutz- und -zwischenschicht	mm/N	6.2.4
$\delta_{{}_{Geh\"ause,vertikal}}$	Vertikale Gehäuse(druck-)nachgiebigkeit	mm/N	6.2.4
ε	Nichtlinearitätsfaktor des Duffing-Schwingers	1	3.3.1
ε	Dehnung	1	4.5.1
$\varphi$	Drehwinkel	rad	7.1.2
$\mu$	Reibzahl	1	3.2.3
$\mu_0$	Haftbeiwert	1	3.2.3
$\psi_G$	Versatzwinkel um die $z_G$ -Achse	° (Grad)	2.2.2
$arpi_{ heta}$	Eigenkreisfrequenz (des ungedämpften Systems)	rad/s	3.2.3
$\varpi_R = \varpi_d$	Resonanzkreisfrequenz (des gedämpften Systems)	rad/s	3.2.3
Δ	Fehlausrichtung	1 (1/16 Umdre- hungen)	2.3.5
$\Delta U$	Fehlausrichtung $\Delta$ in Umdrehungen (= $\Delta$ ) des Fußes 1	1	3.3.3
$\Delta \xi$	Fehlausrichtung $\Delta$ in Grad (= $\Delta$ ) der Verdrehung des Fußes 1	° (Grad)	3.3.3
$\Delta z$	Absolute Fehlausrichtung des Fußes 1 in vertikaler Richtung	mm	3.3.3
$\Delta L$	Längenänderung (allgemein)	mm	2.3.5
Δabs	Absolute Abweichung (allgemein)	1	3.3.2
Δrel	Relative Abweichung (allgemein)	1	3.3.2
$\Phi_{\rm G}$	Wankwinkel des Gehäuses (Starrkörperrotation um die $x_G$ -Achse)	° (Grad)	2.2.2
$\Theta_{ m G}$	Nickwinkel des Gehäuses (Starrkörperrotation um die $y_G$ -Achse)	° (Grad)	2.2.2

## Vektoren

Dimensionen:	n = Anzahl der Unbekannten
	k = Anzahl der holonomen Zwangsbedingungen
	l = Anzahl der Lagrangeschen Zwangsbedingungen

Symbol	Erläuterung	E	Einheit einer Kom- ponente	Abschnitt
g	Vektor der (auf Koordinatenebene) holonomen Zwangsbedingungen	$\Re^k$	1	7.3
r	Ortsvektor	$\Re^3$	mm	7.1.2
r <sub>LB</sub>	Ortsvektor zur Trommeldrehachse des Laugen- behälters	$\Re^3$	mm	7.1.2
r <sub>u</sub>	Ortsvektor zur Unwuchtmasse	$\Re^3$	mm	7.1.2
<b>r</b> <sub>BDF</sub>	Residuumsvektor im BDF-Verfahren; n = Anzahl der Unbekannten	$\Re^n$	1	7.3
ř	Beschleunigungsvektor	$\Re^3$	$mm/s^2$	7.1.2
<b>r</b> <sub>u</sub>	Beschleunigungsvektor der Unwuchtmasse	$\Re^3$	$mm/s^2$	7.1.2
<b>S</b> u	Vektor von der Trommeldrehachse zur Unwucht- masse	$\Re^3$	mm	7.1.2
<b>š</b> <sub>u</sub>	Zentripetalbeschleunigung der Unwuchtmasse	$\Re^3$	$mm/s^2$	7.1.2
X	(Zustands-)Vektor der n reellwertigen Unbekannten (Knotenverschiebungen und Kräfte)	$\Re^n$	divers (mm, N)	6.3
X	Lagevektor aller Knoten, Koordinatenvektor, Orts- vektor	$\Re^n$	mm	7.3
<b>X</b> <sub>0</sub>	Start(Zustands-)Vektor der n reellwertigen Unbe- kannten (Knotenverschiebungen und Kräfte), für den die Lösung $\mathbf{F}_{GS,0}$ bekannt und konsistent ist.	$\Re^n$	divers (mm, N)	6.3
Xi	(Zustands-)Vektor der n reellwertigen Unbekannten (Knotenverschiebungen und Kräfte) in der Iteration i	$\Re^n$	divers (mm, N)	6.3
ż	Vektor der Geschwindigkeiten	$\Re^n$	mm/s	7.3
ÿ	Vektor der Beschleunigungen	$\Re^n$	mm/s <sup>2</sup>	7.3
У	Parametervektor der Steifigkeitsparameter einer Maschine	$\Re^6$	divers (N/mm, 1)	6.4.6
y *	gesuchter Steifigkeitsparametervektor, der die geringsten gewichteten Abweichungen im System- verhalten zwischen Messung und Simulation liefert	$\Re^6$	divers (N/mm, 1)	6.4.6
$\mathbf{F}_{8}^{A}$	An Knoten 8 angreifende äußere Kraft	$\Re^3$	Ν	6.2.3
F <sub>GS</sub>	vektorwertige Vektorfunktion, die das Gleichungs- system mit n Gleichungen beschreibt (Kinematische Zwangsbedingungen, Haftbedingungen)	$\Re^n$	N	6.3
<b>F</b> <sub>GS,0</sub>	Konsistente Lösung des Gleichungssystems am Ort $\mathbf{x}_0$ als Startpunkt für die Iteration	$\Re^n$	Ν	6.3
$\mathbf{F}_{u}$	Unwuchtkraftvektor	$\Re^3$	Ν	7.1.1
S	zweidimensionaler Unterraum beim Trust-Region- Dogleg-Algorithmus	$\Re^2$	1	6.3
λ	Vektor der Lagrangeschen Multiplikatoren (Zwangskräfte)	$\Re^l$	Ν	7.3

Matrizen
----------

Symbol	Erläuterung		E	Einheit einer Kom- ponente	Abschnitt
G	holonome Zwangsbedingungsmatrix	(auch	$\Re^{n  imes l}$	1	7.3
	Zwangsmatrix)				
J	Jacobimatrix		$\mathfrak{R}^{n  imes n}$	1	7.3
Μ	Massenmatrix		$\mathfrak{R}^{n  imes n}$	kg	7.3

## Abkürzungen

Abkürzung	Erläuterung	Abschnitt				
"1+1+1"	Waschmaschine mit 3 Füßen, 1 Fuß links, 1 in der Mitte, 1 rechts					
,,1+2"	Waschmaschine mit 3 Füßen, 1 Fuß links, 2 rechts	8.4.2				
,,2+2"	Standard-Waschmaschine mit 4 Füßen					
2D	Zweidimensional	1.4.3				
3D	Dreidimensional	3.2.7				
d <sub>i</sub>	Diagonalstab Nr. i	6.2.3				
e, "e"	empfindlich	3.2.4				
h	x-Position des Angriffspunktes der Horizontalkraft: hinten	4.4.1				
m	x-Position des Angriffspunktes der Horizontalkraft: mittig	4.4.1				
Si	Kantenstab Nr. i	6.2.3				
u, ,,u"	unempfindlich	3.2.4				
V	x-Position des Angriffspunktes der Horizontalkraft: vorn	4.4.1				
A, Modell A, WM A	In dieser Arbeit betrachtete Frontlader-Baureihe A (mit "unempfindlichem" Gehäuseschwingungsverhalten)	1.3.2				
A1, WM A1	Wachmaschine Nr. 1 der Baureihe "A"	3.2.4				
A2, WM A2	Wachmaschine Nr. 2 der Baureihe "A"	3.2.4				
A1, A2; Bed. A1, A2	Vorgeschriebene Aufstellbedingungen der Wasch- maschinenhersteller A: die Ausrichtung betreffend	1.4.3				
A	Bereich auf der Fußwirk-Federkennlinie	6.2.4				
"A" bis "G"	Klassenkategorien des EU-Energielabels (beste Kategorie: A schlechteste: G)	1.1				
ABC-Konzept	ABC-Konzept/-Schema zur Strukturierung von Berechnungs- und Versuchsmethoden	1.4.2				
A, A-Methoden	hoher Zeitaufwand nach dem ABC-Konzept, bzw. hohe	1.4.2				
AFG	Amplituden-Frequenzgang	3211				
B, Modell B, WM B	In dieser Arbeit betrachtete Frontlader-Baureihe B (mitempfindlichem" Gehäuseschwingungsverhalten)	1.3.2				
B1. WM B1	Wachmaschine Nr. 1 der Baureihe "B"	3.2.4				
B2, WM B2	Wachmaschine Nr. 2 der Baureihe "B"	3.2.4				
B	Bereich auf der Fußwirk-Federkennlinie	6.2.4				
B, B-Methoden	mittlerer Zeitaufwand nach dem ABC-Konzept, bzw. mittlere Aussagegüte	1.4.2				

Abkürzung	Erläuterung							
BDF	Backward-Differentiation-Formula, impliziter Mehrschritt-							
	algorithmus							
С	Bereich auf der Fußwirk-Federkennlinie							
C, C-Methoden	geringer Zeitaufwand nach dem ABC-Konzept, bzw. geringe	1.4.2						
,	Aussagegüte							
DA	Waschmaschine wurde dynamisch ausgerichtet	3.3.1						
DAE	Differential Algebraic Equations, Differential-Algebraische-	7.3						
	Gleichungen							
EMKS	Elastisches Mehrkörpersystem	1.1.4						
		10.1						
EU	Europäische Union	1.1						
EW	Eigenwert	7.4.2						
FA	Fehlausrichtung $\Delta$	3.3.3						
FA-, FA-i	Negative Fehlausrichtung; -i/16 Umdrehungen des Fußes 1	3.3.3						
FA0	Optimale Ausrichtung (Fehlausrichtung von 0/16, auch	3.3.3						
	"OA")							
FA+, FA+i	Positive Fehlausrichtung; +i/16 Umdrehungen des Fußes 1	3.3.3						
FE	Finite Elemente							
FEM	Finite Elemente Methode							
FFT	Fast Fourier Transformation							
FG	Freiheitsgrad	6.2.3						
FL	Frontladerwaschmaschine (immer eine HA)	1.2						
GEF	Prüfplatz "Gefliest"	3.2.3						
H FA	Statischer Lastfall mit horizontalem Kraftangriff bei	6.4.5						
	(starker) Fehlausrichtung							
H FA i	Lastpunkt i beim LF H FA	6.4.5						
H Opt	Statischer Lastfall mit horizontalem Kraftangriff bei	6.4.5						
	optimaler Ausrichtung	6 4 5						
H Opt 1	Lastpunkt i beim LF H Opt	6.4.5						
HA	Horizontalachswaschmaschine	1.2						
	Lastiali (statisch)	6.4.5						
LF H FA	statischer Lastiali mit norizontalem Kraitangriii del	0.4.5						
	(starker) Fentausrichtung	615						
LF II FA I I E II Ont	Statischer Lastfall mit herizentalem Kraftangriff hei	0.4.5 6.4.5						
Lг п Орі	ontimeler Austichtung	0.4.3						
I F H Ont i	Lastnunkt i haim LEH Ont	615						
LF II Opt I LF V Opt	Statischer Lastfall mit vertikalem Kraftangriff hei ontimaler	0.4. <i>3</i> 6.4.5						
LIVOpt	Ausrichtung	0.4.3						
M Mi	Literaturrecherche: in den Veröffentlichungen verwendete	1 4 1						
141, 1411	Methoden Nr i	10.1						
MKS	Mehrkörnersystem	114						
MIXO	Wenrkorpersystem	10.1						
NZS	Nutzschicht und Zwischenschichten des Fußbodens	2 4 1						
0A	Optimale Ausrichtung (auch FA0)	821						
ODE	Ordinary Differential Equation Gewöhnliche Differential-	73						
	gleichung							
Pi	Punkt Nr. i auf der Fußwirk-Federkennlinie	6.2.4						
1								

Abkürzung	Erläuterung	Abschnitt						
S, Si	Literaturrecherche: die bei der Schwingungsanalyse	1.4.1						
	betrachteten Baugruppen/Komponenten, Nr. i							
STV	<i>Stick-Transition-Velocity-Modell</i> , Modifiziertes	7.1.2						
	COULOMB-Reibmodell							
UGEF	Prüfplatz "Ungefliest"	3.2.3						
U1 bis U5; Bed. U1	Vorgeschriebene Aufstellbedingungen der Wasch-	1.4.3						
bis U5	maschinenhersteller. U: den Untergrund betreffend							
V Opt	Statischer Lastfall mit vertikalem Kraftangriff bei optimaler	6.4.5						
	Ausrichtung							
VA	Vertikalachswaschmaschine	1.2						
VB	Vertrauensbereich							
W, Wi	Literaturrecherche: weitere Untersuchungsfragestellungen	1.4.1						
	neben der Schwingungsanalyse, Nr. i	10.1						
WM	Waschmaschine	1.2						
WW	Waschmaschine wurde mit einer Wasserwaage ausgerichtet							
xi, yi, zi	Messstelle Nr. i zur Messung von Wegen in x-, y- und z-	2.3.1						
	Richtung							

## Indizes (Auswahl)

Symbol	Erläuterung
i	Index
u	Unwucht
A1	Waschmaschine Nr. 1 der Baureihe A
A2	Waschmaschine Nr. 2 der Baureihe A
B1	Waschmaschine Nr. 1 der Baureihe B
B2	Waschmaschine Nr. 2 der Baureihe B
R	Resonanz
Tal	Amplitudental

## Farbkodierung der Fehlausrichtungs-Kurvenscharen der Amplituden-Frequenzgänge

Fuß 1	C	Negative	Fehlausr	ichtung (	FA-)		Pos	itive Fehl	ausrichtu	ing (FA+)	
Opt. Ausrichtung —											
Farbe	<del>~~</del>		$\rightarrow$	<b>—X</b> —	-0-		-0-	<b>—X</b> —	$\rightarrow$		<b>-</b>
<b>Fehlausrichtung Δ</b> in Umdrehungen (ΔU)	-5/16	-4/16	-3/16	-2/16	-1/16	0/16	+1/16	+2/16	+3/16	+4/16	+5/16
in Grad ( $\Delta\xi$ )	-112,5°	-90°	-67,5°	-45°	-22,5°	0°	22,5°	45°	67,5°	90°	112,5°
Absolute Fehlaus- richtung ∆z in mm	-0,469	-0,375	-0,281	-0,188	-0,094	0	0,094	0,188	0,281	0,375	0,469

### Kurzfassung

Beschäftigt man sich mit den Aufstellbedingungen von Haushaltswaschmaschinen (insbesondere Frontladerwaschmaschinen) und ihren Auswirkungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten, so stellt man ein eklatantes Missverhältnis zwischen ihrer Bedeutung für die Praxis und ihrer Behandlung in wissenschaftlichen Veröffentlichungen fest: Jeder Hersteller macht in seinen Betriebsanleitungen genaue Angaben zur Aufstellung und Ausrichtung der Waschmaschinen, deren Nichteinhaltung gravierende Gehäuseschwingungen zur Folge hat, die wohl jeder Besitzer einer Waschmaschine schon einmal beobachtete - schließlich ist das Gehäuse die unmittelbar wahrnehmbare Schnittstelle zum Kunden. Gleichwohl sind in der Literatur die Gehäuseschwingungen nur am Rande untersucht und die Aufstellbedingungen dabei fast vollständig ignoriert worden, was zur Folge hat, dass die Aussagekraft der publizierten Ergebnisse durch den in der unbestimmten Ausrichtung begründeten systematischen Fehler stark in Frage gestellt wird. In diesem Feld schließt die vorliegende Arbeit viele Lücken zwischen und in Praxis, Theorie und Simulation hinsichtlich Systematisierung der Problematik, neuartiger, vereinfachter Modellierungsansätze und Aufklärung der Wirkmechanismen der Gehäuseschwingungen, die sinnvoll nur durch ein sachgerechtes Zusammenwirken aus Experiment und Simulation geleistet werden kann. Motivation für diese Arbeit war das in der Praxis beobachtete Problem, dass bestimmte Waschmaschinenbaureihen immer ein gutes Gehäuseschwingungsverhalten an den Tag legten, ganz gleich in welchem Haushalt sie aufgestellt waren. Andere Baureihen dagegen zeigten in unterschiedlichen Haushalten ein unterschiedliches Verhalten, und das, obwohl die Fußböden augenscheinlich ähnlich steif waren. Es zeigte sich, dass bei auch sehr steifen Untergründen (z.B. Stahlbetongeschossdecken) ein signifikanter Fußbodeneinfluss für das Gehäuseschwingungsverhalten existiert, welcher aus der lokalen Drucknachgiebigkeit der Nutz- und Zwischenschichten (z.B. Fliesen, Estrich, Dämmung etc.) erwächst.

Zur Systematisierung der Aufstellbedingungen werden die Begriffe Ausrichtung und Fehlausrichtung eingeführt, bzw. präzisiert und Verfahren zum Ausrichten vorgestellt. Experimentelle Untersuchungen ergeben, dass die Ausrichtung der Maschinen mit der Wasserwaage für die Haushaltsanwendung ausreichend ist, für tiefergehende ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen aber keine hinreichende Ausrichtgüte bereitstellen kann. Demgegenüber sind das neu entwickelte statische und das erstmalig beschriebene dynamische Ausrichten hierzu in der Lage. Das äußerst komplexe Gehäuseschwingungsverhalten bei Fehlausrichtung wird experimentell untersucht und der Begriff der Empfindlichkeit des Schwingungsverhaltens eingeführt.

"Es sind die Füße!" - Die Simulation des Gehäuseschwingungsverhaltens wird in dieser Arbeit gewissermaßen vom Kopf auf die Füße gestellt. Während bisherige Simulationsansätze mit sehr hohem Aufwand versuchen, das elastische Verzerrungsverhalten des Gehäuses in vielen Freiheitsgraden abzubilden, der Modellierung der Füße aber kaum Aufmerksamkeit widmen, beschreitet diese Arbeit genau den umgekehrten Weg: Das Verhalten der Füße wird detailliert aber pragmatisch modelliert, die elastische Gehäuseverzerrung dagegen durch nur einen, neu identifizierten Freiheitsgrad, die sogenannte Schuhkartonverzerrung dargestellt. Mit dieser Modellierung ist man in der Lage, sowohl das statische als auch das dynamische Gehäuseverhalten bei optimaler und bei Fehlausrichtung zufriedenstellend zu beschreiben. Nach der Identifizierung der Wirkmechanismen steht fest, dass ein wesentlicher Schlüssel zu einer konstruktiven Optimierung des Gehäuseschwingungsverhaltens in der Gestaltung der Federkennlinie der verwendeten Waschmaschinenfüße liegt – wozu Vorschläge gemacht und experimentell bestätigt werden.

### 1.1 Gegenstand dieser Arbeit

Haushaltswaschmaschinen sind heutzutage Waschvollautomaten mit integrierter Wäscheschleuder zur Trocknung der Wäsche. Beim Schleudern treten diverse dynamische Effekte auf, die auf unterschiedliche Teile der Waschmaschine wirken. Einer dieser Effekte tritt beim Endschleudern auf: Hier wirkt die in der Trommel<sup>1</sup> ungleichförmig verteilte Wäsche wie eine Unwucht und ist bei den hohen Drehzahlen in der Lage, das Gehäuse zu Schwingungen anzuregen, die vom Kunden wahrgenommen werden können. Zu nennen sind hier im Wesentlichen die Schwingungen der (oberen) Eckpunkte des Gehäuses sowie die Plattenschwingungen der Seitenwände.

Die Gehäuseschwingungen sind im letzten Jahrzehnt stärker in den Fokus der Kundenwahrnehmung und damit auch den der Entwicklungsabteilungen getreten, da sich die maximalen Schleuderdrehzahlen der Waschmaschinen zur Verbesserung der Schleuderwirkung (Trocknung der Wäsche) zu immer höheren Werten entwickelten, und gleichzeitig die Konstruktion der Maschinen aus Kostengründen immer weiter in Richtung Leichtbau und reduzierten Wandstärken getrieben wurde, so dass die nun größeren Unwuchtkräfte an den dünneren Gehäusestrukturen größere Schwingungsamplituden bewirken<sup>2</sup>. Die Kunden fordern für Maschinen des Premiumsegmentes *nicht wahrnehmbare* Gehäuseschwingungen, so dass Maschinen mit wahrnehmbaren Gehäuseschwingungen zu Unzufriedenheit führen.

Ein Ausgangspunkt für die vorliegende Arbeit war eine Beobachtung aus der Praxis<sup>3</sup>, die dieses Gehäuseschwingungsverhalten beim Endschleudern betraf, und die das Augenmerk auf die Aufstellbedingungen der Waschmaschinen richtete (**Bild 1-1**):



Bild 1-1: Unterschiedlich empfindliches Gehäuseschwingungsverhalten von verschiedenen Waschmaschinenmodellen

Einige Modelle zeigten niedrige Gehäuseschwingungsamplituden, gleichgültig, an welchem Ort sie aufgestellt waren (Modell A, Bild 1-1). Andere, scheinbar mit Modell A baugleiche Modellvarianten, dagegen zeigten in ihrem Gehäuseschwingungsverhalten deutliche Abhängigkeiten vom Aufstellort (Modell B): in "Badezimmer 1" niedrige, in "Badezimmer 2" hohe Gehäuseschwingungsamplituden.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Eine Beschreibung der Bauteile der Waschmaschine findet sich in Abschnitt 10.1.

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Detailliertere Erläuterungen finden sich in Abschnitt 1.3.

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> in Mitteleuropa, speziell auch in Deutschland

Modell A kann somit bezüglich seines Gehäuseschwingungsverhaltens als "unempfindlich" gegenüber einer Änderung des Untergrundes (bzw. allgemein: der Aufstellbedingungen), Modell B als "empfindlich" gegenüber einer solchen Änderung bezeichnet werden. Neben der Art des Untergrundes weisen noch andere Aufstellbedingungen einen Einfluss auf die Gehäusedynamik der Waschmaschinen auf:



Bild 1-2: Von den Waschmaschinenherstellern spezifizierte Aufstellbedingungen. U: den Untergrund betreffend; A: die Ausrichtung betreffend. Erläuterungen im folgenden Text sowie in Abschnitt 1.4.3.

Folgende Aufstellbedingungen werden i.A. von den Waschmaschinenherstellern<sup>4</sup> spezifiziert (**Bild 1-2**): Bezüglich des Untergrundes (U) ist zum Ersten die schon benannte bauliche Ausgestaltung von Einfluss (Betondecke/Holzbalkendecke; U1, U2), ebenso der Ort der Aufstellung der Maschine im Raum (U3), sowie die Neigung (U4) und Sauberkeit (U5) des Untergrundes. Bezüglich der Ausrichtung (A) der Maschine mit ihren vier Füßen auf dem Untergrund ist die waagerechte/lotrechte Ausrichtung des Maschinengehäuses (A1) und die "standfeste" Ausrichtung (A2) zu nennen, bei der alle vier Füße gleichmäßig belastet werden sollen. Neben den schon mehrfach genannten Gehäuseschwingungen haben diese Aufstellbedingungen auch einen Einfluss auf den Versatz der Maschine (eine Relativbewegung der Füße auf dem Boden), dessen Untersuchung nicht Gegenstand dieser Arbeit ist.

In dieser Arbeit wird im Wesentlichen der Einfluss der folgenden beiden Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten untersucht:

• U1 – Einfluss eines steifen Fußbodens (anhand von zwei unterschiedlichen, haushaltsähnlichen Prüfplatzuntergründen)

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Bild 1-2 wird in Abschnitt 1.4.3 zusätzlich weiter erläutert. Dort finden sich auch die Literaturangaben.

• A2 – Einfluss der Ausrichtung der vier Füße auf dem Untergrund (dazu wurde der Themenkomplex der Ausrichtung der Maschine systematisiert und es wurden neue Methoden zur Ausrichtung der Maschinen angewendet)

Messtechnisch erfasst werden die benannten Gehäuseschwingungen über den Amplituden-Frequenzgang insbesondere der Gehäuseecken. Anstelle der Wäsche werden definierte Bleigewichte in der Waschtrommel appliziert, um reproduzierbare Unwuchtzustände sicherzustellen, und die Maschine wird ohne Wasser über Drehzahlrampen bis zur Endschleuderdrehzahl hochgefahren. Die Analyse beschränkt sich auf die dominanten nieder- und mittelfrequenten Schwingungen und umfasst keine akustischen Untersuchungen.

Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit ist somit der Einfluss der Aufstellbedingungen, im Wesentlichen der Einfluss eines steifen Untergrundes (U1) und der Einfluss der Ausrichtung der Maschine (A2) auf die nieder- und mittelfrequenten<sup>5</sup> Schwingungen der Gehäuse von Haushaltsfrontladerwaschmaschinen<sup>6</sup> beim Endschleudern, die dominant durch die Trommelunwucht infolge ungleichförmig verteilter Wäsche, bzw. bei der Messung durch definierte Unwuchtmassen, verursacht werden. Diese Schwingungen werden vom Kunden als die sicht- und fühlbaren Vibrationen der Waschmaschine wahrgenommen. Insbesondere die Frage nach der Empfindlichkeit/Unempfindlichkeit der Gehäuseschwingungen gegenüber den Aufstellbedingungen wird experimentell praxisnah an mehreren Waschmaschinen untersucht und simulationstechnisch nachgebildet, um ein vertieftes Systemverständnis zu erlangen.

Der beschriebene Einfluss der Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten besteht prinzipiell für alle Waschmaschinentypen; die entwickelte Ausrichtsystematik und die beobachteten Effekte gelten im engeren Sinne nur für den hier untersuchten Typ, der im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

### **1.2** Betrachteter Waschmaschinentyp

Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Waschmaschinentyp (vgl. **Bild 1-3**) handelt es sich um eine *freistehende* (d.h. kein Einbaugerät), *frontladende* (d.h. die Beschickung erfolgt von vorn – im Gegensatz zum Toplader, der von oben beschickt wird), *vollautomatische Trommel*waschmaschine mit einer *horizontalen Drehachse* (wie sie im europäischen Raum weit verbreitet ist<sup>7</sup>) für den *Hausgebrauch* (vgl. auch (DIN EN 60456 2005)).

Frontladende Horizontalachswaschmaschinen werden im Folgenden mit FL, Vertikalachswaschmaschinen mit VA abgekürzt. Die FL zeichnen sich im Gegensatz zu den VA durch einen Wasserverbrauch von nur einem Viertel bei gleichem oder geringerem Energieverbrauch und gleicher Waschwirkung aus (Hloch und Krüssmann 1997a), sind aber deutlich teurer (Wagner 2000) und hinsichtlich ihrer Konstruktion deutlich aufwändiger.

Der detaillierte mechanische Aufbau ist dem Anhang, Abschnitt 10.1, zu entnehmen.

Bild 1-3: Betrachteter Waschmaschinentyp: Freistehende, frontladende vollautomatische Trommelwaschmaschine mit horizontaler Drehachse für den Hausgebrauch

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> bis max. 150 Hz

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> nach Abschnitt 1.2

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Beispielsweise amerikanische oder asiatische Maschinen weisen traditionell eine vertikale Drehachse auf.

## 1.3 Allgemeiner Hintergrund

In diesem Abschnitt wird für den allgemeinen Leser der Hintergrund zum geschilderten Untersuchungsgegenstand erläutert. Der Waschmaschinenexperte mag diesen Abschnitt ohne Informationsverlust überspringen.

Der Hausgerätemarkt steht schon seit mehreren Jahrzehnten unter einem hohen Konkurrenzund Kostendruck bei gleichzeitig sehr hoher Marktsättigung (für Waschmaschinen in Deutschland beispielsweise im Jahre 2008

bei 97%<sup>(8)</sup>). Bild 1-4 ist der drastische Verfall der inflationsbereinigten Preise von Waschmaschinen und Kühlschränken in Europa zu entnehmen: die Notwendigkeit zu Kosteneinsparungen der Hausgeräteliegt auf der Hand. hersteller Die angestrebte Senkung der Materialkosten führt bei Waschmaschinen u. a. zu stärkerem Leichtbau und zur Notwendigkeit, die Konstruktion zu optimieren. Gleichzeitig ist insbesondere im Premiumsegment beim Kampf um Marktanteile der Druck zu Produktinnovationen sehr hoch. Für viele Hausgerätehersteller weltweit ist



Bild 1-4: Preisentwicklung 1977-2004 bei Waschmaschinen und Kühlschränken in Europa (Ceced 2006)

der verstärkte Einsatz von numerischen Simulationsrechnungen das Hilfsmittel der Wahl, um die Konstruktionen weiter zu optimieren und die Entwicklungskosten durch eine Reduzierung von experimentellen Untersuchungen an Prototypen zu verringern<sup>9</sup>. Ein weiterer signifikanter Trend der letzten eineinhalb Jahrzehnte ist der im Kyoto-Protokoll zum internationalen Klimaschutz 1997<sup>(10)</sup>festgehaltene, allgemeine gesellschaftliche Wunsch nach Energie sparenden und Ressourcen schonenden Produkten, durch den die Nachfrage nach solcherart beschaffenen Waschmaschinen spürbar zugenommen hat. Die mechanische Konstruktion der Waschmaschinen bleibt dabei von den zentralen Entwicklungszielen "geringer Wasser-, Strom- und Waschmittelverbrauch" weitgehend unberührt - mit einer Ausnahme: Während schon in den 1990er Jahren die maximale Schleuderdrehzahl ein wesentliches prestigeträchtiges und marketingrelevantes Produktmerkmal war<sup>11</sup>, verstärkt die mit der Einführung des EU-Energielabels<sup>12</sup> (in Deutschland im Jahre 1998) einhergehende Etablierung der sogenannten Schleuderwirkungsklasse<sup>13</sup> den ohnehin schon erkennbaren Trend zu höheren Schleuderdrehzahlen noch zusätzlich, da Hersteller und Kunden des Premiumsegmentes eine Stigmatisierung durch eine geringere Klasse als die höchste ("A") nicht akzeptieren<sup>14</sup>.

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> (ZVEI und GfK 2008); Zur Verbesserung der Lesbarkeit werden in diesem Abschnitt die Literaturverweise in Fußnoten aufgeführt.

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> (Beckmann et al. 2004)

<sup>&</sup>lt;sup>10</sup> (BMU 1997), (Deutscher Bundestag 2002)

<sup>&</sup>lt;sup>11</sup> (Wagner 2000)

<sup>&</sup>lt;sup>12</sup> (Commission Directive 95/12/EC 1995), (EnVKV 1997)

<sup>&</sup>lt;sup>13</sup> in Abhängigkeit der Restfeuchte der Wäsche nach dem Schleudern definiert, vgl. Bild 1-6 (a)

<sup>&</sup>lt;sup>14</sup> Die EU-Energielabel klassifizieren in drei Hauptmerkmalen: 1. *Energieeffizienzklasse* auf einer Skala von A (niedriger Energieverbrauch) bis G (hoher Energieverbrauch); 2. *Waschwirkungsklasse* A (besser) bis G (schlechter); 3. *Schleuderwirkungsklasse* A (besser) bis G (schlechter). Premiumwaschmaschinen "müssen" somit eine "AAA"-Klassifizierung aufweisen.

**Bild 1-5** belegt den Trend zu höheren Schleuderdrehzahlen am Beispiel der Marktentwicklung der maximalen Schleuderdrehzahl von Waschmaschinen der letzten zwei Jahrzehnte für Deutschland, dem wertmäßig größten Hausgerätemarkt in Westeuropa<sup>15</sup>.



Bild 1-5: Entwicklung der max. Schleuderdrehzahl von Waschmaschinen in Deutschland<sup>16</sup> – 1985-2004: (Rüdenauer et al. 2005); 2009: eigene Marktanalysen

d 1-6: (a) Schleuderwirkungsklassen in Abhängigkeit der Restfeuchte nach EU-Energielabel (A-G); (b) erzielbare Restfeuchte<sup>17</sup> nach dem Schleudern [Baumwolle; Mittelwerte aus (Eudora 2005), (Stamminger 2004) und (AEG Electrolux 2008)]; (c) Zentripetalbeschleunigung der Wäsche in der Trommel<sup>18</sup> (g: Erdbeschleunigung)

Die bei unterschiedlichen Schleuderdrehzahlen erzielbare mittlere Restfeuchte<sup>4</sup> (b) sowie die zugehörige Einteilung in die EU-Schleuderwirkungsklassen (a) ist **Bild 1-6** zu entnehmen. Für eine "A"-Klassifizierung ist somit mindestens eine maximale Schleuderdrehzahl von 1600 1/min erforderlich. Es zeigt sich auch das Dilemma für die Konstruktion: Bei hohen Schleuderwirkungsklassen bewirken weitere Steigerungen der Schleuderdrehzahl nur noch minimale Verringerungen der Restfeuchte – während die auf die Wäsche in der Trommel wirkende Zentripetalbeschleunigung (c) quadratisch ansteigt: Um die Restfeuchte um 20% von 53% (Klasse "B", High-end 1985) auf 42% (Klasse "A", High-end 2009) zu senken, muss die Schleuderdrehzahl von 1200 1/min auf 1800 1/min (+50%) erhöht werden. Gleichzeitig steigt die Zentripetalbeschleunigung auf mehr als das Doppelte [auf über 850g (!)], was eine enorme Belastung sowohl für die Wäsche als auch für die Struktur der Maschine darstellt. Um die durch bei den hohen Drehzahlen auf den Laugenbehälter<sup>19</sup> wirkenden sehr hohen Wäscheunwuchtkräfte nicht auch in sehr große Schwingwege münden zu lassen, müssen hohe Massen an diesem befestigt werden.

<sup>17</sup> Restfeuchte  $= \frac{m_{Wasche,geschleudert} - m_{Wasche,trocken}}{m_{Wasche,trocken}} =$  Feuchtigkeitsgehalt der Wäsche (DIN EN 60456 2005)

nach dem Schleudern

<sup>&</sup>lt;sup>15</sup> (ZVEI und GfK 2008)

<sup>&</sup>lt;sup>16</sup> Im März 2009 gibt es auf dem deutschen Markt drei Modelle mit einer max. Schleuderdrehzahl von 1800 1/min und ein Modell mit 2000 1/min. Da die große Mehrheit der "High-end"-Modelle 1600 1/min aufweist, wurde das Gerät mit 2000 1/min aus Gründen den Repräsentativität nicht in die Grafik aufgenommen.

 $m_{Wäsche,trocken}$  na <sup>18</sup> Für einen üblichen Trommeldurchmesser von 48 cm

<sup>&</sup>lt;sup>19</sup> vgl. Abschnitt 10.1 für die Begrifflichkeiten

Aufgrund der hohen Auslastungen der Maschinen ist das Potential für Lösungsfindungen während der Prototypen-Testphase deutlich reduziert; hier greift der Einsatz der numerischen Simulationsrechnungen an, um schon in frühen Phasen der Entwicklung ein möglichst optimales Design zu finden. Zu nennen sind hier im Wesentlichen statische und dynamische Finite-Elemente-Berechnungen zur Strukturanalyse sowie Mehrkörpersimulationen zur Ermittlung des Schwingungsverhaltens (vgl. auch Abschnitt 1.4).

Untersuchungen<sup>20</sup> zeigten jedoch, dass die Schädigung der Wäsche auch bei solch hohen Schleuderdrehzahlen klein ist im Vergleich zur Schädigung während der Waschphase, wenn bestimmte Randbedingungen bei der Gestaltung des Schleuderhochlaufes eingehalten werden. Somit bleiben als Konsequenzen der hohen Schleuderdrehzahlen "nur" die für die Festigkeit und das Schwingungsverhalten der Waschmaschine resultierenden Herausforderungen.

Der Wunsch nach höheren Schleuderdrehzahlen bedeutet nicht, das die Konsumenten Abstriche beim Schwingungskomfort oder bei der Geräuschemission der Waschmaschinen (die im Übrigen auch auf dem EU-Energielabel aufgeführt wird) in Kauf nehmen, insbesondere, da die Maschinen verstärkt den Weg aus den Waschkellern heraus in die Badezimmer und Küchen gefunden haben<sup>21</sup>.

Nicht zuletzt wurden die Gehäuseschwingungen von Waschmaschinen auch aufgrund ihrer Verletzungsgefahr für Kleinkinder und Babys bekannt [durch das nicht seltene Herunterfallen von in Kindersitzen auf der Waschmaschine abgestellten Babys<sup>22</sup>] und fanden durch die von ihnen bewirkten Versatzbewegungen ("Wandern") ihren Eingang in die Belletristik<sup>23</sup>.

#### 1.4 Stand der Technik

#### 1.4.1 Übersicht über die Literatur zur Waschmaschinenmechanik

Die Literatur zur Statik und Dynamik von Waschmaschinen, sei sie mit analytischem, simulationstechnischem oder experimentellem Bezug, fällt im Vergleich zu anderen Produkten (z. B. Verbrennungskraftmaschinen, Fahrzeugtechnik etc.) in Anzahl und Umfang extrem gering aus. Dies ist zum einen durch den starken Wettbewerbsdruck zwischen den Hausgeräteherstellern zu erklären (Wagner 2000) und zum anderen ein Indiz für die bislang nur sehr geringe wissenschaftliche Durchdringung der Waschmaschinen*mechanik*. Beispielsweise auf den

Gebieten Waschtechnik und elektrische Antriebe von Waschmaschinen findet man wesentlich mehr Veröffentlichungen. Die zeitliche Entwicklung der Veröffentlichungen mit Bezug zur Mechanik der Waschmaschine von 1990 bis März 2009 ist in **Bild 1-7** dargestellt. Zwei wichtige Arbeiten auf diesem Weg der Forschung sind die Dissertationen von Conrad (Conrad 1994) mit ihren vielfältigen analytischen Schwingungsmodellen und Wagner (Wagner 2000) auf dem Gebiet der numerischen Mehrkörpersimulation von Waschmaschinen. Schon Wagner bemängelte im Jahre 2000, die Literatur



Bild 1-7: Zeitliche Entwicklung der Veröffentlichungen mit Bezug zur Waschmaschinen*mechanik* (ohne mechanische Verfahrenstechnik) ab 1990<sup>24</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>20</sup> (Hloch und Krüssmann 2001)

<sup>&</sup>lt;sup>21</sup> (Conrad 1994; Wagner 2000)

<sup>&</sup>lt;sup>22</sup> (Dixon und Roberts 1997; Hulka und Piatt 1994; Warner et al. 2003)

<sup>&</sup>lt;sup>23</sup> z.B. (Kishon 2001)

<sup>&</sup>lt;sup>24</sup> Dabei steht gelegentlich eine Veröffentlichung einer Forschergruppe stellvertretend für weitere.

sei " … *limited at best*" (mit seinerzeit 12 relevanten Quellen). Seitdem ist die Entwicklung vorangeschritten; die Anzahl an relevanten Veröffentlichungen hat sich bis März 2009 auf immerhin 59 Quellen mehr als verdreifacht. Bemerkenswert ist der starke Anstieg in den letzten zwei Jahren, der ein deutlicher Beleg dafür ist, dass sich die Waschmaschinen durch den in Abschnitt 1.1 geschilderten Trend (sehr hohe Drehzahlen + stärkerer Leichtbau) auf dem mechanischen Gebiet von einem gutmütigen und mit herkömmlichen experimentellen Mitteln beherrschbaren Produkt hin zu einem hochbeanspruchten und schwingungstechnisch sehr anspruchsvollen Gerät entwickelt haben, was zeit- und kosteneffizient nur mit tieferem Systemverständnis zu beherrschen ist, wie es z.B. aus numerischen Simulationen abgeleitet werden kann. Diese Unterstützung holen sich die Hersteller weltweit offenkundig seit 2005 verstärkt bei Universitäten ein.

Aus dem Untersuchungsgegenstand für die vorliegende Arbeit (vgl. Abschnitt 1.1) ergeben sich die Fragestellungen, unter der die Literatur analysiert wird:

- 1. Wie stellt sich die Literatur zur Waschmaschinenmechanik allgemein dar? (zu finden in diesem Abschnitt sowie im Anhang, Abschnitt 10.2)
- Aufstellbedingungen (in Abschnitt 1.4.3)
   Wurden bereits die Aufstellbedingungen von Waschmaschinen (insbes. von FL) n\u00e4her untersucht? Welche Nomenklatur existiert? Welche Erkenntnisse wurden gewonnen?
- 3. Gehäuseschwingungen (im Anhang, Abschnitt 10.2)
  - 3.1 Simulation, Analytische Beschreibung

Wie wurden die Gehäuseschwingungen (insbes. von FL) simulationstechnisch oder analytisch untersucht? Welche Empfehlungen lassen sich für die Modellierung ableiten? Wie wurden insbesondere die bei der Waschmaschine reichlich vorhandenen Nichtlinearitäten berücksichtigt? Welche Erkenntnisse wurden gewonnen?

- 3.2 Experiment Wie wurden die Gehäuseschwingungen (insbes. von FL) bislang experimentell untersucht? Welche Empfehlungen gibt es für die Versuchsdurchführungen? Welche Erkenntnisse wurden gewonnen?
- 4. Auswirkungen der Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten (in Abschnitt 1.4.4)

Wurde bereits der Einfluss der Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten von Waschmaschinen (insbes. von FL) näher untersucht?

Einen Überblick über die ausgewertete Literatur zur Waschmaschinenmechanik (ohne mechanische Verfahrenstechnik) gibt **Bild 1-8**. Dabei sind links die bei der *Schwingungs-analyse* (S) betrachteten Baugruppen/Komponenten aufgeführt, in der Mitte *weitere* (W) *Untersuchungsfragestellungen* neben der Schwingungsanalyse, und rechts die verwendeten *Methoden* (M).



Bild 1-8: Ausgewählte Schwerpunkte relevanter wissenschaftlicher Veröffentlichungen (keine Patente berücksichtigt) mit Bezug zur Waschmaschinenmechanik (ohne mechanische Verfahrenstechnik) seit 1990 bzgl. betrachteter Baugruppen/Komponenten bei der Schwingungsanalyse (S), weiterer Untersuchungen (W) und verwendeter Methoden (M) für HA und VA. (Anzahl der ausgewerteten, relevanten Veröffentlichungen: 59. In einer Veröffentlichung sind mehrere Schwerpunkte/Methoden/Komponenten möglich. Die 50%- und 25%-Linie beziehen sich auf die 59 Veröffentlichungen. Die Aufstellung der einzelnen Veröffentlichungen findet sich im Anhang, Abschnitt 10.2.7)

Bevor im Weiteren einige der verwendeten Methoden kurz vorgestellt werden und ihre Anwendung auf die Waschmaschine erläutert wird, ist es sinnvoll, Kriterien zur Strukturierung von Berechnungs- und Versuchsmethoden zur Hand zu nehmen. Dazu wird im folgenden Abschnitt das ABC-Konzept vorgestellt. Anschließend folgen der Stand der Technik bezüglich der Aufstellbedingungen sowie das Fazit der Literaturrecherche. Die detaillierte Diskussion der Literatur inklusive einer weiteren Erläuterung von **Bild 1-8** findet sich im Anhang, Abschnitt 10.2.

#### 1.4.2 ABC-Schema zur Strukturierung von Berechnungs- und Versuchsmethoden

(Mertens 1998) schlägt zur Klassifikation von Berechnungs- und Versuchsmethoden (im Konstruktionsprozess) als Kriterien den Zeitaufwand und die Aussagegüte einer Methode vor. die als unscharfe, relativ zu gewichtende Größen zu betrachten sind und in die drei Ebenen A, B und C eingeteilt werden.



güte und Zeitaufwand für produktunabhängige Berechnungsund Bewertungsmethoden



Bild 1-9 ist die natürliche Zuordnung von Aussagegüte und Zeitaufwand für produktunabhängige Berechnungs- und Bewertungsmethoden zu entnehmen:

- (A) Produktunabhängige Berechnungs- und Versuchsmethoden der A-Ebene (A-Methoden) sind durch einen hohen Zeit-(A)ufwand gekennzeichnet, wie er oft bei Forschungs- und Entwicklungsarbeiten, insbesondere im (A)kademischen Bereich, auftritt. Naturgemäß gestatten solche Methoden eine hohe Aussagegüte.
- (C) Am anderen Ende der Skala bewegen sich die Methoden, die ihres geringen Zeitaufwandes wegen zum Handwerkszeug der täglichen Praxis, dem (C)ommon-Bereich, gehören. Die Aussagegüte dieser produktunabhängigen Methoden ist eingeschränkt; sie werden in der Regel für Vorauslegungen oder Abschätzungen eingesetzt.
- **(B)** B-Methoden weisen einen mittleren Zeitaufwand zwischen A- und C-• Methoden auf, sind somit auch hinsichtlich der Aussagegüte (B)indeglied-Methoden zwischen A und C.

Entwickelt man eine Berechnungsmethode speziell für ein Produkt, so kann man der in Bild 1-9 beschriebenen, natürlichen Zuordnung entrinnen, nach der hohe Aussagegüten nur mit hohem Aufwand zu erzielen sind, und mit diesen produktspezifischen Sonderverfahren hohe Aussagegüten auch bei nur mittlerem ("B aus A") oder gar geringem Zeitaufwand ("C aus A") erzielen (Bild 1-10). Auf die besondere Bedeutung dieser Sonderverfahren für den Produktentwicklungsprozess hinsichtlich Entwicklungszeit- und -kostenreduzierung weisen beispielsweise auch (Beckmann et al. 2004) hin.

In den folgenden Abschnitten werden die in Abschnitt 1.1 kurz vorgestellten Aufstellbedingungen näher erläutert, anschließend wird das Fazit aus der weiteren Literaturrecherche, die sich im Anhang befindet, präsentiert. Wo möglich und sinnvoll, werden entsprechende Klassifizierungen nach dem ABC-Konzept vorgenommen.

#### 1.4.3 Aufstellbedingungen von frontladenden Horizontalachswaschmaschinen in der Literatur

**Bild 1-8** auf Seite 8 sowie die detaillierte Literaturauswertung im Anhang, Abschnitt 10.2., beziehen sich auf alle Waschmaschinentypen. Im folgenden Abschnitt wird nun die Literatur hinsichtlich der Aufstellbedingungen auf den Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit, eine FL (vgl. Abschnitt 1.2), konzentriert. Vor der Auswertung der wissenschaftlichen Literatur zu den Aufstellbedingungen ist ein Blick in die Gebrauchsanweisungen der Maschinen hilfreich [z.B. (Bauknecht 2008; Gorenje 2008; LG 2008; Miele 2005; Siemens 2008; Whirlpool 2008a)]: Die Hersteller aller Waschmaschinen des betrachteten Typs geben z.T. sehr detaillierte Hinweise, wie die Maschinen *aufzustellen* sind (vgl. Bild 1-2 auf Seite 2):

Als Untergrund werden Betondecken empfohlen, z.T. auch vorgeschrieben (Bild 1-2, U1); bei Aufstellung auf einer Holzbalkendecke oder "schwimmenden" Fußböden wie Parkett oder Laminat wird oft die Verwendung einer mindestens 3 cm dicken (wasserbeständigen) Sperrholzplatte angeraten, die mit den durchgehenden Holzdeckenbalken verschraubt werden soll (U2). Übereinstimmend wird aus "Stabilitätsgründen" die Aufstellung möglichst in einer Ecke des Raumes nahegelegt (U3). Bei Aufstellung auf einem Sockel muss das mögliche Abgleiten der Maschine infolge Versatzes mittels Laschen verhindert werden. Der Untergrund muss fest, eben und stabil sein. Die Toleranzen, welche Gefälle zulässig sind (U4), gehen von keiner Angabe über 1° (LG 2008) bis 2° (= 25 mm (!) Gefälle auf 686 mm Maschinenbreite (Whirlpool 2008a)). Der Untergrund muss trocken und sauber und frei von schmierigen Stoffen wie Bohnerwachs sein (U5).

Weiterhin schreiben alle Hersteller in ihren Gebrauchsanleitungen vor Inbetriebnahme der Maschine ein *Ausrichten* derselben vor. Unter Ausrichten wird dort das *lotrechte/ebene* (A1) und *standsichere* Ausrichten (A2) verstanden, welches mit Hilfe von verstellbaren Füßen durchgeführt wird, die i.d.R. gegen die Unterseite der Waschmaschine fest gekontert werden. Üblich sind vier Füße, von denen zwei oder vier verstellbar sind; auch drei verstellbare und ein "Automatikfuß" finden sich auf dem Markt. Die Lotrechtheit/waagerechte Ausrichtung ist laut etlicher Hersteller mit Hilfe einer Wasserwaage zu überprüfen (C-Aufwand nach ABC-Konzept, wie es für die Anwendung im Haushalt angemessen ist). Mögliche Unebenheiten des Fußbodens dürfen keinesfalls durch Holz, Pappe oder ähnlichen Materialien unter der Waschmaschine ausgeglichen werden, sondern nur durch das Verstellen der Füße.

Folgen eines *unsachgemäßen* Ausrichtens der einstellbaren Gerätefüße sind Vibrationen, Versetzen/Wandern des Geräts im Raum und laute Betriebsgeräusche (Gorenje 2008; Siemens 2008; Whirlpool 2008a). Beim Drücken gegen die oberen Kanten darf sich die korrekt ausgerichtete Maschine weder vor- und zurück, noch seitlich, noch diagonal bewegen (Whirlpool 2008a).

Fazit der Auswertung der Gebrauchsanweisungen: Die Hersteller spezifizieren sehr viele Bedingungen zur *Aufstellung* und *Ausrichtung* der Waschmaschinen und weisen deutlich auf die Probleme bei Nichteinhaltung hin – insbesondere hinsichtlich des veränderten Gehäuseschwingungsverhaltens<sup>25</sup>. Somit wäre es zu erwarten, dass insbesondere ingenieurwissenschaftliche Veröffentlichungen zu experimentellen Schwingungsuntersuchungen an den bezeichneten Waschmaschinen dieser Problematik Rechnung tragen und dies auch niederschreiben. Wie **Bild 1-8** auf Seite 8 und **Bild 1-11** zu entnehmen ist, ist dies nicht der Fall:

<sup>&</sup>lt;sup>25</sup> Prinzipiell gelten die gleichen Empfehlungen auch für VA, z.B. (Whirlpool 2008b).



Bild 1-11: Behandlung der vorgeschriebenen Aufstellbedingungen der Waschmaschinenhersteller (Abkürzungen vgl. Bild 1-2) in wissenschaftlichen Veröffentlichungen. U: den Untergrund betreffend; A: die Ausrichtung betreffend. Erläuterungen im Text.

In den 59 relevanten Quellen (keine Patente berücksichtigt) zur Waschmaschinenmechanik findet sich nur *eine* (!), die *systematisch* auf die *Aufstellung* eingeht [(Conrad 1994), (U1) und (U4)]. Nicht durchgängig systematisch untersucht, aber immerhin *Hinweise auf die Bedeutung der Ausrichtung und des Untergrundes* finden sich bei einer anderen Forschungsgruppe (Egermeier 1999; Meys 1998; Wagner 2000). Weiterhin wird in noch einer weiteren Quelle ein Einfluss des Fußbodens am Rande erwähnt (Vande Haar et al. 1998). In kaum einer anderen Veröffentlichung konnte hinsichtlich der Schwingungsrelevanz ein Hinweis auf den Untergrund und in keiner anderen auf ein Ausrichten der Maschine (z.B. mit einer Wasserwaage) vor der Messung entdeckt werden. Die Quellen im Detail:

#### 1.4.3.1. Aufstellung, Untergrund

In seiner Dissertation untersuchte (Conrad 1994) vereinfachte, strukturdiskrete, analytisch gelöste Schwingungsmodelle (hauptsächlich eben, 2D, C- oder B-Methode) für die Schwingsysteme von frontladenden Horizontalachswaschmaschinen (FL) und von Vertikalachswaschmaschinen (VA), sowie Auswuchteinrichtungen (auch in (Conrad und Soedel 1998)). Er modellierte *unterschiedliche Böden (eben und starr, geneigt und starr, elastische Bettung, u.s.w.*, d.h. Aufstellbedingungen U1 und U4) und ihren Einfluss auf die Versatzbewegung der Waschmaschine (im Rahmen analytischer 2D-Modelle eines starren Gehäuses mit und ohne Schwingsystem, mit reibungsbehaftetem Gehäusekontakt zum Boden; C- oder B-Methode), bei dem die Wäscheunwucht durch ihre umlaufende Kraftwirkung auf den Schwerpunkt des Gehäuses/Schwingsystems modelliert wird. Auch die Auswirkung (vertikal- und horizontal-) linear-elastischer Füße auf den Versatz wurde untersucht.

(Egermeier 1999) untersuchte bei seiner theoretischen Modalanalyse eines FL-Gehäuses unterschiedliche Lagerungen desselben (u.a. versch. FE-Modellierungen der Füße; B-Zeitaufwand). (Vande Haar et al. 1998) erwähnen den *Einfluss unterschiedlicher Fußböden auf das Schwingungsverhalten* einer FL in einem Nebensatz. (Türkay et al. 1998) platzierten ihre experimentell untersuchte Waschmaschine auf eine "massive, starre Grundplatte", (Nygårds 2009) auf einem laborüblichen Maschinenfundament (U1).

Wagner verweist zudem auf die Arbeit von (Kato und Honma 1998) zu Schwingungen von Fußböden, bei der die Lagerungsbedingungen der untersuchten Bodenplatte allerdings stark akademischen Charakter aufweisen und nicht direkt praxisrelevant umsetzbar sind.

#### 1.4.3.2. Ausrichtung

(Wagner 2000) weist in seiner Dissertation<sup>26</sup> zur elastischen Mehrkörpersimulation und experimentellen Schwingungsanalyse (durchgeführt von (Meys 1998)) eines Frontladers auf die Bedeutung der Aufstellung und Ausrichtung der Maschine hin, um "*experimentell zuverlässige Ergebnisse*" zu erhalten. Insbesondere sollten die Füße "*gleich belastet*" werden (Aufstellbedingung A2). Er bestätigt die von den Herstellern beschriebene Problematik bei falscher Ausrichtung, die bei der von ihm untersuchten Maschine zu einem starken Flattern der Seitenwand führt. Innerhalb einer Versuchsreihe wurde von einer zur nächsten Messung plötzlich eine "*deutliche Änderung*" in den Schwingungen der Gehäuseseitenwand beobachtet – deren Ursache sich als eine "*versehentlich leicht veränderte Standposition*" der Maschine zwischen den beiden Messungen herausstellte: die Maschine war in der neuen Position offensichtlich nicht mehr optimal ausgerichtet (Aufstellbedingung A1/A2).

#### 1.4.3.3. Weitere Hinweise zum Boden

(Papadopoulos und Papadimitriou 2001) geben bei ihren Versatzuntersuchungen einer portablen, kleinen FL als einzigen Hinweis zum Untergrund den Reibkoeffizienten zwischen Waschmaschine und Boden an.

#### 1.4.4 Fazit der Literaturauswertung

Ziel der Recherche aus den vergangenen Abschnitten sowie im Anhang, Abschnitt 10.2, war es, die Literatur hinsichtlich des Einflusses der Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten von frontladenden Waschmaschinen zu analysieren, um Erklärungen für das in Abschnitt 1.1 beschriebene Praxisproblem der bzgl. des Untergrundes empfindlichen/unempfindlichen Serienwaschmaschinen zu finden. Die Ergebnisse seien in den folgenden zehn Punkten zusammengefasst:

#### 1.4.4.1. Z.T. sehr praxisferne Aussagen zu Waschmaschinen veröffentlicht

Bei etlichen Autoren dient die Waschmaschine offenkundig nur als kurzfristig untersuchtes Anwendungsbeispiel für ihre wissenschaftlichen Methoden; im Fokus steht dort die *Anwendung der Methoden* und *nicht der Erkenntnisgewinn* bezüglich des Verhaltens der *Maschinen*. Viele der so generierten Aussagen sind als nicht für die Praxis nutzbar einzustufen. Je enger offensichtlich die Kooperation mit einem Hersteller ist, desto höher ist die Praxisrelevanz einzuschätzen (vgl. Abschnitt 10.2.1).

#### 1.4.4.2. Gehäuseschwingungen nur am Rande untersucht

In nur 20% der relevanten Veröffentlichungen wird das Gehäuseschwingungsverhalten überhaupt untersucht; der Fokus der mit Abstand meisten Autoren liegt auf der maschinendynamischen Untersuchung des Schwingsystems (60%) (Abschnitt 1.4.1, Abschnitt 10.2.2).

#### 1.4.4.3. Aufstellbedingungen nicht erwähnt

Das erste Ergebnis der Recherche war, dass in 59 relevanten Veröffentlichungen eine systematische Untersuchung der Aufstellbedingungen hinsichtlich des Untergrundes von nur

<sup>&</sup>lt;sup>26</sup> Die Motivation für Wagners Arbeit war es, eine produktspezifische Simulationsmethode für Waschmaschinen zu entwickeln, um mit deutlich geringerem Zeitaufwand als in generischen (E)MKS-Systemen simulieren zu können. Sein im Sinne des ABC-Schemas klassifizierbares waschmaschinenspezifisches "Sonderverfahren Baus-A" namens WaSim reduziert die Simulationszeit für einen Hochlauf mit starren Körpern bis auf 30% der Nennschleuderdrehzahl von 30 Minuten (im produktunabhängigen MKS-System ADAMS) auf 3 Minuten (Wagner 2000). Wird nur die reine Simulationszeit bewertet (und nicht die Erstellung und Auswertung), so kann man sogar von einem Sonderverfahren "C-aus-A" sprechen. Diese Zeiteinsparung ist insbesondere für Optimierungsrechnungen im Konstruktionsprozess von entscheidender Bedeutung.

einem (!) Autor und hinsichtlich der *Ausrichtung* von keinem (!) vorgenommen wurde. Nur sehr wenige Autoren erwähnen den Untergrund überhaupt bei ihren experimentellen Schwingungsuntersuchungen und noch weniger bemerken etwas bzgl. der Ausrichtung der Maschine – und dass, obwohl alle Hersteller, wie bereits erläutert und wie in jeder Betriebsanleitung zu finden, detaillierte Vorschriften zu den Aufstellbedingungen machen und besonders darauf hinweisen, dass sich bei Nichteinhaltung dieser das Gehäuseschwingungsverhalten der Maschine stark zum Negativen verändert, was von (Meys 1998) und (Wagner 2000) zufällig experimentell bestätigt wurde.

Da sich außer den beiden genannten Autoren kein weiterer zum Ausrichtzustand der untersuchten Maschinen äußerte, bleibt die Interpretation der entsprechenden gemessenen Gehäuseschwingungsergebnisse fraglich. Selbst wenn die Experimentatoren selbstverständlich die Maschinen ausrichteten, so hätten sie dies bei guter ingenieurwissenschaftlicher Praxis in ihren Versuchsbeschreibungen erwähnen sollen – gleichwohl reicht jedoch das Ausrichten der Maschinen des betrachteten Typs mit einer Wasserwaage nicht aus, um für vertiefte ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen der Gehäuseschwingungen geeignete und reproduzierbare Ausrichtzustände einzustellen, wie diese Arbeit zeigen wird.

#### 1.4.4.4. Gehäusedynamische Effekte treten bei hohen Drehzahlen auf

Wie (Wagner 2000) feststellte und von dieser Arbeit bestätigt werden wird, treten signifikante gehäusedynamische Effekte des betrachteten Waschmaschinentyps (*bei guter Ausrichtung der Maschine*) erst bei höheren Drehzahlen auf (bei Wagner ca. ab 1200 1/min). Bei niedrigeren Drehzahlen reicht die Unwuchtkraft nicht aus für eine signifikante Schwingungsanregung des Gehäuses. Im Zuge des Trends zu immer höheren Schleuderdrehzahlen und aus Kostengründen immer leichteren Gehäusestrukturen wird die Untersuchung der Gehäuseschwingungen sowie der zugehörigen Untergrund- und Ausrichtproblematik immer wesentlicher (Abschnitt 10.2.6).

#### 1.4.4.5. Drehzahlbereiche bisheriger Untersuchungen sehr niedrig

Überraschenderweise untersuchten viele Experimentatoren die Gehäuseschwingungen bei heutzutage nur wenig praxisrelevanten Drehzahlen von unter 1000 1/min, wo bei FL im Betrieb kaum nennenswerte Gehäuseeffekte zu beobachten sind (Abschnitt 10.2.6).

## 1.4.4.6. Geringe Praxisrelevanz durch z.T. massive konstruktive Veränderungen an den untersuchten Maschinen

Sechstens finden sich an vielen untersuchten Waschmaschinen z.T. massive konstruktive Veränderungen, um die experimentellen Untersuchungen zu erleichtern oder die Übereinstimmung von Experiment und Simulation zu verbessern<sup>27</sup>. Für eine akademische Validierung eines Simulationsmodells mögen solche Eingriffe in die Maschine erlaubt sein – eine praxisrelevante Aussage über das Schwingungsverhalten einer Serienmaschine wird so nicht ermöglicht.

<sup>&</sup>lt;sup>27</sup> (Wagner 2000) beispielsweise veränderte die Kraftangriffspunkte der Schwingsystemfedern im Gehäuse, um durch den somit tiefer hängenden Laugenbehälter die Manschettendeformation zu verringern; weiterhin entfernte er der Zugänglichkeit wegen die Rückwand und sah stattdessen Versteifungen aus Aluminiumprofilen vor. Diverse Autoren entfernten die Manschette, um eine bessere Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment zu erreichen, oder bei FE-(Modal-)Analysen überhaupt erst ein lineares Modell zu generieren, u.a. (Bayraktar und Belek 2006; Hong et al. 2000; Lladó Paris und Sánchez Tabuenca 2004; Nho et al. 2006).

1.4.4.7. Reine FE-Untersuchungen ungeeignet für praxisrelevante Schwingungsaussagen zur Maschine im Betrieb

Aufgrund der linearen Natur der *FE-Frequency-/Transient-Response*-Modelle oder der theoretischen FE-Modalanalysen können nur Aussagen über das Verhalten der linearelastischen Gehäuseteile getroffen werden. Da die mannigfaltig vorhandenen und z.T. dominanten Nichtlinearitäten nicht berücksichtigt werden können, ist eine FE-Schwingungsanalyse allein ungeeignet, das Gehäuseverhalten der Maschine im Betrieb zu beschreiben [eigene Erfahrungen, (Lazar 2006) und z.B. (Van Karsen et al. 2001)].

#### 1.4.4.8. Stand der Technik bei der Gehäusesimulation: Elastische MKS-Modelle

Die modenbasierte Einbindung der (linearen) Strukturschwingungsformen des Gehäuses in Mehrkörpersimulationsmodelle des Schwingsystems, welche auch die dominierenden nichtlinearen Elemente der Maschine berücksichtigen können, stellt sich als Stand der Technik dar (Abschnitt 10.2.6).

#### 1.4.4.9. Z.T. immenser simulationstechnischer Aufwand bei z.T. fraglicher Aussagegüte

Die dritte Überraschung ist, dass einige Autoren in einem Modell (z.B. für das Schwingsystem) bei manchen Detailelementen ein immenses Maß (A) an Modellierungsaufwand betreiben und gleichzeitig bei anderen, wichtigen Elementen drastische Vereinfachungen annehmen (C) (vgl. Abschnitt 10.2.5), so dass das Systemverhalten z.T. nur mit sehr unbefriedigender Aussagegüte beschrieben werden kann.

1.4.4.10. Hohe Aussagegüte nur durch eine Kombination aus hohem simulationstechnischen und hohem begleitenden experimentellen Aufwand

Hohe Aussagegüten bei der Simulation der Gehäuseschwingungen sind nur durch eine sachgerechte Kombination aus Simulation und begleitenden Experimenten erzielbar. Die Autoren des derzeitigen Referenzmodells zur Gehäuse-EMKS mit hervorragender Aussagegüte, (Beckmann et al. 2004), weisen auf die Wichtigkeit eines schrittweisen Aufbaus des Gesamtmodells und die Wichtigkeit der gezielten, begleitenden Messungen hin: Es gilt, "geeignete Berechnungsprozeduren gezielt mit Messwerten zu kombinieren". Diese Aussagen entsprechen in Gänze den am Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit (ehemals Konstruktionslehre) der TU Berlin seit langem akkumulierten Erfahrungen auf dem Gebiet der Antriebssimulation [z.B. (Born 1996; Butscher 1993; Herrmann 1991; Heubner 2000; Librentz 2006; Mertens et al. 1999; Wölfle et al. 2003)]. Gleichwohl überrascht das Ausmaß sowohl des simulationstechnischen als auch des experimentellen Aufwandes, der offensichtlich für sehr hohe EMKS-Aussagegüten zum Gehäuse notwendig ist: (Egermeier 1999) berichtet beispielsweise. dass das aus den Konstruktionsdaten abgeleitete FE-Geometriemodell z.T. stark modifiziert werden muss, um das "nackte" Gehäuseschwingungsverhalten einigermaßen realistisch darstellen zu können. Weiterhin ergibt die FE-Analyse eine sehr große Vielzahl an möglichen Schwingungsformen - die Auswahl, welche dieser u.U. Hunderten von Moden die relevanten für das Systemverhalten sind, stellt sich als schwierig dar [z.B. (Dietz et al. 2003); eigene Erfahrungen]. Wagners/Egermeiers FE-Modell des Gehäuses weist beispielsweise 111.318 (knotenbasierte) Freiheitsgrade auf, aus deren Moden 21 relevante ausgewählt wurden. Diese Relevanz kann nur durch experimentelle Untersuchungen festgestellt werden, genauso wie die Ermittlung der zugehörigen modalen Dämpfungen.

(Beckmann et al. 2004) ermittelten experimentell die frequenzabhängigen Kennlinien einer Vielzahl von Elementen bis hin zu den Elastomeraugen der Dämpferanlenkungen und erreichen mit der oben beschriebenen Methodik quantitativ sehr gute Übereinstimmungen zwischen Simulation und Messung. Die Aussagegüte der Gehäusesimulation von (Wagner 2000) ist leider nicht näher zu quantifizieren, weil er die Ergebnisse der Simulation und Messung in seiner Arbeit nur aus der Vogelperspektive darstellt. Qualitativ ergeben sich gute Übereinstimmungen.

## 1.5 Zielstellung

Die Motivation zur vorliegenden Arbeit leitet sich aus dem in Abschnitt 1.1 beschriebenen *Praxisproblem* der *Gehäuseschwingungen* von frontladenden *Serien*waschmaschinen in der *Haushaltsanwendung* (in Deutschland) in Abhängigkeit der *Aufstellbedingungen* ab. Die folgenden Ziele dieser Arbeit müssen diese Aspekte berücksichtigen, insbesondere die Praxisrelevanz.

Das erste Ziel resultiert aus der Diskrepanz zwischen der offensichtlichen Bedeutung der Aufstellbedingungen für die Gehäuseschwingungen und ihrer Nicht-Behandlung in den wissenschaftlichen Veröffentlichungen. Hier ist dringender Forschungsbedarf zu erkennen.

#### 1.5.1 Systematische und praxisrelevante Untersuchung des Einflusses der Aufstellbedingungen auf das Gehäuseschwingungsverhalten von frontladenden Waschmaschinen in Experiment und Simulation

Es sind in einem ersten Schritt die Gehäuseschwingungen von Serienwaschmaschinen unter unterschiedlichen Aufstellbedingungen, wie sie in der Haushaltsanwendung (in Deutschland) auftreten können, experimentell zu untersuchen. Dabei ist eine Systematik zur Klassifikation der Aufstellbedingungen und der Auswirkungen zu entwickeln und eine Bewertung der Praxisrelevanz vorzunehmen. Offenkundigster Forschungsbedarf existiert bei der Ausrichtung der Maschinen.

In einem zweiten Schritt ist ein Simulationsmodell zu entwickeln, welches die experimentell beobachteten Befunde wiedergeben kann, um die Wirkmechanismen erklären zu können. In Kenntnis der Tatsache, dass aussagefähige Simulationsmodelle nur durch eine sachgerechte Kombination von Modellierung und begleitenden Messungen entstehen können, sind für diese Simulation die weiteren notwendigen Versuche zur Parameterermittlung aufzusetzen.

#### 1.5.2 Verwendung eines neuartigen Modellierungsansatzes zur Simulation

Der derzeitige Stand der Technik in der Gehäusesimulation der Waschmaschinen stellt eine klassische A-Methode nach dem ABC-Konzept dar (Abschnitt 1.4.2). Mit höchstem simulationstechnischem und experimentellem Aufwand ist bei sachgerechter Anwendung eine hohe Aussagegüte erzielbar.

Es stellt sich die Frage, ob nicht im Sinne des Pareto-Prinzips<sup>28</sup> mit (leichten) Abstrichen bei der Aussagegüte deutliche Reduzierungen des Aufwandes erreicht werden können:

Ziel ist die Erstellung des *einfachstmöglichen* Simulationsmodells, gewissermaßen eines *Basismodells*, mit dem die wesentlichen Effekte der Betriebsmessungen, insbesondere der Einfluss der Aufstellbedingungen, wiedergegeben werden können (d.h. eine C-, höchstens B-Methode). Solche eine aufwandsorientierte Vorgehensweise liefert der geringen Komplexität wegen einen deutlichen Hinweis, welches die für die Wirkmechanismen wesentlich verantwortlichen Elemente und Zusammenhänge sind. Im Rahmen des Standes der Technik wird sehr viel Aufwand in die FE-Modellierung des Gehäuses und dessen Einbindung ins EMKS-Modell investiert und kein oder nur sehr wenig Aufwand in die Modellierung der Lagerungsbedingungen, d.h. der Füße auf dem Boden. In der vorliegenden Arbeit soll der Versuch unternommen werden, genau den umgekehrten Ansatz zu verfolgen – gewissermaßen die Maschine vom Kopf auf die Füße zu stellen.

<sup>&</sup>lt;sup>28</sup> Nur wenige Einflussgrößen verursachen den Hauptteil der Wirkung (auch bekannt als 80%/20%-Regel: 20% der Ursachen ergeben 80% der Wirkung). Zitiert nach (Timischl 2002).

## 1.5.3 Untersuchung des empfindlichen/unempfindlichen Verhaltens der Serienwaschmaschinen

Insbesondere ist mit der unter Punkt 1.5.1 beschriebenen Vorgehensweise die unterschiedliche Empfindlichkeit/Unempfindlichkeit ausgewählter Waschmaschinenmodelle bezüglich der Änderungen des Untergrundes zu untersuchen, die sich in unterschiedlichem Gehäuseschwingungsverhalten äußert. Zu klären sind die Ursachen dieses Phänomens. Im besten Fall sind konstruktive Hinweise zu geben, wie eine Empfindlichkeit abgestellt werden kann.

#### 1.6 Struktur der Arbeit

Nach der eben erfolgten Einführung, der Darstellung des Standes der Technik sowie abgeleiteter Ziele in Kapitel 1 wird in Kapitel 2 die Ausrichtproblematik der Waschmaschinen systematisch erläutert, und notwendige Begriffsbestimmungen werden vorgenommen. Nach der Beschreibung von Durchführung und Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen des Gehäuseschwingungsverhaltens in Kapitel 3 wird klar sein, welchen Einfluss die Aufstellbedingungen auf das bezeichnete Verhalten der Waschmaschinen besitzen. Zur Mechanismenaufklärung (und für die spätere Parameterermittlung) werden in Kapitel 4 statische Verformungsmessungen an der betriebsbereit aufgestellten Maschine durchgeführt; in diesem Zusammenhang wird auch der Einfluss der Aufstellbedingungen auf das statische Verformungsverhalten experimentell beschrieben. In Kapitel 5 wird der verfolgte Modellierungsansatz, in Kapitel 6 das Modell zum statischen Verformungsverhalten inklusive der notwendigen Parameterermittlung vorgestellt. Kapitel 7 beschreibt das Modell zum dynamischen Verformungsverhalten des Waschmaschinengehäuses mit einem Vergleich zwischen Simulation und Experiment. Abschließend werden in Kapitel 8 einige Hypothesen überprüft und beobachtete Effekte vorgestellt. Zusammenfassung und Ausblick folgen in Kapitel 9. Der Anhang (Kapitel 10) und das Literaturverzeichnis (Kapitel 11) schließen sich an.

## 2 Begriffsbestimmungen und grundsätzliche Überlegungen zum Aufstands- und Gehäuseschwingungsverhalten von Waschmaschinen

### 2.1 Einführung

Wie in der Einleitung beschrieben, wurde die Ausrichtung der Waschmaschinen (Aufstellbedingungen A1/A2 aus Abschnitt 1.1 bzw. 1.4.3) in der Literatur bislang noch nie systematisch untersucht, die Untergrundbedingungen (Aufstellbedingung U1) nur von einer Forschungsgruppe in Hinblick auf das Versatzverhalten, nicht auf die Gehäuseschwingungen. Nachdem in Abschnitt 2.2 einige Begriffbestimmungen und Vereinbarungen vorgenommen werden, wird in Abschnitt 2.3 die angesprochene Ausrichtproblematik näher untersucht. Zuerst wird die Ausrichtung mit einer Wasserwaage nach Herstellerangaben diskutiert (A1/A2). Es wird sich herausstellen, dass mit dieser Ausrichtung selbst bei sachgerechter Anwendung nur eine begrenzte Ausrichtgüte erzielbar ist, die i.A. für eine Anwendung der Maschinen im Haushalt ausreichen mag, nicht jedoch für eine präzise und reproduzierbare Ausrichtung dieser für tiefer gehende, ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen im Rahmen der Industrieforschung. Die Streuung, die in diesem Verfahren begründet ist, sorgt für einen signifikanten zufälligen Fehler bei allen entsprechenden Gehäuseschwingungsmessungen, dem bei der Interpretation jener Ergebnisse Rechnung getragen werden muss. Im Zusammenhang mit einer grundsätzlichen Systematisierung der Ausrichtproblematik werden ein neues statisches und ein dynamisches Ausrichtverfahren vorgestellt, welche eine deutlich präzisere Ausrichtung ermöglichen, die auch den eben genannten ingenieurwissenschaftlichen Ansprüchen genügt. Dem Untergrund als zweitem Aspekt der Aufstellbedingungen (U1) ist Abschnitt 2.4 gewidmet. Die grundsätzlichen Überlegungen zum Aufstandsverhalten in diesem Kapitel sind für alle Waschmaschinentypen (Horizontal- oder Vertikalachser, Frontoder Toplader etc.) mit vier Füßen gültig, die Aussagen zum Gehäuseschwingungsverhalten, die experimentellen Untersuchungen, die mechanische Modellbildung und Simulation in den folgenden Kapiteln nur für den in Abschnitt 1.2 beschriebenen Waschmaschinentyp (FL).

#### 2.2 Begriffsbestimmungen und Vereinbarungen

#### 2.2.1 Kennzeichnung der Eckpunkte und Diagonalen

Zur einheitlichen Kennzeichnung werden die Eckpunkte des Gehäuses und die Füße der Waschmaschine im Rahmen dieser Arbeit wie folgt nummeriert (**Bild 2-1**):







Kennzeichnung der Diagonalen I und II der Bodengruppe der Waschmaschine sowie eingeführtes raumfestes Koordinatensystem, Ursprung in Punkt 3

Die Eckpunkte werden im mathematisch positiven Drehsinn nummeriert, beginnend mit der Nummer eins bei der Ecke vorne rechts (Blick von vorn auf die Waschmaschine). Die Füße erhalten die gleichen Nummern wie die unteren Eckpunkte (eins bis vier), die oberen Eckpunkte die Nummern fünf bis acht. Für die Ausrichtproblematik ist eine Bezeichnung der Diagonalen im Bodenblech der Waschmaschine dienlich: Die Verbindungslinie zwischen Fuß 1 und Fuß 3 wird Diagonale I genannt, die Verbindungslinie zwischen Fuß 2 und Fuß 4 Diagonale II (**Bild 2-2**). Zur weiteren Beschreibung der Waschmaschine wird ein rechtsdrehendes, kartesisches, raumfestes Koordinatensystem eingeführt mit dem Ursprung an der hinteren linken Ecke, also in Punkt 3 (**Bild 2-2**).

#### 2.2.2 Starrkörperfreiheitsgrade

Der erste Schritt in der Modellierung des statischen und des dynamischen Gehäuseverhaltens besteht in der Klärung der Frage nach der Art und der Anzahl der Freiheitsgrade, über die das Waschmaschinengehäuse verfügt. Betrachtet man das Gehäuse vorerst als starren Körper, so



Bild 2-3: Starrkörperbewegungen des Gehäuses inklusive der Füße (in Anlehnung an (DIN 70000 1994) - Fahrzeugdynamik)

verfügt dieser im Raum über sechs Freiheitsgrade (drei translatorische und drei rotatorische), die in Anlehnung an (DIN 70000 1994) - Fahrzeugdynamik - im Rahmen dieser Arbeit wie folgt bezeichnet werden (**Bild 2-3**).

Dazu wird das in Bild 2-2 eingeführte Koordinatensystem in den Schwerpunkt des Gehäuses verschoben und mit dem Buchstaben "G" indiziert (Ursprung im Gehäuseschwerpunkt). Von den insgesamt sechs Starrkörperfreiheitsgraden ermöglichen drei eine Relativbewegung der Füße zum Boden in der x-y-Ebene, also der Fußbodenebene, die sogenannten *Versatz*-Freiheitsgrade (schwarz in Bild 2-3): Eine Translations-

bewegung des Gehäuses inkl. Füße in x-Richtung wird als , Versatz in x-Richtung' (x<sub>G</sub>)
bezeichnet<sup>29</sup>. Ebenso kann ein translatorischer Versatz in y-Richtung (y<sub>G</sub>) auftreten, sowie ein rotatorischer um die z<sub>G</sub>-Achse ( $\psi_G$ ). Die *örtlich stationären* Freiheitsgrade (blaugrün in Bild 2-3) sind das *Nicken* der Maschine (Starrkörperrotation um die y<sub>G</sub>-Achse), das *Wanken* (Starrkörperrotation um die x<sub>G</sub>-Achse), sowie eine *Hub- oder Senkbewegung* (Translation in z-Richtung). Zusätzlich zu diesen sechs Starrkörperfreiheitsgraden können – je nach Modellierung – noch die Freiheitsgrade der elastischen Verzerrung des Gehäuses auftreten.

## 2.3 Aufstandsverhalten, Ausrichtung und Fehlausrichtung von Waschmaschinen

#### 2.3.1 Beispielhaftes Gehäuseschwingungsverhalten ohne Ausrichtung

Erfasst man den Amplituden-Frequenzgang der seitlichen Schwingwegamplitude an der Gehäuseecke 8 (Messpunkt y8) mit einer Trommelunwucht von  $700g^{(30)}$ , so könnte sich bei sechs zufälligen Aufstellungen der Maschine ohne weitere Ausrichtung folgendes Bild ergeben (**Bild 2-4**)<sup>31</sup>.



Bild 2-4: Beispielhaftes Gehäuseschwingungsverhalten (Amplituden-Frequenzgang) der Ecke 8 in y-Richtung (y8) bei sechsmaliger "zufälliger" Aufstellung ohne Ausrichtung der Maschine<sup>32</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>29</sup> Umgangssprachlich auch als *Wandern/Auswandern* der Waschmaschine bekannt.

<sup>&</sup>lt;sup>30</sup> Die Messtechnik und Ergebnisdarstellung wird im Abschnitt 3.2 genauer erläutert.

<sup>&</sup>lt;sup>31</sup> Aus Geheimhaltungsgründen finden sich in dieser Arbeit die Ergebnisse nicht in absoluter Form, d.h. Wegen in Millimetern und Drehzahlen in Umdrehungen pro Minute, sondern auf jeweilige Referenzwerte bezogen in Prozent des Referenzwertes. 100% bezogene Drehzahl entspricht der maximalen Schleuderdrehzahl der Maschine B, 100% bezogene Wegamplitude entspricht einem gewählten Referenzweg im Zehntel-Millimeter-Bereich.

<sup>&</sup>lt;sup>32</sup> Die Ausrichtzustände zu dieser Messung wurden selbstverständlich systematisch herbeigeführt – sie könnten jedoch genauso zufällig entstanden sein. Weitere grundsätzliche Ausführungen folgen später in diesem Kapitel. [Abgebildet ist die Maschine B1 auf dem Prüfplatz GEF bei positiver Fehlausrichtung. Für diesbezügliche Erläuterungen vgl. Kapitel 3.]

Die maximalen Schwingungsamplituden streuen im Bereich zwischen 97,5% (der Bezugsamplitude, vgl. Fußnote 31) und 41,2% (Faktor 2,36), die entsprechenden Resonanzfrequenzen im Bereich zwischen 89% der Bezugsdrehzahl und 54% (Faktor 1,64). Zu beachten ist, dass bei all diesen Zuständen die Maschine im Stand *nach Augenmaß und subjektivem haptischem Eindruck* gut ausgerichtet war: Beim vorsichtigen Wackeln an der Maschine im Stand per Hand hob kein Fuß spürbar ab. Solch große Streuungen zwischen zwei Messungen traten beispielweise bei (Wagner 2000) und (Meys 1998) auf, als sie die Ausrichtung nicht beachteten.

#### 2.3.2 Ausrichten der Waschmaschine für den Haushalt

#### 2.3.2.1. Vorstellung des Verfahrens

Die Hersteller aller Waschmaschinen des betrachteten Typs schreiben vor Inbetriebnahme der Maschine ein Ausrichten derselben vor (vgl. Abschnitt 1.4.3), welches beim betrachteten Maschinentyp mit Hilfe der vier verstellbaren Gerätefüße und einer Wasserwaage durchzu-

führen ist (Bild 2-5): Hierzu wird die Kontermutter (1, vgl. Bild 2-5) eines verstellbaren Fußes (2)mit einem Schraubenschlüssel gelöst. Durch Drehen des wird jetzt Gerätefußes dessen Höhe verändert. Dieser Vorgang ist für alle verstellbaren Gerätefüße so durchzuführen, dass die Waschmaschine horizontal und vertikal (d.h. in der Nick- und Wankebene, Bed. A1) ausgerichtet ist. Abschließend wird die Kontermutter gegen das Gehäuse festgezogen. Der jeweilige Gerätefuß ist dabei festzuhalten und darf in der Höhe nicht mehr verstellt werden. Alle vier Gerätefüße müssen nach dem Ausrichten fest auf dem Boden stehen, die Waschmaschine darf nicht wackeln (vgl. Abschnitt 1.4.3).

Damit sollen zwei Punkte sichergestellt werden, die in Abschnitt 2.3.3 weiter diskutiert werden: die lotrechte Ausrichtung (Bed. A1) sowie der feste Stand eines jeden Fußes (Bed. A2).



Bild 2-5: Haushaltsübliches Ausrichten einer Waschmaschine mit Wasserwaage. Bildnachweis: (Siemens 2003)

2.3.2.2. Zu erzielender Ausrichterfolg mit dem Ausrichten nach Herstellerangaben

Misst man wieder die seitliche Schwingwegamplitude an der Gehäuseecke 8 (Messpunkt y8) während eines Schleuderhochlaufes mit einer Trommelunwucht von 700g, so stellte (Schmidt 2007) im Rahmen der experimentellen Untersuchungen zu dieser Arbeit *für sieben nacheinander erfolgte Ausrichtungen mit der Wasserwaage* folgendes Verhalten fest (**Bild 2-6**):



Bild 2-6: Seitliche Gehäuseschwingungsamplitude (Amplituden-Frequenzgang) am Messpunkt 8 (y8) bei sieben Schleuderhochläufen mit einer Unwucht von 700g nach sieben verschiedenen Neuausrichtungen mit der Wasserwaage [WM B1 GEF]

Die drastischen Streuungen aus Bild 2-4 konnten durch die Ausrichtung mit der Wasserwaage deutlich verringert werden. Wie **Bild 2-6** zu entnehmen ist, streuen im interessierenden Bereich der Gehäuseresonanz am oberen Ende des Drehzahlbereiches die Amplituden-Frequenzgänge nun noch mit maximalen Unterschieden von -25% (88% Drehzahl zu 63% Drehzahl; Faktor 1,34) bzgl. der Resonanzfrequenz und +39% bzgl. der Resonanzamplitude<sup>33</sup> (57% Amplitude zu 41%; Faktor 1,39).

Für den Haushalt fallen diese Streuungen durch die geringe absolute Höhe der Amplituden nicht mehr ins Gewicht. Die Gehäuseschwingungen der einzelnen Ausrichtzustände lassen sich ohne Messgeräte nicht mehr voneinander unterscheiden. Simulationsansätze jedoch, die versuchen, das Gehäuseschwingungsverhalten der Maschinen an diesem Messpunkt mit Vorhersageabweichungen im nur einstelligen Prozentbereich abzubilden, sind systematisch zum Scheitern verurteilt, wenn die Ausrichtung der Maschine nicht präziser eingestellt wird als mit der Wasserwaage.

Das Ausrichten der Waschmaschine mit einer Wasserwaage ist für die Anwendung im Haushalt sachgerecht. Für vertiefende ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen im Rahmen der Industrieforschung ist dieses Verfahren nicht geeignet, definierte und reproduzierbare Ausrichtzustände einzustellen<sup>34</sup>.

Um ingenieurwissenschaftlichen Ansprüchen zu genügen, müssen für die definierte Ausrichtung einer Waschmaschine somit andere Verfahren und Kriterien definiert werden, die insbesondere einer Messung zugänglich sein müssen. Folgende Überlegungen und Modellvorstellungen haben sich dabei als Ziel führend erwiesen:

<sup>&</sup>lt;sup>33</sup> Eine solche Streuung trat wohlgemerkt beim sachgerechten Ausrichten durch nur *eine* (sehr geübte) Person auf. Im Haushalt sind daher weitaus größere Streuungen zu erwarten.

<sup>&</sup>lt;sup>34</sup> Wenn dafür eine Streuung der Gehäuseschwingungen im nur einstelligen Prozentbereich oder darunter gefordert wird – wie es im Rahmen der Messgenauigkeit sachgerecht wäre.

#### 2.3.3 Allgemeine Bemerkungen zum Aufstandsverhalten

#### 2.3.3.1. Diskussion der Lotrechtheit

Offensichtlich gibt es gute Gründe für die Forderung der Hersteller nach einer *lotrechten* Ausrichtung der Maschine: Eine nicht-lotrechte Ausrichtung der Waschmaschine führt zu einer Annäherung des hängend gelagerten Schwingsystems an eine Gehäuseinnenwand, wodurch ein Anstreifen oder Anschlagen im Betrieb erleichtert wird. Gleichzeitig wird die Manschette aus ihrer "Null-Lage" heraus in eine Richtung gestaucht oder gedehnt, wodurch erstens zusätzliche Zwangskräfte auf das Schwingsystem und die Gehäusevorderwand ausgeübt werden und zweitens die Walkarbeit der Manschette im Betrieb erhöht wird.

#### 2.3.3.2. Diskussion des festen Standes an einem Starrkörpermodell mit elastischen Füßen

Die grundsätzlichen Überlegungen am Starrkörpermodell in diesem Abschnitt dienen o.B.d.A. als Einstieg in Problematik der Ausrichtung und Fehlausrichtung von Waschmaschinen. Nimmt man für diese ersten Überlegungen ein Starrkörpermodell an, bei dem ein starres Waschmaschinengehäuse mit ebenem Boden und vier elastischen Füßen lotrecht auf einem ebenen, starren Untergrund steht, so stellt sich die Aufstandssituation wie

folgt dar (**Bild 2-7**): Eine Ebene im Raum ist durch drei Punkte eindeutig festgelegt. Da der betrachtete Waschmaschinentyp auf vier Füßen und nicht auf dreien steht, handelt es sich bei der Aufstellung desselben um ein statisch unbestimmtes Problem (einfach statisch überbestimmt; nur vertikale Bindungen betrachtet)<sup>35</sup>.

Die statische Lastverteilung auf die vier Füße lässt sich somit nicht einfach aus den Gleichgewichtsbedingungen und der Massenverteilung berechnen, sondern ist auch



Bild 2-7: Starrer Körper auf vier Federn

abhängig von der Größe der einzelnen Fußsteifigkeiten (Gummert und Reckling 1994) und, da die Höhe der Füße einzeln variabel eingestellt werden kann, auch von der Höhe der Füße der Waschmaschine. Im Falle von *starren Füßen* wäre ist es trivial, eine *bezüglich des Aufstandsverhaltens optimale Ausrichtung* zu definieren: Die optimale Ausrichtung an diesem Starrkörpermodell ist gegeben, wenn alle Füße mit ihren Anfangs- und Endpunkten in den beiden parallelen Ebenen (Waschmaschinenboden und Untergrund) liegen, d.h. dieselbe Länge aufweisen. Eine Längenänderung eines Fußes aus dieser optimalen Ausrichtung heraus verletzt die Parallelitätsbedingung der beiden Ebenen, sie macht das System instabil und kinematisch. Es existieren zwar rechnerisch noch drei vertikale Bindungen; da aber die Füße nur Druck- und keine Zugkräfte aufnehmen können, kann das Waschmaschinengehäuse um eine Diagonale kippeln.

Die Definition einer optimalen statischen Ausrichtung gestaltet sich beim Modell mit *elastischen Füßen* nicht so trivial wie beim Modell mit starren Füßen und wird in Abschnitt 2.3.4 ff im Detail erläutert. Nimmt man für das erste an, eine optimale Ausrichtung existiert und das Gehäuse befinde sich in dieser, so wird für eine Änderung der Höhe eines Fußes aus dieser optimalen Ausrichtung (durch Hinein- oder Herausschrauben desselben) die Bezeichnung *Fehlausrichtung* verwendet:

Fehlausrichtung := Abweichung von der optimalen Ausrichtung

<sup>&</sup>lt;sup>35</sup> Es drängt sich die Frage auf, wie sich wohl eine Waschmaschine auf *drei* Füßen verhalten würde. Die Antwort dazu findet sich in Kapitel 8.

Aufgrund der statischen Unbestimmtheit des Problems ändern sich somit durch Fehlausrichtung *eines Fußes* die Fußkräfte *aller Füße*. Betrachtet man zunächst die Extremzustände:



Bild 2-8: Modell zur Verdeutlichung von Fehlausrichtungen Bild 2-9: der Waschmaschine: Starke Fehlausrichtung – Fuß1 in WM hereingedreht (entlastet): Instabilität (Kippen) um Diagonale II

Wirksames Stabilitätsdreieck (blau) bei starker positiver Fehlausrichtung (Fuß 1 in die WM hereingedreht; mit Spiel zum Boden) – Ansicht von oben; Schwerpunkt mit rotem Kreuz markiert

Wird z.B. Fuß 1 soweit in das Maschinengehäuse *hinein*gedreht (=verkürzt), dass er vom Boden abhebt (Fußkraft1 = 0; bei starren Füßen ist das sofort der Fall, vgl. Bild 2-8), so führt dies zu einer Instabilität des Standverhaltens des Waschmaschinengehäuses auf dem Fußboden: Durch das Spiel zwischen Fuß 1 und dem Fußboden kann das Waschmaschinengehäuse leicht um die Diagonale zwischen Fuß 2 und Fuß 4 (Diagonale II, Benennung siehe Bild 2-2) kippen. Diagonale II wird Vorzugsdiagonale, da nun eine Bewegung um diese bevorzugt gegenüber einer Bewegung um Diagonale I stattfinden wird. Eine Betrachtung der aus der Fahrzeugtechnik [z.B. (Worsing 1993)] bekannten Stabilitätsdreiecke findet sich in Bild 2-9: Bei der optimal ausgerichteten Maschine lassen sich in der Lagerung vier Stabilitätsdreiecke<sup>36</sup> identifizieren: 1-3-2 und 1-3-4 (jeweils mit Diagonale I), sowie 2-4-1 und 2-4-3 (jeweils mit Diagonale II), was auf eine prinzipiell sehr stabile Lagerung hindeutet: angreifende Gewichts-, sowie dynamische Kräfte finden fast immer ein Stabilitätsdreieck, in dessen Stabilitätsbereich sie die Lagerung in Anspruch nehmen können. Anders ist dies bei der in Bild 2-8 beschriebenen, starken Fehlausrichtung: Hebt Fuß 1 vom Boden ab, so reduzieren sich die vier Stabilitätsdreiecke auf eines: 2-4-3 (Bild 2-9). Da der Massenschwerpunkt der Maschine etwas vor dem geometrischen x-Schwerpunkt und damit sehr nah

<sup>&</sup>lt;sup>36</sup> Ein Stabilitätsdreieck verbindet die drei Aufstandspunkte einer statisch bestimmten Lagerung mit drei momentenfreien Auflagerpunkten. Vertikale Druckkraftkomponenten, die innerhalb des Dreieckes angreifen, führen zu einer Stabilisierung der Lagerung durch Vergrößerung der Aufstandskräfte. Außerhalb des Stabilitätsdreiecks angreifende vertikale Druckkraftkomponenten ermöglichen es in Verbindung mit den nur Druckkräfte aufnehmen könnenden Füßen, dass das System instabil, d.h. kinematisch wird.

an, bzw. schon über der Stabilitätsgrenze liegt, reicht ggfs. schon die Gewichtskraft, bzw. nur eine sehr geringe äußere Kraft aus, die Maschine zu instabilem Kippen anzuregen.



Bild 2-10: Modell zur Verdeutlichung von Fehlausrichtungen der Waschmaschine: Starke Fehlausrichtung – Fuß1 in WM herausgedreht (belastet): Instabilität (Kippen) um Diagonale I Starke Fehlausrichtung – Fuß1 in WM herausgedreht (belastet): Instabilität

-11: Wirksames Stabilitätsdreieck (blau) bei starker negativer Fehlausrichtung (Fuß 1 aus der WM herausgedreht), Fuß 2 mit Spiel
– Ansicht von oben; Schwerpunkt mit rotem Kreuz markiert

Wird Fuß 1 aus seiner optimalen Lage aus dem Gehäuse *heraus*gedreht (**Bild 2-10**), also seine auskragende Länge vergrößert, so wird dieser Fuß stärker belastet - woraufhin die Füße 2 und 4 entlastet werden. Wird Fuß 1 weit genug herausgedreht, so werden irgendwann Fuß 2 und/oder Fuß 4 soweit entlastet, dass sie abheben. Nun ist eine Instabilität um die Diagonale durch die Füße 1 und 3 (Diagonale I) entstanden, wobei wiederum annähernd die Hälfte der Maschine nicht im stabilen Bereich des nun wirksamen Stabilitätsdreieckes liegt [1-3-4 bei Spiel an Fuß 2] (Bild 2-11).

Eine für den praktischen Betrieb aufgestellte Maschine wird i.d.R. nicht derartig fehlausgerichtet sein, dass einer der Füße abhebt. Tatsächlich gelten die beschriebenen Verhältnisse (Be- und Entlastung von Füßen) prinzipiell genauso auch bei geringeren Fehlausrichtungen - nur, dass die eine Fußkraft nicht zu Null wird. Diese Problematik erlangt zusätzliches Gewicht durch die Tatsache, dass die wirksame Federkennlinie der Fußsteifigkeit einen stark nichtlinearen Charakter hat (vgl. Abschnitt 6.2.4), so dass sich die Fußkräfte nicht nur infolge der statisch unbestimmten Lastverteilung ändern, sondern auch noch durch die Wegabhängigkeit der Fußsteifigkeit.

Diese vereinfachten, modellhaften Überlegungen einschließlich der Definition der Fehlausrichtung verlieren in der realen Maschine nicht an Bedeutung, sie werden nur durch zusätzliche Bodenunebenheiten, nicht-homogene Massenverteilungen in der Maschine, Elastizitäten von Boden und Waschmaschinengehäuse u.s.w. weiter verkompliziert. Die allgemeine Definition der Fehlausrichtung in Abschnitt 2.3.5 unterscheidet sich daher nicht von der modellhaft hergeleiteten Definition in diesem Abschnitt. Warum das Ausrichten nach Gebrauchsanleitung nicht in der Lage ist, einen definierten Ausrichtzustand für ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen einzustellen, wird nach der Vorstellung von Verfahren zur präziseren Ausrichtung der Maschine in den folgenden Abschnitten deutlich und in Abschnitt 2.3.6 diskutiert.

In den folgenden Abschnitten wird zuerst erläutert, wie die optimale Ausrichtung einer Waschmaschine erlangt werden kann, und anschließend wird eine davon abweichende Fehlausrichtung im Detail definiert.

# 2.3.4 Optimale Ausrichtung der Waschmaschine für ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen

#### 2.3.4.1. Optimale statische Ausrichtung der Maschine

Die nachfolgende Ausrichtmethode wurde im Rahmen dieser Forschungen entwickelt und wird als "statisches Ausrichten" bezeichnet. Diese von (Scholz 2006) beschriebene, relativ aufwändige (A-Aufwand), aber sehr präzise Vorgehensweise (A-Aussagegüte) nutzt für die Definition und Einstellung einer optimalen Ausrichtung die im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Tatsache, dass das Aufstandsverhalten der Waschmaschine in Abhängigkeit der eingestellten Fußlängen Stabilitäts- (beispielsweise alle Füße behalten Kontakt zum Boden) und Instabilitätsbereiche (z.B. Abheben eines Fußes) aufweist.

*Einstellen einer bestimmten Fußkonfiguration* - Vor Beginn der statischen Messung werden drei Füße der Waschmaschine (z.B. Fuß 2, 3 und 4) auf eine einheitliche auskragende Länge eingestellt und jeweils gekontert (vgl. **Bild 2-12**). Diese Füße behalten ihre Einstellung im Laufe der Messung bei. Die Länge des vierten Fußes (Fuß 1) wird während der Ausrichtmessung variiert. Startwert ist eine Länge, die deutlich von den anderen eingestellten Längen abweicht, so dass sicher ein Instabilitätspunkt vorliegt, d.h. die Maschine um eine Diagonale kippelt.



Bild 2-12: Höheneinstellung der Füße auf 17 mm Ausgangshöhe

*Durchführung der statischen Verschiebungsmessungen* - Zur Detektion des Stabilitätsverhaltens wird der seitliche (y-)Weg der Gehäuseecke 8 (für die Nomenklatur vgl. Bild 2-1 und Bild 2-2) bei Aufbringen einer äußeren horizontalen statischen Kraft (ebenfalls in y-Richtung) auf der Höhe der Federaufhängung<sup>37</sup> herangezogen (**Bild 2-13**). Der detaillierte Prüfstandsaufbau inkl. Messtechnik wird in Abschnitt 4.3 erläutert werden.

<sup>&</sup>lt;sup>37</sup> Genau in dieser Ebene wirkt die Horizontalkomponente einer Trommelunwucht beim Schleudern auf das Gehäuse.



Bild 2-13: Äußere Kräfte und Wegmesspunkt Bild 2-14: Kraft-Weg-Diagramm der "Peak-tobei der statischen Messung



Die Kurve der y<sub>8PTP</sub>-Werte

über den Konfigurationen

Badewanne und lässt sich in

drei Bereiche aufteilen: Aus-

gehend von der (durch ein

deutlich spürbares Kippeln

um eine Diagonale) großen

Verschiebung der Gehäuse-

ecke 8 bei der Startkonfigu-

ration (0) erfolgt ein Abfall

bis ca. Konf. 2, gefolgt von

einem Plateau bis ca. Konf.

7, anschließend wieder ein

Anstieg (durch ein deutlich

spürbares Kippeln um die

ähnelt

einer

aufgetragen

Ermittlung eines Messpunktes - Für diese Fußkonfiguration wird erstens der y-Weg der Gehäuseecke 8 beim Aufbringen einer adäquaten Prüfkraft Fy (z.B. 100N) nach links (-y-Richtung) erfasst (Punkt 1) und zweitens der entsprechende Weg beim Aufbringen der Kraft nach rechts (+y-Richtung) (Punkt 2). Im Kraft-Weg-Diagramm (Bild 2-14) stellt sich der Zusammenhang wie folgt dar: Die betragsmäßige Summe der beiden Messwerte wird als "Peak-to-Peak"-Wert y8,PTP bezeichnet und ist ein Maß für die seitliche Gehäusenachgiebigkeit (inkl. aller Fuß- und Bodenelastizitäten) in Abhängigkeit der Fußkonfiguration (=Ausrichtung).

Systematische Änderung der Fußkonfiguration - Die Start-Fußkonfiguration (0) wird nun systematisch geändert, d.h. der variable Fuß wird definiert in seiner Länge variiert. (Dabei wird die Kontermutter gelöst, der Fuß um einen definierten Winkel verdreht und die Kontermutter wieder festgezogen bei gleichzeitiger Arretierung des Fußes). Für jede dieser Konfigurationen (=Ausrichtzustände) wird der y<sub>8PTP</sub>-Wert ermittelt und in das sogenannte statische Ausrichtdiagramm eingetragen (Bild 2-15):



Bild 2-15: Statisches Ausrichtdiagramm: Gemessene y<sub>8 PTP</sub> –Werte und Ermittlung der optimalen Ausrichtung ("OA" = "FA00", keine Fehlausrichtung)

andere Diagonale, vgl. Abschnitt 2.3.3.2).

Interpretation - Da alle Messpunkte bei betragsmäßiger gleicher Kraftspanne (z.B. +/- 100N) ermittelt wurden, ist die gemessene Verschiebung ein Maß für die bei der Messung wirksame mittlere Gehäusenachgiebigkeit (Gl. (2-1)):

$$\delta_{wirk,F_{y},y_{g}} = \frac{Weg}{Kraft} = \frac{y_{g,PTP}}{2} \cdot \frac{2}{F_{y,PTP}} = f(Fu\beta konfiguration) = f(Ausrichtung)$$
(2-1)

Die Nachgiebigkeit  $\delta_{wirk,F_y,y_8}$  wird als *wirksame* Gehäusenachgiebigkeit bezeichnet, da zum einen Kraftangriffspunkt und Messpunkt der Verschiebung nicht identisch sind, und zum anderen nicht nur reine Gehäuseelastizitäten berücksichtigt werden, sondern implizit auch die der Füße, die Fußkonfiguration (Ausrichtung), sowie Bodenelastizitäten.

Es zeigt sich also, dass das Gehäuse auf seitliche, am Ort der Federaufhängung angreifende Kräfte in Abhängigkeit des Ausrichtzustandes der Füße unterschiedlich nachgiebig und unterschiedlich sensibel reagiert: Es gibt einen robusten Bereich konstanter wirksamer Gehäusenachgiebigkeit, in dem Änderungen des Ausrichtzustandes keine Veränderung des statischen Systemverhaltens bewirken, sowie Bereiche, bei denen auch nur kleine Änderungen am Ausrichtzustand einen deutlichen Anstieg der wirksamen Gehäusenachgiebigkeit zur Folge haben. Damit bietet sich die folgende Definition einer optimalen Ausrichtung der Maschine an. Sie wird als *optimale statische Ausrichtung* bezeichnet, da sie sich auf das statische Verhalten der Maschine bezieht:

Die *optimale statische Ausrichtung der Waschmaschine* wird als diejenige definiert, die im statischen Ausrichtdiagramm (Bild 2-15) durch die *Mitte des Plateaus* gekennzeichnet ist. Dies bewirkt erstens die niedrigste wirksame Gehäusenachgiebigkeit und stellt zweitens die robusteste Konfiguration dar, die den größten Abstand zu Instabilitätsbereichen aufweist.

Die auf diese Art und Weise ermittelte Lage der optimalen statischen Ausrichtung der Maschine ist präzise und objektiv quantifizierbar. Die Vorgehensweise führt immer zum Ziel und ist damit sicher und sehr reproduzierbar (im Rahmen dieser Forschung erzielte Reproduzierbarkeit: +/- 1/16 Umdrehungen). Diesen Vorteilen steht der Nachteil des sehr hohen Zeitund apparativen Aufwandes entgegen (A-Methode). Der detaillierte Prüfstandsaufbau inkl. Messkette wird in den Abschnitten 4.3 und 4.4 erläutert, eine grafische Übersicht über das Verfahren ist dem Anhang, Abschnitt 10.2.1, zu entnehmen.

#### 2.3.4.2. Optimale dynamische Ausrichtung der Maschine

Als Alternative zur sehr aufwändigen statischen Ausrichtung der Maschine bietet sich die im Folgenden als *dynamische Ausrichtung* der Maschine bezeichnete Methode an, die in Fachkreisen wohl bekannt ist. Sie erfordert nur ein Minimum an zeitlichem und apparativem Aufwand (C-Aufwand), hängt allerdings entscheidend von der Übung der sie durchführenden Person ab. Bei sachgerechter Anwendung sind hervorragende Ausrichtgüten erzielbar, es ist somit ein "C-aus-A-Sonderverfahren". Das dynamische Ausrichten ist in **Bild 2-16** schematisch dargestellt.



Bild 2-16: Schematischer Ablauf des dynamischen Ausrichtens

sind und ein guter Stand

erreicht ist.

#### 2 Begriffsbestimmungen und grundsätzliche Überlegungen

*Einstellen einer bestimmten Fußkonfiguration* - Genau wie bei der statischen Ausrichtung werden drei Gerätefüße auf eine einheitliche Ausgangshöhe eingestellt und gekontert. Der vierte Fuß, Fuß 1, wird von dieser Ausgangshöhe um ca. eine Umdrehung aus der Maschine herausgedreht und nicht gekontert.

Verdrehen von Fuß 1 während eines Schleuderhochlaufes mit Unwucht, bis die Gehäuseamplituden minimiert sind - Während eines Schleuderhochlaufes mit einer Trommelunwucht bis zur maximalen Schleuderdrehzahl wird der zu verstellende Fuß solange per Hand herausbzw. ggfs. auch wieder hereingedreht, bis sich subjektiv die geringsten Gehäuseamplituden einstellen. Als Maß für die geringsten Gehäuseamplituden bieten sich hierbei die Geräuschbildung und die visuell und haptisch erfassbaren Vibrationen der Waschmaschine an. In der Regel sind mehrere Hochlaufversuche bis zur optimalen Ausrichtung notwendig, da einerseits das Verdrehen des Fußes aufgrund der räumlich beengten Verhältnisse schwierig ist und andererseits das Bewerten der Geräuschkulisse ein wenig Übung erfordert. Zusätzlich soll die optimale Ausrichtung in möglichst allen Drehzahlbereichen angestrebt werden. Abschließend wird der variable Fuß gekontert. Bei einer "Kippelprobe" per Hand müssen nun nach dem Ausrichten die vier Gerätefüße fest auf dem Boden stehen, die Waschmaschine darf nicht wackeln. Die Maschine ist nun dynamisch optimal ausgerichtet.

Als *dynamisch optimale Ausrichtung* wird diejenige Fußkonfiguration bezeichnet, die für eine gegebene Maschine auf einem gegebenen Untergrund die geringstmöglichen seitlichen Gehäuseschwingungsamplituden (bei gleichzeitig höchstmöglicher Gehäuseresonanzfrequenz [der Amplitude y<sub>8</sub>]) bewirkt.

Die mit dieser *dynamischen Ausrichtmethode* erzielbare Reproduzierbarkeit in der Ausrichtgüte lässt sich aus **Bild 2-17** ermessen, in der die Schleuderhochläufe mit einer Trommelunwucht von 700g nach sieben unterschiedlichen dynamischen Ausrichtvorgängen dargestellt sind (wiederum als Messgröße die seitliche Gehäuseamplitude von Punkt 8):



Bild 2-17: Seitliche Gehäuseschwingungsamplitude (Amplituden-Frequenzgang) am Messpunkt 8 (y8) bei sieben Schleuderhochläufen mit einer Unwucht von 700g nach sieben verschiedenen Neuausrichtungen ("7/7") mit der Methode des dynamischen Ausrichtens [WM B1 GEF]

Die Ausrichtgüte ist sehr hoch. Im Bereich der Gehäuseresonanz variieren die minimale und die maximale Amplitude um nur  $6\%^{(38)}$  (44% und 41% bezogener Amplitude); Verschiebungen der Resonanzfrequenz sind in der Grafik schon nicht mehr auszumachen. Dieses Verfahren zum dynamischen Ausrichten kommt bei allen dynamischen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz, wenn nicht explizit eine andere Ausrichtmethode genannt wird. Ein detaillierterer Vergleich des dynamischen Ausrichtens und der Ausrichtung nach Herstellerangaben mit der Wasserwaage hinsichtlich der Ausricht-güte wird in Abschnitt 3.3.1.2 folgen.

Sollte nach optimaler dynamischer Ausrichtung bei sehr starker Unebenheit des Untergrundes eine signifikante Abweichung von der lotrechten Position des Gehäuses auftreten, und der Untergrund trotz der Unzulänglichkeit verwendet werden, so ist die dynamische Ausrichtung mit an den Untergrund angepassten Fußhöhen der Füße 1 bis 3 zu wiederholen, um die Bedingungen A1 *und* A2 (Abschnitt 1.4.3) zu befriedigen, was aber auf den in dieser Arbeit verwendeten Prüfplätzen nicht nötig war.

#### 2.3.5 Fehlausrichtung der Waschmaschine

Ausgehend von der durch das statische oder dynamische Verfahren erlangten optimalen Ausrichtung lässt sich allgemein eine Fehlausrichtung (FA) als Abweichung von dieser definieren, wie im Rahmen der Vorüberlegungen in Abschnitt 2.3.3.2 geschehen.

#### Fehlausrichtung $\Delta$ := Abweichung von der optimalen Ausrichtung

Sie wird mit dem Symbol  $\Delta$  bezeichnet und in Umdrehungen des variablen Fußes (im Rahmen dieser Arbeit immer Fuß 1) gemessen. Ein Verdrehen des Fußes in positive z-Koordinatenrichtung (vgl. Bild 2-2), also ein Hereindrehen des Fußes in die Waschmaschine und damit eine Verkürzung der optimalen Ausgangslänge wird als *positive Fehlausrichtung* bezeichnet (**Bild 2-18**), ein Verdrehen des Fußes in negative z-Koordinatenrichtung, also ein Herausdrehen des Fußes und eine Verlängerung der Ausgangslänge als *negative Fehlausrichtung*.



#### **Negative Fehlausrichtung**



<sup>&</sup>lt;sup>38</sup> Leichte Unstimmigkeiten zwischen den bezeichneten *prozentualen Änderungen* und den *bezogenen Kenngröβen* resultieren aus den Rundungen während der Bildung der bezogenen Größen. Die prozentualen Änderungen wurden exakt für die nicht-bezogenen Werte berechnet.

Bei den in dieser Arbeit verwendeten achteckigen Füßen bietet sich eine Staffelung der Fehlausrichtung in 1/16 Umdrehungen an – so stellt in Bild 2-15 jede Konfiguration eine Drehung des Fußes 1 um 1/16 Umdrehung dar, was einem Winkel von 22,5 Grad oder 1/8  $\pi$  entspricht. Die entsprechende geometrische Längenänderung  $\Delta L$  des Fußes aus der optimalen Ausrichtposition heraus ergibt sich über die Gewindesteigung P des Fußes und der Fehlausrichtung  $\Delta$ zu

$$\Delta L = P \cdot \Delta \quad . \tag{2-2}$$

Das Schwingungsverhalten der Maschinen bei Fehlausrichtung ist sehr komplex und wird in Abschnitt 3.3.3 vorgestellt.

## 2.3.6 Grenzen des Ausrichtens mit der Wasserwaage

Eine Quantifizierung der Größenordnung der Fußeinstellungen bei Fehlausrichtung schafft schnell Klarheit, warum das Ausrichten nach Herstellerangaben mit der Wasserwaage nicht geeignet ist, einen definierten Ausrichtzustand einzustellen, der ingenieurwissenschaftlichen Ansprüchen im Rahmen der Industrieforschung genügt:

Die Breite des Plateaus, d.h. des nachgiebigkeitsminimalen, robusten Bereiches um die optimale Ausrichtung des Beispiels in Bild 2-15 umfasst 6 Konfigurationen, also 6/16 Umdrehungen (=135°), nur etwas mehr als eine Drittel Umdrehung des Fußes 1. Bei einer Gewindesteigung P des metrischen Fußgewindes M10 von 1,5 mm (Tabellenbuch Metall 2002) bedeutet dies nach (Gl. 2.1) eine Änderung der Fußlänge von 0,56 mm. Nimmt man für diesen Überschlag vereinfachend an, dass die volle Längenänderung wirksam wird (d.h. die Lastverteilung der anderen Füße sich dadurch nicht ändert), so führt dies bei einem Abstand der Füße 1 und 3 von 760 mm zu einer maximalen Neigungsänderung der Maschine von 0,04°. Solch feine Neigungsänderungen sind mit einer haushaltüblichen Wasserwaage nicht detektierbar. Somit kann der enge Korridor der optimalen Ausrichtung höchstens zufällig getroffen werden.

Die in den vorherghenden Abschnitten vorgestellten Definitionen der optimalen Ausrichtung und der Fehlausrichtung sowie der statischen und dynamischen Ausrichtverfahren schaffen die Grundlage, den Ausrichtzustand einer Waschmaschine exakt beschreiben und einstellen zu können, die in der Literatur existierende Lücke in der Beschreibung der Versuchsbedingungen zu schließen und so einen sinnvollen Vergleich von Messergebnissen der Gehäuseschwingungen einer oder unterschiedlicher Maschinen überhaupt erst möglich zu machen.

# 2.4 Untergrund/Fußboden

# 2.4.1 Aufbau und mechanische Modellierung

Wie für jedes schwingungsfähige System die Art der Lagerung bzw. das Fundament entscheidend das Schwingungsverhalten beeinflusst, ist es für das Gehäuseschwingungsverhalten von entscheidender Bedeutung, auf welcher Art von Stellfläche die Maschine platziert ist, da diese die mechanischen Rand-/Lagerungsbedingungen bestimmt. Für die Diskussion der Schwingungseigenschaften des Waschmaschinenuntergrundes sind folgende Begriffsbestimmungen und Einteilungen sinnvoll: Nach (Peter 2005) ist der Fußboden *die ebene, begehbare Fläche eines Raumes*, der nach (Galla et al. 1999) allgemein aus Nutz- und Zwischenschicht(en) ("NZS") aufgebaut ist, welche wiederum auf der Tragschicht ruhen (**Bild 2-19**). Tragschicht ist in der Regel die (Geschoss-)Decke, im untersten Geschoss die Bodenplatte. Alle Schichten oberhalb der Decke werden auch als Deckenauflage bezeichnet (Frick et al. 2006). Bei Geschossdecken kann sich unterhalb der Tragschicht noch die Unterdecke befinden, die die Verblendung der Decke zum darunterliegenden Stockwerk darstellt (vgl. auch Bild 2-21 und Bild 2-22) (Frick et al. 2006).

Deckenauflage (Geschoss-) Decke



Nutzschicht Zwischenschicht

Tragschicht

Bild 2-19: Allgemeine Begriffsbestimmungen am Schnitt durch Fußboden und Decke (Frick et al. 2006; Galla et al. 1999; Peter 2005)

Tragschicht und Unterdecke gehören nach etlichen Autoren im engeren Sinn nicht mehr zum Fußboden (Peter 2005). Die Tragschicht wird auch Primärkonstruktion genannt (DIN EN 13756 2002).

Die Böden können in Anlehnung an (DIN EN 14809 2006), einer Norm für Sportböden, hinsichtlich ihrer Nachgiebigkeitseigenschaften wie folgt klassifiziert werden:

- flächenelastischer Boden: Boden, der sich bei Aufbringung einer Punktlast über eine relativ große Fläche um den Lasteintragungspunkt durchbiegt, **Bild 2-20 (a)**, d.h. die (Biege-)Elastizität der Tragschicht wird angeregt; Nutz- und Zwischenschichten folgen der Tragschicht.
- punktelastischer Boden<sup>39</sup>: Boden, der sich bei Aufbringung einer Punktlast nur um den Lasteintragungspunkt bzw. in dessen Nähe durchbiegt, **Bild 2-20 (b)**, d.h. nur die Nutzund Zwischenschichten geben lokal nach; die Tragschicht zeigt keine Verformung.
- kombiniertelastischer Boden: flächenelastischer Boden mit punktelastischer Nutz-/Zwischenschicht, der sich bei Aufbringung einer Punktlast sowohl örtlich als auch über eine größere Fläche durchbiegt, Bild 2-20 (c), d.h. sowohl die lokale Drucknachgiebigkeit der Nutz- und Zwischenschichten wird angeregt als auch die Biegenachgiebigkeit der Tragschicht.



Bild 2-20: Begrifflichkeit nach (DIN EN 14809 2006): (a) Flächenelastischer Boden; (b) Punktelastischer Boden; (c) Kombiniertelastischer Boden. Der Boden ist aufgebaut aus Nutzund Zwischenschichten NZS und einer Tragschicht.

Im Vergleich zu Sportböden sind die Nachgiebigkeiten und damit Durchbiegungen von Haushaltsfußböden i.d.R. deutlich geringer. Die prinzipiellen Eigenschaften der Punkt- und Flächenelastizität sind jedoch auch bei diesen Böden gegeben. Die bauliche Ausprägung der verschiedenen Schichten wird anhand von zwei Beispielen in den folgenden beiden Abschnitten erläutert:

2.4.1.1. Beispiel Bodenaufbau 1: Betondecke mit Fliesen auf schwimmendem Estrich

Den Schnitt durch Fußboden und Geschossdecke einer typischen deutschen Neubau-Küche oder eines -Badezimmers zeigt exemplarisch **Bild 2-21**:

<sup>&</sup>lt;sup>39</sup> Obgleich genormt, ist der Begriff der Punktelastizität/Punktsteifigkeit im engeren Sinne unphysikalisch, da ein Punkt keine Elastizität aufweisen kann. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Begriff trotzdem abkürzend verwendet für die präzise Beschreibung: "lokale Eindrucknachgiebigkeit der Nutzschicht und der Zwischenschichten des Fußbodens".

#### 2 Begriffsbestimmungen und grundsätzliche Überlegungen



verteilende Ausgleichsschicht, der Estrich, ausgebracht ist. Auf dem Estrich werden die Bodenfliesen mit Fliesenkleber befestigt, die die Nutzschicht bilden.

#### 2.4.1.2. Beispiel Bodenaufbau 2: Holzboden

Bei Holzböden innerhalb eines Gebäudes (vgl. **Bild 2-22**) besteht die Tragschicht aus Deckenbalken (DIN EN 13756 2002). Ggfs. existiert auch ein Unterboden (ein Zwischenbauteil, auch Blindboden genannt) zur Dämmung (vgl. Bild 2-22), (von der Damerau und

Tauterat 1973) oder alternativ dazu bei moderneren Holzböden eine Hohlraumdämmung. Bei einfachen Altbauten kann die Zwischenschicht nur aus einer Grundlattung bestehen (Bild 2-22), auf



Bild 2-22: Exemplarischer Aufbau eines einfachen Altbau-Holzbodens (von der Damerau und Tauterat 1973)

die der Bodenbelag aufgebracht ist (z.B. Fußbodendielen). Bei modernen und aufwändigeren Holzfußbodenkonstruktionen werden auch noch Last verteilende und dämmende Zwischenschichten zwischen Tragschicht und Holzbodenbelag vorgesehen (Frick et al. 2006). **Bild 2-22** zeigt exemplarisch den Aufbau eines einfachen Altbau-Holzbodens mit Unterdecke.

Ohne weitere Abbildung: Im Badezimmer einer Altbauwohnung wird sich zusätzlich zu Bild 2-22 auf den Fußbodendielen noch ein ähnlicher Aufbau wie in Bild 2-21 beschrieben, befinden: Fliesen auf Fliesenkleber auf Estrich auf Zwischenschicht (auf den Dielen).

#### 2.4.1.3. Konsequenzen/Fazit

Für die Berücksichtigung des Schwingungsverhaltens des Untergrundes bei der Gehäusedynamik von Waschmaschinen erscheint es sinnvoll, zwischen Punkt- und Flächenelastizität der Böden zu unterscheiden. Die Punktelastizität resultiert aus den gebetteten Steifigkeiten der Deckenauflage (d.h. der Nutz- und Zwischenschichten des Fußbodens), die Flächenelastizität aus der Biegesteifigkeit der Tragschicht. Bei dünnen Holzböden ist mit Sicherheit die Modellierung der Tragschicht als flächenelastisches und somit schwingungsfähiges System angeraten; bei massiven Stahlbetonplatten als Geschossdecken wird dies in der Regel nicht erforderlich sein. Ein Ergebnis dieser Arbeit wird sein, dass auch *bei massiven Betondecken* trotz Annahme der Tragschicht als starres Fundament die *Punktelastizität des Fußbodens einen signifikanten Einfluss auf die Gehäusedynamik der Waschmaschinen hat.* 

# 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

# 3.1 Einführung

Wie in Kapitel 1 ausgeführt, wird in dieser Arbeit das Gehäuseschwingungsverhalten beim Endschleudern untersucht. Die dynamischen Untersuchungen werden in Übereinstimmung mit der Literatur (vgl. Kapitel 1, z.B. (Wagner 2000)) ohne Wasser und mit einer die Wäscheunwucht repräsentierenden Bleimasse in der Trommel durchgeführt, um definierte und reproduzierbare Unwuchtzustände sicherzustellen. Insbesondere das Gehäuseschwingungsverhalten bei unterschiedlichen Aufstellbedingungen ist Gegenstand des Interesses. Zur Bewertung des Gehäuseschwingungsverhaltens wird dem Stand der Technik entsprechend der Amplituden-Frequenzgang der Schwingwegamplituden ausgewählter Messstellen herangezogen, der praktisch durch zweimalige Integration gemessener Beschleunigungen während einer Messung mit steigender Schleuderdrehzahl ermittelt wird.

Die erste experimentelle Herausforderung besteht darin, zwei Prüfplätze bereitzustellen, die die unterschiedliche Empfindlichkeit der beiden zu untersuchenden Modellreihen anregen und den Verhältnissen im Haushalt entsprechen. Dies ist mit einem gefliesten und einem ungefliesten Prüfplatz gelungen, die in Abschnitt 3.2 beschrieben werden. In diesem Abschnitt wird ebenso die verwendete Messtechnik vorgestellt. In Abschnitt 3.3 werden Versuchergebnisse vorgestellt: Zuerst die Ergebnisse von Voruntersuchungen, um beispielsweise die Messgüte zu ermitteln (Abschnitt 3.3.1), dann die Ergebnisse bei optimaler Ausrichtung (Abschnitt 3.3.2). Schließlich werden in Abschnitt 3.3.3 die Gehäuseschwingungsergebnisse bei Fehlausrichtung präsentiert. Die dynamischen Untersuchungen wurden im Rahmen dieser Arbeit von (Schmidt 2007) durchgeführt.

Um eine gewisse Aussage zur Repräsentativität der Ergebnisse zu ermöglichen, erfolgen die experimentellen Untersuchungen an *vier* Serien-Fontladerwaschmaschinen mit geringstmöglichen Abweichungen zum tatsächlichen Serienstand, von denen zwei im Vorhinein als empfindlich und zwei als unempfindlich gegenüber Änderungen des Untergrundes klassifiziert wurden.

# 3.2 Versuchsaufbau

## 3.2.1 Übersicht

In **Bild 3-1** und **Bild 3-2** ist der Versuchsaufbau zur Erfassung des dynamischen Gehäuseverhaltens einmal schematisch, einmal im Foto abgebildet.

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens



Bild 3-1: Schematischer Versuchsaufbau zur Erfassung des dynamischen Gehäuseverhaltens



Bild 3-2: Versuchsaufbau zur Erfassung des dynamischen Gehäuseverhaltens (hier: Prüfplatz GEF) Der folgende grobe Überblick über die allgemeine Versuchsdurchführung wird in den kommenden Abschnitten näher erläutert.

3.2.1.1. Ablauf einer dynamischen Messung – Ermittlung des Amplituden-Frequenzganges Die Waschmaschine (Abschnitt 3.2.2) wird auf einem Prüfplatz (Abschnitt 3.2.3) aufgestellt, die Trommel wird mit einer Unwuchtmasse  $m_u$  (Abschnitt 3.2.5) beladen. Nun wird die Maschine ausgerichtet (vgl. Abschnitt 2.3.4.2) und anschließend gegebenenfalls eine Fehlausrichtung (vgl. Abschnitt 2.3.5) eingestellt. Nun wird der Amplituden-Frequenzgang (vgl. auch Abschnitt 3.3.1.3) diverser Messgrößen (Abschnitt 3.2.7) aufgezeichnet; dazu wird über zwei alternative Arten der Ansteuerung der Maschine eine Solldrehzahl, bzw. ein Solldrehzahlverlauf der Trommel vorgegeben (Abschnitt 3.2.6). Nach Erreichen und Halten der Maximaldrehzahl wird die Messung beendet und anschließend die Motorspannung abgeschaltet. Die Maschine läuft aus.

## 3.2.2 Verwendete Maschinen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden vier in Abschnitt 1.2 beschriebene Serien-Waschmaschinen eines namhaften deutschen Herstellers untersucht, zwei der Baureihe "A" und zwei der Baureihe "B", die sich in ihrem gehäusedynamischen Verhalten hinsichtlich der Empfindlichkeit gegenüber verschiedenen Untergründen unterscheiden (vgl. Abschnitt 1.1).

## 3.2.3 Prüfplätze

## 3.2.3.1. Übersicht über die Prüfplätze

Um das Verhalten der Waschmaschinen experimentell zu untersuchen, wurden im Rahmen dieser Arbeit zwei verschiedene Prüfplätze geschaffen, der Prüfplatz "Gefliest" ("GEF") (Bild 3-3) und der Prüfplatz "Ungefliest" ("UGEF") (Bild 3-4). Bei den Tragschichten beider Prüfplatzböden handelt es sich um massive Betongeschossdecken in den unterkellerten Erdgeschossen zweier Industriebauten, die für schwere Maschinenfundamente geeignet sind und eine Tragfähigkeit von 18 bis 19 kN/m<sup>2</sup> aufweisen.





Bild 3-3:Prüfplatz "Gefliest" ("GEF")Bild 3-4:Prüfplatz "Ungefliest" ("UGEF")Bild 3-5 und Bild 3-6 zeigen die Fußbodenbeläge der beiden Prüfplätze:



Bild 3-5: Untergrund Prüfplatz "Gefliest" ("GEF")



Bild 3-6: Untergrund Prüfplatz "Ungefliest" ("UGEF")

Für den Prüfplatz "Gefliest" (Bild 3-5) kamen sehr verschleißfeste, unlasierte Feinsteinzeug-Fliesen der Fa. Marazzi, 30 cm x 30 cm zum Einsatz, die fachmännisch unter Verwendung konventionellen Fliesenklebers auf den rutschhemmend ausgerüsteten Fußbodenbelag gelegt wurden. Beim Prüfplatz "Ungefliest" steht die Waschmaschine direkt auf dem grundierten (Schwerlast-)Verbundestrich (Bild 3-6).

#### 3.2.3.2. Mechanische Modellierung der Fußböden

Die Tragschichten beider Prüfplatzuntergründe zeigten während sämtlicher Messungen im Rahmen dieser Arbeit übereinstimmend kein signifikantes, eigenes Schwingungsverhalten. Sie verhalten sich somit nicht flächenelastisch, wie es aufgrund ihrer hohen Masse und der entsprechenden Steifigkeit und Dämpfung auch zu erwarten war. Die Tragschichten werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit als starre Fundamente betrachtet. Da sich die *Deckenauflagen/Nutz- und Zwischenschichten des Fußbodens* beider Prüfplätze signifikant unter-

scheiden ("Gefliest"/ "Ungefliest"), ist auch ein unterschiedliches dvnamisches Verhalten als Waschmaschinenuntergrund zu erwarten. Wenn im weiteren Verlauf dieser Arbeit von nachgiebigeren oder steiferen Fußböden die Rede sein wird, so ist damit immer die wirksame Punktsteifigkeit der Nutz- und Zwischenschichten des Fußbodens gemeint, nicht die Flächenelastizität der Tragschicht<sup>40</sup>. Die Prüfplatzuntergründe werden somit als (punktelastische) Wirksteifigkeit und -dämpfung auf starrem Fundament modelliert, Bild 3-7 verdeutlicht diesen Zusammenhang.



Bild 3-7: Mechanisches Modell des Prüfplatzbodens

Im Rahmen der weiteren Diskussion der Ergebnisse wird oft ein Zusammenhang zwischen der Resonanzfrequenz und der wirksamen Steifigkeit von Gehäuse und Fußboden gezogen. Die zeitweilige gedankliche Zurückführung der unterschiedlichen Schwingungsformen der

Waschmaschine auf einen (problemangepassten) Einmassenschwinger erleichtert das Verständnis erheblich. Daher seien an dieser Stelle die allgemein bekannten Zusammenhänge bei einem Einmassenschwinger noch einmal zusammengefasst. Bei einem ungedämpften Einmassenschwinger



3-8: Ungedämpfter Einmassenschwinger und zugehörige Größen (Gummert und Reckling 1994)

<sup>&</sup>lt;sup>40</sup> Vergleiche zu den Begrifflichkeiten Abschnitt 2.4.1,

gelten für die Masse m, Federsteifigkeit c und der Eigenfrequenz f<sub>0</sub>, bzw. der Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  die in **Bild 3-8** beschriebenen Zusammenhänge.

Für einen gedämpften (schwingungsfähigen) Einmassenschwinger gilt (Bild 3-9):

In der Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  sind wirksame Steifigkeit c und schwingende Masse m miteinander verknüpft. Wie

jedem Mechanikbuch entnehmen zu ist. gilt: Je höher die Steifigkeit, desto höher die Eigenkreisfrequenz; je höher die Masse, desto niedriger die ist Eigenkreisfrequenz, die durch die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung d in der Abklingkonstante δ noch zur Resonanzkreisfrequenz  $\omega_{R}$ verringert werden kann.



#### 3.2.3.3. Haftbeiwerte der Prüfplatze

Um die Untergründe der Prüfplätze hinsichtlich ihrer Haftungseigenschaften zu vergleichen,

wurden die Haftbeiwerte gemessen. Die Ergebnisse sind in Bild 3-10 dargestellt. Der Prüfplatz

"Gefliest" weist eine deutlich geringere Oberflächenrauheit auf als der Prüfplatz

"Ungefliest". Erwartungsgemäß zeigt die Haftbeiwertmessung für die Fliesen ab einer Normalkraft von ca. 50N geringere Haftbeiwerte als für den ungefliesten Untergrund. Da es auf den



Bild 3-10: Vergleich der Haftbeiwerte der Paarung Waschmaschinenfuß/Untergrund<sup>41</sup> zwischen den Prüfplätzen "Gefliest" (GEF) mit und ohne Reibwertmodifikator und "Ungefliest" (UGEF) bei unterschiedlichen Normalkraftbelastungen<sup>42</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>41</sup> Im Bereich  $F_N < 50$  N in der Paarung ein Waschmaschinenfuß / Prüfplatzfußboden; im Bereich  $F_N \ge 50$  N aus Stabilitätsgründen in der Paarung vier Waschmaschinenfüße / Prüfplatzfußboden, <sup>42</sup> Aus technischen Gründen konnten leider auf dem Prüfplatz UGEF keine Messungen bei  $F_N < 50$  N

durchgeführt werden.

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

Fliesen während der dynamischen Messungen zu starken Versatzbewegungen kam, wurde ein Reibwertmodifikator eingesetzt, mit dem der Versatz deutlich reduziert werden konnte. Verwendet wurde sparsam aufgetragenes Surf-Wachs, wie es im Fachhandel für Wellenreiter erhältlich ist. Das beobachtete Haftverhalten der Elastomerfüße auf dem gefliesten Untergrund ist typisch für *viskoelastische Haftung/Reibung*, bei der der Haft- und Reibwert mit zunehmendem Flächendruck sinkt und umgekehrt bei abnehmender Belastung und gleich bleibender Fläche steigt (H Fischer 2005).

#### 3.2.4 Zu untersuchende Kombinationen Maschine/Prüfplatz

Aus zwei unterschiedlichen Maschinentypen mit je zwei Exemplaren auf zwei unterschiedlichen Prüfplätzen resultieren acht verschiedene zu untersuchende Fälle (**Tabelle 3-1**): Der Übersichtlichkeit halber beschränkt sich die grafische Darstellung der Ergebnisse im weiteren Verlauf der Arbeit auf jeweils einen Vertreter der Baureihe A (WM A1) und einen der Baureihe B (WM B1). Die anderen beiden Maschinen weisen ein jeweils sehr ähnliches Verhalten auf.

Tabelle 3-1: Zwei Maschinentypen mit je zwei Maschinen auf zwei Prüfplätzen – acht darzustellende Fälle

	WM A1 (unempfindlich, ,,u")	WM A2 (unempfindlich, ,,u")	WM B1 (empfindlich, ,,e")	WM B2 (empfindlich, ,,e")
Prüfplatz Ungefliest UGEF	Diskussion in diesem Kapitel	Messergebnisse sehr ähnlich zu A1	Diskussion in diesem Kapitel	Messergebnisse sehr ähnlich zu B1
Prüfplatz Gefliest GEF	Diskussion in diesem Kapitel	Messergebnisse sehr ähnlich zu A1	Diskussion in diesem Kapitel	Messergebnisse sehr ähnlich zu B1
Max. Schleuder-	78%	78%	100%	100%
Maschinenmasse	(≥1400 1/min)	(≥1400 1/min)	(≥1400 1/min)	(≥1400 1/min)
leer	70,6 kg	70,6 kg	82 kg	82 kg
Abmaße BxHxT [mm]	600x862x470	600x862x470	600x862x485	600x862x485

<sup>&</sup>lt;sup>43</sup> Aus Geheimhaltungsgründen werden bezogene Größen verwendet; vgl. auch Fußnote 31.

#### 3.2.5 Unwuchtmasse

Wenn nicht explizit eine andere Masse genannt wird, wurde bei allen dynamischen Messungen in dieser Arbeit die Trommel in x-Richtung mittig mit einer magnetisch haftenden Bleiunwucht von  $m_u = 700g$  (zusammengesetzt aus  $m_{u1} = 500g$  und  $m_{u2} = 200g$ ) gemäß Bild 3-11 beladen, da sich bei dieser Unwuchtmasse die gehäusedynamischen Effekte am deutlichsten zeigten.

(a) Unwucht

(b) Waschtrommel





Bild 3-11: Position der verwendeten Unwuchtmassen (a) in der Trommel (b)

Zusammen mit der Exzentrizität e (hier in erster Näherung der Innenradius der Trommel) von ca. 240 mm ergibt sich eine Unwucht von ca. 0,168 kgm. Da die Exzentrizität für beide Maschinentypen gleich ist (gleich große Trommel), kann im weiteren Verlauf der Arbeit auf ihre Angabe verzichtet werden. Die Unterscheidung der Unwucht erfolgt nur noch über die Unwuchtmasse.

#### 3.2.6 Drehzahlsteuerung

Die Ansteuerung des Motors geschieht entweder durch die waschmaschineneigene Steuerung<sup>44</sup> oder durch einen externen Stelltransformator. Der Vorteil der externen Ansteuerung liegt erstens darin, beliebige Hochlaufprofile fahren zu können und zweitens in der Möglichkeit, den Motor mit einer Überspannung (bis 260V) zu versorgen, um den Drehzahlbereich bei der gewählten Unwucht etwas zu erweitern. Alle Maschinen wurden so umgerüstet, dass leicht zwischen einer Steuerung mit der internen und der externen Steuerung umgeschaltet werden konnte. Für die dynamischen *Ausrichtungen* wird standardmäßig die interne Steuerung, für die dynamischen *Messungen* standardmäßig die externe Ansteuerung verwendet. Ausnahmen werden explizit angegeben.

## 3.2.7 Messkette

## 3.2.7.1. Übersicht

Erfasst werden sieben Beschleunigungen am Gehäuse, die Trommeldrehzahl sowie, von untergeordneter Bedeutung, der Versatz der Maschine. Die Messkette zur Erfassung dieser Größen ist Bild 3-12 zu entnehmen: Die ersten acht Messgrößen (Beschleunigungen, vgl.

<sup>&</sup>lt;sup>44</sup> Von der waschmaschineninternen Steuerung werden keine regulären Programme verwendet, da diese über eine Unwuchtkontrolle hohe Schleuderdrehzahlen bei großen Unwuchten nicht zulassen und somit viele Messungen unterbinden würden. Beispielsweise (Wagner 2000) weist auf diesen Punkt hin.

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

Abschnitt 3.2.7.2, und Trommeldrehzahl, vgl. Abschnitt 3.2.7.3) werden elektronisch über den Messverstärker Spider8 der Fa. Hottinger Baldwin Messtechnik HBM GmbH erfasst, der über eine USB-Schnittstelle mit dem Messrechner verbunden ist. Die Versatzwege werden mittels Farbstiften (vgl. Abschnitt 3.2.7.4) aufgezeichnet, die ihre Spuren auf dem Untergrund hinterlassen, und anschließend manuell ausgewertet.



Bild 3-12: Messkette des Versuchsaufbaus

#### 3.2.7.2. Beschleunigungen

Ziel der dynamischen Messung ist die Erfassung der Schwingwegamplituden an ausgewählten Messstellen des Waschmaschinengehäuses während eines Hochlaufes (also der jeweiligen Amplituden-Frequenzgänge) unter unterschiedlichen Aufstellbedingungen. Da für den betrachteten Frequenzbereich und für die erwarteten Amplituden unter Berücksichtigung des möglichen Versatzes des Gehäuses die direkte Erfassung der Schwingwege sehr aufwändig ist, werden (kapazitive) Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt, deren Signal nach zweimaliger Integration den Schwingweg liefert, vgl. dazu auch Abschnitt 3.2.8. An sieben verschiedenen Messstellen werden die Beschleunigungen in jeweils einer Raumrichtung erfasst (**Bild 3-13**):

Zur Bewertung des Schwingungskomforts wird maßgeblich die obere linke Ecke (Punkt 8, vgl. Bild 2-1) herangezogen, demzufolge wird an diesem Punkt die Beschleunigung in allen drei Raumrichtungen erfasst. Da keine 3D-Sensoren zur Verfügung standen, werden drei uniaxiale Sensoren verwendet. Direkt an Punkt 8 kann jedoch kein Beschleunigungsaufnehmer in x-Richtung appliziert werden, da sich dort vor dem Blechgehäuse die Blende aus Kunststoff befindet, die über eine höhere Nachgiebigkeit verfügt als die Gehäuseecke. Eine Erfassung der Beschleunigung an



Bild 3-13: Lage der sieben Messpunkte für die Beschleunigungen am Gehäuse

der Blende würde durch das Schwingungsverhalten der Blende verfälscht. Als

Ausweichpunkt zur Messung der x-Beschleunigung an Punkt 8 wird der Punkt 10 (x10) an der Vorderwand unmittelbar unter der Blende eingeführt. Da Beschleunigungen und Wege im oberen Bereich des Waschmaschinengehäuses ("freies Ende") tendenziell höher sind als im unteren Bereich (durch die elastische Lagerung durch die Füße), unterschätzen die x10-Beschleunigung und damit die x10-Wege somit tendenziell leicht die "wahren" x-Beschleunigungen und -Wege am Punkt 8.

Aufgabe/Begründung der weiteren Messpunkte:

- Messpunkt y4 dient zur Erfassung des Einflusses der Quersteifigkeit (Horizontalsteifigkeit) der Waschmaschinenfüße
- Messpunkt y5 liegt in derselben Achse wie Messpunkt y8 und dient zur Untersuchung, inwieweit sich das Gehäuse im oberen Bereich während der Schwingung in y-Richtung starr verhält, oder ob dort auch ein elastischer Einfluss vorhanden ist.
- Messpunkt y7 dient mit Messpunkt y8 zur Erfassung einer Rotationsbewegung der oberen Waschmaschinenebene (Punkte 5-6-7-8) um die z-Achse
- Messpunkt y9 liegt in der Mitte der Seitenwand und dient zur Erfassung der Seitenwandschwingungen

Zur Anwendung kommen sechs kapazitiv wirkende Feder-Masse-Beschleunigungssensoren mit integrierter Sensorelektronik des Typs B1 der Firma Seika Mikrosystemtechnik GmbH, sowie ein Aufnehmer des Typs B2. Zur einfachen Applikation auf der Waschmaschine wurden die Aufnehmer (links) mit einem Magneten der Fa. IBS Magnet versehen (rechts. verschraubt). sowie aus



Bild 3-14: Verwendeter kapazitiver Beschleunigungsaufnehmer, Fa. Seika

konstruktiven Gründen mit einer Distanzbuchse aus Kunststoff (rot, Mitte) (**Bild 3-14**). Messund Frequenzbereich sowie die Auflösung der Beschleunigungssensoren sind **Tabelle 3-2** zu entnehmen:

Typ <sup>45</sup>	Messbereich (g: Erdbeschleunigung)	Frequenzbereich	Auflösung
SEIKA B1	$\pm 3g$	0160 Hz	$< 10^{-3}$ g
SEIKA B2	± 10g	0350 Hz	$< 5.10^{-3}$ g

 Tabelle 3-2:
 Kenndaten der Beschleunigungssensoren

Da die untere Grenzfrequenz Null Hertz beträgt, können auch statische Beschleunigungen gemessen werden - eine Eigenschaft, die zur Kalibrierung genutzt wird. Die Kalibrierung über die drei statischen Beschleunigungen –g, 0·g und +g kann bei (Schmidt 2007) nachgelesen werden. Der Frequenzbereich der Sensoren endet beim Typ SEIKA B1 bei der ca. 6-fachen Schleuderdrehzahl. Höhere Ordnungen als die sechste können somit nicht aufgelöst werden.

#### 3.2.7.3. Trommeldrehzahl - Tachogenerator

Für die Darstellung der Amplituden-Frequenzgänge (Schwingwegamplitude über Drehzahl) ist es sinnvoll, die Ist-Drehzahl der Trommel direkt zu erfassen. Dies geschieht mit Hilfe eines Tachogenerators, der über eine biegeweiche Welle durch eine Öffnung in der Rückwand des Gehäuses mit der Trommelwelle verbunden wurde. Bei den Modellen A wurde für die Durchführung die Serviceklappe geöffnet, bei den Modellen B ein kleines Loch in die

<sup>&</sup>lt;sup>45</sup> Die Typbezeichnung der Sensoren entspricht nur rein zufällig der Bezeichnung der Waschmaschinen B1 und B2.

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

Rückwand geschnitten – in Gegensatz zu (Wagner 2000), der zur Drehzahlmessung die Rückwand komplett entfernte und diese durch nicht näher spezifizierte Aluminiumleisten ersetzte, was einen drastischen Eingriff in die Gehäusesteifigkeitsverhältnisse darstellt, der die Übertragbarkeit der Gehäuseschwingungsmessungen auf die Serie stark erschwert.

#### 3.2.7.4. Versatz - Farbstifte

Der Versatz der Maschine ist nicht zentraler Gegenstand der Untersuchung dieser Arbeit. Im Idealfall wurden alle Messungen ohne einen Versatz der Maschine durchgeführt, der im Rahmen einer C-Methode mit Hilfe von Farbstiften erfasst wurde (Bild 3-15):



Bild 3-15: Applizierte Versatzmesseinrichtung (b) und dazu verwendeter wasserfester Stift (a)

Verwendet wurden vier wasserfeste Stifte, die über eine Magnethalterung vor der Messung am Gehäuse an den Punkten 1 bis 4 befestigt wurden und bei einem Versatz einen Farbstrich auf dem Fußboden hinterließen. An dieser Stelle kann bereits erwähnt werden, dass auf dem Prüfplatz "Ungefliest" kein signifikanter Versatz auftrat, während auf dem Prüfplatz "Gefliest" z. T. ein großer Versatz zu beobachten war.

## 3.2.7.5. Messverstärker und Messrechner

Als Messverstärker kam der digitale Trägerfrequenzmessverstärker Spider8 der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH in 4,8 kHz-Trägerfrequenztechnik mit acht Kanälen á max. 9,6 kHz Messrate zum Einsatz, der über eine USB-Schnittstelle an den Messrechnern (Laptop oder Desktop-PC mit MS Windows) angeschlossen und über die herstellereigene Software catman Professional® und dafür im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Messprogramme angesteuert und ausgelesen wurde. Die Beschleunigungssignale wurden mit einer Messrate von 1,2 kHz abgetastet, die damit um den Faktor 7,5 über der höchsten auftretenden Frequenz für den Aufnehmer SEIKA B1 und den Faktor 3,4 für SEIKA B2 liegt. Aliasing-Effekte sind somit auszuschließen.

# 3.2.8 Messwertverarbeitung

Um die statischen Anteile zu eliminieren, werden die digitalisierten *Beschleunigungssignale* innerhalb der Messsoftware mit einem Hochpassfilter (Butterworth-HP, 8. Ordnung, Eckfrequenz 2 Hz) gefiltert und zweimal numerisch integriert, um die Schwingwege zu erhalten. Zur graphischen Darstellung wird auf die positiven Halbwellen der Schwingwege (blau) noch eine Hüllkurvenoperation (rot) angewendet (vgl. **Bild 3-16**), wodurch eine Information zur



Symmetrie oder Asymmetrie des Schwingungsbildes den Grafiken in verlorengeht: Bei einigen Bergen und Tälern, in Bild 3-16 beispielsweise bei 12% und 60% Drehzahl, ist solch Asymmetrie eine auszumachen. die ein Indiz für unterschiedliche wirksame Steifigkeiten in positiver in negativer wie Auslenkungsrichtung ist (Dresig und Holzweißig 2007). Das gemessene

Bild 3-16: Originales Messsignal der Wegauslenkungen y8 der Maschine A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" bei einer Unwuchtmasse von 700g (blau); sowie Hüllkurve der positiven Amplituden (rot). Schwarz markiert sind asymmetrische Schwingungsanteile.

Drehzahlsignal

enthält noch Messrauschen, welches ebenfalls in der Messsoftware durch einen Tiefpassfilter (Butterworth-TP, 2. Ordnung, Eckfrequenz 0,5 Hz) eliminiert wird.

# 3.3 Versuche und Ergebnisse

## 3.3.1 Voruntersuchungen und Festlegungen

3.3.1.1. Signale der verschiedenen Messpunkte, Einteilung des Drehzahlbereiches

**Bild 3-17** zeigt beispielhaft einen Amplituden-Frequenzgang der Maschine A1 (empfindlich) auf dem Prüfplatz "Gefliest" bei optimaler dynamischer Ausrichtung mit allen Messstellen bei einer Unwucht von  $m_u=700$  g.



Bild 3-17: Amplituden-Frequenzgang der Maschine A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" mit allen Messstellen, Trommelunwucht 700g, (ohne Versatz)

In **Bild 3-17** zeigt sich ein deutlicher Unterschied zwischen den Verschiebungssignalen des Seitenwandsensors (y9) und allen anderen, jeweils an Gehäuseecken applizierten Sensoren. Betrachtet man zunächst die letzteren Sensoren, so lässt sich die bei (Wagner 2000) zu findende und dem Stand der Technik entsprechende Einteilung des Schleuderhochlaufes in drei Drehzahlbereiche gut nachzuvollziehen: im niedrigen Drehzahlbereich ist die Resonanz des Schwingsystems zu erkennen; ohne die Reibdämpfer würde es hier zur Resonanz-katastrophe kommen. Der mittlere Drehzahlbereich ist für die Gehäuseecken von konstanter Schwingungsamplitude gekennzeichnet; im hohen Drehzahlbereich ist die Gehäuseresonanz zu erkennen.

Ein Ziel der mechanischen Auslegung der Waschmaschinen ist es, durch entsprechende konstruktive Gestaltung die Gehäuseresonanz entweder außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches anzuordnen oder, falls dies nicht möglich ist, die Resonanzamplitude unter einem bestimmten Grenzwert zu halten.

Die Signale im Einzelnen: Von den "Ecken"-Sensoren weisen alle horizontalen (y- und x-) Signale ein qualitativ sehr ähnliches Verhalten auf, welches sich in erster Näherung nur in der Höhe der Amplituden unterscheidet. Die vertikale Amplitude z8 bleibt dagegen viel länger auf einem sehr niedrigen Niveau und weist erst kurz vor Ende des Betriebsdrehzahlbereiches eine Resonanzüberhöhung auf. Die Wege der Messstellen y5 und y8 weisen die größten Amplituden auf, die im Rahmen der Mess- und Ausrichtgüte (vgl. den folgenden Abschnitt 3.3.1.2) identisch sind: die y-Elastizität der Vorderwand im oberen Bereich ist offensichtlich vernachlässigbar, auf y5 kann somit im weiteren Verlauf der Arbeit verzichtet werden. Nimmt man den Messpunkt 8 mit seinen drei gemessenen Schwingrichtungen als Indikator für die Starrkörperbewegungen des Gehäuses, so kann folgendes festgestellt werden (Gl. (3-1)): Wank-Amplitude (y8) > Nick-Amplitude (x10) > Hub-Amplitude (z8), (3-1)

was plausibel erscheint, da die Anregungen aus der Unwuchtkraft in der y-z-Ebene liegen und in y-Richtung mit dem Hebelarm der Maschinenhöhe an den aufstehenden Füßen angreifen, während in z-Richtung nur die Vertikalsteifigkeit von Maschine und Füßen ohne Hebelarme wirksam wird. Wie weiter die Differenz zwischen y7 und y8 zeigt, ist die y-Bewegung kein reines Wanken, sondern es kommt noch eine Rotationsbewegung der Ebene 5-6-7-8 hinzu, die durch die elastische Verzerrung des Gehäuses erklärbar ist. Offenkundig ist die Front der Maschine nachgiebiger als die Rückseite.



Bild 3-18: Amplituden-Frequenzgang der Maschine A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" mit allen Messstellen, mit größerem Wertebereich für die Auslenkung dargestellt. Der Maßstab aus Bild 3-18 ist mit blauer Strichlinie eingezeichnet.

In Bild 3-18 ist der Amplituden-Frequenzgang aus Bild 3-17 mit größerer Skalierung dargestellt: Die Resonanzamplitude der Seitenwandschwingung v9 liegt um fast eine Größenordnung über der der Eckensensoren. Der Sensor y9 vollführt die Schwingungen der ersten Platten-Eigenform des sehr dünnwandigen Bleches. Die sehr nachgiebige Lagerung des im Verhältnis zum Blech schweren Sensors genau im Bauch der ersten Eigenform ermöglicht diese hohen Amplituden - im Gegensatz zu den sehr Anbindungen aller steifen anderen Sensoren. Zu beachten ist, dass durch diese Anbringung des Sensors v9 das Bleches Schwingungsverhalten des signifikant verstimmt wird. Die Schwingung des Messpunktes ohne den Sensor ist leider nicht ohne Sensor ermittelbar, einwirkungsfreie optische Sensoren standen nicht zur Verfügung.

Die Rückwirkung des Sensors y9 auf die übrigen Messstellen wird in Abschnitt 3.3.1.4 untersucht.

Aus Platz- und Übersichtlichkeitsgründen können im weiteren Verlauf der Arbeit nicht alle Messgrößen in dem gleichen Detailgrad diskutiert werden. Verfahren und Ansätze zur Optimierung der *Seitenwandschwingungen* finden sich sehr zahlreich in der gehäusedynamischen Literatur – Beschreibungen der *Schwingungen der Kernstruktur* fehlen fast gänzlich (vgl. Abschnitt 1.4). Um diese Lücke zu schließen, wird y8 als Eckmesssignal mit den größten Amplituden als repräsentative und charakteristische Messgröße für diese Arbeit ausgewählt.

Der Vollständigkeit halber seien in **Bild 3-19** die Spektralkarten<sup>46</sup> der sechs relevanten Signale (ohne y5) vorgestellt:

<sup>&</sup>lt;sup>46</sup> Die Spektralkarten, auch Wasserfalldiagramme, Spektrogramme oder *Cascade Plots* genannt, sind grafische Darstellungen der FFT-Analysen eines Signals über der Zeit. Die Amplitude der FFT ist in Regenbogenfarben codiert: blau: niedrige Werte, rot: hohe Werte. Zu beachten ist, dass die Farben in jeder Spektralkarte auf ihr jeweiliges Maximum skaliert sind [vgl. (The MathWorks 2007)]. Der absolute Vergleich der Farben zwischen zwei Karten verbietet sich somit; das qualitative Verhalten kann sehr wohl verglichen werden.



Bild 3-19: Spektralkarten der WM A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" bei optimaler Ausrichtung. Unwuchtmasse m<sub>u</sub>=700g. Die Nummern 1. bis 6. kennzeichnen die Schwingungsordnungen.

Die unterste, dicke rote Linie bei allen Spektralkarten zeigt den Verlauf der Trommeldrehzahl (also die 1. Ordnung der Erregerfrequenz) über die Zeit und unterstreicht die deutliche Dominanz dieser Ordnung für alle Signale (**Bild 3-19**). Ordnungen sind i.d:R. bis zur 6. Ordnung erkennbar, nur bei dem Vertikalsignal (z8) lassen sich noch höhere Ordnungen erkennen. Beim Signal y8 sind neben der sehr dominanten ersten Ordnung noch spürbare Anteile in der zweiten und dritten Ordnung vorhanden.

#### 3.3.1.2. Reproduzierbarkeitsuntersuchungen

Messergebnisse unterliegen systematischen und zufälligen Fehlern. Im vorliegenden Fall der Frequenzgänge der Schwingwegamplituden stellen sich bzgl. der Reproduzierbarkeit und damit zur Sicherstellung der Gültigkeit der Messergebnisse die Fragen nach der

- Reproduzierbarkeitsgüte (Streuung) einer Messung d.h. wie groß ist der zufällige Fehler bei einer "identischen" Messung (=Wiederholungsmessung)?
- Reproduzierbarkeitsgüte (Streuung) einer dynamischen Ausrichtung d.h. wie sicher kann die optimale Ausrichtung einer Maschine eingestellt werden?

Mit der Kenntnis der Wiederholgenauigkeit einer Messung kann deren Aussagekraft besser eingeschätzt werden. Die zweite Frage ist ebenfalls von entscheidender Bedeutung, da eine Vergleichbarkeit der dynamischen Ergebnisse nur bei präzise bekannten Ausrichtzuständen gegeben ist (vgl. Abschnitt 2.3). Zur Ermittlung der beiden Reproduzierbarkeitsgüten wurden zwei verschiedene experimentelle Untersuchungen aufgesetzt (Bild 3-20):

#### Ermittlung der Reproduzierbarkeitsgüte einer Messung



Eine Ausrichtung, danach 7 Messungen

Ermittlung der Reproduzierbarkeitsgüte einer dynamischen Ausrichtung



7 Mal neu ausgerichtet und gemessen



*1/7-Reproduzierbarkeitsuntersuchung* - Bei diesem Messzyklus wird die Maschine einmal dynamisch ausgerichtet (siehe Abschnitt 2.3.4.2), und anschließend werden (mit dieser Ausrichtung) sieben extern angesteuerte Hochläufe durchgeführt und gemessen.

7/7-*Reproduzierbarkeitsuntersuchung* - Bei diesem Messzyklus wird die Maschine ausgerichtet (dynamisch oder mit der Wasserwaage), anschließend wird ein extern angesteuerter Hochlauf durchgeführt und der Amplituden-Frequenzgang gemessen. Nun wird die Maschine beliebig fehlausgerichtet, um einen neuen Zyklus (ausrichten, messen) starten zu können. Dieser Zyklus wird sieben Mal wiederholt.

Auf die Darstellung der detaillierten Messergebnisse wird verzichtet. Zusammenfassend kann folgendes festgestellt werden (**Bild 3-21**):



Bild 3-21: Ergebnis der Reproduzierbarkeitsuntersuchungen. 1/7: eine dyn. Ausrichtung, sieben Messungen; 7/7 sieben Ausrichtungen (DA: dynamisch ausgerichtet, WW: mit Wasserwaage ausgerichtet), sieben Messungen. 95%-Vertrauensbereiche (VB) der Mittelwerte der Gehäuseresonanzfrequenz und -amplitude (DA: 4 Maschinen, jeweils 7 Messungen je Versuchsart; WW: 1 Maschine, 7 Messungen)

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

In den Spalten a), b) und d) von **Bild 3-21** sind die halben (+/-) relativen Intervallbreiten der zweiseitigen 95%-Vertrauensbereiche der Mittelwerte für die Gehäuseresonanzfrequenz und – amplitude, getrennt für die drei unterschiedlichen Voruntersuchungen 1/7, 7/7 DA und 1/7 WW (insgesamt 63 Messungen) aufgetragen. In den Spalte c) und e) ist jeweils die Differenz zwischen den bezeichneten Ergebnissen in Prozentpunkten dargestellt. Allgemein gilt:

- Erwartungsgemäß liegt die Reproduzierbarkeitsgüte der reinen Messungen ohne erneute Ausrichtung (1/7) (=Messgüte) über der der Messungen mit wiederholten Ausrichtungen (7/7) (=Mess- und Ausrichtgüte). Der 95%-Vertrauensbereich (+/-) für Amplitude und Frequenz liegt im sehr geringen einstelligen Prozentbereich (a).
- Bei allen Untersuchungen wird die Gehäuseresonanz*frequenz* (grün) generell reproduzierbarer getroffen als die Gehäuseresonanz*amplitude* (grau).
- Beim dynamischen Ausrichten (b) liegt die statistische Mess- und Ausrichtunsicherheit für die Frequenz im Bereich < +/- 3%, für die Amplitude im Bereich < +/- 7%, was aus Sicht des Autors für die betrachten Größenordnungen (bei der Amplitude z.B. im Bereich weniger 1/10 mm) ein sehr beachtliches Ergebnis ist.
- Interpretiert man in erster Näherung die Differenz der Vertrauensbereiche zwischen den Wiederholmessungen mit und ohne Ausrichten als Einfluss der Ausrichtung auf die Reproduzierbarkeitsgüte, so kann man dem verwendeten dynamischen Ausrichtverfahren eine beachtliche Ausrichtgüte attestieren. Das erneute Ausrichten vergrößert den Vertrauensbereich der Resonanzfrequenz nur um +/- 0,8%-Punkte; den der Amplituden um +/- 3,6 %-Punkte.
- Im Gegensatz dazu liegen die erzielbaren Reproduzierbarkeitsgüten bei der Ausrichtung mit der Wasserwaage (*durch eine sehr geübte Person*) (d) um fast eine Größenordnung über der der dynamischen Ausrichtung. Ein 95%-Vertrauensbereich von +/- 23% für die Resonanzfrequenz und +/- 34% für die Amplitude erscheint für ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen im Rahmen der Industrieforschung inakzeptabel und stellt somit die Interpretation aller auf diese Weise gewonnenen Versuchsergebnisse in Frage.

## 3.3.1.3. Einfluss der Hochlaufzeit

Wie mehrfach beschrieben, ist das Ziel der Messung die Aufnahme eines Amplituden-Frequenzganges (AFG) ausgewählter Messgrößen, der die stationäre Antwort eines schwingungsfähigen Systems auf eine harmonische Erregung darstellt (Dresig und Holzweißig 2007). Da der AFG somit die Verbindungslinie stationärer Betriebspunkte darstellt, müssen bei der Aufzeichnung der einzelnen Betriebspunkte alle transienten Anteile abgeklungen sein. Zweckmäßigerweise wird der AFG während eines Hochlaufes der Maschine aufgezeichnet, der somit langsam genug sein muss, dass keine transienten Anteile mehr enthalten sind. Um den Zeitaufwand für die dynamischen Messungen möglichst gering zu halten, ist gleichwohl eine möglichst kurze Hochlaufzeit erwünscht. Die weitere Analyse der Messwerte mit einer FFT setzt ebenfalls ein stationäres Messsignal voraus (Wagner 2000). Für die folgenden Untersuchungen wurde die Hochlaufzeit durch unterschiedliche Drehzahlrampen variiert. Dazu wurde der externe Stelltransformator über einen Schrittmotor numerisch angesteuert. Zum Vergleich ist das Ergebnis der motorinternen Steuerung angegeben. Die Messungen wurden an der dynamisch optimal ausgerichteten WM B1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" mit einer Unwucht von 700g vorgenommen. Bild 3-22 zeigt einen Auszug aus sämtlichen Hochlaufuntersuchungen.



Bild 3-22: Gemessene Amplituden-Frequenzgänge von y8 für Hochlaufzeiten >= 18s. Zu beachten ist der veränderte Maßstab der y-Achse zur besseren Illustration.

Die Amplituden-Frequenzgänge weisen im betrachteten mittleren und hohen Drehzahlbereich ein innerhalb der ermittelten Mess- und Ausrichtgenauigkeit (vgl. Abschnitt 3.3.1.2) gleiches dynamisches Verhalten auf (Bild 3-22). Die Überschwinger bei den Sollhochlaufzeiten von 18 und 24s sind Artefakte (d.h. durch die Methode bedingte unechte Ergebnisse) der Hüllkurvenoperation (vgl. Abschnitt 3.2.8).

Da die Forderung nach stationärem Verhalten in allen betrachteten Fällen erfüllt ist, käme als Standard-Hochlaufzeit somit jede bislang betrachtete in Frage. Gewählt wird eine Hochlaufzeit von ca. 50-60 Sekunden, da sie einerseits einen Zeitvorteil gegenüber dem maschineninternen Hochlaufprogramm aufweist und andererseits gut am Trafo auch per Hand anzusteuern ist. Auf eine weitere Benutzung des Schrittmotors zur Ansteuerung des Trafos wird im weiteren Verlauf der Untersuchungen verzichtet, da eine Handansteuerung die gleichen dynamischen Ergebnisse erzielt und apparativ deutlich weniger aufwändig ist.

## 3.3.1.4. Beeinflussung des Schwingungsverhaltens durch die Messung

Durch das Applizieren der Beschleunigungssensoren (Masse pro Stück: 50g) an der Maschine wird lokal die Masse der Waschmaschine erhöht und somit das Schwingungsverhalten geändert. Die Frage ist, wie stark sich die Verstimmung der Schwingungseigenschaften auswirkt. Eine Erhöhung der Gesamtmasse um 7.50g = 350g dürfte gegenüber einer Maschinenmasse von 70,6 kg (WM A1) bzw. 82 kg (WM B1) global nicht ins Gewicht fallen. Sechs der sieben Beschleunigungsaufnehmer werden an Stellen sehr hoher lokaler Gehäusesteifigkeit appliziert, so dass diese auch lokal keine großen Auswirkungen haben werden – im Gegensatz zum Aufnehmer y9, der in der Mitte der relativ nachgiebigen und relativ leichten Seitenwand befestigt ist. Eine Positionierung einer Masse von 50g dort kann eine nachhaltigere Auswirkung auf das gesamte Schwingungsverhalten haben als die anderen Sensoren. Exemplarisch sei hier die Maschine B1 vorgeführt, bei der der Seitenwandsensor auf dem ungefliesten (und nachgiebigeren) Boden einen signifikanten Einfluss hat: die Resonanzflanken werden steiler, die Resonanzfrequenz sinkt um 3% und die -amplitude steigt um bis zu 30% (**Bild 3-23**).

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens



Bild 3-23: Messung: Einfluss des Sensors y9 auf das Schwingungsverhalten von y8, WM B1 UGEF, optimale Ausrichtung





Bild 3-24: Messung: Einfluss des Sensors y9 auf das Schwingungsverhalten von y8, WM B1 GEF, optimale Ausrichtung

Bei der Maschine B1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" hat der Sensor y9 bis zur ersten Gehäuseresonanz bei knapp unter 83% der Bezugsdrehzahl keinen Einfluss auf die Schwingungsamplitude y8; bei noch höheren Drehzahlen steigt die Amplitude leicht an und eine weitere Resonanz deutet sich an (Bild 3-24). Diese Insensitivität bis zur Gehäuseresonanz ist ebenfalls bei der Maschine A1 zu beobachten (ohne Abbildung).

#### 3.3.1.5. Setzerscheinungen der Füße

Bei allen Messungen kommt erschwerend hinzu, dass die Elastomere der Füße ein elastischviskoelastisch-viskoplastisches Materialverhalten aufweisen, welches sich bei Raumtemperatur in Form von leichten Setzerscheinungen äußert, wodurch sich die Fußsteifigkeit erhöht und damit das Gehäuseschwingungsverhalten ändert (**Bild 3-25**):



Bild 3-25: Einfluss des Setzens auf die seitliche Gehäuseamplitude y8: Jungfräulicher Zustand vs. 24h Setzzeit (WM A1 GEF)

Durch das Setzen sinkt das Grundniveau ab (hier innerhalb von 24 Stunden um -26% von ca. 15% auf ca. 11% bezogener Wegamplitude) und die Gehäuseresonanz verschiebt sich leicht zu höheren Frequenzen, in diesem Fall von 71% auf 73% der Bezugsdrehzahl, eine Erhöhung um +2,5%. Systematisch wurde dieser Effekt im Rahmen der Forschungen zu dieser Arbeit von (Bäcker 2007) untersucht, im Abschnitt 4.5.1.2 wird genauer darauf eingegangen. Bei allen Messungen ist somit ein zeitlicher Setzeffekt spürbar zwischen Einstellen der Ausrichtung und Durchführen der Messung. (Scholz 2006) stellte weiter fest, dass das Setzverhalten durch die Durchführung von Schleuderhochläufen nicht beeinflusst wird.

#### 3.3.1.6. Einfluss verschiedener Unwuchten

**Bild 3-26** ist der Einfluss verschiedener Unwuchtmassen (100g bis 800g) auf die Schwingungsamplitude y8 zu entnehmen:

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens



Bild 3-26: Einfluss der Unwuchtmasse auf die seitliche Gehäuseamplitude y8, WM A1 GEF. Der mit Strichlinie markierte Bereich ist im folgenden Bild vergrößert dargestellt.

Der Bereich der Schwingsystemresonanz (10% bis 22% der Bezugsdrehzahl) ist nicht Betrachtungsgegenstand dieser Arbeit, festzustellen ist trotzdem eine Resonanzverschiebung mit steigender Unwucht hin zu niedrigeren Drehzahlen. Im mittleren Drehzahlbereich ergibt sich (mit Ausnahme der Unwucht von 700g<sup>(47)</sup>) ein nahezu proportionaler Zusammenhang zwischen der Unwuchtmasse und der Amplitude y8. Der Bereich ab 50% bezogener Drehzahl ist in **Bild 3-27** vergrößert dargestellt:



Bild 3-27: Einfluss der Unwuchtmasse m<sub>u</sub> auf die seitliche Gehäuseamplitude y8, WM A1 GEF. Vergrößerter Ausschnitt der Gehäuseresonanz bei hohen Drehzahlen. Die Strichlinien kennzeichnen charakteristische Orte (siehe Text).

<sup>&</sup>lt;sup>47</sup> Hierfür verantwortlich ist der im vorherigen Abschnitt beschriebene Setzeinfluss der Elastomerfüße.

In **Bild 3-27** ist ein unwuchtunabhängiges Tal bei ca. 60% der Bezugsdrehzahl sowie eine mit steigender Unwuchtmasse nichtlineare Verschiebung der Gehäuseresonanzfrequenz hin zu höheren Frequenzen zu erkennen. Weiterhin sinken die maximal erreichbaren Drehzahlen mit steigender Unwucht durch die begrenzte Leistung des elektrischen Antriebs. Trotz Überspannung von 260V ist bei  $m_u$ =800g nur noch eine max. Drehzahl von 74% und bei 700g

von 76% erzielbar. Dies erschwert die Interpretation des Amplituden-Frequenzganges dieser beiden Unwuchten, da offensichtlich die Hauptresonanz außerhalb des erreichbaren Drehzahlbandes liegt.  $m_u = 600g$ Bis folgen die Resonanzpeaks der eingezeichneten (rechten) Skelettlinie [vgl. (Dresig und Holzweißig 2007)]. Ihre Neigung nach rechts deutet darauf hin, dass bei dieser nichtlineare, Schwingung eine progressive Federsteifigkeit wirksam ist. Zum Vergleich ist in Bild 3-28 der Amplitudenfrequenzgang **Duffing-Schwingers** eines mit progressiver Federkennlinie aufgezeigt [ $F_{Feder}(x) = c \cdot x (1 + \varepsilon \cdot x^2)$ ,

ε: Nichtlinearitätsfaktor]. Beim Hochlauf wird der Kurvenzug durch die Punkte D, A, B durchlaufen, beim Runterlauf durch B, C, D.



Bild 3-28: Amplitudenfrequenzgang der ersten Harmonischen des Duffing-Schwingers mit progressiver, nichtlinearer Federkennlinie [nach (Dresig und Holzweißig 2007)] Die Pfeile geben die Richtung für Hoch- und Runterlauf an, Punkte A bis D sind charakteristische Orte (siehe Text).  $\omega^*$  ist die Resonanzkreisfrequenz für den Runter-,  $\omega^{**}$  diejenige für den Hochlauf.  $\omega_0$  ist die Eigenkreisfrequenz des linearen Schwingers.

## 3.3.2 Dynamisches Verhalten bei optimaler Ausrichtung

#### 3.3.2.1. Überblick

Wie in Abschnitt 3.2.4 ausgeführt wurde, stehen jeweils zwei Maschinen für jede der zwei Baureihen zur Verfügung, was in Verbindung mit zwei Prüfplätzen acht Messungen für eine Untersuchung ergibt. Der Übersichtlichkeit halber beschränkt sich die grafische Darstellung der Ergebnisse hier auf jeweils einen Vertreter der Baureihe A (unempfindlich, u) (i.d.R. WM A1) und einen der Baureihe B (empfindlich, e) (i.d.R. WM B1). Die anderen beiden Maschinen weisen ein jeweils sehr ähnliches Verhalten auf. Der Vergleich der zwei unterschiedlichen Maschinentypen auf zwei unterschiedlichen Prüfplätzen geschieht in den folgenden Abschnitten für dynamisch optimal ausgerichtete Maschinen (vgl. Abschnitt 2.3.4.2) mit einer Trommelunwucht von  $m_u = 700g$  (wie bereits in Abschnitt 3.2.5 erläutert wurde).

#### 3.3.2.2. Optimale Ausrichtung – Dynamisches Verhalten auf unterschiedlichen Prüfplätzen

Um sowohl die Prüfplätze als auch die Maschinen miteinander vergleichen zu können, sind in den beiden folgenden Abbildungen die Gehäuseschwingungsergebnisse aus den gemessenen Amplituden-Frequenzgängen je einer Maschine auf den beiden unterschiedlichen Prüfplätzen abgebildet. Aus der Problem- und Zielstellung (Abschnitt 1.1 und 1.5) ergeben sich für die Untersuchungen in diesem Abschnitt folgende Fragestellungen:

1. Ist auf den Prüfplätzen der im Feld beobachtete Unterschied zwischen den Baureihen bzgl. ihres gehäusedynamischen Verhaltens beobachtbar? D.h. sind die Prüfplätze für diese Untersuchungen geeignet?

Ist das der Fall, so folgen weitere Fragen:

- 2. Wie unterscheiden sich die Prüfplätze hinsichtlich ihrer Wirkung auf das gehäusedynamische Verhalten der Waschmaschinen?
- 3. Wie unterscheiden sich die beiden Maschinentypen hinsichtlich ihres gehäusedynamischen Verhaltens? Sind Ursachen für den Unterschied (Wirkmechanismen) identifizierbar?

Dargestellt im Amplituden-Frequenzgang ist jeweils die bezogene<sup>48</sup> seitliche Gehäuseamplitude y8 über der bezogenen Trommeldrehzahl. Die Maschine A1 ist in den folgenden Abschnitten i.d.R. blau, die Maschine B1 i.d.R. rot dargestellt.



Bild 3-29: Messung: Amplituden-Frequenzgang der WM A1 auf zwei verschiedenen Prüfplätzen bei optimaler Ausrichtung

<sup>&</sup>lt;sup>48</sup> Zu den bezogenen Größen vgl. Fußnote 31 auf Seite 19.


Bild 3-30: Messung: Amplituden-Frequenzgang der WM B1 auf zwei verschiedenen Prüfplätzen bei optimaler Ausrichtung

Waschmaschine A1 (**Bild 3-29**): Die Maschine A1 zeigt auf beiden Prüfplätzen qualitativ ein ähnliches Verhalten. Die Frequenz der ersten Resonanzamplitude des Gehäuses liegt auf dem Prüfplatz "Gefliest" (n<sub>R1,A1,GEF</sub> = 72%) höher als auf dem Prüfplatz "Ungefliest" (n<sub>R1,A1,UGEF</sub> = 68%) (-6%), was darauf hindeutet, dass der *geflieste Fußbodenaufbau* über eine *größere wirksame Punktsteifigkeit* verfügt *als der ungeflieste Boden*. Interessanterweise ist die erste Gehäuseresonanzamplitude auf beiden Prüfplätzen gleich groß ( $\hat{y}_{8,A1,R1}$ =ca. 44%). [Das mittlere Grundniveau der Amplitude (z.B. zwischen 22% und 55% der Bezugsdrehzahl) ist beim gefliesten Boden ( $\overline{y}_{8,A1,GEF} \cong 12,5\%$ ) niedriger beim ungefliesten ( $\overline{y}_{8,A1,UGEF} \cong 18,8\%$ ) – eine Differenz, die allerdings im Bereich der Ausrichtgenauigkeit der Maschine A1 liegt und damit zu vernachlässigen ist.]

Nach diesen beiden Messungen könnte man das gehäusedynamische Verhalten der WM A1 hinsichtlich unterschiedlicher Fußböden als *unempfindlich* bezeichnen: eine Änderung in der Bodennachgiebigkeit bewirkt nur eine leichte Änderung der Gehäuseschwingungen. Ein Beobachter ohne Messgeräte (z.B. der Anwender im Haushalt) kann keinen Unterschied im Schwingungsverhalten auf diesen beiden Böden feststellen.

Waschmaschine B1 (**Bild 3-30**): Für die WM B1 zeigen die Messungen auf den zwei unterschiedlichen Prüfplätzen ein stark voneinander abweichendes Gehäuseschwingungsverhalten. Während das Grundniveau noch fast identisch ist (im Rahmen der Mess- und Ausrichtgüte), ist im hohen Drehzahlbereich keine Gemeinsamkeit mehr feststellbar. Auf dem Prüfplatz "Ungefliest" ist eine hohe und ausgeprägte Gehäuseresonanz bei  $n_{R,B1,UGEF} = 77\%$ zu beobachten (mit 69% Amplitude), während dieselbe Maschine auf dem Prüfplatz "Gefliest" im abgefahrenen Betriebsdrehzahlbereich nur eine über einen breiten Drehzahlbereich verschmierte Resonanz aufweist ( $n_{R,B1,GEF} \cong$  um 89%), die offenkundig viel stärker gedämpft ist (Resonanzamplitude  $\hat{y}_{8,B1,R,GEF} = 41\%$ ).

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

Im Gegensatz zur Maschine A1 sinkt die Resonanzdrehzahl vom Prüfplatz "Gefliest" zum Prüfplatz "Ungefliest" bei der Maschine B1 prozentual gesehen doppelt so stark (-12,5%), weiterhin erhöht sich die Resonanzamplitude deutlich (+66%), und die Form der Resonanz ändert sich drastisch. Somit könnte man das gehäusedynamische Verhalten der WM B1 hinsichtlich unterschiedlicher Fußböden als *empfindlich* bezeichnen: eine Änderung in der Bodennachgiebigkeit bewirkt deutliche Änderungen der Gehäuseschwingungen, die auch ohne Messgeräte wahrnehmbar sind. Fazit:

- Frage Nr. 1 vom Beginn dieses Abschnittes kann positiv beantwortet werden: der im Feld beobachtete Unterschied zwischen den Baureihen bzgl. ihres dynamischen Verhaltens ist auf den vorgestellten Prüfplätzen beobachtbar; die Plätze sind somit für diese Untersuchungen geeignet.
- Aus den Verschiebungen der Gehäuseresonanzfrequenzen auf beiden Prüfplätzen lässt sich zu Frage Nr. 2 schließen, dass der Fußboden des Prüfplatzes "Gefliest" eine höhere Punktsteifigkeit aufweist<sup>49</sup> als der Prüfplatz "Ungefliest" (**Tabelle 3-3**):

	Prüfplatz "Gefliest" (GEF)	Prüfplatz "Ungefliest" (UGEF)
Punktelastizität des Fuß- bodens (vgl. Abschnitt 2.4)	steifer	nachgiebiger

Tabelle 3-3: Vergleich der Prüfplätze hinsichtlich der Punktsteifigkeit ihrer Fußböden

- Um noch einmal zu präzisieren: Die Einstufung der Waschmaschine als *empfindlich* bedeutet: Das gehäusedynamische Verhalten der optimal ausgerichteten Maschine, beschrieben die durch die Amplitude des Messpunktes y8, reagiert empfindlich auf eine Änderung der Boden(-Punkt-)nachgiebigkeit; unempfindlich analog.
- Frage 3: Weiterhin zeigt sich, dass sich das Gehäuseschwingungsverhalten einer *unempfindlichen* Maschine von Prüfplatz zu Prüfplatz bei optimaler Ausrichtung nur wenig ändert (zu beobachten ist nur eine leichte Verschiebung der Resonanzfrequenz bei Beibehaltung der Amplituden), während sich bei der *empfindlichen* Maschine neben einer deutlicheren Verschiebung der Resonanzfrequenzen eine drastische Änderung in der Höhe der Resonanzamplituden ergibt, und auch die Form der Resonanz sich ändert. Nach den Messungen bei optimaler Ausrichtung können die beiden Maschinen wie folgt klassifiziert werden (**Tabelle 3-4**):

Tabelle 3-4: Vergleich der Vertreter der beiden Baureihen hinsichtlich ihrer Empfindlichkeit gegenüber unterschiedlichen Untergründen

	Maschine A1	Maschine B1
Klassifizierung der Empfindlich- keit der WM hinsichtlich Ände- rungen der Punktnachgiebigkeit des Fußbodens	unempfindlich (u)	empfindlich (e)

Nachdem in diesem Abschnitt zum einen die beiden Prüfplätze hinsichtlich ihrer Fußbodensteifigkeiten verglichen wurde, und zum zweiten beide betrachteten Waschmaschinenbaureihen, vertreten durch die Maschinen A1 und B1, hinsichtlich ihrer Empfindlichkeit im Gehäuseschwingungsverhalten auf unterschiedlichen Fußböden klassifiziert wurden, werden die beiden Maschinen im folgenden Abschnitt weiter miteinander verglichen.

<sup>&</sup>lt;sup>49</sup> Es könnte auch ein Dämpfungseffekt enthalten sein.

3.3.2.3. Optimale Ausrichtung – Vergleich der Maschinen

**Bild 3-31** zeigt das dynamische Verhalten der beiden Maschinen A1 und B1 auf dem Prüfplatz "Ungefliest" bei optimaler Ausrichtung:



Bild 3-31: Vergleich der Amplituden-Frequenzgänge beider Maschinen A1 und B1 bei optimaler Ausrichtung auf dem Prüfplatz "Ungefliest" (bei einer Trommelunwucht von m<sub>u</sub>=700g)

Das Grundniveau der Gehäuseamplitude ist bei beiden Maschinen bis 55% der Bezugsdrehzahl annähernd gleich, während sich im Bereich der Gehäuseresonanz sowohl die Resonanzfrequenz (1. Resonanz A1:  $n_{R1,A1,UGEF} = 68\%$ ; Resonanz B1 bei  $n_{R,B1,UGEF} = 78\%$ ), als auch die Resonanzamplitude (Wiederum: 1. Resonanz A1:  $\hat{y}_{8,A1,R1,UGEF} = 45\%$ , B1:  $\hat{y}_{8,B1,R,UGEF} = 69\%$ ) deutlich unterscheiden. Die 2. Resonanz der Maschine A1 zeigt interessanterweise größere Ähnlichkeiten mit der B1-Gehäuseresonanz ( $n_{R2,A1,UGEF}=74\%$ ,  $\hat{y}_{8,A1,R2,UGEF} = 68\%$ ). Die Formen der Resonanzen ähneln sich ebenfalls stark (tendenziell jeweils spitze, steile Resonanzkurven).

*Wirksame Steifigkeit der Maschinen* - Führt man das Gehäuseschwingungsproblem für eine erste Betrachtung auf einen Einmassenschwinger zurück, so ergibt sich für die (ungedämpften) Eigenkreisfrequenzen  $\omega_0$  dieses Ersatzsystems mit wirksamer Masse m und wirksamer Steifigkeit c folgender Zusammenhang (Maschinen A1 und B1):

$$\omega_{0,A1} = \sqrt{\frac{c_{A1}}{m_{A1}}} \text{ und } \omega_{0,B1} = \sqrt{\frac{c_{B1}}{m_{B1}}}$$
 (3-2)

Nimmt man zur Bestimmung des Verhältnisses der beiden Eigenkreisfrequenzen erst einmal an, dass jeweils die gesamten Maschinenmassen in diesem Ersatzmodell wirksam wären

$$\frac{\omega_{0,A1}}{\omega_{0,B1}} = \sqrt{\frac{c_{A1}}{c_{B1}} \cdot \frac{m_{B1}}{m_{A1}}} = \sqrt{\frac{c_{A1}}{c_{B1}} \cdot \frac{82,0kg}{70,6kg}} = \sqrt{\frac{c_{A1}}{c_{B1}}} \cdot 1,07 \quad , \tag{3-3}$$

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

so müsste die Eigenkreisfrequenz der Maschine A1 bei gleicher wirksamer Steifigkeit 7% über der Maschine B1 liegen. Die Messung zeigt jedoch genau den gegenteiligen Trend: Geht man davon aus, dass die 1. Resonanzamplitude der A1 und die der B1 vergleichbar sind, so bedeutet dies, dass die Maschine B1 deutlich steifer konstruiert sein muss als die A1 und/oder dass sich die wirksame Massenverteilung der beiden Maschinen deutlich unterscheidet. Da die Massentopologie der beiden Maschinen konstruktiv sehr ähnlich ausgeführt scheint, kann als präferierte Hypothese eine deutlich steifere Maschine B1 formuliert werden. Diese These wird in Abschnitt 4.5 weiter untersucht.

Vergleicht man das Verhalten der beiden Maschinen auf dem Prüfplatz "Gefliest" (Bild 3-32),



Bild 3-32: Vergleich der Amplituden-Frequenzgänge beider Maschinen A1 und B1 bei optimaler Ausrichtung auf dem Prüfplatz "Gefliest" (bei einer Trommelunwucht von m<sub>u</sub>=700g)

findet man hier einen noch größeren Unterschied in den Gehäuseresonanzdrehzahlen zwischen beiden Maschinen. Die stark abgedämpfte Resonanz der WM B1 liegt bei ca. 89% der Bezugsdrehzahl und damit 23% über der der A1 bei ca. 72%, was wiederum für eine steifere Konstruktion der Maschine B1 spricht.

Auf dem Prüfplatz "Gefliest" unterscheidet sich (im Gegensatz zu den Messungen auf dem Prüfplatz "Ungefliest") das Grundniveau leicht (A1: ca. 19% der Bezugsamplitude; B1: ca. 13%). Dieser Effekt könnte auf eine leicht steifere WM A1 schließen lassen (geringere Amplitude bei gleicher Anregung im mittleren Drehzahlbereich), was dem Verhalten im Gehäuseresonanzbereich widersprechen würde. Berücksichtigt man allerdings wiederum die Streuung des Amplitudenniveaus in diesem Bereich durch die Ungenauigkeiten bei der Ausrichtung der WM A1, so fällt die beobachtete Diskrepanz zur WM B1 im Grundniveau der Amplituden klar in den Bereich der Mess- und Ausrichtgenauigkeit. Die Resonanzamplitude A1: ca. 46% der Bezugsamplitude; B1: ca. 41%), während sich ihre Form deutlich unterscheidet.

3.3.2.4. Optimale Ausrichtung – Zusammenfassung

In **Bild 3-33** und **Tabelle 3-5** sind die Ergebnisse der Messungen bei optimaler Ausrichtung zusammengefasst.



Bild 3-33: Vergleich der Amplituden-Frequenzgänge der WM A1 (u) und WM B1 (e) auf den zwei Prüfplätzen "Gefliest" und "Ungefliest" bei optimaler Ausrichtung

 Tabelle 3-5:
 Quantitativer Vergleich der dynamischen Kennwerte zwischen der empfindlichen und unempfindlichen Maschine

	Grundniveau $\frac{v}{\overline{y}_8}$ [mm]			Resonanzfrequenz $f_{\scriptscriptstyle R}$ [1/min]			Resonanzamplitude $\stackrel{^{\wedge}}{\mathcal{Y}_{8,R}}$ [mm]					
	GEF	UGEF	∆abs	∆rel	GEF	UGEF	∆abs	∆rel	GEF	UGEF	∆abs	∆rel
A1 (u)	13%	19%	6%Pkt	50%	72%	68%	-4%Pkt	-6%	44%	46%	3%Pkt	6%
B1 (e)	19%	19%	0%Pkt	0%	89%	78%	-11%Pkt	-13%	41%	69%	28%Pkt	67%

Zusammenfassend kann folgendes festgestellt werden: Das Grundschwingungsniveau ist bei beiden Maschinen (empfindlich und unempfindlich) auf beiden Prüfplätzen im Rahmen der Ausrichtgenauigkeit gleich. Eine Empfindlichkeit/ Unempfindlichkeit des Gehäuseschwingungsverhaltens gegenüber einer Änderung der Bodennachgiebigkeit zeigt sich somit (nur) im Bereich der Gehäuseresonanz. Vom (punkt-)steiferen (GEF) zum (punkt-) nachgiebigeren (UGEF) Boden liegt der relative Abfall der Gehäuseresonanzfrequenz bei beiden Maschinen in der ähnlichen Größenordnung, wenn sie auch bei der empfindlichen Maschine etwas stärker ausgeprägt ist (-13% zu -6%). Bei der unempfindlichen Maschine ändert sich die Höhe der Resonanzamplitude im Rahmen der Mess- und Ausrichtgenauigkeit nicht. Bei der empfindlichen Maschine dagegen zeigt sich eine Zunahme der Resonanzamplitude um 67% (!) beim Platzwechsel vom steiferen zum nachgiebigeren Boden.

#### 3.3.3 Dynamisches Verhalten bei Fehlausrichtung

#### 3.3.3.1. Eingangsbemerkung

In den folgenden Abschnitten wird das gehäusedynamische Verhalten der Maschinen bei Fehlausrichtung vorgestellt und z.T. in großem Detail beschrieben. Für eine *Übersicht* reicht die Betrachtung der jeweiligen Doppelseiten sowie des Fazits in Abschnitt 3.3.3.5 aus.

#### 3.3.3.2. Überblick

Nachdem in Abschnitt 2.3.4 Verfahren zur optimalen Ausrichtung der Waschmaschinen vorgestellt wurden, welche hinsichtlich der Ausrichtreproduzierbarkeit den Anforderungen für ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen genügen, und darauf aufbauend in Abschnitt 3.3.2 das Verhalten der beiden Maschinenbaureihen bei dieser optimaler Ausrichtung untersucht wurde, soll nun im folgenden Abschnitt das gehäusedynamische Verhalten bei Abweichungen vom optimalen Ausrichtzustand, also bei *Fehlausrichtung* (vgl. auch Abschnitt 2.3.5) untersucht werden. Zu klären sind die Fragen:

- 1. Wie wirken sich Fehlausrichtungen auf die Gehäuseschwingungen aus?
- 2. Wie wird sich die Empfindlichkeit/Unempfindlichkeit bei Fehlausrichtungen bemerkbar machen?

Die Standard-Fehlausrichtungsmessungen wurden bei Fehlausrichtungen von -5/16 Umdrehungen bis +5/16 Umdrehungen in Schritten á 1/16 Umdrehungen durchgeführt, dabei gilt in den folgenden Amplituden-Frequenzgängen (AFG) die in **Bild 3-34** dargestellte Farbzuordnung:



Bild 3-34: Farbzuordnung (Legende) für die durchgeführten Fehlausrichtungsmessungen

Wichtig zu bemerken ist, dass ohne Messgeräte im Stand keine der oben bezeichneten Fehlausrichtungen optisch oder haptisch (durch Wackeln an der Maschine) von der optimalen Ausrichtung unterschieden werden kann. Nach Einschätzung ohne Messgeräte und ohne einen Unwuchthochlauf erfüllen somit alle o.g. Fehlausrichtungen die Aufstellbedingungen der standfesten Ausrichtung (Bed. A2, vgl. Abschnitte 1.1 und 1.4.3); mit der Wasserwaage kann bei den hohen Fehlausrichtungen durch sachgerechte Messung eine leichte Abweichung von der lotrechten Aufstellung festgestellt werden.

#### 3.3.3.3. Schwingungsmessungen der WM A1 (unempfindlich, u) bei Fehlausrichtung

Die nachstehenden Abbildungen sind wie folgt gegliedert: In der oberen Zeile stehen die Ergebnisse, die auf einem Prüfplatz "Gefliest" (punktsteiferer Boden) ermittelt wurden, in der unteren Zeile die Ergebnisse auf dem Prüfplatz "Ungefliest" (punktnachgiebigerer Boden). Die Ergebnisse der negativen Fehlausrichtungen stehen links, die der positiven Fehlausrichtungen rechts (AFG=Amplituden-Frequenzgang). Aus Gründen der Übersichtlichkeit

wurden **Bild 3-37** bis **Bild 3-40** auf der nächsten Doppelseite (Seite 62 und 63) angeordnet – die Diskussion und Interpretation finden sich hier:

Diskussion und Interpretation der Ergebnisse der Schwingungsmessungen bei Fehlausrichtung für die WM A1 (u) - Der erste Blick auf die Ergebnisse (**Bild 3-37** bis **Bild 3-40**) bringt Überraschendes zu Tage: Die unempfindliche Waschmaschine A1 besitzt ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten (asymmetrisch zur optimalen Ausrichtung, rot gekennzeichnet), d.h. eine positive Fehlausrichtung hat qualitativ und quantitativ eine vollständig andere Wirkung als eine negative.

Dabei bewirken *negative* Fehlausrichtungen (ein Herausdrehen von Fuß 1 aus der Lage der optimalen Ausrichtung heraus, damit eine stärkere Belastung dieses Fußes) keine Änderungen des Gehäuseschwingungsverhaltens – weder auf dem steiferen Prüfplatz, noch auf dem nachgiebigeren. Dieses Verhalten steht in völligem Gegensatz zu den statischen Ausrichtungsmessungen, die in Abschnitt 2.3.4.1 und 4.5.1 vorgestellt werden und bei denen (statisch) eine Symmetrie bei positiver und negativer Fehlausrichtung zu beobachten ist.

Die Wirkung einer *positiven* Fehlausrichtung (Hereindrehen des Fußes 1, damit Entlastung dieses Fußes) auf das Gehäuseschwingungsverhalten ist komplexer:

*Verschiebung der Resonanzfrequenz* - Mit zunehmender positiver Fehlausrichtung verringert sich die Gehäuseresonanzfrequenz, bzw. –drehzahl gleichmäßig auf beiden Prüfplätzen, d.h. eine *positive Fehlausrichtung senkt* die für die Amplitude y8 *wirksame* (Waschmaschinen-) *Steifigkeit*. In **Bild 3-35** sind die Messdiagramme (Bild 3-37 bis Bild 3-40) diesbezüglich ausgewertet. Bei negativer Fehlausrichtung ändert sich, wie erwähnt, die Resonanzfrequenz im Rahmen der Mess- und Ausrichtgüte nicht. Die Form der Kurve in Bild 3-35 bringt den Begriff des "asymmetrischen Fehlausrichtungsverhaltens" auf den Punkt: Die Resonanzverschiebung bei Fehlausrichtung verhält sich asymmetrisch bzgl. der optimalen Ausrichtung (FA0). Weiterhin liegt auf dem punktsteiferen Fußboden des Prüfplatzes "Gefliest" das Resonanzdrehzahlniveau generell und erwartungsgemäß leicht über demselben auf dem nachgiebigeren Boden des Prüfplatzes "Ungefliest".



Bild 3-35: Resonanzfrequenzverschiebung der y8-Hauptresonanz bei Fehlausrichtung WM A1 (u)



*Änderung der Resonanzamplituden* - Bei *negativen* Fehlausrichtungen bleiben die Resonanzamplituden  $\hat{y}_{8,R}$  im Rahmen der Mess- und Ausrichtgenauigkeit annähernd konstant (**Bild 3-36**). Auch bei *positiven* Fehlausrichtungen bleiben die Resonanzamplituden auf dem steifen Boden des Platzes "Gefliest" annähernd konstant (ab +4/16 nur marginale Änderungen; FA+4/16: -14%, FA+5/16: +22% gegenüber FA0). Dagegen steigen sie auf dem nach-

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

giebigeren Fußboden "Ungefliest" ab +3/16 drastisch an (Steigerung bis um den Faktor 2,4 bei FA+5/16). Wie aus Bild 3-36 ersichtlich, sind bei der unempfindlichen Maschine bei positiver Fehlausrichtung auf steifem Boden keine nennenswerten Änderungen in der Amplitude zu verzeichnen, auf nachgiebigerem Boden steigt dagegen die Amplitude drastisch an. Auch in den Resonanzamplituden zeigt sich das asymmetrische Fehlausrichtungsverhalten der unempfindlichen Maschine A1.



Prüfplatz "Gefliest" (größere Punktsteifigkeit des Fußbodens)

Bild 3-37: Messung: AFG der WM A1 auf dem Prüfplatz GEF bei negativer Fehlausrichtung



Prüfplatz "Ungefliest" (niedrigere Punktsteifigkeit des Fußbodens)

Bild 3-38: Messung: AFG der WM A1 auf dem Prüfplatz UGEF bei negativer Fehlausrichtung

*Grundniveau der Amplituden (Bild 3-37 bis Bild 3-40)* - Auf dem Platz "Gefliest" steigt das Grundniveau der Amplituden ab einer Fehlausrichtung (FA) von +3/16 homogen bis aufs doppelte an; bei FA+5/16 beginnen sich im Bereich 11% bis 36% der Bezugsdrehzahl leichte Vorresonanzen auszubilden. Auf dem Prüfplatz UGEF kommt es bereits ab FA+2/16 zu ausgeprägten Resonanzerscheinungen in diesem Drehzahlbereich. Diese Amplituden vergrößern sich wie die Gehäuseresonanzamplituden bis um den Faktor ca. 2,5.



Prüfplatz "Gefliest" (größere Punktsteifigkeit des Fußbodens)

Bild 3-39: Messung: AFG der WM A1 auf dem Prüfplatz GEF bei positiver Fehlausrichtung



Bild 3-40: Messung: AFG der WM A1 auf dem Prüfplatz UGEF bei positiver Fehlausrichtung

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

3.3.3.4. Schwingungsmessungen der WM B1 (e) bei Fehlausrichtung

Die Ergebnisse der Schwingungsmessungen bei Fehlausrichtung für die WM B1 (empfindlich, e finden sich in **Bild 3-41** bis **Bild 3-44**.

Aus dieser Abbildung geht wiederum die Namensgebung klar hervor: Auf dem gefliesten Prüfplatz weist die WM B1 ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten auf (asymmetrisch zur optimalen Ausrichtung), auf dem ungefliesten ein (weitgehend) symmetrisches Verhalten.



- Prüfplatz "Gefliest" (größere Punktsteifigkeit des Fußbodens)

Bild 3-41: Messung: AFG der WM B1 auf dem Prüfplatz GEF bei negativer Fehlausrichtung



Bild 3-42: Messung: AFG der WM B1 auf dem Prüfplatz UGEF bei negativer Fehlausrichtung.

Interessanterweise sind die Resonanzdrehzahlen bei positiver Fehlausrichtung auf beiden Prüfplätzen fast gleich (Max. Abweichung bei FA+3/16: 14%), wobei auf dem steiferen Boden die Resonanzfrequenzen leicht *geringer* sind als auf dem nachgiebigeren (!) – das Gegenteil des (einfach nachvollziehbaren) Verhaltens der WM A1.



Bild 3-43: Messung: AFG der WM B1 auf dem Prüfplatz GEF bei positiver Fehlausrichtung



Bild 3-44: Messung: AFG der WM B1 auf dem Prüfplatz UGEF bei positiver Fehlausrichtung

#### 3 Experimentelle Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens

Diskussion und Interpretation der Ergebnisse der Schwingungsmessungen bei Fehlausrichtung für die WM B1 (empfindlich, e), Bild 3-41 bis Bild 3-44 - Die Fehlausrichtungsergebnisse der empfindlichen Maschine B1 warten ebenso mit unerwartetem Verhalten auf:

- Während sich die WM B1 auf dem punktsteifen Boden "Gefliest" genauso asymmetrisch verhält wie die WM A1, zeigt sie auf dem nachgiebigeren Boden "Ungefliest" ein *symmetrisches* Fehlausrichtungsverhalten.
- Fehlausrichtungen bewirken (mit Ausnahme von neg. FA auf dem Platz GEF) bei der empfindlichen Maschine viel höhere Resonanzamplituden als bei der unempfindlichen Maschine.
- Während bei der WM A1 die *Gehäuseresonanz* durch eine (positive) Fehlausrichtung nach vorne wandert, bleibt diese bei der WM B1 auf dem Prüfplatz "Ungefliest" nahezu bei einer Frequenz. Durch die Fehlausrichtung bildet sich eine *neue, zusätzliche Resonanz* aus. Für die neu entstehende Resonanz bei der WM B1 wird der Begriff *Fehlausrichtungsresonanz* vorgeschlagen, für die hintere Resonanz der Begriff *Hauptresonanz*.

Die Punkte im Einzelnen:

*Verschiebung der Frequenz der Fehlausrichtungsresonanz* - In **Bild 3-45** sind die Frequenzen, bzw. Drehzahlen der Fehlausrichtungsresonanzen der WM B1 auf den beiden Prüfplätzen aufgetragen. Bei der optimalen Ausrichtung ist die Drehzahl der Fehlausrichtungsresonanz die der Hauptresonanz.



Bild 3-45: Resonanzfrequenzverschiebung Fehlausrichtung WM B1 (e)



*Änderung der Amplitude der Fehlausrichtungsresonanz* - Die Darstellung der Änderung der Amplituden der Fehlausrichtungsresonanzen (**Bild 3-46**) gestaltet sich für die Messungen auf dem ungefliesten Untergrund schwierig, weil eine Fehlausrichtungsresonanz bei der optimalen Ausrichtung nicht existiert. Durch die Verwendung der Hauptresonanzamplitude für die Amplitude der Fehlausrichtungsresonanz bei optimaler Ausrichtung kommt es zu einem starken Sprung zwischen FA0 und FA-1/16. Bei positiven Fehlausrichtungen geschieht das Ausbilden dieser Vorresonanz auf dem ungefliesten Untergrund genau genommen erst bei FA+3/16, vorher wandert noch die Hauptresonanz.

Hauptresonanz: Konstante Frequenz und sinkende Amplitude - Erkennbar ist, dass von negativer Fehlausrichtung (Bild 3-41, Bild 3-42) die Frequenz der Hauptresonanz im Rahmen

der Mess- und Ausrichtgüte unberührt bleibt und die Hauptresonanzamplitude auf beiden Böden mit zunehmender negativer Fehlausrichtung sinkt.

Amplitudentäler bei 69% und 87% der Bezugsdrehzahl bei negativen Fehlausrichtungen auf dem ungefliesten Prüfplatz (Bild 3-42) - Ab einer negativen Fehlausrichtung von -2/16 bildet sich bei  $n_{Tal1}$ =ca. 69% ein markantes Amplitudental im Amplituden-Frequenzgang aus. Ein weiterer solcher Punkt liegt bei  $n_{Tal2}$ = ca. 87%, der bereits in der optimalen Ausrichtung zu erkennen ist. Interessanterweise beginnt die Ausbildung der Fehlausrichtungsamplitude bei FA-1/16 ungefähr bei  $n_{Tal1}$ . (Die FA-Amplitude bei FA-1/16 liegt auf einer Linie mit allen weiteren Tal1-Tälern.)

#### 3.3.3.5. Fazit Einstufung der Maschinen in empfindlich/unempfindlich

In den folgenden zwei Abbildungen sind die Grafiken bzgl. des Fehlausrichtungsverhaltens für die empfindliche und die unempfindliche Maschine zusammengefasst:









Im gegenüberstellenden **Bild 3-47** werden die Unterschiede zwischen den beiden Maschinentypen besonders deutlich: Im Bereich positiver Fehlausrichtungen verhalten sich alle Maschinen weitgehend ähnlich, wobei der Abfall der Resonanzdrehzahl bei der empfindlichen Maschine (B1) deutlich stärker ist als bei der unempfindlichen. Interessanter-weise liegen die Resonanzfrequenzen bei positiver Fehlausrichtung weitgehend im selben Drehzahlbereich, obwohl sich die Resonanzdrehzahlen bei optimaler Ausrichtung z.T. deutlich unterscheiden. Bei negativer Fehlausrichtung fällt sofort die starke Spreizung der Resonanzfrequenzen zwischen den beiden Prüfplätzen bei der empfindlichen Maschine B1 ins Auge: Das asymmetrische Verhalten auf Fliesen wird zum symmetrischen auf dem ungefliesten Untergrund und unterbietet, obwohl in der optimalen Ausrichtung mit einer höheren Resonanzfrequenz ausgestattet, die nachgiebigere Maschine A1 in der Resonanzfrequenz. Plakativ gilt für die Resonanzfrequenz folgender Zusammenhang:

Empfindlich: Kleine Fehlausrichtung, Große Wirkung Unempfindlich: Kleine Fehlausrichtung, Kleine Wirkung Die Änderung der Amplitude der Fehlausrichtungsresonanz ist in **Bild 3-48** für beide Maschinentypen dargestellt. Zu erkennen sind zwei (weitgehend) symmetrische Verläufe und zwei asymmetrische. Bei negativen Fehlausrichtungen bleiben die WM A1 immer (auf beiden Prüfplätzen) und die WM B1 auf dem steifen Boden in *einem* Amplitudenbereich – die Resonanzamplitude ändert sich praktisch nicht. Setzt man die empfindliche Maschine B1 dagegen auf den nachgiebigeren Boden, schert die Amplitude aus.

Bei positiven Fehlausrichtungen fällt die Konstanz der Amplitude bei der WM A1 auf Fliesen auf – bzgl. der Amplitude weist diese Maschine hier ein symmetrisches Verhalten auf: Auf punktsteifem Boden hat weder eine positive noch eine negative Fehlausrichtung einen Einfluss auf die Höhe der Resonanzamplitude. Die drei anderen Fälle weisen eine starke Abhängigkeit der Resonanzamplitude von einer positiven Fehlausrichtung auf. Interessanterweise liegen im Bereich hoher positiver Fehlausrichtungen beide Maschinen auf dem gefliesten Prüfplatz auf demselben Amplitudenniveau.

Das dynamische Verhalten bei Fehlausrichtungen liefert zusammenfassend folgende Charakteristiken in Bezug auf die Einstufung einer Maschine in empfindlich/unempfindlich: Bei der unempfindlichen Maschine:

- + Neg. FA zeigen auf keinem Boden einen Einfluss Amplituden bleiben klein.
- + Pos. FA haben auf steifem Boden nur geringe Auswirkungen.
- Pos. FA bewirken auf nachgiebigem Boden große Amplituden.
- ⇒ In *l von 4* Fällen (Kombination aus Fußboden und Art der Fehlausrichtung) zeigt sich ein Fehlausrichtungsverhalten, was als problematisch eingeschätzt werden kann.

Bei der empfindlichen Maschine:

- + Auf steifem Boden zeigt sich ein sehr gutes Verhalten der optimalen Ausrichtung (keine ausgeprägte Resonanz im Betriebsdrehzahlbereich).
- Dagegen bewirken pos. FA auf jedem Boden große Amplituden.
- + Neg. FA zeigen nur auf steifen Boden keinen Einfluss Amplituden bleiben klein,
- auf nachgiebigem Boden bewirken auch neg. FA große Amplituden.
- $\Rightarrow$  In 3 von 4 Fällen zeigt sich ein Fehlausrichtungsverhalten, was als problematisch eingeschätzt werden kann.

#### 3.3.3.6. Vergleich des Verhaltens innerhalb der Baureihen

Die Maschinen A1 und B1 wurden als Vertreter der Baureihen A und B vorgestellt. Wie repräsentativ sind diese beiden Maschinen für die Baureihen? Aus Platzgründen können hier nur die Ergebnisse mitgeteilt werden: Beide Maschinen der *unempfindlichen Baureihe A* zeigen ein jeweils identisches Verhalten auf allen Prüfplätzen bei allen Ausrichtungen, nur in der Höhe der Resonanzamplituden gibt es leichte Unterschiede (Die Maschine A2 liegt in den Resonanzamplituden ca. um 1/3 unter der A1).

Bei der empfindlichen Baureihe B liegen die Schwingungsergebnisse bei der optimalen Ausrichtung ebenfalls übereinander; die WM B1 verhält sich auf dem gefliesten Prüfplatz (wie bereits bekannt) asymmetrisch – die WM B2 dagegen, verhält sich eher symmetrisch, wie die B1 auf dem nachgiebigeren, ungefliesten Boden. Die WM B2 zeigt somit in vier von vier Fällen ein problematisches Schwingungsverhalten, was die Einstufung der Baureihe als empfindlich unterstreicht. Zu beachten ist, dass bei der WM B2 vor dieser Messung einmal die Vorderwand demontiert und wieder montiert wurde, so dass der Zustand der dortigen Verschraubungen kein Originalzustand mehr ist. Leider kann nicht mehr geklärt werden, ob vor diesem Eingriff in die Maschine die WM B2 ein asymmetrisches Verhalten gezeigt hätte.

# 3.4 Zusammenfassung der Ergebnisse der Schwingungsmessungen und Ergänzung des Empfindlichkeitsbegriffes

Die gemessenen Amplituden-Frequenzgänge der beiden unterschiedlichen Waschmaschinenmodelle bei Optimal- und bei Fehlausrichtung auf zwei verschiedenen Prüfplätzen zeigen ein äußerst komplexes gehäusedynamisches Verhalten auf, welches die Bedeutung einer sachgerechten Ausrichtung für die Minimierung der Gehäuseschwingungen untermauert. So kann sich die Schwingungsamplitude y8 durch Drehen des Fußes 1 um nur eine Viertel-Umdrehung bei hohen Drehzahlen verdoppeln. Für die praktische Ausrichtung im Haushalt kann die Empfehlung gegeben werden, tendenziell den Fuß 1 eher stärker zu belasten (negative Fehlausrichtung) als zu stark zu entlasten, da die beiden untersuchten Maschinentypen auf negative Fehlausrichtungen in der Mehrzahl der Fälle nicht oder nur gering reagieren.

Die Prüfplätze zeigten sich als so beschaffen, dass die im Feld beobachtete, unterschiedliche Empfindlichkeit der Maschinen tatsächlich zum Ausdruck kommt: Eine unempfindliche Maschine zeigt in nur einem von vier untersuchten Fehlausrichtungs-/Bodenkombinationen ein problematisches Schwingungsverhalten, bei dem die Amplituden bei Fehlausrichtung ansteigen; die empfindlichen Maschinen reagierten in drei von vier (B1) bzw. vier von vier (B2) Fällen mit z.T. deutlichen Amplitudensteigerungen auf Fehlausrichtungen.

Nach den Ergebnissen der Messungen empfiehlt es sich, den in Abschnitt 1.3.2 eingeführten und im Feld beobachteten Empfindlichkeitsbegriff als die Empfindlichkeit des dynamischen Verhaltens *gegenüber Änderungen des Untergrundes* um den der Empfindlichkeit des dynamischen Verhaltens *gegenüber Fehlausrichtungen* zu ergänzen (**Bild 3-49**):



Bild 3-49: Erweiterung/Präzisierung des Begriffes der Empfindlichkeit der Waschmaschine in Bezug auf das dynamische Gehäuseverhalten

Die WM A1 ist auf beiden Prüfplätzen in ihrem gehäusedynamischen Verhalten *unempfindlich gegenüber negativer Fehlausrichtung* und *empfindlich gegenüber positiver Fehlausrichtung*, verhält sich gegenüber Fehlausrichtungen also *asymmetrisch*; die WM B1 auf dem punktsteifen Prüfplatz GEF genauso. Auf dem punktnachgiebigeren Prüfplatz UGEF verhält sie sich empfindlich sowohl gegenüber negativen wie positiven Fehlausrichtungen, also symmetrisch.

# 4 Experimentelle Untersuchung des statischen Gehäuseverhaltens

## 4.1 Einführung

Während des Schleuderns wird das Gehäuse im oberen Bereich durch die unwuchtbedingten Federkräfte in den Schwingsystemfedern belastet, die sich in horizontale und vertikale Komponenten aufteilen lassen. In diesem Kapitel wird das Gehäuseverformungsverhalten unter Einwirkung *statischer* Kräfte untersucht, die am gleichen Ort und in gleicher Richtung angreifen wie im dynamischen Fall. Der Fokus liegt auf der Ermittlung der wirksamen Gehäusesteifigkeiten und der wirksamen dissipativen Anteile (Reibungsarbeiten), um zum einen Wirkmechanismen zu identifizieren, die statisch wirksam sind und ggfs. ins Dynamische übertragen werden können, und um bisher aufgestellte Hypothesen zu bestätigen oder zu verwerfen. Zum zweiten ist es das Ziel, Hinweise zur (statischen) Unterscheidung von empfindlichen und unempfindlichen Modellen zu erhalten und drittens die Grundlage für die Modellbildung und Parameterermittlung zu legen, wie sie für die Erstellung der Simulationsmoelle in den folgenden Kapiteln erforderlich ist. Die Untersuchungen zum statischen Verformungsverhalten wurden im Rahmen dieser Arbeit von (Scholz 2006) durchgeführt.

## 4.2 Zu messende Größen

Gegenstand der Untersuchung ist die Erfassung der Verschiebungen an ausgewählten Messstellen des Waschmaschinengehäuses während einer statischen Belastung desselben bei unterschiedlichen Aufstellbedingungen, und zwar sowohl für horizontale wirkende statische Prüfkräfte (in y-Richtung) als auch für vertikal wirkende (in negative z-Richtung).

## 4.3 Versuchsaufbau und -durchführung

In **Bild 4-1** und **Bild 4-2** ist der Versuchsaufbau zur Erfassung des *statischen Gehäuseverformungsverhaltens unter horizontaler Last* einmal schematisch und einmal im Foto abgebildet.



Bild 4-1: Schematischer Versuchsaufbau zur Erfassung des horizontalen statischen Gehäuseverhaltens



Bild 4-2: Versuchsaufbau zur Erfassung des horizontalen statischen Gehäuseverhaltens. Dargestellt ist der Kraftangriff "vorn", d.h. an der Seitenwand nahe der Front

Die Maschine wird auf dem Prüfplatz ("Gefliest" oder "Ungefliest") aufgestellt und die Wegmessgeber (vgl. Abschnitt 4.4.1) werden appliziert. Zur Aufbringung von in y-Richtung wirkenden statischen Kräften dient der in **Bild 4-2** dargestellte Rahmen. Dabei wird von links eine konstante Zugkraft F1 von einem Gewicht und einem Seilzug über einen am Gehäuse angebrachten Lasteinleitungswinkel in die Maschine geleitet, und von rechts eine über eine Spindel und Feder variabel einstellbare und gemessene Zugkraft F2<sup>(50)</sup>. Die Vektorsumme der beiden Kräfte ergibt die resultierende Horizontalkraft  $F_{y,res}$  auf das Gehäuse. Die Zugkräfte können an drei unterschiedlichen x-Positionen an der Maschine eingebracht werden; "vorne", "mittig" und "hinten" (**Bild 4-3**), wobei sich die Position "mittig" genau außen auf der x- und z-Position der Schwingsystemfederanlenkungen befindet. Die Maschine steht ohne Arretierungen wie im Hausgebrauch auf dem Fußboden. Damit kein Versatz auftritt, dürfen die Horizontalkräfte ein bestimmtes Maß nicht übersteigen.

Zur Aufbringung von *vertikalen Prüflasten* wird der dargestellte Rahmen nicht benötigt. In diesem Fall werden Gewichte an bestimmten Positionen direkt auf die Arbeitsplatte gestellt.

<sup>&</sup>lt;sup>50</sup> Die Kombination aus Gewichten und Spindel ermöglicht eine sehr feine, behutsame, schnelle und sichere Einstellung der Zugkräfte. Der Einsatz nur von Gewichten hat einige Nachteile: das Auflegen der Gewichte muss sehr behutsam erfolgen, um nicht dynamische Überhöhungen in die Zugkräfte einzuprägen, was das Aufbringen sehr lange dauern lässt, insbesondere beim Aufbringen von vielen kleinen Kraftinkrementen. Der Einsatz nur von Spindeln (zwei Stück) hat ebenso einige Nachteile: es müssten auch zwei Kraftsensoren zum Einsatz kommen (doppelte Kosten); jeweils eine Spindel muss völlig kraftfrei eingestellt werden, damit die Kraft der anderen Seite nicht verfälscht wird; insbesondere im Bereich um Zugkraft = 0 stellen sich labile Zustände der Seile ein, wodurch die Messgeber Kräfte im Bereich der Eigengewichte der herunterhängenden Seile/Sensoren etc. anzeigen – all das müsste wieder mühselig aus den Daten entfernt werden. Durch die Vorspannung mit dem Gewicht werden Sensor und Seile die ganze Zeit unter Zug gehalten, was eine sehr sichere (im Sinne von stabil) Messung ermöglicht.

## 4.4 Messkette

#### 4.4.1 Verschiebungsmesspunkte

Die Wegmessung erfolgt an acht ausgewählten Punkten des Waschmaschinengehäuses mit Hilfe von induktiven Wegaufnehmern (vgl. Abschnitt 4.4.4). Bild 4-3 zeigt die Lage der Messpunkte und das verwendete globale Koordinatensystem. Zur Messung der Verschiebung in y-Richtung werden die Wegaufnehmer mit den Messspitzen direkt an den Messpunkt am Waschmaschinengehäuse appliziert (siehe Bild 4-4 links). Das Messen der Verschiebungen der Maschine in z-Richtung mit den Tastspitzen erfolgt über an den Seitenwänden angeklebte Stahlwinkel (vgl. Bild 4-4 rechts).



Bild 4-3: Lage der Messpunkte für die Verschiebungsmessung sowie der horizontalen Kraftangriffspunkte vorn (v), mittig (m) und hinten (h)



Bild 4-4: Applikation der unteren Wegaufnehmer in y- und z-Richtung

### 4.4.2 Übersicht

Die Messkette zur Erfassung der in den bisherigen Abschnitten vorgestellten Größen ist **Bild 4-5** zu entnehmen.

Die Signale der Wegaufnehmer werden, analog zu den Beschleunigungssignalen (vgl. Abschnitt 3.2.7), im Messverstärker Spider8 der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM) verstärkt, digitalisiert, über eine USB-Schnittstelle in den Messrechner geleitet und mit der Software catman Professional® der Firma HBM erfasst und weiterverarbeitet, für die zu diesem Zwecke eine entsprechende Gerätekonfiguration spezifiziert und Benutzeroberfläche geschrieben wurde.



Bild 4-5: Messkette des Versuchsaufbaus zur Erfassung des statischen Verformungsverhaltens

#### 4.4.3 Kraftaufnehmer

Zur Messung der statischen Zugkraft F2 kommt der DMS-basierte Zug-/Druckkraftaufnehmer U9B der Firma HBM (vgl. Bild 4-6) mit einem Nenn-Messbereich von 1 kN, einer maximalen Linearitätsabweichung von +/-0,5% und einer Auflösung von 1 mV/V zum Einsatz.



Bild 4-6: Kraftaufnehmer U9B der Fa. HBM



### 4.4.4 Wegaufnehmer

Die Verschiebungen werden mit Hilfe des (induktiven) Tauchanker-Wegaufnehmers WI10 der Firma HBM (vgl. **Bild 4-7**) mit einem Nennmessweg von 10 mm, einer maximalen Linearitätsabweichung von +/-0,2% und einer Empfindlichkeit von +/- 40 mV/V gemessen, der als Taster oder als Aufnehmer mit losem Tauchanker verwendet werden kann. Im Rahmen dieser Arbeit mit wechselnden Messobjekten wird der Aufnehmer als Taster eingesetzt, wodurch sich auch die Applikation stark vereinfacht. Da es sich bei den vorgenommenen Wegmessungen nur um statische Messungen handelt, stellt die Prell-Grenzfrequenz von 60 Hz, bei der die Tastspitze vom Messobjekt abheben kann, keine Einschränkung dar.

### 4.5 Versuche und Ergebnisse

#### 4.5.1 Voruntersuchungen

#### 4.5.1.1. Statische Ausrichtmessungen

Das Verfahren zur statischen Ausrichtung wurde bereits in Abschnitt 2.3.4.1 erläutert. Die  $y_{8,PTP}$ -Werte zwischen  $F_{y,res} = -100$  N und +100N aller Maschinen sind für unterschiedliche Fußkonfigurationen ("Plateaukurven") in **Bild 4-8** dargestellt.



Wie zu erkennen ist, weisen die Maschinen und A2 eine A1 höhere Gehäusenachgiebigkeit bei horizontalem Kraftangriff auf als die Maschinen B1 und B2 ein Umstand, der die Vermutung aus den dynamischen Messunbestätigt. gen Der Vergleich zeigt weiter, dass sich bei allen untersuchten Maschinen durch die Ausricht-

Bild 4-8: Vergleich der gemessenen y<sub>8,PTP</sub> –Werte in Abhängigkeit der Ausrichtung, Prüfplatz "Gefliest"

messungen ein Plateau bildet und somit dieses Vorgehen zur Ermittlung der optimalen Ausrichtung angewendet werden kann. Vermutungen, dass evtl. eine Klassifizierung in empfindliche und unempfindliche Maschinen anhand der Breite der Plateaus vorgenommen werden kann, wurden durch die Messungen nicht bestätigt. Im Gegensatz zu den dynamischen Messungen, bei dem die Maschinen je nach Empfindlichkeit z.T. ein symmetrisches, z.T. ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten zeigen (vgl. Abschnitt 3.3.3), lässt sich statisch eine solche Differenzierung nicht treffen: *Alle Maschinen zeigen in den statischen Ausrichtmessungen ein symmetrisches Fehlausrichtungsverhalten*. Die leicht höheren Verschiebungen bei positiver Fehlausrichtung der Maschine A1 und B1 zeigen keinerlei Korrelation zum dynamischen Empfindlichkeitsverhalten.

#### 4.5.1.2. Setzerscheinungen

Zeichnet man nicht nur die Eckpunkte ("Peak-to-Peak"; d.h. die Schwingbreite) bei +/- 100N Horizontalkraft auf, sondern auch Zwischenpunkte, erhält man kontinuierliche Kraft-Verformungs-Hysteresen. Wegen des bereits im Abschnitt 3.3.1.5 beschriebenen viskosen Verhaltens der Elastomerfüße ändern sich diese gemessenen Verläufe mit der Zeit (**Bild 4-9**):



Bild 4-9: Vergleich dreier Messungen im Abstand von 14 Stunden bzw. 23 Tagen zur Verdeutlichung des Setzens (Maschine A1, Prüfplatz UGEF, Messstelle y8, Kraftangriff mittig)



Bild 4-10: Druck-Kriechkurven des verwendeten Waschmaschinenfußes über 7 Tage bei 196 N (20 kg) Belastung und 20° C (Bäcker 2007)

Langzeitverhalten über mehrere Tage zum Vorschein (dargestellt sind die Ergebnisse von drei Füßen): Nach der elastischen Anfangsdehnung folgt ein Primärbereich, hier bis ca. 8h Belastungszeit, der in einen Sekundärbereich übergeht. Das zeitabhängige Druckkriechverhalten der Füße ist abhängig von der Last (**Bild 4-11**) und der Temperatur (Bäcker 2007).

#### 4.5 Versuche und Ergebnisse

Wie Bild 4-9 zu entnehmen ist, bestätigt auch hier der statische Versuch die in Abschnitt 3.3.1.5 aus den dynamischen Versuchen vermutete Versteifung der Füße mit der Zeit: Dieselbe Kraft bewirkt nach einer gewis-Standzeit geringe sen statische Verschiebungen des Messpunktes v8. Die wirksame Steifigkeit des Gehäuses mit seinen Füßen erhöht sich nach 14 Stunden um 7% und nach 23 Tagen um 16%. Offenkundig bei ist solch präzisen Messungen der statischen Gehäuseverschiebung und (nach Abschnitt 3.3.1.5) auch der Schwingwege nicht nur der Ausrichtzustand von Bedeutung, sondern auch noch die Standzeit der Maschine nach der Einstellung eines bestimmten Ausrichtzustandes. Im Rahmen der Forschungen dieser Arbeit unter-**Z**11 suchte (Bäcker 2007) dieses zeitabhängige Verhalten im Detail. Druck-Kriechversuche an einzelnen Waschmaschinenfüßen brachten das in Bild 4-10 dargestellte



Bild 4-11: Druck-Kriechkurven des verwendeten Waschmaschinenfußes bei 20°C und Belastung mit 10, 20 und 30 kg (Bäcker 2007)

Um vergleichbare Setzzustände erreichen. zu wurde die Maschine nach der Ausrichtmessung und Einstellung der entsprechenden Ausrichtung 24 h lang in Ruhe auf ihrem Prüfplatz belassen, bevor die eigentlichen Messungen vorgenommen wurden. Zur Beschleunigung des Setzens könnten noch Zusatzgewichte oder ein kurzzeitiges Erwärmen der Füße dienen, was aber nicht angewendet wurde.

#### 4.5.2 Verschiebungsmessung bei vertikalem Kraftangriff und optimaler Ausrichtung

Vor der Vorstellung der Messungen mit *horizontalem* Kraftangriff im folgenden Abschnitt wird in **Bild 4-12** kurz das Ergebnis der Messungen mit *vertikalem* Druckkraftangriff von  $F_z$  = -100 N genau in der Mitte der Arbeitsplatte bei optimaler Ausrichtung auf dem Prüfplatz "Ungefliest" vorgestellt<sup>51</sup>:





Bei dieser Belastung werden die Drucksteifigkeiten des Gehäuses und der Füße direkt und kraftgleich geschaltet angesprochen. Wie der Vergleich zu den Messergebnissen bei horizontalem Kraftangriff Abschnitt im nächsten zeigt, sind die z-Wege bei vertikalem Kraftangriff viel kleiner als bei horizontalem, daher sind die z-Verschiebungen in Bild 4-12 größer skaliert als in den anschließend folgenden Diagrammen; sie liegen in der Größenordnung von nur etwas über einem Hundertstel

Millimeter. Die z-Verschiebungen 1 bis 4 der Maschine A1 sind für diesen Lastfall nahezu gleich, was darauf hindeutet, dass die Fußanbindungen in der Bodengruppe des Gehäuses bei allen vier Füßen eine gleiche Vertikalsteifigkeit aufweisen. Der leichte Unterschied zwischen der linken (z3, z4) und der rechten Seite (z1, z2) kommt durch die Belastungsgeschichte der Maschine zustande<sup>52</sup> und ist durch seine Größenordnung (wenige µm) nicht relevant. Dieser

<sup>&</sup>lt;sup>51</sup> Die Ergebnisse für den Prüfplatz "Gefliest" sind den Abschnitten 6.5.1.3 und 10.4.3 zu entnehmen.

<sup>&</sup>lt;sup>52</sup> Zur Pfadabhängigkeit der Verschiebungen vgl. den kommenden Abschnitt.

Effekt kann auch bei der kleineren z3-Verschiebung der Maschine B1 genauso eine Rolle spielen wie ein leichter Messfehler beispielsweise durch eine leichte Schrägstellung des Wegaufnehmers. Die übrigen z-Verschiebungen der Maschine B1 sind ebenfalls wieder annähernd gleich und liegen im Mittel etwas (-16%) unter denen der Maschine A1. Da bei beiden Maschinen der gleiche Fußtyp verwendet wurde, muss somit die Bodengruppe der *empfindlichen Maschine B1* etwas *steifer* konstruiert sein als die der *unempfindlichen Maschine A1*.

#### 4.5.3 Verschiebungsmessung bei horizontalem Kraftangriff und optimaler Ausrichtung

#### 4.5.3.1. Übersicht

Die im Folgenden dargestellten Messergebnisse wurden bei optimaler Ausrichtung und, wie in Abschnitt 4.5.1.2 erläutert, 24 Stunden nach Einstellung dieser vorgenommen. Der horizontale Kraftangriff erfolgte an der Position mittig (vgl. Bild 4-3), also an dem Ort, an dem auch die Federkräfte des Schwingsystems von innen am Gehäuse angreifen. Bei allen in dieser Arbeit dargestellten Gehäuse-Kraft-Weg-Kennlinien ist ein starkes Einlaufverhalten zu beobachten. Dargestellt ist deshalb immer der *stabilisierte* Zustand, wie er sich nach dem Durchlaufen dreier Lastzyklen (+/- 100N) einstellt. Zu beachten ist, dass für die Darstellung der Verschiebungen in z–Richtung aufgrund der unterschiedlichen Größenordnung eine andere Skalierung gewählt wird als für die Darstellung der gemessenen Verschiebungen in y-Richtung. In **Bild 4-13** sind für die Maschinen A1 (blau, mit Markern) und B1 (rot, ohne Marker) auf dem ungefliesten Prüfplatz die z-Verschiebungen der Messpunkte nahe der Füße dargestellt, die Anordnung auf dem Blatt entspricht dem Blick von oben auf die Maschine; in **Bild 4-14** die y-Verschiebungen der Messpunkte der linken Seitenwand, die Ordnung entspricht dem Blick von links auf die Maschine. In **Bild 4-15** sind die Ergebnisse für beide Maschinen für die Kraft  $F_{v,res} = -100$  N zusammengefasst.

#### 4.5.3.2. Diskussion der Ergebnisse (Bild 4-13 bis Bild 4-15)

- Die meisten Kraft-Verschiebungskennlinien weisen die Form einer Hysterese auf, die aktuelle Steifigkeit ist somit abhängig von der Belastungsgeschichte. Wie allgemein bekannt, ist der Flächeninhalt dieser pfadabhängigen Kurve ein Maß für die während eines Lastzyklus durch Reibung dissipierte Formänderungsenergie (Gummert und Reckling 1994). Die Reibung entsteht an den vielen Fügestellen des Gehäuses, wie (Weck 2001) es beispielsweise auch für Werkzeugmaschinen identifizierte. Ein Vergleich der Flächeninhalte ergibt für die (unempfindliche) Maschine A1 immer größere dissipative Anteile als für die (empfindliche) Maschine B1. Bei z1 und z4 verhält sich die Maschine B1 fast linear-elastisch.
- Die (nahezu-)Punktsymmetrie der Kennlinien impliziert gleiche Steifigkeiten des Gehäuses in positiver wie negativer Verschiebungsrichtung.
- Die Quersteifigkeiten der eingeschraubten Füße, abgeleitet aus den Verschiebungen y3 und y4, sind sowohl vorne (y4) und hinten (y3) als auch bei Maschine A1 u. B1 gleich.
- Die Verschiebungen am oberen Rand der Maschine (y7, y8) sind durch die Nähe zum Kraftangriff und über den Hebelarm der Maschinenhöhe zum Aufstandspunkt am Boden viel größer als die Verschiebungen am unteren Rand (z1 bis z4 sowie y3 u. y4).



Bild 4-13: Gemessene Verschiebung in z-Richtung, Maschine A1 (blau, mit Markern) und B1 (rot, ohne Marker), optimale Ausrichtung, Kraftangriff mittig, Prüfplatz "Ungefliest", kein Versatz



Bild 4-14: Gemessene Verschiebung in y-Richtung, Maschine A1 (blau, mit Markern) und B1 (rot, ohne Marker), optimale Ausrichtung, Kraftangriff mittig, Prüfplatz "Ungefliest", kein Versatz



Bild 4-15: Gemessene Verschiebungen bei Fy,res = -100 N (Maschine A1 [blau, jeweils die linke Säule] und B1 [rot, jeweils die rechte Säule], optimale Ausrichtung, Kraftangriff mittig, Prüfplatz UGEF, kein Versatz)

Aus Bild 4-15 ist der relativ komplexe statische Verzerrungsmode des Gehäuses ablesbar, der sich bei der Kraft -100 N (d.h. nach links) einstellt: Die beiden rechten Füße federn aus (z1,  $z^2 > 0$ ), die beiden linken federn ein (z3, z4 <0), die obere linke Gehäusekante neigt sich nach links (y7, y8 <0), die untere linke Gehäusekante wird leicht nach links verschoben (y3, y4 <0): Offenkundig liegt eine leichte Starrkörpertranslation nach links mit einer überlagerten Wankbe-

wegung in die gleiche Richtung vor. Ein reines Wanken des Gehäuses würde jedoch gleiche Verschiebungen von y7 und y8 (und z1 und z2 sowie z3 und z4) bedeuten – was nicht der Fall ist. y8 ist bei mittigem Kraftangriff größer als y7, was bedeutet, dass die Front nachgiebiger ist als die Rückwand der Maschine. Gleichzeitig federt Fuß 2 (z2) sehr viel stärker aus als Fuß 1 (z1) sowie Fuß 3 stärker ein als Fuß 4 (A1, blau). Ein Erklärungsmodell für diesen Mode, der auch für die dynamische Verzerrung während des Unwuchthochlaufs erwartet wurde, wird in Kapitel 6 gegeben.

Vergleich der beiden Maschinen: die Maschine A1 zeigt bei gleicher einwirkender Kraft in der Regel<sup>53</sup> immer größere Verschiebungen als die Maschine B1 – was darauf schließen lässt, dass die *unempfindliche WM A1* auch in diesem Verzerrungsmode (vgl. Abschnitt 4.5.2) *nachgiebiger* konstruiert ist als die *empfindliche WM B1* (für die Messstelle y8 8% nachgiebiger). Dieses Ergebnis steht im Einklang mit den Schwingungsergebnissen für die beiden Maschinen aus Abschnitt 3.3.2.3, bei denen die Gehäuseresonanzfrequenz der WM A1 trotz der höheren Masse der WM B1 immer deutlich unter der der WM B1 lag. Auf die weiteren Untersuchungen bei optimaler Ausrichtung, z.B. der Variation des Kraftangriffes (hinten, mittig, vorne) kann aus Platzgründen nicht eingegangen werden.

### 4.5.4 Verschiebungsmessung bei horizontalem Kraftangriff und Fehlausrichtung

Ebenfalls aus Platzgründen wird für die statischen Messungen bei horizontalem Kraftangriff und Fehlausrichtung nur exemplarisch die Messstelle z4 der Maschine A1 auf dem ungefliesten Prüfplatz vorgestellt, die repräsentativ für alle Messstellen, alle Maschinen und die beiden Prüfplätze die wesentlichen Phänomene beschreibt; zur besseren Illustration der Effekte wurde als Kraftangriff die Position "vorne" gewählt. **Bild 4-16** zeigt diese Maschine bei drei verschiedenen Ausrichtungen: bei optimaler Ausrichtung ( $\Delta = 0$ , blau), einer Fehlausrichtung von  $\Delta = -6/16$  Umdrehungen (rot), sowie einer sehr starken Fehlausrichtung von  $\Delta = -10/16$  (grün).

<sup>&</sup>lt;sup>53</sup> Ausnahme sind z1 und z4



Bild 4-16: Gemessene Verschiebung z4 der WM A1 auf dem Prüfplatz "Ungefliest" bei horizontalem Kraftangriff an der Position "vorne" für drei verschiedene Ausrichtungen: optimale Ausrichtung, Fehlausrichtung  $\Delta$ = -6/16 und Fehlausrichtung  $\Delta$ = -10/16 Umdrehungen

*Be*lastung von Fuß 4 ( $F_{y,res} < 0N$ ) kommt es darüber hinaus zu einer Erhöhung der dissipierten Energie durch Reibung; bei *Ent*lastung liegen Be- und Entlastungspfad aufeinander, wobei die Steifigkeiten bei +100 N und -100N noch annähernd gleich sind. Diese Fehlausrichtung von -6/16 ist optisch und haptisch ohne Messgeräte noch nicht spürbar – im Gegensatz zur sehr starken Fehlausrichtung von -10/16 (grün), bei der eine deutliche Instabilität, d.h. ein Kippeln der Gesamtmaschine um die Diagonale I wahrnehmbar ist. Diese grüne Hysterese lässt sich in drei Bereiche mit unterschiedlicher Steifigkeit aufteilen – A, B und C (**Bild 4-17**):





Der Bereich A kennzeichnet einen Zustand. bei dem der Fuß 4 auf Boden aufsitzt. dem Fuß 2 jedoch keinen Fußbodenkontakt hat. Bei Erhöhung der Kraft F<sub>v.res</sub> folgt ein Zustand, bei dem beide Füße (2 und 4) den Bodenkontakt verlieren (Bereich B, geringste Steifigkeit. Instabilitätsbereich). Anschließend setzt der Fuß 2 bei Erhöhung der Kraft auf, während Fuß 4 abhebt. Das Aufsetzen des Fußes 2 ist deutlich bei

der Verschiebungsmessung der Messstelle 4 erkennbar. Die Verschiebung z4 wird aufgrund des Kippens um die Diagonale I durch das Aufsetzen von Fuß 2 beeinflusst und zeichnet sich durch die stark ansteigende Steifigkeit im Bereich C des Diagramms aus. Die Breite des Bereiches B ist abhängig von der Fehlausrichtung und kennzeichnet die Größe des Spiels eines Fußes infolge einer Fehlausrichtung. Ein ähnliches Verhalten wurde auch von Kersten

Die blaue Hysterese bei optimaler Ausrichtung  $(\Delta=0)$  ist aus Bild 4-13 bekannt (dort nur für Kraftangriff "mittig"). Eine negative Fehlausrichtung von  $\Delta = -$ 6/16 (rot) bewirkt eine stärkere Belastung des Fußes 1, wodurch bei horizontalem Kraftangriff die Diagonale Ι zur Vorzugsdiagonale wird (vgl. Bild 2-2 und Abschnitt 2.3.3.2), und sich somit die z-Wege von Fuß 2 (nicht dargestellt), und 4 (siehe Bild 4-16, rot) vergrößern. Bei

bei der experimentellen Untersuchung des Steifigkeitsverhaltens von Werkzeugmaschinen unter statischer Last beschrieben (Kersten 1983).

**Bild 4-18** zeigt das Ergebnis einer statischen Steifigkeitsmessung bei Zug– und Druckbelastung zwischen dem Spindelkopf und dem Werkzeugtisch einer Fräsmaschine. In dem dargestellten Weg–Kraft–Diagramm ist der Übergang zwischen Zug– und Druckbereich durch eine Umrahmung (Ausschnitt A) gekennzeichnet. Der Bereich der geringsten



Bild 4-18: Ergebnis einer Steifigkeitsmessung an einer Werkzeugmaschine bei Zug- und Druckbelastung, nach (Kersten 1983)

Steifigkeit ( $0kN \le F_z \le 0.5kN$ ) ist Folge des vorhandenen Spiels im Aufbau der Werkzeugmaschine. Auch hier zeigen sich, bedingt durch ein vorhandenes Spiel, drei Bereiche mit unterschiedlichen Steigungen im Kurvenverlauf.

Mit Hilfe der durchgeführten Verschiebungsmessungen können somit auch Fehlausrichtungen der Waschmaschinen messtechnisch abgebildet werden. Ein Simulationsmodell, welches die Fehlausrichtung einer Maschine berücksichtigen können soll, muss in der Lage sein, das dargestellte statische Verhalten beschreiben zu können.

Die Ergebnisse der statischen Verschiebungsmessungen für den Prüfplatz "Gefliest" finden sich bei der Validierung des statischen Simulationsmodells in Abschnitt 6.5.

## 4.6 Fazit

Die statischen Messungen haben ergeben, dass

- die *empfindliche* Maschine (B1) bezüglich der Bodengruppe des Gehäuses *steifer* ist als die *unempfindliche* Maschine (A1),
- die empfindliche Maschine (B1) sich auch bezüglich des horizontalen Kraftangriffs steifer verhält,
- bei der empfindlichen Maschine (B1) weniger Verformungsenergie durch Reibung an Fügestellen dissipiert als bei der unempfindlichen,
- sich *beide* Maschinen bezüglich positiver und negativer Fehlausrichtung *symmetrisch* verhalten was im Gegensatz zum dynamisch beobachteten Verhalten steht,
- die Breite des Plateaus der statischen Ausrichtmessungen nicht mit der Einstufung empfindlich/unempfindlich korreliert,
- sich das Gehäuse der Maschinen durch horizontalen Kraftangriff an den Schwingsystemfederanlenkungen in Form eines komplexen, dreidimensionalen Verzerrungsmodes verformt,
- eine Fehlausrichtung deutlich in den statischen Messungen zu identifizieren ist und die in Abschnitt 2.3.3.2 vorgestellte Modellvorstellung zur Fehlausrichtung voll bestätigt,
- eine Fehlausrichtung die wirksame dissipative Reibungsarbeit im System beeinflusst.

Mit diesen Erkenntnissen ist die Basis für die Modellbildung in den folgenden Kapiteln gelegt.

## 5 Simulationsansatz

Die Ergebnisse der dynamischen Untersuchungen aus Kapitel 3 zeigten auf, wie komplex das Gehäuseschwingungsverhalten von der Ausrichtung und dem Untergrund abhängt - ein Umstand, der bislang noch nicht systematisch untersucht wurde (vgl. Kapitel 1) - sowie das unterschiedliche dynamische Verhalten der empfindlichen und der unempfindlichen Modellreihe. Die statischen Untersuchungen in Kapitel 4 gaben Hinweise auf die wirksamen Gehäusesteifigkeiten und dissipativen Anteile bei der Gehäuseverformung. Es wurden bereits in Ansätzen Hypothesen über die Wirkmechanismen aufgestellt, die in den beiden folgenden Kapiteln konkretisiert werden. Wie in Abschnitt 1.5 beschrieben, ist das Ziel die Erstellung des *einfachstmöglichen* Simulationsmodells,

eines sogenannten Basismodells, mit dem die wesentlichen Effekte der Messungen, insbesondere der Einfluss der Aufstellbedingungen, wiedergegeben werden können (d.h. eine C-, höchstens B-Methode). Diese aufwandsorientierte Vorgehensweise liefert der geringen Komplexität wegen einen deutlichen Hinweis, welches die für die Wirkmechanismen wesentlich verantwortlichen Elemente und Zusammenhänge sind. Die zur Modellerstellung notwendige Systemidentifikation lässt sich nach (Ljung 1999) in Teilprobleme Strukturdie zwei und Parameteridentifikation aufgliedern (Bild 5-1).



Bild 5-1: Vorgehensweise bei der Systemidentifikation nach (Ljung 1999)

**Bild 5-2** liefert einen Überblick über die Struktur der Simulation und des Zusammenspiels mit den Messergebnissen:

Die Ergebnisse der dynamischen und der statischen Untersuchungen spannen den Raum auf, der von der Simulation abgedeckt werden soll (**Bild 5-2**). Zur Abbildung des statischen und des dynamischen Gehäuseverhaltens wird jeweils ein eigenes Simulationsmodell aufgesetzt, wobei das Modell zur Simulation des statischen Verhaltens (im Folgenden als "statisches Simulationsmodell" abgekürzt) vollständig im Modell zur Simulation des dynamischen Verhaltens ("dynamisches Simulationsmodell") enthalten ist. Aus Gründen der besseren Operationalisierbarkeit werden die beiden Modelle in zwei verschiedenen Software-umgebungen realisiert: das statische Modell in der technischen Programmiersprache *matlab* (The MathWorks 2007) und das dynamische im Mehrkörpersimulationsprogramm *Simpack* (Intec GmbH 2006).



Bild 5-2: Zusammenspiel von Experiment und Simulation zum gehäusedynamischen Verhalten bei verschiedenen Aufstellbedingungen sowie Ablauf der Simulation

Weiter zu Bild 5-2: Ausgewählte statische Verschiebungsergebnisse bei optimaler und bei Fehlausrichtung dienen als Referenzergebnisse zur Parameterermittlung der statischen Gehäusesteifigkeiten und einiger anderer Parameter. Dabei sind die meisten benötigten Kenngrößen im statischen Simulationsmodell einer Messung nicht unmittelbar zugänglich, sondern werden über eine numerische Optimierung (mit der Evolutionsstrategie) ermittelt. Bildet der gewonnene statische Parametersatz in der statischen Simulation das statische Verhalten zufriedenstellend ab, wird er als Eingangsgröße für das dynamische Simulationsmodell verwendet (alles Bild 5-2). Mit dem dynamischen Simulationsmodell werden die Amplituden-Frequenzgänge bei unterschiedlichen Aufstellbedingungen berechnet, die mit den dynamischen Messergebnissen verglichen werden. Rein dynamische Kenngrößen, die nur im dynamischen Simulationsmodell enthalten sind (z.B. Dämpfungen) können über Parameterstudien innerhalb von Simpack angepasst werden. Mit dieser sinnvollen Kombination aus ausgewählten Experimenten und Simulationen liegt am Ende der Modellerstellung für jede der vier Maschinen ein Parametersatz vor, der untergrundabhängige und untergrundunabhängige sowie baureihenspezifische Größen enthält, und das Verhalten sowohl statisch als auch dynamisch für die beiden betrachteten Böden für alle Optimal- und Fehlausrichtungen zufriedenstellend beschreibt.

Im kommenden Kapitel 6 werden das statische Simulationsmodell entwickelt und Ergebnisse vorgestellt, danach in Kapitel 7 gleiches für das dynamische.

## 6 Statisches Gehäuseverhalten: Modellbildung, Parameterermittlung und Simulation

## 6.1 Überblick

In diesem Kapitel 6 wird die Modellentwicklung und die Simulation des statischen Gehäuseverhaltens beschrieben und die Validierung dieser Simulation anhand der in Kapitel 4 vorgestellten Messergebnisse zum statischen Verformungsverhalten. **Bild 6-1** zeigt die wesentlichen Elemente des statischen Simulationsmodells: Starrkörperfreiheitsgrade, elastische Verzerrungsfreiheitsgrade und Kraftgesetze, sowie ihre logische Entstehung:



Bild 6-1: Entstehung des Simulationsmodells zur statischen Gehäuseverzerrung ("Statisches Simulationsmodell")

In Abschnitt 6.2 wird der Weg der Modellbildung beschrieben, wobei die neuartige, möglichst einfache Modellierung der Gehäuseverzerrung die größte Herausforderung darstellte: Zur Strukturidentifikation des Modells wird von ersten Gehäuse-Anschauungsmodellen (Abschnitt 6.2.2.2) ein Kinematikmodell für die Verzerrung abgeleitet; mit der Modellierung der elastischen Füße (Abschnitt 6.2.4) kann dieses zum fertigen statischen Modell kombiniert werden, was in Abschnitt 6.3 umfassend vorgestellt wird. In Abschnitt 6.4 wird die programmtechnische Implementierung und numerische Lösung erläutert; die evolutionsstrategische Methodik zur Ermittlung der erforderlichen Parameter wird in Abschnitt 6.5 vorgestellt. In Abschnitt 6.6 folgt schließlich der Vergleich zwischen den Simulationen und den Messungen zum statischen Verformungsverhalten.

## 6.2 Vorüberlegungen zur Modellbildung des statischen Verformungsverhaltens – Identifikation der Modellstruktur

#### 6.2.1 Starrkörperfreiheitsgrade

Wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, verfügt die reale Waschmaschine über sechs Starrkörperfreiheitsgrade (Nicken, Wanken, Heben/Senken sowie den translatorischen Versatz in x- und y-Richtung und den rotatorischen um die z-Achse). Nach Abschnitt 1.4 soll das Simulationsmodell im Rahmen dieser Arbeit keinen Versatz des Waschmaschinengehäuses mit einschließen, d.h. die Füße haften im Modell in x- und y-Richtung immer fest auf dem Boden. Damit bleiben dem Gehäuse noch drei Starrkörperfreiheitsgrade. Die Modellierung des Gehäuses als starrer Körper auf vier Federn (elastischen Füßen) führt, wie in Abschnitt 2.3.3 erläutert, auf ein statisch unbestimmtes Problem, was sich in der folgenden Form darstellen lässt (**Bild 6-2 (a)**):



Bild 6-2: Starrer WM-Körper auf vier Federn (a) mit Fest-Los-Lagerung für horizontale Kräfte in Höhe des Gehäusebodens (b)

Die Unterbindung des Ververeinfacht wird satzes durch Starrkörperfesselungen an den Eckpunkten Maschinengehäuses des realisiert: die Fesselung von x4, y4, y3 ist symbolisch durch rote Kreuze markiert<sup>54</sup>, wie in **Bild 6-2** (b) dargestellt.

In der x-y-Ebene stellen die Starrkörperfesselungen eine statisch bestimmte Lagerung dar, in der z-Richtung

handelt es sich um ein einfach statisch überbestimmtes Problem. Die mathematischmechanische Beschreibung des Starrkörpermodells ohne Versatz (Bild 6-2 (b)) lässt sich in kürzester Zeit finden und ließe sich sogar analytisch lösen, wenn nur lineare Federkennlinien verwendet werden würden [vgl. z.B. (Dresig und Holzweißig 2007)]. Doch auch mit nichtlinearen Federkennlinien stellt das Starrkörperproblem keine große Herausforderung dar. Erforderliche Parameter zur Beschreibung dieses Modells sind die Gehäusegeometrie, -masse (m<sub>Geh</sub>) und Massenverteilung, sowie die Federkennlinien der Füße.

Diese Modellierung berücksichtigt nur Vertikalsteifigkeiten und keine Quersteifigkeiten der Füße, die an der realen Maschine beide zu beobachten sind<sup>55</sup>. Der Anteil der Querverformung der Füße an den Wegen y7 und y8, auf die sich diese Arbeit konzentriert, ist aus Bild 4-14 als vorhanden aber gering einzuschätzen. Für einen ersten Ansatz (C-Methode) mag das Vernachlässigen der Quersteifigkeiten eine effiziente Vorgehensweise sein. Mehr dazu im Ausblick, Kapitel 9.

<sup>&</sup>lt;sup>54</sup> An der realen Maschine müssen die Haftbedingungen zur Unterbindung des Versatzes selbstverständlich an den Aufstandpunkten der Füße auf dem Boden angreifen. Bei Nichtberücksichtigung der Quersteifigkeit der Füße ist der Fehler der aktuellen Modellierung der Horizontalfesselungen allerdings sehr gering.

<sup>&</sup>lt;sup>55</sup> Der statische Quersteifgkeitseinfluss ist beispielsweise Abschnitt 4.5.3, Bild 4-14 zu entnehmen: Die Wege y3 und y4 sind ungleich Null.

## 6.2.2 Verzerrungsfreiheitsgrade

## 6.2.2.1. Einführung

Wie in Abschnitt 1.4, sowie genauer im Anhang, Abschnitt 10.2.6, erläutert, ist der Stand der Technik zur Erfassung der Verzerrungsfreiheitsgrade des Waschmaschinengehäuses eine Finite-Elemente-basierte, numerische Modalanalyse der metallischen Gehäusestruktur zur anschließenden Einbindung in ein elastisches MKS-Modell, was zum Ersten einen hohen Aufwand bei der Modellerstellung erfordert, zum Zweiten einen hohen Aufwand bei der Auswahl von signifikanten Moden aus der beliebig großen Anzahl an berechenbaren FE-Schwingungsformen erfordert<sup>56</sup>, zum Dritten diese Auswahl nur durch Abgleich mit dynamischen Messungen möglich ist (experimenteller Aufwand; ebenso zur Abschätzung der modalen Dämpfung) und zum Vierten mit einer rein modenbasierten Schwingungsdarstellung nur lineare Eigenschaften des Gehäuses abgebildet werden können. Trotz dieses hohen simulationstechnischen und experimentellen Aufwandes bleibt die Aussagegüte oft hinter den Erwartungen zurück (vgl. Abschnitt 10.2.6.1). Ein Ziel dieser Arbeit ist es nach Abschnitt 1.5.2, hier einen neuen Modellierungsansatz zu suchen, der mit deutlich geringerem Aufwand (und einer geringen Anzahl von Freiheitsgraden/Moden) auskommt und trotzdem das wesentliche Systemverhalten beschreiben kann. In einem ersten Ansatz soll das statische Verformungsverhalten des Waschmaschinengehäuses modelliert werden. Im besten Fall lässt sich eine strukturdiskrete Formulierung finden, die mit viel weniger Freiheitsgraden auskommt als eine modenbasierte FE-Lösung. Zuerst wird dabei die Verzerrungskinematik untersucht, anschließend unter Einbeziehung der Kräfte die *Statik* der Verzerrung.

## 6.2.2.2. Modellbildung: Anschauungsmodell

Aus den Ergebnissen der *statischen* Messungen (vgl. Abschnitt 4.5.3, Bild 4-15) werden zwei Informationen zur Charakterisierung der elastischen Gehäuseverzerrung herausgehoben:

- Beim Angriff von Horizontalkräften (y-Richtung) am Gehäuse in der Ebene der Aufhängung der Schwingsystemfedern verhält sich die Front deutlich nachgiebiger als die Rückwand des Gehäuses (Verschiebungen y8 > Verschiebungen y7).
- Eine derartige horizontale Zugkraft nach links entlastet den Fuß hinten rechts (Fuß 2) in starkem Maße (Bild 4-15 oder Bild 4-13, Lastpunkt -100N), eine Kraft nach rechts entlastet den Fuß hinten links (Fuß 3) ebenso stark (Bild 4-13, Lastpunkt +100N).

Die Vorderwand ist als nachgiebigstes Element des Gehäuses identifiziert. Vergegenwärtigt man sich zur Modellbildung den Extremfall einer nachgiebigen Vorderwand (d.h. unendlich nachgiebig), so entsteht ein dünnwandiger, offener Kasten, der "Schuhkarton" (**Bild 6-3**).





<sup>&</sup>lt;sup>56</sup> (Wagner 2000) wählte aus den 111.318 Freiheitsgraden seines FE-Modells 21 Moden zur Darstellung der elastischen Verzerrung seines Gehäuses aus.

#### 6 Statisches Gehäuseverhalten: Modellbildung, Parameterermittlung und Simulation

Lässt man auf diesen nun eine seitliche Horizontalkraft nach rechts wirken (vgl. **Bild 6-3 rechts**), so vollführt der Schuhkarton eine (infolge der Wölbkrafttorsion) räumliche Parallelogrammverzerrung der Front; die angrenzenden Seitenwände werden tordiert, und die Ecke hinten links (Ecke 3) wird soweit entlastet, dass sie abhebt. Genau dieses Verhalten wurde in den statischen Messungen an der Waschmaschine beobachtet (vgl. Bild 4-15), d.h. der Schuhkarton ist ein gültiges, einfaches Anschauungsmodell für die statische elastische Gehäuseverzerrung, die maßgeblich über den Messpunkt y8 erfasst wird. Die "Schuhkartonverzerrung" ist ein globaler, statischer Verzerrungsfreiheitsgrad des Gehäuses.

#### 6.2.2.3. Modellbildung: Erste Ansätze zur analytischen Beschreibung des "Schuhkarton"-Verzerrungsfreiheitsgrades

Im nächsten Schritt muss eine analytische Beschreibung dieser Verzerrung gefunden werden, um sie einer Simulation zugänglich zu machen. Erste Idee war es, den Schuhkarton aus einzelnen, analytisch

beschreibbaren und strukturdiskreten "Wandelementen" zusammenzusetzen

#### (**Bild 6-4**).

Um die Freiheitsgrade eines solchen Bleches im Gehäuseverbund genauer zu untersuchen, wurden von (Jahr

2005) grob-finite, statische Finite-Elemente-Berechnungen (mit 8-Knoten Schalenelementen) durchgeführt. Die Nachbildung der statischen Messungen durch eine Simulation des Schuhkartons auf vier Federn verlief erfolgreich, das Modell zeigte auch auf den Fußfedern das erwartete Verhalten (**Bild 6-5**).

Nun wurden statische FE-Simulationen (nichtlineare Berechnungen mit großen Verschiebungen) mit einzelnen Blechmodellen durchgeführt, um Informa-



Bild 6-4: Entwicklung eines strukturdiskreten (Blech-)Wandmodells



Bild 6-5: Statische FE-Simulation des Schuhkartons unter einer Horizontalkraft (Plot rechts: y-Verschiebung)

tionen über die Verzerrungsfreiheitsgrade der *Wände* für die strukturdiskrete Modellierung zu erlangen (**Bild 6-6**).



Bild 6-6: Elementare Verformungsfiguren, ermittelt mit FE: Torsion einer Blechwand (Auswahl)

6.2 Vorüberlegungen zur Modellbildung des statischen Verformungsverhaltens – Identifikation der Modellstruktur

Die Studien bestätigten die allgemein bekannte Tatsache, dass die Verformung aller mechanischen Strukturen entscheidend von den Randbedingungen und der Art der Lasteinleitung abhängt, unter denen diese Verformung stattfindet. Im hier vorliegenden Fall einer großflächigen und dünnwandigen Blechstruktur gilt das in besonderem Maße. Es stellte sich heraus, dass die Ermittlung der "richtigen" Randbedingungen, die bei einem herausgelösten Blech dasselbe Verformungsverhalten liefern wie im Systemzusammenhang des Schuhkartons ein nahezu unlösbares Problem ist, da die Übergangsbedingungen zu den anderen Blechen vom Verformungszustand der anderen Bleche abhängen – der wiederum nur ermittelt werden kann, wenn der aktuellen Verformungszustand des betrachteten Bleches bekannt ist. Die Modellierung des Gesamtsystemzusammenhangs (Schuhkarton) ist dagegen mit nur einem sehr geringen Aufwand einfach möglich – die Übergangsbedingungen werden implizit und automatisch erfüllt.

Damit ist die Zielrichtung der weiteren Modellbildung klar: Es geht nicht darum, ein Wandmodell zu entwickeln, was die Verzerrung einer herausgelösten Wand hervorragend darstellen kann, sondern es geht darum, ein Wandmodell zu entwickeln, welches im Systemzusammenhang die Verzerrung des Gesamtsystems hervorragend darstellen kann.

#### 6.2.2.4. Kinematikmodell des Gehäuses: Fachwerksmodell

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und endgültig verwendete Kinematikmodell zur statischen Simulation ist Bild 6-7 zu entnehmen:



Draufsicht

Kinematikmodell:

S.R.L., Italien)

Bild 6-7:

Isometrische Ansicht

Fachwerksmodell Bild 6-8: Kinematikmodell: Fachwerksmodell des Waschmaschinengehäuses - unverdes Waschmaschinengehäuses - verformte Konfiguration (aufgebaut aus formte Konfiguration Supermags<sup>TM</sup>, Fa. Plastwood Trading

Bei diesem Modell handelt es sich um ein aus Dreiecksfachwerken aufgebautes räumliches Gesamtfachwerk, bestehend aus 12 (masselosen) starren Kantenstäben (grün/rot) und 5 (masselosen) starren Diagonalstäben (gelb). Die Stäbe sollen später nur Zug- oder Druckkräfte übertragen können, keine Momente. Daher sind sie sind an ihren Endpunkten über (momentenfreie) Knoten (=Gelenke) an ihre Nachbarstäbe gekoppelt. An jedem der acht Eckknoten ist darüber hinaus eine Punktmasse angebunden. Zur Beschreibung der Lage aller Objekte hat sich die Formulierung in *natürlichen* Koordinaten (García de Jalón und Bayo 1994), d.h. rein kartesische Koordinaten ohne Drehungen oder Winkel, für das vorliegende Problem als besonders effizient erwiesen, und führt auf ein nichtlineares Gleichungssystem mit 24 Unbekannten, welches bei Fesselung der Starrkörperfreiheitsgrade rechnerisch *einen* Freiheitsgrad<sup>57</sup> aufweist, eben den der Schuhkartonverzerrung, dargestellt in **Bild 6-8**. D.h. mit einer einzigen (kinematisch verträglichen) Wegvorgabe ist das System eindeutig bestimmt: Wie bei Schuhkarton (Bild 6-3) und Waschmaschinengehäuse (Bild 4-15, nur mit Kraft nach links dargestellt) wird bei Einwirken einer Horizontalkraft im oberen Bereich nach rechts der hintere linke Fuß (3) entlastet: im Kinematikmodell (d.h. ohne Federn) hebt er deutlich vom Boden ab (Bild 6-8). Zur Konfiguration der Diagonalen siehe Fußnote<sup>58</sup>.

#### 6.2.3 Statikmodell des Gehäuses: Fachwerksmodell

Zur Vervollständigung des statischen Simulationsmodells sind zusätzlich zu den bisher betrachteten kinematischen Beziehungen die elastischen Eigenschaften sowie die wirkenden Kräfte zu berücksichtigen. Zur Darstellung der Rückfederung des Gehäuses aus der Schuhkartonverzerrung wird eine Diagonalfeder zwischen den Eckpunkten "1" und "8" in die Front (d<sub>6</sub>) eingefügt, sowie die Fußfedern (**Bild 6-9**). Von den Starrkörperfesseln bleiben nur die in Abschnitt 6.2.1 beschriebenen, die den Versatz unterbinden und zu x- und y-Haftkräften  $H_{3y}$ ,  $H_{4x}$  und  $H_{4y}$  in den Fesselpunkten führen.

Die elastische Diagonale stellt in Verbindung mit dem Schuhkartonfreiheitsgrad die Torsionssteifigkeit des Gehäuses um die z-Achse dar. Im Rahmen eines einfachen ersten Ansatzes wird sie als lineare Feder mit konstanter Federsteifigkeit modelliert. Dieser einfache, lineare Ansatz reicht bei den Fußfedern nicht aus, siehe Abschnitt 6.2.4.

Das wohlbestimmte, nichtlineare, algebraische Gleichungssystem, welches die Statik dieses Modell beschreibt, umfasst 45 Unbekannte und 45 Gleichungen und besteht aus den im Knotenschnittverfahren [vgl. (Gummert und Reckling 1994)] durch Kräftegleichgewichte an den Punktmassen ermittelten Stabkräften, den Haftkräften, dem Kraftgesetz für die Diagonalfeder, sowie den kinematischen Constraints aus dem vorherigen Abschnitt<sup>59</sup>.

An den Punktmassen können neben den Stabkräften, Haftkräften und Federkräften beliebige äußere Kräfte angreifen, die dann im Kräftegleichgewicht berücksichtigt werden. An Stäben angreifende Kräfte werden Formänderungsenergie-äquivalent in die entsprechenden

 $<sup>^{57}</sup>$  8 Knoten mit jeweils 3 Freiheitsgraden (x-, y-, und z-Koordinaten) ergeben 24 unbekannte Knotenkoordinaten. 12 starre Kantenstäbe und 5 starre Diagonalstäbe, d.h. 17 starre Körper liefern pro Element einmal die nichtlineare Gleichung der Längenkonstanz. Mit den 6 gefesselten Starrkörperfreiheitsgraden (lineare Gleichungen, Verschiebungsvorgabe = 0) ergeben sich 23 lineare und nichtlineare Gleichungen für die 24 unbekannten Knotenkoordinaten: das System besitzt einen (Verschiebungs-)Freiheitsgrad.

 $<sup>^{58}</sup>$  Während die Struktur des Waschmaschinengehäuses (nahezu) y-symmetrisch bezüglich der Machinenmitte ist, lassen sich mit der vorgestellten Fachwerksmodellierung nur asymmetrische Konfigurationen erzielen. Die Untersuchung aller möglichen Diagonalkonfigurationen des Kinematikmodells ( $2^{5}=32$ ) zeigte, das y-Symmetrieabweichungen (d.h. bei Auslenkung von Punkt 8 einmal in positive, einmal in negative y-Richtung) in den (x-, y- und z-)Verschiebungen bei kleinen Auslenkungen (im Bereich bis zu wenigen Millimetern, wie sie an der echten Maschine auftreten) bei allen Diagonalkonfigurationen um Größenordnungen vernachlässigbar sind. Von daher könnte jede Konfiguration verwendet werden. Bei sehr großen Verschiebungen (im Dezimeterbereich, wie sie bei der echten Maschine nie auftreten können) stellte sich die in Bild 6-9 dargestellte Diagonalkonfiguration als die mit der geringsten Symmetrieabweichung heraus. Der Form halber wurde diese Konfiguration verwendet.

<sup>&</sup>lt;sup>59</sup> 45 Unbekannte: 24 unbekannte Knotenkoordinaten, 18 unbekannte Stabkräfte (inkl. der elastischen Diagonale d<sub>6</sub>), 3 unbekannte Haftkräfte; 45 Gleichungen: 17 Gleichungen zur Längenkonstanz der starren Körper, 3 Starrkörperfesseln (Verschiebungsrandbedingungen), 8 Punktmassen mit je 3 FG ergeben 24 Kräftegleichgewichte, sowie 1 Federgesetz für die elastische Diagonale. Das Gleichungssystem findet sich im Anhang, Abschnitt 10.4.1.


## 6.2.4 Fußwirksteifigkeit

#### 6.2.4.1. Konstruktion der realen Waschmaschinenfüße

Die verwendeten Füße bestehen aus einem Stahl-Gewindebolzen, um dessen Teller ein Kopf aus kautschukähnlichem Elastomer gespritzt ist. Sie werden jeweils mit einer Mutter am Gehäuse gekontert (**Bild 6-10**).



Bild 6-10: Verwendete Waschmaschinenfüße. (a) Ansicht mit Kontermutter, (b) geschnitten

#### 6 Statisches Gehäuseverhalten: Modellbildung, Parameterermittlung und Simulation

### 6.2.4.2. Aufbau der Fußwirksteifigkeit

Die im Modell vorgesehenen Fußfedern berücksichtigen nicht nur allein die Steifigkeit der Waschmaschinenfüße an sich, sondern müssen, da das Fachwerksmodell in vertikaler Richtung vollständig starr ist, die Vertikalsteifigkeit des Gehäuses inklusive der Gehäusebodengruppe komplett mit einbeziehen. Wie in Abschnitt 2.4.1 erläutert wurde, wird auch die Oberfläche des Fußbodens durch die Fußaufstandkräfte punktelastisch verformt. Es handelt sich also bei der Fußwirksteifigkeit um eine kraftgleiche Schaltung dreier Steifigkeiten (**Bild 6-11**):



Bild 6-11: Zusammensetzung der Fußwirksteifigkeit

Die Wirksteifigkeit der "Fußfeder" im Modell (Fußwirksteifigkeit)  $c_{Fuß,Wirk}$  ist die Gesamtsteifigkeit aus der Vertikalsteifigkeit des Gehäuses inkl. des Gehäusebodenbleches ("Bodengruppe")  $c_{Gehäuse,vertikal}$ , der Steifigkeit des Waschmaschinenfußes  $c_{Fuß}$ , sowie der lokalen Drucksteifigkeit ("Punktsteifigkeit") der Nutzschicht und der Zwischenschichten (NZS) des Fußbodens  $c_{Fußboden,Punkt}$ .

Bei der kraftgleichen Federschaltung addieren sich bei Druckbelastung die Nachgiebigkeiten der Einzelfedern zur Gesamtwirknachgiebigkeit  $\delta_{Fuß wirk}$ :

$$\delta_{Fu\beta,wirk} = \frac{1}{c_{Fu\beta,wirk}} = \delta_{Geh\ddot{a}use,vertikal} + \delta_{Fu\beta} + \delta_{Fu\betaboden,Punkt} \quad , \tag{6-1}$$

bzw.

$$c_{Fu\beta,wirk} = \frac{1}{\frac{1}{c_{Gehäuse,vertikal}} + \frac{1}{c_{Fu\beta}} + \frac{1}{c_{Fu\betaboden,Punkt}}} \qquad (6-2)$$

Der Begriff *Wirks*teifigkeit drückt aus, dass diese Steifigkeit nicht physikalisch an einem Ort der Maschine konkret vorhanden ist und dort gemessen werden kann, sondern dass die Wirkung der über die Maschine und den Boden verteilten Steifigkeiten für das Verformungsverhalten der Maschine dieselbe ist wie die hier in einem Element konzentrierte Wirksteifigkeit.

## 6.2.4.3. Modellierung der Fußwirksteifigkeit – Federmodell bei optimaler Ausrichtung

Die Kennlinie für die Fußwirksteifigkeit (siehe Abschnitt 6.2.4.2) unterscheidet sich fundamental für den Zug- und den Druckbereich, da ein auf dem Boden aufstehender

Waschmaschinenfuß keine Zugkräfte übertragen kann: bei solchen hebt dieser ab. Den gemessenen Druckbereich der Fußkennlinien zeigt exemplarisch **Bild 6-12**:

Kurve (a) zeigt den Be- und Entlastungspfad der statischen Kraft-Weg-Kennlinie eines einzelnen Fußes (eingeschraubt in ein starres Fundament), Kurve (b) die Kennlinie des ins Gehäuse eingeschraubten Waschmaschinenfußes (Nr. 3), d.h. inklusive Vertikalsteifigkeit der Gewindeanbindung und des Bodenbleches - jeweils bei genau senkrechtem Kraftangriff auf den Fuß.

Beide Kennlinien weisen einen stark progressivnichtlinearen Charakter auf mit signifikanten dissipativen Energieanteilen.

Erwartungsgemäß steigt die zusammengesetzte Nachgiebigkeit des Fußes in der Maschine (b) gegenüber der des Fußes alleine (a) über den gesamten Kennlinien-



Bild 6-12: Gemessene statische Federkennlinien: (a) Kennlinie des Waschmaschinenfußes allein (in starrem Fundament);
(b) Kennlinie des ins Gehäuse eingeschraubten Waschmaschinenfußes (Nr. 3), d.h. inklusive Vertikalsteifigkeit der Gewindeanbindung und des Bodenbleches. Zugkräfte sind positiv definiert.

bereich deutlich an; der Weg bei maximaler Kraft steigt um 63%.

Zu beachten ist, dass die Kurve (b) nur dazu dienen kann, den *qualitativen* Verlauf der Federkennlinie zu gestalten. Keinesfalls dürfen diese Werte quantitativ direkt in eine Wirkfederkennlinie aufgenommen werden, da zum einen die Vertikalsteifigkeit des Gehäuses komplett fehlt und die Bodengruppensteifigkeit durch die Einspannung der Rückseite der WM bei dieser Messung leicht verfälscht wurde<sup>60</sup>. Darüber hinaus fehlt die Punktsteifigkeit des Fußbodens. Qualitativ lassen sich auf der Belastungs- (und auch auf der Entlastungs-)kennlinie zwei Bereiche ausmachen: ein sehr flacher, nichtlinearer Anstieg der Kennlinie im Bereich niedriger Belastungen, bis sich ab 19% Fußweg ein linearer Bereich konstanter Steifigkeit anschließt. Über die Punktsteifigkeit der Fußböden liegen keine Messergebnisse vor. Im einfachsten Fall ließe sich ein linear-elastisches Verhalten annehmen. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird folgender Verlauf der Fußwirksteifigkeitskennlinie vorgeschlagen (**Bild 6-13**):

<sup>&</sup>lt;sup>60</sup> Diese Kennlinie wurde am (leeren) Waschmaschinengehäuse auf der Rückseite liegend und dort an einem Fundament festgespannt ermittelt, da als Druckkraftgeber auf den Fuß nur ein Aktuator mit *horizontalem* Stempel zur Verfügung stand. D.h. im Wesentlichen geht die Bodengruppennachgiebigkeit in den Fußweg ein.



Bild 6-13: Kennlinie der Fußwirkfeder bei optimaler Ausrichtung. Schwarze Linie: reale Kennlinie; grüne Linie (mit Markern): modellierte Kennlinie.

Der wirkliche, aber unbekannte nichtlineare Verlauf (schwarze Kennlinie, inklusive Punktsteifigkeit des Bodens) wird durch eine trilineare Federkennlinie (grün, mit Markern ▲) approximiert, gekennzeichnet durch eine hohe Steifigkeit c<sub>Fuß,wirk,A</sub> im Bereich A (stark eingefedert, hohe Belastung auf dem Fuß, Bereich der statischen Ruhelage), eine Steifigkeit niedrigere c<sub>Fuß,wirk,B</sub> in Bereich B (zwischen stark eingefedert und der Abhebegrenze), sowie dem

Abheben in Bereich C. Physikalisch ist im abgehobenen Zustand die Kraft im Fuß gleich Null (durchgezogene Linie), numerisch führt dies jedoch zu Problemen bei der Bestimmung der Jacobimatrix zur Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems (Kinematik, Statik oder Dynamik). Daher wird die Steifigkeit während des Abhebens  $c_{Fuß,wirk,C}$  nicht mit Null, sondern mit einer sehr geringen Federsteifigkeit angesetzt (Strichlinie, Steigung aus illustratorischen stark vergrößert dargestellt):

$$c_{Fu\beta,wirk,C} = \frac{1}{100} \cdot c_{Fu\beta,wirk,A}$$
(6-3)

Anschaulich wurde damit gewissermaßen im Modell beim Abheben eine sehr kleine Zugfeder zwischen Fuß und Fußboden befestigt. Weitere Festlegungen: Der Abknickpunkt  $P_2$  liegt nach umfangreichen Parameterstudien bei allen untersuchten Füße, allen vier Maschinen und beiden Prüfplätzen fest bei

$$u_{Fu\beta,AB} = 0,1mm \tag{6-4}$$

Entfernung von der Abhebegrenze. Die Steifigkeit im Bereich B wird in Abhängigkeit von der Steifigkeit im Bereich A durch den Faktor  $f_{nl \ cFu}$  angegeben:

$$c_{Fu\beta,wirk,B} = \frac{1}{f_{nl,cFu}} \cdot c_{Fu\beta,wirk,A} \quad , \quad f_{nl,cFu} \in \Re, \quad f_{nl,cFu} > 1$$
(6-5)

Dieser Faktor ist als "Nichtlinearitätsfaktor" interpretierbar, da sich mit ihm eine Amplitudenabhängigkeit der Steifigkeit realisieren lässt. Bei einem Wert von 1 stellt sich eine lineare Kennlinie ein. Bei zu großen Faktoren  $f_{nl,cFu}$  wird die Steifigkeit im Übergangsbereich B so gering, dass der Fuß sofort abhebt, und damit eine fehlausgerichtete, Kennlinie mit einer konstanten Steifigkeit (A) entstanden ist. Im Rahmen der statischen Optimierung (vgl. Abschnitt 6.4) werden die Steifigkeit im Bereich A  $c_{Fuß,wirk,A}$  für jeden untersuchten Fuß, alle vier Maschinen und die beiden Prüfplätze unterschiedlich bestimmt, der Faktor  $f_{nl,cFu}$  bleibt für alle Füße bei einer Aufstellung und Maschine gleich. **Bild 6-14** und **Bild 6-15** zeigen den Einfluss der beiden Parameter auf die Kennlinienform: 6.2 Vorüberlegungen zur Modellbildung des statischen Verformungsverhaltens – Identifikation der Modellstruktur



Bild 6-14: Wirksame Fußkennlinie bei Änderung des Steifigkeits-Parameters c<sub>Fuß,wirk,A</sub>. Der Strichlinienpfeil gibt die Wirkrichtung des steigenden Parameters an.



Andere Approximationsansätze für den Druckbereich als der trilineare sind denkbar, z.B. der Duffing-Ansatz  $[F_{Feder}(x) = c \cdot x(1 + \varepsilon \cdot x^2), \varepsilon$ : Nichtlinearitätsfaktor, vgl. Abschnitt 3.3.1.6]. Der aktuelle, trilineare Ansatz wurde aus Gründen der guten Operationalisierbarkeit ausgewählt (die wirksame Steifigkeit (Tangentensteifigkeit) in der statischen Ruhelage der Maschine ist ein expliziter Parameter in der trilinearen Formulierung  $[c_{Fu\beta,wirk,A}]$ ). Die C<sup>1</sup>-Unstetigkeit bereitete keine numerischen Probleme.

6.2.4.4. Modellierung der Fußwirksteifigkeit – Federmodell bei Fehlausrichtung

Eine Fehlausrichtung der Maschine wird in der Federkennlinie der Fußwirksteifigkeit des fehlausgerichteten Fußes berücksichtigt: Durch Hereindrehen (positive Fehlausrichtung) oder Herausdrehen (negative Fehlausrichtung), vgl. Abschnitt 2.3.5, des Fußes 1 aus der Lage der optimalen Ausrichtung wird dieser tendenziell der Abhebegrenze nähergebracht (entlastet) bzw. weiter davon entfernt (belastet). Über die Fehlausrichtung in Umdrehungen  $\Delta$  und die Gewindesteigung des M10-Gewindes der Waschmaschinenfüße P lässt sich die absolute Fehlausrichtung des Fußes 1  $\Delta z$  in mm ausrechnen:

$$\Delta z = P \cdot \Delta = P \cdot \Delta U \tag{6-6}$$

Die absolute Fehlausrichtung verschiebt somit die Federkennlinie nach links (positive Fehlausrichtung) bzw. nach rechts (negative Fehlausrichtung), daher muss sie mit negativem Vorzeichen in Gleichungen den zur Federkennlinie berücksichtigt werden (Bild 6-16).



## 6.3 Implementierung und numerische Lösung des Gleichungssystems

Zur Lösung dieses wohlbestimmten, nichtlinearen, algebraischen Gleichungssystems des statischen Gehäusemodells mit 45 Gleichungen und 45 Unbekannten (vgl. Abschnitt 6.2.3 sowie die Auflistung des Systems in Abschnitt 10.4.1) wird die Programmiersprache für technische Berechnungen *matlab* der Fa. The Mathworks, Inc. verwendet. Die eigentliche Lösung geschieht mit der Funktion *fsolve* der *Optimization Toolbox*, einer Bibliothek für Optimierungsberechnungen (The MathWorks 2007). Darüber hinaus sind zum Prä- und Postprocessing umfangreiche Routinen erarbeitet worden, die das Handling und eine sorgfältige Analyse der statischen Simulation ermöglichen. *Fsolve* ist ein iterativer Löser (Nullstellensucher) für nichtlineare Gleichungssysteme in der Form

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{GS}(\mathbf{x}) &= \mathbf{0}, \\ \mathbf{x} \in \mathfrak{R}^n, \mathbf{F}_{GS} : \mathfrak{R}^n \to \mathfrak{R}^n \end{aligned} \tag{6-7}$$

mit bekanntem Startpunkt:

$$\mathbf{F}_{GS}(\mathbf{x}_0) = \mathbf{F}_{GS,0}, \qquad \mathbf{x}_0, \mathbf{F}_{GS,0} \in \mathfrak{R}^n$$
(6-8)

Dabei ist x der Vektor der n reellwertigen Unbekannten und FGS die vektorwertige Vektorfunktion, die das Gleichungssystem mit n Gleichungen beschreibt. An einem Ort  $\mathbf{x}_0$  ist die (konsistente) Lösung  $F_{GS,0}$  bekannt (Startpunkt für die Iteration). Der Löser verwendet für den hier vorliegenden Typ des oben genannten Gleichungssystems ohne Nebenbedingungen den Trust-Region Dogleg Algorithmus (The MathWorks 2007), die matlab-Variante des Dogleg-Algorithmus von Powell (Powell 1970), der dem Algorithmus in MINPACK (Moré et al. 1980) sehr ähnlich ist. Der Trust-Region-Optimierungsalgorithmus stellt im Gegensatz zu Gradientenabstiegsverfahren (z.B. Gauss-Newton-Verfahren) globale Konvergenz sicher und erreicht darüber hinaus schnelle lokale Konvergenz auch für große Probleme. Dabei erfolgt in der matlab-Variante eine Approximation des n-dimensionalen Raumes durch einen zweidimensionalen Unterraum S in der Umgebung N (der sogenannten Trust-Region) des Punktes x<sub>i</sub>. Nun muss in dieser zweidimensionalen Trust-Region ein Minimum gefunden werden, was numerisch deutlich weniger aufwändig ist als im n-dimensionalen Ursprungsraum. Zur Lösung dieses Unterproblems kommt der dogleg-Algoritmus zum Einsatz, bei dem das Minimum in S durch eine konvexe Kombination aus einem Cauchy-Schritt (einem definierten Schritt entlang des steilsten Abstieges) und einem Newton-Schritt (dem lokalen Minimum) besteht. (z.B. (The MathWorks 2007), (Nocedal und Wright 1999)). Nähere Erläuterungen finden sich in (Nimmig 2007).

# 6.4 Ermittlung und Optimierung der Parameter des statischen Simulationsmodells

#### 6.4.1 Entwicklung einer Parameter- und Parameterermittlungsstrategie

So wie bei der zurückliegenden Modellbildung die Aufwandsorientierung im Fokus stand, wird nun auch bei der Wahl der Parameter und bei der Parameterermittlungsstrategie entsprechend der in Abschnitt 1.5.4 formulierten Zielstellung der *geringstmögliche sachgerechte Aufwand* angestrebt. Ziel ist es, mit einer minimalen Anzahl von Parametern und einer minimalen Anzahl von Messungen bei minimalem Optimierungsaufwand (guter Handhabbarkeit, numerischer Robustheit) alle Parameter so genau *wie nötig* zu bestimmen. Hinsichtlich der Aussagegüte werden bei der angestrebten C-, bzw. B-Methode Abstriche im Detail in Kauf genommen, wenn die wesentlichen Systemzusammenhänge richtig abgebildet wurden.

Nach der Vorstellung des ausgewählten "Minimal-Satzes" an Parametern in Abschnitt 6.4.2 werden diese in Abschnitt 6.4.3 und 6.4.4 hinsichtlich ihrer Ermittelung kurz erläutert. Bei der

## 6.4 Ermittlung und Optimierung der Parameter des statischen Simulationsmodells

Festlegung der durchzuführenden Versuche in Abschnitt 6.4.5 ist es nach den Methoden der Versuchsplanung [z.B. (Kleppmann 2006)] empfehlenswert, *orthogonale Versuchs-anordnungen* anzustreben. Solche Anordnungen vermeiden unnötige Redundanzen, da in diesen die wesentlichen Auswirkungen der untersuchten Einflussgrößen voneinander getrennt sind. Nach der Festlegung der Modellparameter und der notwendigen Messungen werden in Abschnitt 6.4.6 die Verfahren zur numerischen Parameteroptimierung vorgestellt.

## 6.4.2 Übersicht über die Parameter

Die minimal notwendigen, einfachst-möglichen Parameter des statischen Simulationsmodells sind in **Tabelle 6-1** einschließlich Bemerkungen hinsichtlich ihrer Ermittlung zusammengefasst:

Tabelle 6-1:	Elemente	und	Parameter	des	Modells	zur	Simulation	des	statischen
Ve	rformungsve	rhalten	s des Waschr	naschi	nengehäuse	es			

	Statische Gehäuse-							
	simulation							
Nr.	Elemente	Modellparameter und ggfs. Ansatz	Vgl. Ab- schnitt	Ermittlung der Parameter				
1	Kinematisches Gehäusefachwerk aus masselosen Stäben	Längen der Kanten- und Diagonalstäbe	6.4.3	Maße der Wasch- maschine				
2	Gehäuseeckpunkt- massen 1-8	$m_i$ $\sum m_i = m_{Geh}  ;  m_{i,sym} = \frac{m_{Geh}}{8}$	6.4.3	<i>m<sub>Geh</sub></i> : wiegen				
		Faktor Massenverteilung vorne/hinten $f_{m,v/h}$ $m_{i,vorne} = m_{i,sym} + m_{i,sym} \cdot f_{m,v/h}$ $m_{i,hinten} = m_{i,sym} - m_{i,sym} \cdot f_{m,v/h}$	6.4.3	Stat. Messung bei großer Fehlausrichtung, Isolierte Parameter- anpassung				
3	Gehäusediagonal- steifigkeit	c <sub>Diag6</sub> (linear)	6.2.3	Stat. Messung: System- Parameteroptimierung				
4	Wirksteifigkeiten der Füße 1-4	Trilineare Kennlinie mit Abheben der Füße:	6.2.4.3	s.u.				
		Basiswirksteifigkeiten im Bereich A: $c_{Fu\beta,wirk,1,A}, c_{Fu\beta,wirk,2,A},$ $c_{Fu\beta,wirk,3,A}, c_{Fu\beta,wirk,4,A}$	6.2.4.3	Stat. Messung: System- Parameteroptimierung				
		Nichtlinearitätsfaktor: $f_{nl,c_{Fu}}$	6.2.4.3	Stat. Messung: System- Parameteroptimierung				
		Abknickpunkt zwischen Bereich A und B: $u_{Fu\beta,AB}$	6.2.4.3	Nach Grundlagen- untersuchungen fest- gelegt auf 0,1 <i>mm</i>				

	Statische Gehäuse- simulation			
Nr.	Elemente	Modellparameter und	Vgl.	Ermittlung der
		ggis. Ansatz	AD- schnitt	Parameter
		Steifigkeit im abgehobenen Zustand C; $c_{Fu\beta,i,C}$	6.2.4.3	Aus numerischen Gründen festgelegt auf $c_{Fu\beta,i,C} = \frac{1}{100} \cdot c_{Fu\beta,i,A}$
5	Haftbedingung: Kein Maschinenversatz möglich	$u_{Fu\beta3,y} = u_{Fu\beta4,y} = 0$ $u_{Fu\beta4,x} = 0$	6.2.1 6.2.3	-

## 6.4.3 Einer Messung unmittelbar zugängliche Größen

Die Abmessungen des Gehäuses werden durch Längenmessung bestimmt, das Gewicht des Gehäuses inkl. aller Anbauten durch Wiegen: WM A1 (u)  $m_{Geh} = 29,8$  kg und WM B1 (e)  $m_{Geh} = 34,1$  kg. Die Masse des Gehäuses wird auf acht in den Eckpunkten angebrachte Punktmassen erst einmal symmetrisch aufgeteilt.

## 6.4.4 Einer Messung nicht unmittelbar zugängliche Größen

Aus den statischen Verschiebungsmessungen bei großer Fehlausrichtung ist eine unsymmetrische Massenverteilung vorne/hinten erkennbar<sup>61</sup>; sie beträgt bei beiden Maschinentypen ca. 20% und wird im Modell über einen Abschlag zur symmetrischen Massenverteilung berücksichtigt: die vorderen Massen (m<sub>1,4,5,8</sub>) werden um f<sub>m,v/h</sub> = 10% erhöht, die hinteren (m<sub>2,3,6,7</sub>) um f<sub>m,v/h</sub> = 10% verringert. Ermittelt wird der Faktor f<sub>m,v/h</sub> durch eine isolierte Parameteranpassung.

Die Wirksteifigkeiten der Waschmaschinenfüße sind aus vielfältigen Gründen einer direkten Messung nicht zugänglich (jede Form einer isolierten Messung ändert wiederum Rand-/Einspann-/Aufstands- etc, -bedingungen; Bodeneinfluss), daher werden sie iterativ so angepasst, dass die Simulationsergebnisse mit denen der Messung übereinstimmen, vgl. Abschnitt 6.4.6.

## 6.4.5 Messungen zur Parameterermittlung

Im Sinne einer möglichst orthogonalen Versuchsanordnung (vgl. Abschnitt 6.4.1) wurden folgende statische Verschiebungsmessungen als Referenzmessungen zur Parameteroptimierung festgelegt (**Bild 6-17**):

<sup>&</sup>lt;sup>61</sup> vgl. beispielsweise Bild 6-20: bei einer symmetrischen Massenverteilung vorne/hinten würde der Instabilitätsbereich (die labile Gleichgewichtslage) der Wege z1 und z4 unmittelbar unterhalb der x-Achse liegen (d.h. Kippeln um die Diagonale II bei keinen äußeren Kräften). Er ist bei allen Maschinen aber in den negativen Kraftbereich verschoben: Eine negative äußere Kraft (d.h. nach links) wirkt beim Vorhandensein der Vorzugsdiagonale II entlastend für Fuß 1. Das labile Gleichgewicht stellt sich für z1 bei ca. -20 bis -30N ein, also ist die Front schwerer als die Rückseite. [Theoretisch würde auch eine rechts/links Massenasymmetrie das gleiche Verhalten in Bild 6-20 ergeben. Begleitende Untersuchungen schlossen diese Möglichkeit aus.]



Bild 6-17: Referenzmessungen zur Ermittlung des statischen Parametersatzes (der statischen Steifigkeiten). u<sub>mess</sub>: zur Parameteroptimierung herangezogene Messgrößen an den einzelnen Lastpunkten "LF … ".

Aus den drei unterschiedlichen Versuchsklassen "Vertikaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung (V Opt)", "Horizontaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung (H Opt)" und "Horizontaler Kraftangriff bei starker Fehlausrichtung (H FA)" (vgl. **Bild 6-17**) werden die Messergebnisse  $u_{mess}$  an sieben Lastpunkten ausgewählt:

- Im Lastfall "LF V Opt" wird eine Vertikalkraft (durch ein Gewicht) von 100 N genau in die Mitte der Arbeitsplatte eingeleitet; ausgewertet werden die Vertikalverschiebungen z1 bis z4. In diesem Lastfall werden die Vertikalsteifigkeiten unmittelbar und (fast) ausschließlich angeregt.
- Von der klassischen Hysteresemessung (horizontaler Kraftangriff) bei optimaler Ausrichtung werden die beiden Hysterese-Eckpunkte herangezogen: Lastfall "LF H Opt α" bei 100 N nach links (F<sub>v.res</sub>= -100N); Lastfall "LF H Opt β" bei 100 N nach rechts (F<sub>v.res</sub>= +100N).
- Zusätzlich wird eine Hysteresemessung bei starker positiver Fehlausrichtung durchgeführt und an vier Stützstellen ausgewertet, den Lastfällen "LF H FA  $\alpha$ " bis "LF H FA  $\delta$ ". Die Niveaus der Kräfte bei " $\beta$ " und " $\gamma$ " kennzeichnen Beginn und Ende des instabilen Bereiches (vgl. Bild 6-20), sind abhängig von der Massenverteilung der Maschine zwischen vorderem und hinterem Teil und somit maschinenspezifisch festzulegen.

Am ersten Lastpunkt wurden 4 Messergebnisse, an den 6 weiteren Lastpunkten wurden jeweils 6 Messergebnisse ausgewählt. Dies ergibt in Summe 40 Referenz-Messpunkte  $u_{Mess}$  für die Optimierung.

### 6.4.6 Optimierung der Systemparameter: Überblick

Die numerische Parameteroptimierung wurde im Rahmen dieser Arbeit von (Nimmig 2007) programmiert und durchgeführt: Diese Suche nach den "richtigen" Steifigkeitsparametern, zusammengefasst im Parametervektor<sup>62</sup> y

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} c_{Fu\beta,1,A} \\ c_{Fu\beta,2,A} \\ c_{Fu\beta,3,A} \\ c_{Fu\beta,4,A} \\ f_{nl,cFu} \\ c_{Diag,6} \end{pmatrix}, \quad \left\{ \mathbf{y} \in \mathfrak{R}^6 \right\} \quad , \tag{6-9}$$

erfolgt systematisch durch einen numerischen Optimierungsvorgang<sup>63</sup>. Allgemeine Übersichten zur numerischen Optimierung finden sich beispielsweise in (Krug und Schönfeld 1981; Pohlheim 2000; Rechenberg 1994; Schumacher 2005); für weitere Ausführungen zu den in dieser Arbeit verwendeten Verfahren siehe (Nimmig 2007). Als *Qualitäts*- oder *Zielfunktion f*(**y**) für die Optimierung wird die mit Gewichtungsfaktoren  $\alpha_i$  gewichtete Fehlerquadratsumme zwischen n (n = 40, vgl. Abschnitt 6.4.5) ausgewählten gemessenen und berechneten statischen Verschiebungsergebnissen verschiedener Lastfälle definiert:

$$f(\mathbf{y}) = f_{Ziel}(\mathbf{y}) = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i \left( u_{Sim,i}(\mathbf{y}) - u_{Mess,i} \right)^2 \quad , \quad \left\{ f, \alpha_i, u_{Sim,i}, u_{Mess,i} \in \mathfrak{R} \right\} .$$
(6-10)

Als Nebenbedingung wird die Lösungssuche für y auf physikalisch sinnvolle Parameterbereiche eingeschränkt (explizite Restriktion, vgl. (Krug und Schönfeld 1981)). Das Optimierungsproblem  $F_{Opt}$  kann wie folgt formuliert werden:

$$F_{Opt}(\mathbf{y}^*) = \min_{\mathbf{y}} \left\{ f(\mathbf{y}) \right\} \quad , \quad \left\{ \mathbf{y}, \mathbf{y}^* \in \mathfrak{R}^6 \right\} \quad . \tag{6-11}$$

Zur Generierung des gesuchten Parametervektors  $y^*$ , der die geringsten gewichteten Abweichungen im Systemverhalten zwischen Messung und Simulation liefert, wurden im Rahmen dieser Arbeit von (Nimmig 2007) zwei Optimierungsverfahren erprobt, ein Evolutionsverfahren [die Methode der kleinsten Fehlerquadrate mit einer Evolutionsstrategie nach (Rechenberg 1994)] und ein deterministisches Verfahren [die Methode der kleinsten Fehlerquadrate mit einem Gradientenverfahren, der Funktion *lsqnonlin* in *matlab* (The MathWorks 2007)]. Die lokale Konvergenz des deterministischen Verfahrens lieferte für die vorliegende Optimierungsaufgabe eine zu starke Startwertabhängigkeit; die Ergebnisse waren weitgehend unbrauchbar, daher wird auf dieses Verfahren nicht weiter eingegangen.

#### 6.4.7 Optimierung der Systemparameter mit der Evolutionsstrategie

Die Evolutionsstrategie lässt sich zu den stochastischen Suchverfahren zählen und ist nach (Schumacher 2005) besonders geeignet für mehrdimensionale Probleme und für Optimierungsaufgaben, bei denen eine Lösung mittels deterministischer Verfahren nicht

 $<sup>^{62}</sup>$  Zu beachten ist, dass sich einige Elemente des Parametervektors um Größenordnungen unterscheiden: Die Steifigkeiten liegen im Bereich >10<sup>5</sup> [N/m], der Nichtlinearitätsfaktor erfahrungsgemäß im Bereich 1 <  $f_{nl,cFu}$  < 10. Mit solch einem Dimensionssprung innerhalb des Parametervektors stellt sich die Optimierung als *schlecht gestelltes Problem* dar [vgl. (Golub und Ortega 1995)], welches numerische Probleme bereitet. Um dies zu vermeiden, wird der NL-Faktor für die Optimierung entsprechend skaliert.

<sup>&</sup>lt;sup>63</sup> Wie der Wertebereich der Parameter  $(\mathfrak{R})$  impliziert, handelt es sich um eine *kontinuierliche* Parameteroptimierung.

ausreicht/zum Ziel führt. Dies ist insbesondere bei *nicht-konvexen* Problemen<sup>64</sup> der Fall, wenn ein globales Extremum als Optimierungsergebnis angestrebt wird.

Die Evolutionsstrategie arbeitet nach den Prinzipien der biologischen Evolution. Dabei werden natürliche Prozesse, wie Selektion, Reproduktion, Rekombination, Mutation, (Pohlheim 2000). Konkurrenz u.v.a. berücksichtigt Die zu optimierenden Variablen/Parameter werden als *Individuen* bezeichnet, welche mittels spezieller Mutationsoperatoren von einer Eltern-Generation zu einer Nachkommen-Generation verändert werden. Der Ablauf einer einfachen Evolutionsstrategie verläuft folgendermaßen: Nach einer Initialisierungsphase werden neue Lösungen über mehrere Generationen gesucht. In jeder Generation wird eine Anzahl neuer Lösungen durch Auswahl von Individuen nach ihrer Fitness (gemessen durch eine Qualitätsfunktion) erstellt. Im Anschluss daran werden mittels Reproduktionsoperatoren neue Individuen erzeugt und in die Population eingefügt. Es entsteht eine neue Population, welche als Ausgangspunkt für die Erstellung neuer Individuen in der nächsten Generation gilt. Die Evolution der Individuen ist dadurch gekennzeichnet, dass diese durch natürliche Anpassung (Mutation und Selektion) besser an die Zielstellung angepasst sind als ihre Vorgänger. Eine wesentliche Besonderheit der Evolutionsstrategie gegenüber anderen stochastischen Verfahren (beispielsweise Monte-Carlo-Verfahren) besteht in der Einführung einer Schrittweitenmutation: Nicht nur die Parameter werden optimiert, sondern auch die (zufällige) Schrittweite, mit der diese Optimierung geschieht, wodurch die Evolutionsstrategie insbesondere für große Probleme sehr effizient ist (Rechenberg 1994).

Von (Nimmig 2007) wurde für die aktuelle Optimierungsaufgabe eine sogenannte  $12(1,20)^{15}$ -Evolutionsstrategie nach (Rechenberg 1994) programmiert, bei der aus einem Elter 20 Nachkommen erzeugt werden und stets das beste Individuum ausgewählt wird, ohne die Eltern bei der Beurteilung der Fitness zu berücksichtigen. Dies wird für 12 verschiedene Eltern (Populationen) über 15 Generationen hinweg für jeden der sechs zu optimierenden Parameter durchgeführt.

Über die Maschinen und Prüfplätze hinweg gelten folgende Regeln:

- Die Diagonalsteifigkeit ist eine maschinenspezifische Größe und bleibt für eine Maschine eine Konstante, unabhängig vom Prüfplatz.
- Der Nichtlinearitätsfaktor f<sub>cFu,nl</sub> berücksichtigt den Einfluss der Fußform/der Fußkonstruktion sowie des Bodens auf die Fußwirksteifigkeit. Es wird angenommen, dass sich bei gleichem Fußtyp und gleichem Untergrund unter allen vier Füßen ein gleicher Faktor für alle vier Füße ergibt. Der Faktor kann sich somit von Prüfplatz zu Prüfplatz unterscheiden.
- Die Fußsteifigkeit in Kennlinienbereich A kann sich sowohl von Fuß zu Fuß als auch von Prüfplatz zu Prüfplatz unterscheiden.

Die Optimierung wurde für alle vier Maschinen jeweils auf beiden Prüfplätzen durchgeführt. Es zeigt sich, dass mit dem aktuellen statischen Modell nicht alle statischen Referenzlastfälle gleichzeitig gleich zufriedenstellend dargestellt werden können. Da der Messpunkt y8 zentrale Auswertegröße für die dynamischen Messungen und dynamischen Simulationen darstellt, wird die besonders gute Übereinstimmung zwischen statischer Simulation und statischer Messung an dieser Stelle (und y7) durch hohe Gewichtungsfaktoren sichergestellt. Zugunsten der Lastfälle mit horizontalem Kraftangriff, durch den im dynamischen Fall die stärkste Anregung für y8 erfolgt, wurde der Lastfall mit vertikalem Kraftangriff schwächer bewertet. Weitere Beobachtungen aus den Optimierungsrechnungen sind, dass das vorliegende Ontimierungsrechnungen sind, dass das vorliegende

Optimierungsproblem über unzählige Minima verfügt, was das Auffinden eines "weitgehend" globalen Minimums sehr erschwert, sowie, dass in der aktuellern Modell- und Versuchskonfiguration keine eineindeutige Zuordnung zwischen den Steifigkeitsparametern und den statischen Verschiebungsergebnissen besteht. Die gleichen statischen Verschiebungs-

<sup>&</sup>lt;sup>64</sup> Eine im gesamten Lösungsraum konvexe Zielfunktion besitzt nur ein einziges Minimum, welches damit auch das globale ist. Nicht-konvexe Probleme weisen somit mehrere Extrema auf.

## 6 Statisches Gehäuseverhalten: Modellbildung, Parameterermittlung und Simulation

ergebnisse lassen sich mit unterschiedlichen Parametersätzen erzielen. Insbesondere die Nichtberücksichtigung der Quersteifigkeit scheint eine zu große Vereinfachung darzustellen. Hier ist weiterer Forschungsbedarf zu erkennen, auf den in Kapitel 9 näher eingegangen wird. Gleichwohl ist es mit diesem Parametersatz möglich, sowohl das statische als auch das dynamische Verhalten in den wesentlichen Effekten darzustellen, wie in den kommenden Abschnitten ausgeführt wird.

# 6.5 Ergebnisse und Validierung der Simulation des statischen Gehäuseverhaltens

Ein Vergleich der Ergebnisse der statischen Simulation mit denen der statischen Messung wird auf den folgenden Abbildungen präsentiert. Dabei sind die Messergebnisse immer rot, die Simulationsergebnisse immer blau dargestellt. Detailliert wird im folgenden Abschnitt das statische Verformungsverhalten der Maschine A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" vorgestellt. Die detaillierten Ergebnisse auf dem Prüfplatz "Ungefliest" sowie die gesamten Ergebnisse der Maschine B1 finden sich aus Platzgründen im Anhang, Abschnitt 10.4.2 bis 10.4.4.

## 6.5.1 Waschmaschine A1, Prüfplatz "Gefliest"

#### 6.5.1.1. Horizontaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "H Opt"

Die Verschiebungsergebnisse in **Bild 6-18** und **Bild 6-19** stellen die Eckpunkte der Hysteresen dar bei  $F_{y,res}$ =-100N (**Bild 6-18**, Lastfall "H Opt  $\alpha$ ") und  $F_{y,res}$ =+100N (Bild 6-19, Lastfall "H Opt  $\beta$ "):



Bild 6-18: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/ statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "H Opt α", WM A1 GEF



Abgesehen vom Verhältnis zwischen z3 und z4 bei Lastfall "H Opt  $\alpha$ " wird der Verformungsmode in beiden Lastfällen qualitativ richtig dargestellt. Quantitativ werden die Messergebnisse (rot, jeweils die beiden linken Säulen) für y7 und y8 durch die Simulation (blau, die jeweils rechte Säule) in beiden Lastfällen leicht unterschätzt, die Wege z1 bis z4 i.d.R. leicht überschätzt. Die Messwege y3 und y4 können nicht durch die Simulation dargestellt werden, da keine Quersteifigkeiten implementiert sind. Der Anteil der Starrkörpertranslation des Gehäuses in y-Richtung (y3, y4) an den Wegen y7 und y8 muss in der Simulation somit durch weichere Fußfedern in vertikaler Richtung kompensiert werden. 6.5 Ergebnisse und Validierung der Simulation des statischen Gehäuseverhaltens



6.5.1.2. Horizontaler Kraftangriff bei starker Fehlausrichtung "H FA"

Bild 6-20: Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie), Lastfälle "H FA  $\alpha$ " bis "H FA  $\beta$ ", z1 bis z4, A1 GEF

In **Bild 6-20** sind die Hysteresen der Fußmessstellen z1 bis z4 bei der sehr starken Fehlausrichtung von  $\Delta = +10/16$  Umdrehungen dargestellt. Zu erkennen ist ein starkes Kippeln um die Vorzugsdiagonale II (Fuß 2 – Fuß 4) mit zwischenzeitlichem Abheben der Füße 1 und 3 (vgl. auch Abschnitt 4.5.4). Die Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung ist bei den hinteren Füßen hervorragend, bei Fuß 1 gut mit einer leichten Überschätzung. Die simulierten Wege z4 liegen dagegen deutlich über den gemessenen.

Die gleiche gemessenen Fehlausrichtungscharakteristik findet sich auch bei den Messstellen y7 und y8 wieder (**Bild 6-21**): Durch die hohe Gewichtung dieses Lastfalles in der Qualitätsfunktion ist durch die Optimierung eine hervorragende Übereinstimmung erzielt worden.



Bild 6-21: Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie), Lastfälle "H FA  $\alpha$ " bis "H FA  $\beta$ ", y7 und y8, WM A1 GEF

6.5.1.3. Vertikaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "V Opt" und Fazit



Bild 6-22: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/ statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "V Opt", WM A1 GEF

Der sich bereits in Bild 6-20 abzeichnende Trend, dass die vorderen Füße etwas zu nachgiebig modelliert sind (hauptsächlich um die fehlenden Quersteifigkeiten auszugleichen), wird im Lastfall "V Opt" bestätigt (**Bild 6-22**). Trotz der zu weichen Charakteristik werden die Wege y7 und y8 bei "H Opt" noch etwas unterschätzt (Bild 6-18 und Bild 6-19).

Da die Quersteifigkeitskompensation für y7 und y8 in den Fußsteifigkeiten 1 und 2 für die aktuelle Modellkonfiguration notwendig ist, und hohes Gewicht auf die Wege y7 und y8 gelegt wird, erhält der Lastfall "V Opt" eine niedrigere Gewichtung – diese Abweichungen werden für den ersten Ansatz in Kauf genommen.

### 6.5.2 Zusammenfassung des statischen Verformungsverhaltens der Maschinen A1 und B1

Wie bereits erläutert, wurden aus Platzgründen bislang nur die Verformungsergebnisse der Waschmaschine A1 auf dem gefliesten Prüfplatz präsentiert. Die Zusammenfassung der weiteren Ergebnisse erfolgt in diesem Abschnitt; die zugehörigen Grafiken finden sich in Abschnitt 10.4 f.

Während die WM A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" in y7 und y8 tendenziell zu steif war, ist auf dem Prüfplatz "Ungefliest" genau der umgekehrte Trend zu erkennen (Abschnitt 10.4.2): Die simulierten oberen Verschiebungen überschätzen die Messergebnisse sowohl bei der optimalen als auch bei der Fehlausrichtung. Bei der optimalen Ausrichtung (H Opt) tritt dies auch deutlich bei den Vertikalverschiebungen (z1 bis z4) auf, genauso wie im LF V Opt (Bild 10-9 auf Seite 160).

Die WM B1 zeigt auf dem gefliesten Prüfplatz bei starker Fehlausrichtung in den Verschiebungen y7 und y8

Bild 10-13) die gleiche hervorragende Übereinstimmung wie die WM A1 auf Fliesen. Darüber hinaus werden y7 und y8 auch bei optimaler Ausrichtung sehr gut getroffen (Bild 10-10, Bild 10-11); einzige Wehmutstropfen sind in der optimalen Ausrichtung und der Fehlausrichtung zu große Wege der rechten Vertikalmessstellen z1 und z3. Der Lastfall LF V Opt wird wiederum nicht realitätsgetreu abgebildet (Bild 10-14).

Von allen untersuchten Maschine/Prüfplatz-Kombinationen zeigt die WM B1 auf dem ungefliesten Platz die beste Übereinstimmung, insbesondere bei der starken Fehlausrichtung in den Verschiebungen y7 und y8

Bild 10-18) und z1 bis z4 (Bild 10-17). Bei optimaler Ausrichtung (H Opt) reagieren y7 und y8 zu steif, während die Vertikalverschiebungen zi bis auf z3 in diesem Fall richtig abgestimmt sind (Bild 10-15, Bild 10-16). Im Lastfall mit vertikalem Kraftangriff (Bild 10-19) zeigt sich für die hinteren Füße diesmal eine sehr gute Übereinstimmung, die vorderen simulierten überschätzen die gemessen wieder, allerdings nicht um einen sehr großen Betrag.

## 6.6 Ausbaumöglichkeiten des statischen Modells

Bei drei der vier vorgestellten Maschine/Prüfplatz-Kombinationen erweisen sich die modellierten vorderen Füße bei vertikalem Kraftangriff als zu nachgiebig, bei einem Fall sind es die hinteren, was zum einen zur Kompensation der nicht vorhandenen Fuß-Quersteifigkeiten erforderlich ist, zum zweiten legen diese Ergebnisse den Schluss nahe, dass die derzeit sehr starre Kopplung mit nur einem Freiheitsgrad zwischen den Wegen der oberen Messpunkte und den Fußwegen im Rahmen der "Schuhkartonverzerrung" bei der echten Maschine nicht *in diesem Maße* auftritt. Durch das Einführen eines zweiten Verzerrungsfreiheitsgrades (Ersetzen der starren Topdiagonale durch eine Feder) ließe sich hier eine nachgiebigere Kopplung realisieren und eine bessere Anpassung an die gemessenen statischen Werte ermöglichen. Die strukturellen Ausbaumöglichkeiten des Modells werden im Ausblick, Kapitel 9, weiter diskutiert.

## 6.7 Fazit zur Simulation des statischen Gehäuseverformungsverhaltens

Ein Hauptziel der Entwicklung des Gehäusesimulationsmodells war eine deutliche Komplexitätsreduktion im Vergleich zu den Ansätzen des Standes der Technik, die die elastische Deformation des Gehäuses mit 15 oder gar 21 Freiheitsgraden abbilden, da ein *dominanter* Wirkmechanismus in der Vielzahl der Moden dort nicht mehr ausgemacht werden konnte. Weiterhin war die Darstellung einer Fehlausrichtung bislang nicht möglich.

Das in dieser Arbeit vorgestellte statische Simulationsmodell verfolgt die extremste Komplexitätsreduktion, die denkbar ist: die Darstellung der Gehäuseverzerrung durch nur *einen* Verzerrungsfreiheitsgrad, die sogenannte "Schuhkartonverzerrung" (sowie die drei *Starrkörper*freiheitsgrade Nicken, Wanken und Hub).

Die statischen Ergebnisse zeigen im Groben deutlich die Dominanz und Validität dieses identifizierten Verzerrungsmodes bei horizontalem Kraftangriff in Verbindung mit der progressiv-nichtlinearen Modellierung der Fußwirksteifigkeiten. Für nur einen einzigen Verzerrungsfreiheitsgrad ergibt sich eine hervorragende Übereinstimmung mit den Messergebnissen bei horizontalem Kraftangriff insbesondere der oberen Messpunkte<sup>65</sup>. Durch die vorgeschlagene Berücksichtigung der Fehlausrichtung in den Fußkennlinien inkl. der Möglichkeit des Abhebens kann das Verhalten der oberen Messpunkte auch bei starker Fehlausrichtung hervorragend, das der unteren Messstellen zufriedenstellend bis hervorragend dargestellt werden.

Im kommenden Kapitel wird das *dynamische Verhalten* dieses einfachst-möglichen Ansatzes vorgestellt.

<sup>&</sup>lt;sup>65</sup> Bewertet man die Abweichungen absolut, d.h. ohne Berücksichtigung der Modellkomplexität, so könnte man von einer zufriedenstellenden bis guten Übereinstimmung sprechen.

## 7 Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens

## 7.1 Aufbau des dynamischen Simulationsmodells

## 7.1.1 Übersicht

Wie in Abschnitt 6.5 und 6.7 gezeigt, ist das statische Simulationsmodell<sup>66</sup> in der Lage, das statische Verschiebungsverhalten der Maschine bei horizontalem Kraftangriff bei optimaler und bei Fehlausrichtung zu beschreiben. Weiterhin diente es auch dazu, die Fußwirksteifigkeiten der vier Füße sowie die Gehäusesteifigkeiten im Rahmen einer Parameteroptimierung zu ermitteln. Während es sich bei den statischen Versuchen um ein "künstliches" Experiment zur Kennwertermittlung handelt, bei dem die statische Kraftanregung synthetisch von außen an der Maschine aufgebracht wurde, soll mit den dynamischen Untersuchungen das Gehäuseschwingungsverhalten während des Endschleuderns anwendungsnah und praxisrelevant dargestellt werden. Um dieses zu erreichen, ist das statische Simulationsmodell um das Schwingsystem und die Kraftanregung aus der Wäscheunwucht zum dynamischen Simulationsmodell<sup>67</sup> zu erweitern (**Bild 7-1**):



Bild 7-1: Entwicklung des dynamischen Gehäusesimulationsmodells aus dem statischen Simulationsmodell, ergänzt durch dynamisch relevante Elemente

Die Geometrie, Kinematik und Massenverteilung sowie die Steifigkeiten des statischen Gehäusemodells bleiben ebenso unverändert wie Fesselungen des Gehäuses in der Horizontalen. Die künstlichen, äußeren, statischen Kräfte des statischen Modells werden durch das Schwingsystem inkl. Kraftanregung ersetzt (vgl. Abschnitt 7.1.2), welches über die Dämpfer ebenfalls unten mit dem Gehäuse verbunden ist und über die Manschette (vgl.

<sup>&</sup>lt;sup>66</sup> Wie ebenfalls bereits eingeführt: Kurzform für: "Simulationsmodell zur Untersuchung des statischen Gehäuseverhaltens von frontladenden Waschmaschinen"

<sup>&</sup>lt;sup>67</sup> Wie bereits eingeführt: Kurzform für: "Simulationsmodell zur Untersuchung des dynamischen Gehäuseverhaltens von frontladenden Waschmaschinen"

## 7 Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens

Abschnitt 7.1.3) mit der Front. Da Gehäuse und Füße während der dynamischen Verzerrungen im Gegensatz zum statischen Fall ihre dämpfenden Eigenschaften zeigen können, werden Fußdämpfungen (Abschnitt 7.1.4) sowie die Gehäusedämpfung (Abschnitt 7.1.5) ergänzt. Das statische Modell ist mit seinen Parametern (vgl. Tabelle 6-1) komplett im dynamischen Modell enthalten und wird um die in **Tabelle 7-1** zusammengefassten Elemente erweitert:

Tabelle 7-1:	Rein dynamisch	wirksame	Parameter	des	Modells	zur	Simulation	des	dynamischen
Ver	formungsverhalte	ns des Was	schmaschin	enge	ehäuses				

	Dynamische								
	Gehäusesimulation								
Nr.	Elemente	Modellparameter und ggfs. Ansatz	Vgl. Abschnitt	Ermittlung der Parameter					
6	Schwingsystemmasse	<i>m</i> <sub>Schw</sub>	7.1.2.1	Wiegen des Schwingsystems					
7	Steifigkeit der Schwingsystem- federn	c <sub>Schw</sub> (linear)	7.1.2.2	Messung der Feder- steifigkeit					
8	Reibkraft der Schwingsystem- reibdämpfer	b) $F_{D}$ $F_{Dmax}$ $\dot{x}$ $\dot{x}$	7.1.2.3	Reibkraftmessung [f(Frequenz, Temperatur, Weg, Zeit, )]					
9	Unwuchtkraft- erregung	$\mathbf{F}_u = m_u \cdot \ddot{\mathbf{r}}_u$	7.1.2.4	- (Vorgabe)					
10	Steifigkeit der Manschette (isotrop)	$c_{Man}$ (linear) bei n <sub>nenn</sub>	7.1.3	Abschätzung aus gesonderter Messung					
11	Dämpfungen der Füße	$d_{Fu} =$ $d_{Fu,1} = d_{Fu,2} =$ $d_{Fu,3} = d_{Fu,4}$ (geschwindigkeits- proportional)	7.1.4	Anpassung an dyn. Messung					
12	Dämpfung der Gehäuseverzerrung	<i>d</i> <sub><i>Diag6</i></sub> (geschwindigkeits- proportional)	7.1.5	Anpassung an dyn. Messung					

Des Weiteren wird die Anzahl und Lage der Messstellen vom statischen Versuch (Applikationsorte der Wegaufnehmer, vgl. Abschnitt 4.4.1) zum dynamischen (Applikationsorte der Beschleunigungsaufnehmer, vgl. Abschnitt 3.2.7.2) im Modell angepasst, um die Simulationsergebnisse präzise mit den Messergebnissen vergleichen zu können. In den folgenden Abschnitten werden die einzelnen, in Tabelle 7-1 aufgeführten Elemente des dynamischen Simulationsmodells näher erläutert.

#### 7.1.2 Schwingsystem und Unwuchtkrafterregung

#### 7.1.2.1. Aufhängung und Freiheitsgrade

Das Schwingsystem (vgl. Abschnitt 10.1) ist oben im Gehäuse mit zwei Federn und unten mit zwei Reibdämpfern aufgehängt (siehe **Bild 7-2**). Wie in Abschnitt 3.3.1.1 erläutert, sorgen die Reibdämpfer für eine Amplitudenbegrenzung bei der Resonanzdurchfahrt des Schwingsystems. Wie u.a. auch bei (Wagner 2000) nachzulesen ist, besitzt der reale Laugenbehälter



Bild 7-2: Technische Skizze (links) und Modell (rechts) des Schwingsystems

alle sechs Starrkörperfreiheitsgrade, sowie die Freiheitsgrade aus der elastischen Verzerrung seiner Struktur. Dabei sind im Betrieb zwei Starrkörperfreiheitsgrade dominant: Die Translation in y- und die in z-Richtung weisen die größten Wegamplituden auf. Die Rotationen um die drei Körperachsen werden zum größten Teil durch die Aufhängung unterbunden; die Translation in x-Richtung ist im Betrieb im Vergleich zur y- und z-Richtung minimal, aber noch bemerkbar.

Im Sinne des einfachst-möglichen Modellierungsansatzes (vgl. Abschnitt 1.5.2) werden

im vorliegenden MKS–Modell zur dynamischen Simulation nur die dominanten Freiheitsgrade des Schwingsystems zugelassen: die Translation in y- und z–Richtung. Alle anderen sind nicht vorgesehen. Durch die unterbundene Rotation kann das Schwingsystem als eine im Schwerpunkt konzentrierte Punktmasse modelliert werden. Die Masse des Schwingsystems (Laugenbehälter inkl. Ausgleichsgewicht und Trommel) wird durch Wiegen bestimmt und beträgt für die WM A1 (u)  $m_{Schw,A1} = 40,8$  kg, sowie für die WM B1 (e)  $m_{schw,B1} = 47,9$  kg. Messungen für eine höherwertigere Modellierung des Schwingsystems finden sich beispielweise in

#### 7.1.2.2. Schwingsystemfedern

Die zylindrischen Schrauben-Zugfedern weisen eine konstante Federsteifigkeit von  $c_{Schw} = 6500 \text{ N/m}$  auf.

#### 7.1.2.3. Reibdämpfer

Die Reibdämpfer üben eine durch Messung ermittelte, weitgehend konstante Reibkraft von  $F_D = 50$  N entgegen der Bewegungsrichtung aus. Zur Modellierung dieser Dämpfer (**Bild 7-3**) finden sich in der Literatur verschiedenen Ansätze (**Tabelle 7-2**):



### 7 Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens

Tabelle 7-2:Ausgewählte mathematische Reibdämpfermodelle. c:Steifigkeit der mit dem Reibelement verschalteten Feder;  $F_{Dmax}$ :maximal übertragbare Reibkraft;  $\dot{x}_c$ :Übergangsgeschwindigkeit (*Stick-Transition-Velocity*, STV)



Die mathematisch einfachste Methode, einen idealen Coulomb-Reibdämpfer durch eine Stufenfunktion (**Tabelle 7-2 (a)**) abzubilden, ist numerisch durch die nicht-eindeutige Funktionsvorschrift bei  $\dot{x}=0$  nur sehr schwierig zu beherrschen. Die Hinzunahme der (in Reihe, d.h. kraftgleich wirkenden) Steifigkeit des Dämpfers (Tabelle 7-2 (b)) ergibt eine eine eindeutige Funktion, die numerisch besser zu handhaben ist. Höherwertigere Formulierungen wie z.B. ein arctan-Ansatz (c) oder die Dahl-Formulierung (Dahl 1975) (d) ergeben darüber hinaus C<sup>2</sup>-stetige Funktionen, wobei das Dahl-Element insbesondere im Übergangsbereich zwischen ansteigender und konstanter Reibkraft besser an ermittelte Dämpferkennwerte angepasst werden kann, dafür aber in der Formulierung aufwändiger ist. Für das vorliegende Simulationsmodell stellte sich die Stufenfunktion mit berücksichtigter (linearisierter) Dämpfer-Steifigkeit (b2), auch STV-Modell genannt (Lyu et al. 2008), als die einfachstmögliche Formulierung bei gleichzeitiger guter numerischer Effizienz heraus.

#### 7.1.2.4. Unwuchtkrafterregung

In den experimentellen Untersuchungen zum dynamischen Gehäuseverhalten (vgl. Kapitel 3) kam zur Darstellung der unwuchtig verteilten Wäsche eine Bleiunwucht von in der Regel  $m_u$  = 700 g zum Einsatz, die in der Simulation des dynamischen Verhaltens ebenfalls modelliert wird. Da gemäß Abschnitt 1.5.2 ein einfachstmöglicher Modellierungsansatz gesucht wird, und weder das Verhalten der Trommel noch das lokale Verhalten des Laugenbehälters Gegenstand der Untersuchungen ist, wird die rotierende Unwuchtmasse durch ihre Kraftwirkung auf den Schwerpunkt des Laugenbehälters ersetzt. Da der Laugenbehälter im Modell nur über die zwei translatorischen Freiheitsgrade in y- und z-Richtung verfügt, haben weder



Bild 7-4: Ebenes mechanisches Modell der Kraftanregung durch die Unwuchtmasse  $m_u$  (a), Freischnitt für den Massenmittelpunktsatz (b)

die axiale Lage der Unwucht in der Trommel gyroskopische noch Effekte einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Laugenbehälters. Der Unwuchtkraftvektor F" besitzt somit nur Komponenten in der y-z-Ebene (siehe Bild 7-4). Der Ortvektor der Unwuchtwuchtmasse r,

besteht aus dem Ortsvektor zur Drehachse des Laugenbehälters  $\mathbf{r}_{LB}$  sowie dem Vektor  $\mathbf{s}_{u}$ , der mit dem Radius  $r_{u}$ (gleichbedeutend mit der Exzentrizität e, vgl. Abschnitt 3.2.5) von der Drehachse zur Unwuchtmasse weist (Bild 7-4 (a)) und Gl. (7-1):

$$\mathbf{r}_{u}(t) = \begin{cases} y \\ z \end{cases} = \mathbf{r}_{LB}(t) + \mathbf{s}_{u}(t) .$$
(7-1)

Weiter aufgegliedert folgt für den Ortsvektor in Gl. (7-2) mit den y- und z-Koordinaten der Laugenbehälterdrehachse  $y_{LB}$ ,  $z_{LB}$  sowie dem Drehwinkel der Trommel  $\varphi(t)$ :

$$\mathbf{r}_{u}(t) = \begin{cases} \mathbf{y}_{LB} \\ \mathbf{z}_{LB} \end{cases} + \begin{cases} r_{u} \cdot \cos(\varphi(t)) \\ r_{u} \cdot \sin(\varphi(t)) \end{cases}.$$
(7-2)

Für den Massenmittelpunktsatz (Gl. (7-3))

$$\mathbf{m}_{\mathrm{u}} \cdot \ddot{\mathbf{r}}_{\mathrm{u}}(t) = \mathbf{F}_{\mathrm{u}} \tag{7-3}$$

ist die Beschleunigung erforderlich (Gl. (7-4)),

$$\ddot{\mathbf{r}}_{u}(t) = \begin{cases} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{cases} = \ddot{\mathbf{r}}_{LB}(t) + \ddot{\mathbf{s}}_{u}(t), \qquad (7-4)$$

die als einen Anteil die unbekannte Systemantwort, nämlich die translatorische Beschleunigung der Drehachse des Laugenbehälters  $\ddot{\mathbf{r}}_{LB}$ , enthält. Nach einer Abschätzung der Größenordnung der beiden Beschleunigungen, der Laugenbehälterbeschleunigung  $\ddot{\mathbf{r}}_{LB}$  und der Zentripetalbeschleunigung  $\ddot{\mathbf{s}}_{u}$ , lässt sich  $\ddot{\mathbf{r}}_{LB}$  vernachlässigen: Wie in der Literatur (z.B. in (Meys 1998)) dokumentiert, liegen die Beschleunigung um Größenordnungen darüber liegt

(vgl. auch Bild 1-6). Somit ergibt sich weiter mit Gl. (7-3) und Gl. (7-2) die Unwuchtkraft, die in einen transienten und einen stationären Anteil aufgeteilt werden kann (siehe Gl. (7-5)):

$$\mathbf{F}_{u} = \begin{cases} F_{y} \\ F_{z} \end{cases} = \begin{cases} F_{y,transient} + F_{y,station\ddot{a}r} \\ F_{z,transient} + F_{z,station\ddot{a}r} \end{cases}$$

$$= \begin{cases} -m_{u} \cdot r_{u} \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot \sin(\varphi(t)) - m_{u} \cdot r_{u} \cdot \dot{\varphi}(t)^{2} \cdot \cos(\varphi(t)) \\ +m_{u} \cdot r_{u} \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot \cos(\varphi(t)) - m_{u} \cdot r_{u} \cdot \dot{\varphi}(t)^{2} \cdot \sin(\varphi(t)) \end{cases}$$
(7-5)

Mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Trommel und der Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}$  Gl. (7-6)

$$\begin{split} &\omega = \dot{\varphi} \\ &\dot{\omega} = \ddot{\varphi} \end{split} \tag{7-6}$$

folgt aus Gl. (7-5):

$$\mathbf{F}_{u} = \begin{cases} F_{y} \\ F_{z} \end{cases} = \begin{cases} F_{y,transient} + F_{y,station\ddot{a}r} \\ F_{z,transient} + F_{z,station\ddot{a}r} \end{cases}$$

$$= \begin{cases} -m_{u} \cdot r_{u} \cdot \dot{\omega}(t) \cdot \sin(\varphi(t)) - m_{u} \cdot r_{u} \cdot \omega(t)^{2} \cdot \cos(\varphi(t)) \\ +m_{u} \cdot r_{u} \cdot \dot{\omega}(t) \cdot \cos(\varphi(t)) - m_{u} \cdot r_{u} \cdot \omega(t)^{2} \cdot \sin(\varphi(t)) \end{cases}$$
(7-7)

Für die weiteren Betrachtungen kann der transiente Kraftanteil vernachlässigt werden, da dieser bei allen betrachteten Hochlaufzeiten, und damit allen Hochlaufbeschleunigungen  $\dot{\omega}(t)$ , gegenüber dem quadratisch größer werdenden stationären Anteil betragsmäßig keinen Einfluss mehr hat. Mit dieser Art der Modellierung werden alle Effekte, die ihre Ursache im elektrischen Antrieb (z.B. Unwuchten des Motors) oder im Riementrieb haben, ignoriert. Messungen und Ansätze für eine höherwertigere Modellierung des Schwingsystems finden sich beispielsweise in (Plagemann 2007).

### 7.1.3 Manschette

Die Manschette ist aus einem Elastomer gefertigt und besitzt eine äußerst komplex geformte Struktur aus Wulsten, Lippen, Faltungen etc., die während eines Hochlaufes großen Verschiebungen unterworfen ist. Somit sind sowohl das statische als auch das dynamische Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten hochgradig nichtlinear mit starker Frequenz-2000)). abhängigkeit (vgl. auch (Wagner Im Sinne des einfachst-möglichen Modellierungsansatzes wird die Manschette als linear-elastische Feder in y- und z-Richtung modelliert. Die Steifigkeit dieser als isotrop angenommenen Feder wurde bei Nenndrehzahl und einer Unwuchtmasse von 700g aus einer Kraft- und Verschiebungsmessung im eingebauten Zustand abgeschätzt. Um diesen Arbeitspunkt stellt die Linearisierung somit eine vereinfachte, aber gültige Beschreibung dar, die bei niedrigen Drehzahlen oder anderen Unwuchten an Aussagekraft verliert. Wie bei den Simulationsergebnissen (Bild 7-7 ff) zu erkennen sein wird, kommt es durch die nicht modellierte Manschetten*dämpfung* im Bereich der Eigenfrequenz des Schwingsystems zu einer sehr starken Resonanzüberhöhung der Wegamplituden des Gehäuses. Da dieser Bereich jedoch nicht Gegenstand des Interesses der vorliegenden Arbeit ist und der Dämpfungseinfluss bei hohen Drehzahlen wegen der stark überkritischen Abstimmung verschwindend gering ist, wird die Modellierung der Manschette als linear-elastische Feder ohne Dämpfung für den Fokus dieser Arbeit als hinreichend angesehen. Die abgeschätzten Steifigkeiten im Arbeitspunkt bei Nenndrehzahl betragen für  $c_{Man} = 6660 \text{ N/m}$  und die WM B1 (e): 9990 die WM A1 (u): = N/m.  $c_{Man}$ Simulationstechnisch hat die Steifigkeit der Manschette einen wesentlichen Einfluss auf das Grundniveau der Gehäuseschwingungen und auf die Gehäuseresonanz. Eine mögliche höherwertigere Modellierung findet sich in (Morgenthal 2008).

## 7.1.4 Fußdämpfungen

Die genaue Modellierung der Dämpfungen der eingebauten Füße auf dem Boden ist ein sehr komplexes Problem. Für die wirksame Dämpfung sind u.a. folgende Anteile denkbar: A) Materialdämpfung des Elastomers, B) Reibkräfte zum Boden bei Versatz eines Fußes, C) Reibkräfte zum Boden durch elastische Aufweitung, bzw. Verringerung der Aufstandsfläche

(Latsch) bei Be- und Entlastung des Fußes, D) Auflösen von Verspannungen zwischen zwei Füßen beim Abheben eines Fußes u.s.w. Wie der Literatur (Barutzki 1992; Kümmlee 1986; Ziegenhagen 1994) zu entnehmen ist, reichen rein viskoelastische Materialbeschreibungen nicht aus, um das dynamische Verhalten von Elastormerbauteilen vollständig zu beschreiben. Die Parameter c und d eines Voigt-Kelvin-Modells (vgl. Bild 7-5) können danach zwar mittels der harmonischen Balance ermittelt werden; sie sind dann jedoch von der Vorspannung, der Schwingfrequenz, der Schwingamplitude und weiteren Parametern abhängig, also nur für einen bestimmten Bereich gültig. Im Sinne der Zielstellung dieser Arbeit wird der einfachst mögliche Ansatz verwendet und ein Voigt-Kelvin-Modell zur Darstellung der Fußdämpfung vorgesehen, welches so angepasst wird, dass Resonanzverhalten das bei Gehäuseresonanzdrehzahl abgebildet werden kann. Diese Vorgehensweise stimmt mit der praxisnahen Modellierung von Elastomerkupplungen nach (DIN 740-2 1986) überein.



Bild 7-5: Hysteresekurve bei viskoser Dämpfung (a); zugehörige mechanische Modellierung als *Voigt-Kelvin-Modell* (b); Kraftgesetz (c); aus (Dresig und Holzweißig 2007)

## 7.1.5 Gehäusedämpfungen

Wie in Abschnitt 7.2.2. angekündigt, wird für die Abbildung des dynamischen Verhaltens des Gehäuses zur Diagonalfeder der Front wiederum nun ein geschwindigkeitsproportionaler Dämpfer parallel geschaltet. Er bildet integral alle dämpfenden Effekte innerhalb des Gehäuses ab, die in erster Linie durch die Reibung an den Fügestellen (Schraubverbindungen, Punktschweißungen, Clipse etc.) entstehen.

## 7.2 Modellimplementierung im MKS-Programm

Für die Implementierung des dynamischen Simulationsmodells wurde auf das kommerzielle nichtlineare Mehrkörpersimulationsprogramm Simpack (Intec GmbH 2006) zurückgegriffen. Der Aufbau des Modells in Simpack sowie die weiteren Pre- und Postprocessing-Aktivitäten inklusive der Simulationsrechnungen wurden von (Prejawa 2010) vorgenommen und sind dort detailliert beschrieben.

# 7.3 Mathematische Formulierung, numerische Implementierung und Lösung

Zur allgemeinen Formulierung, numerischen Implementierung und Lösung von Mehrkörpersimulationsproblemen existiert eine reichhaltige Literatur [beispielsweise (Brandl et al. 1986;

1987; Bremer und Pfeiffer 1992; Brenan et al. 1996; Eberhardt 1996; I. S. Fischer 2003; Frik 1994; García de Jalón und Bayo 1994; Hiller und Hirsch 2006; Meywerk 2007; Negrut und Ortiz 2006; Rahnejat und Rothberg 2004; Roberson und Schwertassek 1988; Roscher 2005; Rulka 1986; Schiehlen 1990; 2005; Schiehlen et al. 2006; Steinbrecher 2006; Stejskal und Valášek 1996)].

In vielen MKS-Programmen verfügt jeder starre Körper über seine sechs Starrkörperfreiheitsgrade, die dann über Zwangsbedingungen soweit eingeschränkt werden, bis die gewünschte Bewegung erzielt wird (Formulierung in absoluten Koordinaten, bzw. absoluten Freiheitsgraden gegenüber einer i.d.R. raumfesten Basis) [z.B. (Ryan 1990)]. Im Gegensatz dazu verwendet Simpack Relativkoordinaten zur Beschreibung der Freiheitsgrade des Systems, was i.d.R. eine enorme Reduktion der Anzahl der Freiheitsgrade gegenüber einer Formulierung in Absolutkoordinaten darstellt (im besten Fall eine Reduktion auf 1/6 pro Körper) und eine nur lineare Abhängigkeit des Berechnungsaufwandes von der Zahl der Freiheitsgrade (Intec GmbH 2006). Bei offenen Kettenstrukturen<sup>68</sup> führt dieser relativkinematische Ansatz beispielsweise durch Anwendung des Euler-Lagrange-Formalismus (Steinbrecher 2006) auf die Bewegungsgleichungen in Minimalkoordinaten, auch Zustandsform genannt. die ohne Zwangsbedingungen auskommen und somit ein System aus gewöhnlichen Differentialgleichungen (ODE) zweiter Ordnung darstellen, welches nach Umformung in ein äquivalentes ODE-System erster Ordnung durch klassische ODE-Zeitschrittsintegrationsverfahren wie z.B. Runge-Kutta-Verfahren integriert werden kann (Steinbrecher 2006). Bei Systemen mit geschlossenen kinematischen Schleifen, wie dem hier vorliegenden Waschmaschinengehäusemodell<sup>69</sup>, werden bei Simpack über die Lagrange-Gleichungen 1. Art Zwangskräfte in die Schleifen schließenden Gelenke eingeführt, die zusätzliche, hier holonome<sup>70</sup> und skleronome<sup>71</sup>, Zwangsbedingungen ergeben (Brandl et al. 1987) und damit zu einem gekoppelten, differential-algebraischen Gleichungssystem DAE führen. Das DAE hat in der Deskriptorform für holonome Systeme folgende Struktur (Steinbrecher 2006),

$$\mathbf{M}(\mathbf{x})\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) - \mathbf{G}^{T}(\mathbf{x}, t)\boldsymbol{\lambda}$$
(7-8)

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}(\mathbf{x}, t) \tag{7-9}$$

wobei im Allgemeinen die Massenmatrix M von dem Lagevektor x abhängen kann; der Vektor der Beschleunigungen mit  $\ddot{\mathbf{x}}$  bezeichnet ist; der Vektor **f** die von Lage  $\mathbf{x}$ , Geschwindigkeit x und der Zeit t abhängigen äußeren Kräfte sowie Gravitations- und gyroskopische Kräfte enthält; G die holonome Zwangsbedingungsmatrix (auch Zwangsmatrix) ist, deren Spalten in der transponierten Form  $\mathbf{G}^{T}$  die durch die Zwangsbedingungen nichtzugänglichen Bewegungsrichtungen enthalten,  $\lambda$  den Vektor der Lagrangeschen Multiplikatoren (Zwangskräfte) darstellt und g der Vektor der (auf Koordinatenebene) holonomen Zwangsbedingungen ist. G entsteht durch räumliche Ableitung des Zwangsbedingungsvektors g nach allen Koordinatenrichtungen:

$$\mathbf{G}(\mathbf{x},t) = \mathbf{g}_{\mathbf{x}}(\mathbf{x},t) \tag{7-10}$$

Gl. (7-8) stellt das System aus den gewöhnlichen Differentialgleichungen der Bewegung dar, Gl. (7-9) das System aus algebraischen Gleichungen der Zwangsbedingungen. Die Integration dieses gekoppelten DAE gestaltet sich deutlich schwieriger als die Lösung eines ODE-

<sup>&</sup>lt;sup>68</sup> In einer (offenen) Kettenstrukturtopologie besitzt jeder starre Körper des Mehrkörpersimulationsmodells genau einen starren Körper als Vorgänger und genau einen Nachfolger, mit Ausnahme von Anfang und Ende der Kette, die nur einen Körper als Partner besitzen.

 <sup>&</sup>lt;sup>69</sup> jede Dreiecksmasche des Gehäusefachwerkes ist in sich geschlossen
 <sup>70</sup> nur vom Lagezustand abgängig, nicht von der Geschwindigkeit

<sup>&</sup>lt;sup>71</sup> nicht explizit von der Zeit abhängig

Systems, da die Zwangsbedingungen zu jedem Integrationsschritt erfüllt sein müssen, die Koordinaten zur Erfüllung der Bedingungen aber erst nach der zweimaligen Integration von Gleichung (7-8) vorliegen. Eine gute Übersicht über aktuelle Lösungsverfahren im Zeitbereich gibt (Steinbrecher 2006). Zur Klassifikation von DAEs dienen diverse Indizes, die ein Maß für die Schwierigkeit bei der analytischen und/oder numerischen Behandlung darstellen (Steinbrecher 2006). Zu nennen ist beispielsweise der weit verbreitete, allerdings auch mit einigen Nachteilen versehene<sup>72</sup> differentielle Index (d-Index, oft auch einfach nur Index), der, anschaulich formuliert, als die Anzahl der Ableitungen definiert ist, die benötigt werden, um die DAEs in ODEs zu überführen. Ein kleinerer differentieller Index bedeutet eine größere Verwandtheit der DAE mit einer ODE und damit eine unproblematischere numerische Behandlung (Schaub 2004). Ein Problem bei der Lösung von DAEs mit höherem Index, wie das mit dem Waschmaschinenmodell vorliegende, semi-explizite (García de Jalón und Bayo 1994) DAE-System vom d-Index 3, ist die Existenz von sogenannten versteckten Zwangsbedingungen, die nicht explizit in Gl. (7-9) beschrieben sind, die Lösung aber signifikant beschränken und bei Nichtberücksichtigung zu starken numerischen Drifterscheinungen führen können<sup>73</sup>. Für diese Arbeit wird zur Zeitschrittintegration des DAEs der Simpack-Standardalgorithmus SODASRT verwendet, der auf dem MKS-spezifischen DAE-Integrator ODASSL (vgl. (Eich-Soellner und Führer 1998; Führer und Leimkuhler 1991)) basiert (Schroeder 2003), einem impliziten Mehrschrittalgorithmus (also einem Polynomansatz für die Lösung) mit variabler Schrittweite und variabler Interpolationsordnung (Backward-Differentiation-Formulas<sup>74</sup> (BDF) erster bis fünfter Ordnung) (Steinbrecher 2006). In jedem Integrationsschritt wird das DAE [(7-8) und (7-9)] durch iterative Minimierung des Residuums  $\mathbf{r}_{RDF}$  bis unter die Fehlertoleranz gelöst, wozu die Jacobimatrix (vereinfacht:  $\mathbf{J}_{BDF} = \partial \mathbf{r}_{BDF} / \partial \mathbf{x}$ ) der Zeitschrittintegration benötigt wird (Schroeder 2003).

#### 7.4 Simulationsergebnisse

#### 7.4.1 **Statische Ruhelage**

Ausgangspunkt für die folgenden dynamischen Analysen ist die statische Ruhelage, die in Abhängigkeit der Ausrichtung der Maschine und der jeweiligen Systemkonfiguration neu berechnet werden muss.

#### 7.4.2 **Eigenformen und Eigenwerte**

Eigenwerte und Eigenformen können nur für lineare Systeme ermittelt werden (García de Jalón und Bavo 1994). Das nichtlineare Bewegungs-DAE-Gleichungssystem Gl. (7-8) und (7-9) muss zur Ermittelung der Eigenwerte in einem ersten Schritt linearisiert werden, was in Simpack mit Hilfe des zentralen Differenzenquotienten um einen Arbeitspunkt, in diesem Fall die statische Ruhelage, geschieht. Für das linearisierte System werden über die charakteristische Gleichung die Eigenwerte bestimmt (Bronstein und Semendjajew 2001). Für jeden Freiheitsgrad ergibt sich im vorliegenden Fall ein konjugiert komplexes Paar von Eigenwerten, d.h. die entsprechenden Moden sind mit den gewählten Dämpfungen schwingungsfähig (Tabelle 7-3):

Tabelle 7-3: Eigenwerte und Schwingungsmoden des um die statische Ruhelage linearisierten Mehrkörpersimulationsmodells der Waschmaschine bei optimaler Ausrichtung

<sup>&</sup>lt;sup>72</sup> vgl. (Steinbrecher 2006)

<sup>&</sup>lt;sup>73</sup> Im vorliegenden Fall sind implizit in den lagebasierten Zwangsbedingungen (Längenkonstanz der Stäbe) auch geschwindingkeitsbasierte Zwangsbedingungen enthalten: Nicht nur die Lagen der Kopplungspunkte zweier Stäbe müssen gleich sein, auch ihre Geschwindigkeiten. <sup>74</sup> Für Erläuterungen zum BDF vgl. beispielsweise (García de Jalón und Bayo 1994).

EW Nr.	WM	Platz	Bezogene Frequenz, bzw. Drehzahl [%]	Beschreibung	Abbildungen			
1/2	A1	GEF	11%	Translation des				
	A1	UGEF	11%	Schwingsystems in y-				
	B1	GEF	12%					
	B1	UGEF	12%					
3/4	A1	GEF	13%	Translation des				
	A1	UGEF	13%	Schwingsystems in z- Richtung				
	B1	GEF	14%	Tuentung				
	B1	UGEF	14%					
5/6	A1	GEF	79%	Nicken				
	A1	UGEF	66%	(Rotation des Gehäuses um die v-				
	B1	GEF	77%	Achse)				
	B1	UGEF	92%					
7/8	A1	GEF	105%	Wanken				
	A1	UGEF	81%	(Rotation des Gehäuses um die x-				
	B1	GEF	90%	Achse)				
	B1	UGEF	102%					
9/10	A1	GEF	237%	Hubbewegung des				
	A1	UGEF	177%	Genauses (Ein- und Ausfedern				
	B1	GEF	203%	der Fußfedern)				
	B1	UGEF	238%					
11/12	A1	GEF	418%	Gehäuseverzerrung				
	A1	UGEF	416%	(Schuhkarton- verzerrung)				
	B1	GEF	309%					
	B1	UGEF	304%					

Nach (Dresig und Holzweißig 2007) muss für die Modellvalidität gewährleistet sein, dass der Erregerfrequenzbereich innerhalb des Eigenfrequenzbereichs des Modells liegt: die maximale Motorbetriebsdrehzahl von 78% bzw. 100% ist die höchste betrachtete Erregerfrequenz und liegt somit unter der höchsten Eigenfrequenz von 303% bis 424% (Nr. 11/12). Weiterhin kann die Modellierung des Systems als *konsistent* bestätigt werden, da die errechneten Eigenformen offenkundig linear unabhängig voneinander sind (Prejawa 2010).

Die Moden 1/2 sowie 3/4 stellen die *Schwingsystem*resonanz dar, die mit den berechneten Resonanzdrehzahlen auf allen gemessenen Amplituden-Frequenzgängen klar erkennbar und bezüglich der Drehzahlen auch klar von allen *Gehäuse*moden getrennt ist (vgl. auch **Bild 7-6**, welches eine grafische Übersicht von Tabelle 7-3 liefert). Die Resonanzen von Gehäuse-Nicken (5/6) und Gehäuse-Wanken (7/8) treten in unmittelbarer Umgebung der gemessenen Gehäuseresonanz für y8 auf. Alle höheren Moden [Gehäuse-Hub (9/10) und die Schuhkarton-verzerrung (11/12)] besitzen ihre Resonanzfrequenz rechnerisch weit außerhalb des Betriebs-drehzahlbandes. Die ersten fünf Moden (1/2 bis 9/10) sind Starrkörpermoden (2 Schwingsystem, 3 Gehäuse), der sechste der einzige modellierte Verzerrungsmode des Gehäuses.





#### 7.4.3 Amplituden-Frequenzgänge bei optimaler Ausrichtung

#### 7.4.3.1. Einfluss der Manschette

In den Bildern Bild 7-7 bis Bild 7-14 werden die Simulationsergebnisse mit den jeweiligen gemessenen Amplituden-Frequenzgängen verglichen. Dabei ist bei allen Simulationen eine übermäßige Resonanzüberhöhung zwischen 11% und 17% der Bezugsdrehzahl zu beobachten, die genau im Bereich der messtechnisch beobachteten und in der Eigenwertanalyse bestätigten Schwingsystemresonanz liegt. Wie der Vergleich der beiden Simulationen mit und ohne Manschette in Bild 7-7 zeigt, ist diese in ihrer derzeitigen sehr einfachen Modellierung als linear-elastische Feder ohne Dämpfung verantwortlich für diese Resonanz. Weiterhin zeigt sich exemplarisch, wie stark und komplex die Wirkung der einzelnen Elemente und Modellparameter auf das gesamte dynamische Verhalten ist: ohne Manschette verschwindet diese Resonanzspitze bei 11% bis 17% der Drehzahl, gleichzeitig sinkt das Grundniveau aller Amplituden ab und die Gehäuseresonanz verschiebt sich (Bild 7-7). Ziel dieser Arbeit (vgl. Abschnitt 1.5.3) ist der einfachst-mögliche Ansatz zur Beschreibung des relevanten Systemverhaltens. Die wirkliche Manschette wird eine stark nichtlineare Federkennlinie mit signifikanter Dämpfung aufweisen. Da jedoch der interessierende, hohe Drehzahlbereich bei Endschleuderdrehzahl mit der derzeitigen, sehr einfachen Manschettenmodellierung zufrieden stellend abgebildet werden kann, wird die starke Resonanz bei 11% bis 17% als Artefakt (d.h. als ein durch die Methode bedingtes unechtes Ergebnis) akzeptiert.

#### 7 Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens

7.4.3.2. Vergleich gemessener und simulierter Amplituden-Frequenzgänge, unempfindliche WM A1 auf beiden Prüfplätzen, optimale Ausrichtung



Bild 7-7: Vergleich Messung (dunkelblau) und Simulation (türkis): Amplituden-Frequenzgang der WM A1 auf Prüfplatz "Gefliest" - optimale Ausrichtung. Dynamisches Standardmodell (mit Manschette): türkis durchgezogen; ohne Manschette: türkis Strichlinie



Bild 7-8: Vergleich Messung und Simulation: WM A1 "Ungefliest" - optimale Ausrichtung

Die Waschmaschine A1 konnte auf beiden Prüfplätzen ("Gefliest" und "Ungefliest") bei der optimalen Ausrichtung gut bis sehr gut nachgebildet werden: Auf dem Prüfplatz "*Gefliest*" (**Bild 7-7**) zeigt sich sowohl eine sehr gute Übereinstimmung des qualitativen Verhaltens im

interessierenden höheren Drehzahlbereich nahe der Endschleuderdrehzahl als auch eine nur -0,8%-ige Abweichung in der Gehäuseresonanzdrehzahl. Die simulierte erste Gehäuseresonanzamplitude überschätzt die gemessene um ca. 10%-Punkte (+21%), was angesichts der Darstellung der Dämpfung in den Füßen durch jeweils nur *ein* Voigt-Kelvin-Element (vgl. Abschnitt 7.1.4) ein hervorragendes Ergebnis darstellt. Das Grundniveau der Amplitude stimmt mit dem der Messung überein und beträgt 12%. Der in der Realität auch mit Überspannung (+8%, 260V) nicht mehr erreichbare Drehzahlbereich ist grau hinterlegt. Die zweite Gehäuseresonanz erscheint bei gleicher Amplitude zwischen Simulation und Messung simulationstechnisch erst bei viel höheren Drehzahlen, ist jedoch für die Beurteilung der Gehäuseschwingungseigenschaften der Maschine nicht weiter von Bedeutung. Wichtig und auslegungsrelevant ist, ob und ggfs. wie weit sich die erste Gehäuseresonanz innerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches befindet und die ungefähre Höhe der entsprechenden Amplitude.

Auf dem Prüfplatz "*Ungefliest*" (**Bild 7-8**) zeigt sich eine beeindruckende *qualitative* Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung – Anzahl und Form der Gehäuseresonanzen werden gut widergespiegelt. Auch die Drehzahllage der Resonanzen ist mit nur 6%iger Abweichung im Rahmen der Mess- und Ausrichtgüte als sehr gut getroffen einzuschätzen; die Gehäuseresonanzamplituden werden in der Simulation deutlich (+43%) überschätzt, was ebenfalls durch verfeinerte Dämpfungsmodelle korrigiert werden könnte. Die Grundniveaus der der beiden Graphen ist auch hier wieder identisch bei 19%.

Fazit: Das dynamische Verhalten der als unempfindlich eingestuften Waschmaschine A1 lässt sich mit dem in der Zielstellung formulierten Anspruch und unter Berücksichtigung, dass die Gehäuseverzerrung mit nur *einem* Freiheitsgrad modelliert wurde, gut mit dem Simulationsmodell darstellen. Alle relevanten Kenngrößen des Amplituden-Frequenzganges sind in etwa identisch, allein die Amplituden im hohen Drehzahlbereich sind bei der Simulation generell größer als in der Messung und stellen somit eine konservative Abschätzung dar.





Bild 7-9: Vergleich Messung und Simulation: WM B1 "Gefliest" - optimale Ausrichtung

## 7 Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens



Bild 7-10: Vergleich Messung und Simulation: WM B1 "Ungefliest" - optimale Ausrichtung

Die empfindliche Maschine B1 weist in der Messung auf beiden Prüfplätzen ein stark unterschiedliches Verhalten auf, wie bereits in Abschnitt 3.3.2.2 erläutert wurde. Während sich auf dem Prüfplatz "Gefliest" nur eine sehr flache und breite Gehäuseresonanz zeigt (**Bild 7-9**) (auch völlig anders als die WM A1 auf dem Platz GEF), stellt sich auf dem nachgiebigeren Boden ohne Fliesen eine ausgeprägte Gehäuseresonanz mit hoher Amplitude ein (**Bild 7-10**). Dieses schon bei der optimalen Ausrichtung stark unterschiedliche Verhalten stellt eine sehr große Herausforderung für die Simulation dar – da die einzigen in der Simulation erfassbaren Unterschiede andere Bodensteifigkeiten (berücksichtigt in den Fuß-Wirksteifigkeiten) und Bodendämpfungen (berücksichtigt in den Fuß-Wirkdämpfungen) sind.

*Prüfplatz "Gefliest":* Die Simulation weist zwei Gehäuseresonanzstellen ( $n_{R,Sim,B1,GEF} = 70\%$ ,  $n_{R2,Sim,B1,GEF} = 87\%$ ) auf, während die Messung nur eine Gehäuseresonanzstelle bei  $n_{R,B1,GEF} = 89\%$  hat (siehe Bild 7-9). Bei einer stärkeren Fußdämpfung verschwindet die Vorresonanz, jedoch werden dadurch auch die Amplituden bei Fehlausrichtung beeinflusst – und viel zu stark abgedämpft (vgl. Abschnitt 7.4.4.5). Diese Tatsache untermauert wiederum, dass sich insbesondere in der Dämpfungsmodellierung Ausbaupotenziale eröffnen. Die Gehäuseresonanzamplitude bei  $n_{R2.Sim.B1,GEF}$  liegt bei 63% und ist um 66% größer als die Messung. Das Grundniveau bewegt sich ist bei Simulation und Messung auf einem Niveau von 19%.

*Prüfplatz "Ungefliest":* Der Amplituden-Frequenzgang der WM B1 auf dem ungefliesten Prüfplatz weist wieder eine deutliche Resonanzstelle auf (siehe Bild 7-10). In der Simulation tritt diese Gehäuseresonanz bei  $n_{R,Sim,B1,UGEF} = 81\%$  auf und damit nur 3%-Punkte später (+4%) als in der Messung ( $n_{R,B1,UGEF} = 78\%$ ). Die Amplituden der Gehäuseresonanz sind durch die Simulation sehr gut getroffen, sie liegen bei  $\hat{y}_8 = 56\%$ . Das Grundniveau ist in der Simulation mit 12,5% um 6%-Punkte niedriger als in der Messung, was sich innerhalb der Ausrichtgüte der Messungen bewegt.

*Fazit:* Das momentan verwendete Modell kann das Verhalten der empfindlichen Maschine B1 bei optimaler Ausrichtung auf dem nachgiebigen Boden gut abbilden, auf dem steifen Boden (GEF) stößt die aktuelle Modellierung der Bodendämpfung an ihre Grenzen.

## 7.4.4 Amplituden-Frequenzgänge bei Fehlausrichtungen

## 7.4.4.1. Einleitung

Bei den folgenden Vergleichen zwischen gemessenen und simulierten Hochläufen unter Fehlausrichtung kommt es im Sinne der Zielstellung dieser Arbeit eher auf den Gesamtüberblick an, d.h. die Frage, ob das Verhalten prinzipiell wiedergegeben werden kann, denn auf die Details. Es wurde bewusst eine kompakte Darstellung gewählt, die diesen Überblickscharakter fördert und immer gleich aufgebaut ist: In der oberen Zeile [(a) und (b), vgl. **Bild 7-11**] werden die Messergebnisse wiederholt, in der unteren Zeile [(c) und (d)] die Simulationsergebnisse präsentiert. Jedes Diagramm enthält fünf Graphen mit steigender Fehlausrichtung zwischen 0/16 (Optimale Ausrichtung, rot) und +/- 5/16 Umdrehungen (schwarz) des Fußes 1 mit der farblichen Codierung nach Bild 3-34. Negative Fehlausrichtungen stehen links [(a), (c)]; positive rechts [(b), (d)]. Die Erläuterungen und Interpretationen kommen aus sprachlichen Gründen gleichwohl nicht ganz ohne den Verweis auf einige charakteristische Details aus.

## 7.4.4.2. WM A1 (u) Prüfplatz "Gefliest"

Kurze Wiederholung der Ergebnisse der *Messungen* (**Bild 7-11 (a) und (b)**, vgl. Abschnitt 3.3.3.2): Die WM A1 zeigt ein *asymmetrisches* Fehlausrichtungsverhalten: negative Fehlausrichtungen haben keinen Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Maschine (die Gehäuseresonanzdrehzahl bleibt bei  $n_R = 74\%$ ), während mit steigender positiver Fehlausrichtung die Gehäuseresonanz zu niedrigeren Drehzahlen zu wandern beginnt, außerdem ändert sich ihr Erscheinungsbild: Aus einer sehr spitzen Resonanz bei optimaler Ausrichtung erstreckt sich mit zunehmender positiver Fehlausrichtung der Einfluss der Resonanzstelle über einen größeren Drehzahlbereich.



Bild 7-11: Vergleich der gemessenen [(a) und (b)] und simulierten [(c) und (d)] Amplituden-Frequenzgänge für Messpunkt y8 der unempfindlichen Waschmaschine A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" bei Fehlausrichtungen zwischen -5/16 Umdrehungen und +5/16 Umdrehungen (FA-05 bis FA+05)

Der erste Eindruck der *Simulationen* (**Bild 7-11 (c) und (d**)) weist eine ziemlich gute Übereinstimmung im grundsätzlichen Verhalten zur Messung aus: Negative und positive Fehlausrichtungen wirken sich auch in der Simulation unterschiedlich auf das Schwingungsverhalten der Waschmaschine aus, das asymmetrische Fehlausrichtungsverhalten ist abgebildet – wohlgemerkt ausschließlich durch Berücksichtigen der Fehlausrichtung in der Federkennlinie von Fuß 1 um den entsprechend eingestellten Betrag (vgl. Abschnitt 6.2.4.3). Mit steigender *negativer* Fehlausrichtung bis -2/16 bleibt auch hier die Resonanzdrehzahl konstant bei 72% (Messung bei 74%), anschließend kommt es zu einem Aufspalten dieser Resonanz. Die neuen Resonanzen bei niedrigerer Drehzahl bleiben in ihren Amplituden jedoch auf dem Grundniveau der optimalen Ausrichtung, erst bei -5/16 ist eine leichte, aber nicht signifikante Erhöhung feststellbar. Wiederum wurde der Bereich oberhalb der höchsten gemessenen Drehzahl grau hinterlegt. Das Grundniveau bleibt über alle Fehlausrichtungen in Simulation und Messung konstant bei 12,5%.

Mit steigender *positiver* Fehlausrichtung ist auch in der Simulation ein Absinken der Resonanzdrehzahl bei gleichzeitigem Ansteigen der Resonanzamplitude ersichtlich (Bild 7-11 (d)); die Drehzahl fällt leicht stärker ab als in der Messung; und während sich die Amplituden bei geringen positiven Fehlausrichtung in der Messung (bis  $\Delta = +4/16$ ) auf einem annähernd konstanten Niveau ( $\hat{y}_{8,R} = 46\%$ ) bewegen, ist dazu ein kontinuierlicher Anstieg der Amplitude in der Simulation sichtbar. Bei starken positiven Fehlausrichtungen steigt in der Messung das Grundniveau der Gehäuseamplitude an – dieser Effekt findet sich auch in der Simulation wieder.

## 7.4.4.3. WM A1 (u) "Ungefliest"

Auch auf dem ungefliesten Prüfplatz zeigen die *Messungen* das gleiche asymmetrische Fehlausrichtungsverhalten die Maschine A1 wie auf dem gefliesten, allerdings nun bei positiver Fehlausrichtung mit deutlich höherer Amplitude (**Bild 7-12 (a) und (b)**).



Bild 7-12: Vergleich der gemessenen [(a) und (b)] und simulierten [(c) und (d)] Amplituden-Frequenzgänge für Messpunkt y8 der unempfindlichen Waschmaschine A1 auf dem Prüfplatz "Ungefliest" bei Fehlausrichtungen zwischen -5/16 Umdrehungen und +5/16 Umdrehungen (FA-05 bis FA+05)

Auch die *Simulation* liefert ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten: Bei negativer Fehlausrichtung (**Bild 7-12 (c)**) gibt es keine Gehäuseresonanz, die mit signifikanter Amplitude "nach vorne" wandert und es tritt auch keine Erhöhung der Amplituden auf. Bei den ersten beiden negativen Fehlausrichtungen bleibt die Gehäuseresonanz konstant bei 64% (Messung  $n_R = 69\%$ ; Abweichung von der Messung: -8%). Bei stärkeren negativen Fehlausrichtungen bildet sich wieder (vgl. Bild 7-11 (c)) ein Tal aus mit einer beginnenden minimalen Vorresonanz, wobei auf dem ungefliesten Boden ein stärkerer Abfall der Amplituden zu verzeichnen ist. Das Grundniveau liegt in Messung und Simulation konstant bei  $\overline{y}_8 = 15\%$ . In der Messung treten zwei ausgeprägte Gehäuseresonanzen auf; dies ist bis FA = -2/16 auch in der Simulation der Fall, auch der steile Anstieg zu den jeweiligen Resonanzen ist qualitativ gut getroffen, wenn auch das Zwischental in der Simulation nicht so stark ausgeprägt ist. Die zweite Resonanz liegt in der Messung bei 75% der Bezugsdrehzahl und in der Simulation bei 73% (-3%) und bleibt dort bei allen Fehlausrichtungen konstant in Drehzahl und Amplitude (!).

Die Resonanzdrehzahl sinkt auch in der Simulation bei *positiven* Fehlausrichtungen (**Bild 7-12 (d)**); die Spreizung des Abfalls über die Fehlausrichtungen ist etwas geringer als in der Messung. Ein Anstieg der Resonanzamplitude ist dagegen nur minimal erkennbar. Dadurch ähnelt der simulierte Verlauf auf ungefliestem Untergrund (Bild 7-12 (d)) sehr der Messung der WM A1 auf Fliesen (Bild 7-11 (b)).

## 7.4.4.4. Fazit WM A1 (u) auf beiden Prüfplätzen

Wie aus den dynamischen Messungen schon ersichtlich war, ist bei der WM A1 auf beiden Prüfplätzen übereinstimmend ein deutlicher Unterschied zwischen negativer und positiver Fehlausrichtung, d.h. ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten, festzustellen. Dieses Verhalten konnte mit dem dynamischen Simulationsmodell abgebildet werden. Dabei zeigten drei Fälle (negative FA auf beiden Prüfplätzen sowie positive FA auf Fliesen) unter Berücksichtigung der sehr einfachen Modellierung eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen, im vierten Fall (positive FA auf ungefliestem Untergrund) ist die Übereinstimmung bzgl. Anstieg der Resonanzamplituden verbesserungsbedürftig.

## 7.4.4.5. WM B1 (e) "Gefliest"

Die Waschmaschine B1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" weist messtechnisch wiederum ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten auf (**Bild 7-13 (a) und (b)**). Gleichzeitig ist die Gehäuseresonanz bei der optimalen Ausrichtung nicht so markant und ausgeprägt wie bei der unempfindlichen Maschine. Diese flache Resonanzstelle stellt eine große Herausforderung an die Simulation dar. Zum einen könnte die Ursache in einer sehr starken Dämpfung (Fuß/Fußboden) liegen, zum anderen könnte noch eine ausgeprägte Hauptresonanz existieren, die aber außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches liegt.



Bild 7-13: Vergleich der gemessenen und simulierten Amplituden-Frequenzgänge für Messpunkt y8 der empfindlichen Waschmaschine B1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" bei Fehlausrichtungen zwischen -5/16 Umdrehungen und +5/16 Umdrehungen (FA-05 bis FA+05)

Die *Simulation* zeigt bei *negativen* Fehlausrichtungen unterhalb von 72% der Bezugsdrehzahl keinerlei Einfluss der Fehlausrichtung (**Bild 7-13 (c)**) – wie die Messung. Allerdings erstreckt sich dieser unveränderliche Bereich bei der Messung bis zur Drehzahl von  $n_R = 82\%$ , bei der Simulation bis 72% (Abweichung der Simulation von -12%). Nach diesem "Invarianzpunkt"

in der Simulation vereinigen sich die beiden Resonanzen mit zunehmender Fehlausrichtung zu einer mittleren, deren Amplitude leicht ansteigt, während bei der Messung die Resonanzamplituden leicht abfallen. Das Grundniveau bleibt bei allen Fehlausrichtungen konstant auf  $\frac{\breve{y}_{s}}{\breve{y}_{s}} = 19\%$ .

Bei positiven Fehlausrichtungen bildet sich in der Messung eine Fehlausrichtungsresonanz aus, deren Drehzahl mit zunehmender FA stark sinkt und deren Amplitude sehr stark ansteigt (Bild 7-13 (b)). Das Absinken der Resonanzdrehzahl findet sich hervorragend in der Simulation wieder (Bild 7-13 (d)); der Anstieg der Fehlausrichtungsresonanzamplitude ist nicht so stark ausgeprägt - eine Schwäche der derzeitigen Dämpfungsmodellierung. Wie bereits erläutert, ist die Fuß- und Bodendämpfung derzeit durch ein einziges Voigt-Kelvin-Element in jedem Fuß modelliert, welches die Amplituden über den gesamten höheren Drehzahlbereich gleichmäßig abdämpft, sowohl die Resonanz der optimalen Ausrichtung als auch die Fehlausrichtungsresonanzen. Während die simulierte Resonanzamplitude der optimalen Ausrichtung (viel) höher ist als die gemessene (und damit die Dämpfung weiter erhöht werden müsste), liegen die simulierten Fehlausrichtungsamplituden unter den gemessenen, was für eine geringere Dämpfung spräche. Solch ein komplexes Dämpfungsverhalten ist mit nur einem Voigt-Kelvin-Strang nicht zu realisieren. In der Simulation behält die zweite Gehäuseresonanz (Hauptresonanz genannt) auch bei starker positiver Fehlausrichtung ihre Frequenz bei - ein Effekt, der bei der wirklichen Maschine hier vielleicht außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches auftreten könnte, und der auf dem ungefliesten Prüfplatz im Betriebsdrehzahlbereich beobachtet wurde.

## 7.4.4.6. WM B1 (e) "Ungefliest"

Im Gegensatz zum gefliesten Untergrund und zur WM A1 auf beiden Plätzen zeigt die WM B1 auf dem ungefliesten Untergrund ein symmetrisches Fehlausrichtungsverhalten, d.h. sowohl positive als auch negative Fehlausrichtungen lassen die Resonanzfrequenz sinken und die Resonanzamplitude steigen (**Bild 7-14 (a) und (b)**, vgl. auch Abschnitt 3.3.3.3).



Bild 7-14: Vergleich der gemessenen [(a) und (b)] und simulierten [(c) und (d)] Amplituden-Frequenzgänge für Messpunkt y8 der empfindlichen Waschmaschine B1 auf dem Prüfplatz "Ungefliest" bei Fehlausrichtungen zwischen -5/16 Umdrehungen und +5/16 Umdrehungen (FA-05 bis FA+05)

Bei *negativer* Fehlausrichtung zeigt sich in den Effekten *qualitativ* eine hervorragende Übereinstimmung zwischen Simulation (**Bild 7-14 (c)**) und Messung (**Bild 7-14 (a)**): Die Hauptresonanz bleibt weitgehend stabil, dafür bildet sich eine Fehlausrichtungsresonanz aus, deren Frequenz mit zunehmender negativen Fehlausrichtung sinkt und Amplitude steigt. Das charakteristische Tal in der Messung (FA = -3/16 bis -5/16) bei 69% der Bezugsdrehzahl findet sich in der Simulation genauso wieder, nur 8%-Punkte später (+12%). Bei starken negativen Fehlausrichtungen ändert sich in der Simulation die bis dahin konstant gebliebene Frequenz der Hauptresonanz, während sie in der Messung über alle FA konstant bleibt. Im Vergleich zur Messung wird die Höhe der Fehlausrichtungsamplituden nicht erreicht (-50%), auch das Anheben des Grundniveaus bei starker Fehlausrichtung ist vorhanden, jedoch nicht so stark ausgeprägt.

Die Simulation liefert bei *positiven* Fehlausrichtungen im Rahmen des sehr einfachen Modellierungsansatzes eine hervorragende Übereinstimmung mit der Messung (die Fehlausrichtungsresonanzdrehzahlen sinken, deren Amplituden steigen und das Grundniveau hebt sich bei positiver Fehlausrichtung, (**Bild 7-14 (b) und (d)**). Im Detail sind noch Unterschiede auszumachen: In der Messung ist nur eine Resonanz erkennbar, in der Simulation handelt es sich um zwei Peaks dicht beieinander. Während in der Messung die Gehäuseresonanz bei 78% Fehlausrichtungsresonanzen "nach vorne hin auskalbt", ohne selbst eine Änderung der Resonanzfrequenz zu erfahren, findet sich in der Simulation ein anderes Verhalten wieder: die Ausbildung von Fehlausrichtungsresonanzen geschieht unter einer symmetrischen Entfernung
der beiden Resonanzspitzen von einander, bis die hintere Resonanz eine Hauptresonanz geworden ist und ihre Frequenz nicht mehr ändert.

## 7.4.4.7. Fazit: WM B1 (e) auf beiden Prüfplätzen

Die Simulation zeigt genau so eindeutig wie die Messung, dass die WM B1 auf beiden Prüfplätzen ein stark unterschiedliches Verhalten besonders bei negativen Fehlausrichtungen aufweist. Wie bei der WM A1 liegen die Resonanzdrehzahlen der optimalen Ausrichtung im erwarteten Bereich und das generelle Verhalten der Maschine wurde ebenso gut simuliert. Allein die Größe der Resonanzamplituden und die Lage der wandernden Resonanzen kann insbesondere auf dem steifen Boden des gefliesten Prüfplatzes noch nicht mit einer solchen Genauigkeit abgebildet werden.

## 7.5 Fazit zur Simulation des dynamischen Gehäuseverhaltens

Berücksichtigt man die nach der Zielstellung dieser Arbeit (vgl. Abschnitt 1.5.3) gewählte radikale Einfachheit der Modellierung, ist der Erfolg der dynamischen Simulation bemerkenswert: Mit nur einem elastischen und drei Starrkörperfreiheitsgraden des Gehäusekörpers sowie und einer der Physik Rechnung tragenden, aber immer noch sehr einfachen Modellierung der vertikalen Wirksteifigkeit der Füße ist man in der Lage, das Verhalten von zwei unterschiedlichen Maschinentypen jeweils auf zwei unterschiedlichen Untergründen bei Optimal- und bei Fehlausrichtung in jedem Fall qualitativ richtig und in vielen Aspekten auch quantitativ zutreffend zu simulieren.

Während im zurückliegenden Abschnitt 7.4 die präsentierten Ergebnisse hauptsächlich beschrieben wurden, folgen im kommenden Kapitel 8 Interpretationen und Schluss-folgerungen.

# 8 Schlussfolgerungen und weitere Untersuchungen

## 8.1 Einleitung

Während in den vergangenen Kapiteln bei der Vorstellung von Mess- und Simulationsergebnissen die *Beschreibung* dieser im Vordergrund stand, folgt in diesem Kapitel die Ermittlung der *Ursachen* und *Wirkmechanismen* der beschriebenen Effekte. In Abschnitt 8.2 geht es um die Klärung des Einflusses der Schuhkartonverzerrung auf das dynamische Verhalten, in Abschnitt 8.3 werden Hypothesen zur Ursache des beobachteten Fehlausrichtungsverhaltens entwickelt und überprüft. Die besondere Bedeutung der statischen Unbestimmtheit der Lagerung wird in Abschnitt 8.4 herausgearbeitet, gefolgt von einem Fazit in Abschnitt 8.5. Schließlich wird Abschnitt 8.6 eine Auswahl an Maßnahmen zur Verbesserung des Gehäuseschwingungsverhaltens überprüft.

## 8.2 Diskussion der Ergebnisse, Mechanismenaufklärung

## 8.2.1 Einfluss der Diagonalsteifigkeit

Bei der Betrachtung der berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen fällt auf, dass die Eigenfrequenz der "Schuhkartonverzerrung" (mit den gefundenen Steifigkeitsparametern) um ein Vielfaches über dem Betriebsdrehzahlbereich liegt. Resonanzen erster Ordnung sind für diesen Mode somit nicht zu erwarten. Welchen Einfluss weist dann überhaupt die Schuhkartonverzerrung für das dynamische Verhalten auf? Zur Klärung dieser Frage wird eine Parameterstudie mit variierter Diagonalsteifigkeit simuliert: Dabei wurde die Diagonalsteifigkeit bei beibehaltenen Fußkennlinien variiert zwischen *sehr nachgiebig*, über den *durch die statische Optimierung ermittelten Wert* (in den folgenden Bildern mit \* gekennzeichnet) bis hin zu einer *starren Diagonalfeder*, die um drei bis vier Größenordnungen in der Steifigkeit über den elastischen Diagonalen liegt:



8.2.1.1. Optimale Ausrichtung

Bild 8-1: Simulation: Parameterstudie der Front-Diagonalsteifigkeit [N/mm]; der Wert\* ging in die dynamische Simulation ein. WM A1 GEF, optimale Ausrichtung. Der Pfeil gibt die Richtung höherer Diagonalsteifigkeit an. Strichlinien a) und b) verbinden die Resonanzstellen.



Bild 8-2: Simulation: Parameterstudie der Front-Diagonalsteifigkeit [N/mm]; der Wert\* ging in die dynamische Simulation ein. WM B1 GEF, optimale Ausrichtung. Der Pfeil gibt die Richtung höherer Diagonalsteifigkeit an. Strichlinien a) und b) verbinden die Resonanzstellen.

freiheitsgrade. Es sind somit die  $F\ddot{u}\beta e$ , die im vorgestellten Simulationsmodell bei der optimalen Ausrichtung wesentlich verantwortlich sind für die *erste Gehäuseresonanz*. Wie stellt sich der Einfluss bei Fehlausrichtung dar?

#### 8.2.1.2. Fehlausrichtung

Um das Ergebnis vorwegzunehmen: Die Diagonalsteifigkeit hat keinen signifikanten bis gar keinen Einfluss auf das dynamische Verhalten bei Fehlausrichtung! Auch bei einer Fehlausrichtung sind die wesentlichen Effekte durch die Starrkörperbewegung der modellierten Maschine auf den Füßen bestimmt. Exemplarisch werden die Ergebnisse für ein

Verblüffender Weise ist bei der Maschine A1 auf dem Platz GEF in einem weiten Steifigkeitsbereich die Frequenz der ersten Gehäuseresonanz von der Diagonalsteifigkeit unabhängig [Bild 8-1 (a)]! Eine weichere Diagonale erhöht nur die Amplitude v8! [Nur bei einer sehr niedrigen Steifigkeit ändert sich offensichtlich der Verzerrungsmode die Frequenz und sinkt ebenfalls.]

Die zweite Gehäuseresonanz dagegen bezüglich ist Frequenz und Amplitude direkt abhängig von der Diagonalsteifigkeit Bild 8-1 (b)]. Bei hinreichender Nachgiebigkeit der Diagonalsteifigkeit vereinigen sich beide Resonanzen. Aus dem Frequenzverhältnis der ersten und zweiten Gehäuseresonanz ist somit ein Verhältnis zwischen Diagonalsteifigkeit und wirksamen Fußsteifigkeiten ablesbar. Die gleichen Verhältnisse gelten für die Maschine B1 auf GEF (Bild 8-2). Auch bei einer starren Diagonale liegt die Resonanzfrequenz fest und unterschreitet eine gewisse Amplitude nicht mehr. In diesem Fall wirken noch Starrkörpernur

symmetrisches und ein asymmetrisches Fehlausrichtungsverhalten vorgeführt (**Bild 8-3, Bild 8-4**):



Bild 8-3: Simulation: A1 GEF optimale und Fehlausrichtung mit elastischer und starrer Diagonale 6



Bild 8-4: Simulation: B1 UGEF optimale und Fehlausrichtung mit elastischer und starrer Diagonale 6

Fazit: Den Füßen kommt eine überragende Bedeutung für das gehäusedynamische Verhalten zu.

Kritisch zu bemerken ist, dass die gefundenen, simulationstechnischen Fußwirksteifigkeiten das reale Fußsteifigkeitsverhalten nur mit gewissen Einschränkungen widerspiegeln (vgl. Abschnitt 6.5), weil einige Verformungsmechanismen in den Modell-Vertikalsteifigkeiten mit berücksichtigt sind, die bei der echten Maschine davon unabhängig sind (z.B. die Ouersteifigkeit: auch die Schuhkartonverzerrung wird durch asymmetrisch verteilte Fußsteifigkeiten z.T. unterstützt). Die Übertragbarkeit der Simulationsergebnisse mit starrer Diagonale im Detail auf die reale Maschine ist somit nur mit großer Vorsicht möglich. Die Tatsache, dass das grundlegende Verhalten bei optimaler und bei Fehlausrichtung mit einer starren Diagonale weit mehr als nur ansatzweise getroffen wird, ist jedoch allein schon bemerkenswert und unterstreicht die überragende Bedeutung der Füße für das Gehäuseschwingungsverhalten.

# 8.3 Ursachen des Fehlausrichtungsverhaltens

## 8.3.1 Hypothese zur Erklärung des Fehlausrichtungsverhaltens

Hinsichtlich des Fehlausrichtungsverhaltens sind bislang noch viele Fragen ungeklärt: Wie ist das Plateau im statischen Ausrichtungsdiagramm (exemplarisch: Bild 4-8 auf Seite 74) zu erklären? Warum verhalten sich alle Maschinen statisch symmetrisch, dynamisch aber z.T. asymmetrisch (vgl. Abschnitt 3.3.3)? Warum haben im Statischen kleine Fehlausrichtungen keinen Einfluss, im Dynamischen z.T. ja, z.T. nicht?

Fakt 1: Die wirksame Federkennlinie der Füße besitzt einen Ast mit hoher Steifigkeit, der im eingefederten Zustand der statischen Ruhelage in Anspruch genommen wird, sowie einen Bereich mit niedriger Steifigkeit bis hin zum Abheben (was inklusive Gehäuse messtechnisch belegt (vgl. Abschnitt 6.2.4.2), für die Gesamtsteifigkeit inklusive Fußboden postuliert und simulationstechnisch umgesetzt wurde. Demzufolge handelt es sich bei den Füßen nicht um eine "echte" Duffing-Feder, deren Steifigkeit bei großen Amplituden immer weiter ansteigt.). Folgende Hypothese 1 wurde zur Erklärung entwickelt:

Ob sich eine gegebene Maschine<sup>75</sup> mit gegebenen Fußwirkkennlinien statisch empfindlich oder unempfindlich gegenüber Fehlausrichtung verhält, ist davon abhängig, welche Kennlinienbereiche (Bereiche hoher oder niedriger Steifigkeit) bei allen vier Fußkennlinien durch eine Auslenkung aus der statischen Ruhelage in Anspruch genommen werden.

Ergänzung 1:

Im statischen Fall wird die Inanspruchnahme der Kennlinienbereiche für eine gegebene Maschine mit gegebener Fußwirkkennlinie durch die Kombination aus (a) Fehlausrichtung und (b) aufgebrachter Horizontalkraft bestimmt.

Erläuterung: Eine auch noch so kleine Fehlausrichtung ändert immer geometrisch die statische Ruhelage des Gehäuses auf seinen vier Füßen und durch die statisch unbestimmte Lagerung auch die Lastverteilung. Bleiben aber alle 4 Fußkennlinien auf dem linearen Ast, so ändert sich die Gesamtsteifigkeit des 4-Füße-Systems nicht; eine aufgebrachte Horizontalkraft wird die Maschine somit *fehlausrichtungsunabhängig immer um denselben Betrag* aus der (fehlausrichtungsabhängigen) statischen Ruhelage auslenken. So entsteht das Plateau konstanter Verschiebungen im statischen Ausrichtdiagramm (Bild 4-8 auf Seite 74): unempfindlich sowohl gegenüber negativer wie positiver (geringer) Fehlausrichtung.

Wird die Fehlausrichtung (a) oder die Horizontalkraft (b) so groß gewählt, dass einzelne Füße durch Einwirkung der Horizontalkraft auch den nachgiebigeren (Anfangs-)Ast in Anspruch nehmen oder gar abheben, ändert sich die Gesamtsteifigkeit des 4-Füße-Systems und damit die Verschiebung der Maschine durch die Horizontalkraft, was das Ansteigen der Kurve bei größeren Fehlausrichtungen erklärt.

Hypothese 1 gilt prinzipiell genauso im Dynamischen, wenngleich hier die Verhältnisse etwas komplizierter sind: Neben den Faktoren Fehlausrichtung (a) und Horizontalkraft (b) sind im Dynamischen auch die Vertikalkräfte (c) von großer Bedeutung, da auch sie die Füße dynamisch aus der statischen Ruhelage auslenken können und somit beeinflussen, welche Kennlinienbereiche wirksam werden. Vertikalkräfte werden aus dem Schwingsystem durch die zwei Schwingsystemfedern, die zwei Schwingsystemdämpfer und die Manschette über das Gehäuse z.T. phasenverschoben in die Füße eingebracht. Weiterhin können explizit-dynamische Effekte, wie z.B. Tilgereffekte, Resonanzen etc., die dynamische Empfindlichkeit sowohl positiv als auch negativ beeinflussen.

<sup>&</sup>lt;sup>75</sup> mit gegebener Massenverteilung und somit gegebenen statischen Vertikalkräften auf jeden Fuß

#### 8.3.2 Hypothese 1: Folgerungen und Überprüfung

Punkt (a) der Ergänzung der Hypothese ist aus den gemessenen Ausrichtdiagrammen unmittelbar einsichtig: ab einer bestimmten Fehlausrichtung steigt die Verschiebung bei Einwirken derselben Horizontalkraft (+/- 100N) an. Nach wie vor besteht noch der Widerspruch zwischen diesem statischen Verhalten (In Bild 4-8 zeigen sich alle Maschinen bis ca. zu einer FA von +/- 2 *symmetrisch unempfindlich* gegenüber dieser) und dem sehr komplexen, *andersartigen* dynamischen Verhalten. Der Schlüssel zur Auflösung dieses Widerspruches liegt in Punkt (b) der Ergänzung zur Hypothese: die statischen Versuche wurden auf einem Horizontalkraftniveau durchgeführt, welches Auslenkungen ( $y_{8,PTP}/2$  (!)) zwischen 25% und 31% hervorruft. Die y8-Amplituden der Gehäuseresonanz liegen im dynamischen Fall jedoch bei 38% bis 69%, wodurch *ein anderer Teil der Fußwirksteifigkeitskennlinien* angesprochen wird<sup>76</sup>. Bei einem niedrigen Amplitudenniveau stellt sich *bei allen Maschinen* statisch ein symmetrisches, erst unempfindliches, dann empfindliches Verhalten ein – bei einem hohen Amplitudenniveau zeigt sich im Dynamischen das äußerst komplexe, z.T. komplett unempfindliche, z.T. sehr empfindliche Verhalten.

Nachstehende Folgerungen können abgeleitet werden:

Folgerung 1.1 aus der Hypothese 1: Geht man von einer Übertragbarkeit der Grundzusammenhänge vom statischen zum dynamischen Verhalten aus, so müsste sich im dynamischen das Empfindlichkeitsverhalten gegenüber Fehlausrichtung bei niedrigeren Amplituden (niedrigerer Unwuchtmasse) ändern – hin zum symmetrischen, statisch beobachteten ("Badewannen"-)Verhalten.

*Folgerung 1.2 aus der Hypothese 1*: Andersherum müsste sich auch das statische Verhalten gegenüber Fehlausrichtung bei Zunahme der Horizontalkraft verändern – bei der WM A1 hin zum asymmetrischen Verhalten, bei der WM B1 je nach Untergrund zu z.T. symmetrischen, z.T. asymmetrischem Verhalten.

Da die Maschinen leider nicht mehr für weitere Messungen zur Verfügung stehen, kann *Folgerung 1.1* nicht mehr experimentell überprüft werden. Eine simulationstechnische Überprüfung wäre von fragwürdiger Aussagegüte, da das Manschettenverhalten für eine Unwucht von 700g linearisiert wurde – und signifikante Abweichungen davon somit einen z.T. deutlich verfremdenden Einfluss haben werden.

*Folgerung 1.2* kann zusätzlich zur Versatzproblematik (die zur Not durch Blockieren des Versatzes unter Inkaufnahme dadurch verursachter Störeinflüsse vermindert werden könnten) aus dem gleichen Grunde nicht mehr experimentell überprüft werden – wohl aber simulationstechnisch. Das statische Simulationsmodell ist vollständig nichtlinear formuliert und verfügt über keine weiteren Einschränkungen. In **Bild 8-5** wird die Simulation des statischen Ausrichtens (vgl. Abschnitt 4.5.1.1) für die Maschinen A1 und B1 auf beiden Prüfplätzen für unterschiedliche, größere Horizontalkräfte wiederholt (von +/- 100N wie bei der Messung, rot dargestellt; in 10N Schritten bis +/- 200N):

<sup>&</sup>lt;sup>76</sup> Beim Aufsetzen der statischen Versuche wurde eine Übereinstimmung in der Größenordnung der Verschiebungen mit den dynamischen angestrebt. Dies musste jedoch verworfen werden, da die Maschine im Statischen bei größeren Horizontalkräften als den vorgestellten versetzte.



Bild 8-5: Simulation des statischen Ausrichtens für verschiedene Horizontalkräfte von F<sub>y,res</sub> = +/-100 N (rot, unterste Kennlinie, entspricht genau der Messung) bis +/- 200 N in 10 N-Schritten. Fehlausrichtung FA in 1/16 Umdrehungen. Zur Beachtung: aufgetragen auf der y-Achse ist im Gegensatz zu Bild 4-8 diesmal die bezogene y8-*Amplitude* y<sub>8,PTP</sub>/2 (!). Die waagerechten Linien geben die ungefähre Höhe der (gedämpften) dynamischen Gehäuseresonanzamplitude an.

Die Folgerung 1.2 aus der Hypothese kann simulationstechnisch bestätigt werden (**Bild 8-5**): Es ergibt sich bei steigenden Horizontalkräften eine verblüffend komplexe Änderung des Fehlausrichtungsverhaltens. Während die Maschine A1 (dynamisch asymmetrisch) auf beiden Prüfplätzen bei 100N das besagte symmetrische Fehlausrichtungsverhalten aufweist, kommt es bei höheren Auslenkungen zu einer Asymmetrie, die auf dem Platz UGEF sehr stark ausgeprägt ist und auf dem Platz GEF schwächer, aber vorhanden ist und bei sehr hohem Amplituden gar wieder symmetrisch wird. Die Maschine B1 (dynamisch symmetrisch empfindlich auf UGEF) zeigt dort bis in hohe Auslenkungen ein symmetrisches Verhalten, auf dem Platz GEF (dynamisch asymmetrisch) auch statisch ein asymmetrisches Verhalten. Weitere, vertiefende Diskussionen des in Bild 8-5 zu erkennenden statischen Empfindlichkeitsverhaltens mit stärkerem Vergleich zum dynamischen Verhalten sind aufgrund der größeren Komplexität des dynamischen Verhaltens (durch Tilgereffekte etc.) nicht nutzbringend.

# 8.3.3 Ableitung konstruktiver Empfehlungen hinsichtlich des Fehlausrichtungsverhaltens

#### 8.3.3.1. Fußwirkkennlinien

Aus Hypothese 1 können konstruktive Empfehlungen abgeleitet werden: Wie sollte unter diesen Gesichtspunkten eine ideale "gegebene Fußkennlinie" für eine "gegebene Maschine" aussehen?

Wünschenswert ist es, durch eine Fehlausrichtung möglichst wenig Einfluss auf die Verschiebung der Maschine zu erhalten – im Idealfall ein sich über einen großen positiven und negativen Fehlausrichtungsbereich erstreckendes Plateau im Ausrichtdiagramm - was zu erzielen ist, wenn der lineare Bereich der Fußkennlinien nicht verlassen wird. Also ist hinsichtlich des Fehlausrichtungsverhaltens ein Fuß mit einem großen linearen Bereich zu empfehlen, bei dem der Punkt der statischen Ruhelage weit weg ist vom (Anfangs-)Bereich niedrigerer Steifigkeit. Weiterhin ist auch noch ein Verhalten akzeptabel, bei dem zwar die Gehäuseresonanzfrequenz bei Fehlausrichtungen sinkt, die Amplitude aber konstant auf einem zulässigen (geringen) Niveau bleibt.

#### 8.3.3.2. Maschinenmasse

Auch die Erhöhung der Maschinenmasse hat statisch einen positiven Effekt auf das Fehlausrichtungsverhalten: die statische Ruhelage liegt durch die höheren Vertikalkräfte auf den Fußwirkkennlinien weiter vom (Anfangs-)Bereich niedrigerer Steifigkeit entfernt – die Maschine wird unempfindlicher gegen Fehlausrichtung. Da eine isolierte Erhöhung der Maschinenmasse aber erstens die Kosten erhöht und zweitens das dynamische Verhalten entscheidend beeinflusst (z.B. je nach Massenverteilung die Gehäuseresonanzen in der Frequenz absenkt und damit tiefer in den Betriebsdrehzahlbereich führt, was unerwünscht ist), ist diese Maßnahme aus der Motivation, das Fehlausrichtungsverhalten zu verbessern, nicht anzuraten.

# 8.4 Statische Unbestimmtheit und Fußwirkkennlinien mit amplitudenabhängiger Steifigkeit

#### 8.4.1 Hypothese zur Bedeutung der statischen Unbestimmtheit in Verbindung mit Fußwirkkennlinien mit amplitudenabhängiger Steifigkeit

Im vorangegangenen Abschnitt wurde die Empfindlichkeit gegenüber Fehlausrichtung diskutiert. Ergebnis war, dass die Fußwirkkennlinien mit Bereichen höherer und niedrigerer Steifigkeit in Verbindung mit der statischen Unbestimmtheit der Lagerung für diese Empfindlichkeit im Kern verantwortlich sind – was ein negatives Licht auf diese beiden Punkte wirft. Das intensive Studium der Wirkmechanismen in der Lagerung legt jedoch Hypothese 2 nahe:

Ungeachtet der durch sie verursachten Empfindlichkeit gegenüber Fehlausrichtungen ist die *statisch unbestimmte Lagerung auf 4 Füßen* hilfreich für das Gehäuseschwingungsverhalten der Maschine, weil es dadurch zu einer *Amplitudenbegrenzung* kommt.

Ergänzung zur Hypothese 2:

Weisen die Waschmaschinenfüße eine progressiv-nichtlineare Wirkkennlinie<sup>77</sup> (inklusive der Möglichkeit des Abhebens) auf, so führt dies mit der statisch unbestimmten Lagerung zu

<sup>&</sup>lt;sup>77</sup> bzw. auch eine trilinieare mit den drei Bereichen 1. Abheben (Steifigkeit nahe Null), 2. Übergangsbereich (niedrigere Steifigkeit) sowie 3. hohe Steifigkeit bei größeren Wegen/Kräften

8.4 Statische Unbestimmtheit und Fußwirkkennlinien mit amplitudenabhängiger Steifigkeit

einer stärkeren Amplitudenbegrenzung als bei Fußwirkkennlinien mit nur einer konstanten Steifigkeit.

Die Entlastung eines Fußes führt durch die statisch unbestimmte Lagerung zu einer stärkeren Belastung anderer Füße. Schon bei nur im steiferen Teil der Kennlinie arbeitenden Fußfedern führt dieser Effekt zu einer Amplitudenbegrenzung: Wird beispielsweise Fuß 1 während eines Schwingungsvorgangs entlastet, stellt sich automatisch die Vorzugsdiagonale II ein (vgl. Abschnitt 2.2.1): Fuß 2 und 4 werden stärker belastet, sinken ein und reduzieren damit den möglichen Schwingweg für Fuß 1 und Fuß 3. Hat Fuß 1 wieder Kontakt zum Boden, übernimmt er wieder einen Teil der Last - Fuß 2 und 4 werden wieder entlastet. Das System versucht, ein Gleichgewicht nahe der statischen Ruhelage einzunehmen. Bewegen sich einzelne Füße nun im Bereich des nachgiebigeren Teils der Fußwirkkennlinie, oder heben sie gar ab, wird der eben genannte Effekt durch die dadurch bedingten Steifigkeitsabsenkungen weiter verstärkt: Wird der eben genannte Fuß 1 bis in den nachgiebigeren Teil entlastet, so gibt er bei gleichem Weg deutlich mehr Last an die anderen Füße 2 und 3 ab als es er bei Verhalten mit konstanter Steifigkeit tun würde – der Umlagerungsvorgang wird verstärkt; das Gleichgewicht wird sich schneller wieder einstellen, die Amplituden werden stärker begrenzt als im (linearen) Fall konstanter Steifigkeit. Solche, für das Systemverhalten i.d.R. sehr positiven Lastumlagerungen finden sich in allen statisch unbestimmten Systemen. Paradebeispiel ist die statisch unbestimmte, hoch vorgespannte Schraubverbindung, bei der die Schraubenkraft bei Einwirken einer Betriebskraft im Vergleich zu einer statisch bestimmten (d.h. klaffenden) Verbindung deutlich reduziert wird (Mertens 2007). Zur weiteren Untermauerung dieses Verhaltens wurde von Fußkraftmessungen abstand genommen<sup>78</sup>.

#### 8.4.2 Theoretische Überprüfung der Hypothese 2

Hypothese 2 kann anhand eines einfachen analytischen Beispiels mit statischer Belastung überprüft werden. Betrachtet man die Projektion der Maschine in Richtung der Vorzugsdiagonalen II, so stellt sich das mechanische System wie folgt dar (**Bild 8-6**):

<sup>&</sup>lt;sup>78</sup> Zur Abrundung der Ergebnisse wären zusätzlich zu den Beschleunigings-/Verschiebungsmessungen noch Fußkraftmessungen wünschenswert gewesen. Allerdings müssten solche Kraftaufnehmer kraftgleich (in Reihe) zu den Füßen geschaltet werden, womit sich die Nachgiebigkeit der Aufnehmer zur Gesamt-Fußwirknachgiebigkeit addiert. Dadurch scheiden Kraftaufnehmer, die entweder einen signifikanten Weg zur Messung benötigen oder eine signifikante Höhe und damit Nachgiebigkeit aufweisen, aus, weil sie eine nennenswerte Verstimmung des Systems bewirken. Denkbar wären sehr schmale, piezoelektrische Kraftaufnehmer, die allerdings durch ihre Drift keine statische Fußkraftmessung ermöglichen. Zu klären wäre dann auch die Frage, ob mit den Aufnehmern eine optimale Ausrichtung ermittelt werden sollte oder diese einfach unter die auf dem Boden optimal ausgerichtete Maschine platziert werden. Des großen Aufwandes und der zweifelhaften Aussagegüte wegen wurden die Fußkraftmessungen nicht durchgeführt.



Bild 8-6: Mechanisches Modell der Gehäusebewegung um Vorzugsdiagonale II. (a) Herleitung und Geometriedaten; (b) Idealisierung; (c) Freischnitt

Die Maschine ruht auf ihren vier Fußfedern, von denen in der Projektion nur drei zu sehen sind: die Steifigkeit c2 beinhaltet somit die wirksamen Steifigkeiten der Füße 2 und 4 (Bild 8-6 (a), (b)); die Steifigkeiten c1 und c3 sind die Wirksteifigkeiten der Füße 1 und 3. Von der äußeren Kraft F1 wirkt in dieser Ebene der Anteil senkrecht zur Vorzugsdiagonalen II F1<sub>⊥II</sub>. Da sich die statische Ruhelage bei Änderung der Steifigkeiten ebenfalls ändert, muss die Gewichtskraft aus der Masse m der als starr angenommenen Maschine mitmodelliert werden – sie wird auf die drei Kräfte P1 bis P3 aufgeteilt (je ¼ auf P1 und P3, ½ auf P2). Am Freischnitt (Bild 8-6 (c)) werden die Gleichgewichtsbedingungen angesetzt, weiterhin werden die Kraftgesetze für die Federn, sowie die Starrkörper-Kinematikgleichung formuliert (in Summe sechs Gleichungen).Unter der Annahme linear elastischer Federn lässt sich schnell analytisch eine geschlossene Lösung für die drei unbekannten statischen Federkräfte F<sub>ci</sub> finden:

$$F_{c1} = \frac{h}{b+a\cdot\gamma}F + \frac{a}{b+a\cdot\gamma}\left(P_3 - \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\beta}\right) - \frac{b}{b+a\cdot\gamma}P_1$$
(8-1)

mit

$$\gamma = \frac{1 + \frac{c_2}{c_1} \frac{a}{a+b}}{\beta} \tag{8-2}$$

und

$$\beta = 1 + \frac{c_2}{c_3} \frac{b}{a+b} , \qquad (8-3)$$

weiter:

$$F_{c3} = -\gamma F + -\frac{P_1 + P_2 + P_3}{\beta}$$
(8-4)

und

$$F_{c2} = -F_{c1} - F_{c3} - P_1 - P_2 - P_3 \quad . \tag{8-5}$$

Die drei Federwege  $u_i$  ergeben sich mit diesen Kräften aus den Kraftgesetzen der Federn. Für den Weg y $8_{\perp II}$  gilt:

8.4 Statische Unbestimmtheit und Fußwirkkennlinien mit amplitudenabhängiger Steifigkeit

$$y 8_{\perp II} = h \cdot \sin\left(\arctan\left(\frac{u_1 - u_2}{b}\right)\right)$$
 (8-6)

Werden die "echten" Wirksteifigkeitskennlinien der Füße verwendet, so ist eine iterative Lösung der Gleichungen notwendig. Mit diesem Modell können statisch alle im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Effekte bestätigt werden, wie der geneigte Leser leicht selbst nachvollziehen kann.

#### 8.4.3 Experimentelle Überprüfung der Hypothese 2

Die Möglichkeit zur Überprüfung der Hypothese 2, d.h. der Vorteile der statischen Unbestimmtheit, liegt auf der Hand: man schafft eine statische bestimmte Lagerung der Maschine, die sich bezüglich des Gehäuseschwingungsverhaltens bei Gültigkeit der Hypothese deutlich schlechter auswirken müsste.

Auch unabhängig von der Hypothesenüberprüfung könnte man sich angesichts des äußerst komplexen Fehlausrichtungsverhaltens mit seinen z.T. sehr negativen Auswirkungen auf die kundenrelevanten Gehäuseschwingungen die Frage stellen, ob nicht die ganze Ausrichtungs-

und damit Fehlausrichtungsproblematik im Kern vermieden werden könnte, wenn man nicht auf eine statisch unbestimmte Lagerung der Maschine, sondern eine statisch bestimmte zurückgreifen würde.

Für diesen Versuch wurde eine Drei-Fuß-Waschmaschine gebaut, bei der die beiden hinteren Füße 2 und 3 entfernt wurden und durch einen Fuß hinten in der Mitte ersetzt (vgl. Skizze in **Bild 8-7**). Diese Art der Anordnung der drei Füße wird in dieser Arbeit "1+1+1" genannt, da jeder der drei Füße eine eigene y-Position besitzt. In Bild 8-7 ist das gehäusedynamische Verhalten dieser Maschine unter den gleichen Versuchsbedingungen wie bei den Vier-Fuß-Waschmaschinen dargestellt:

Wie erwartet hat die (positive) Fehlausrichtung von Fuß 1 (Hereindrehen aus der Länge von 17 mm wie für alle Füße) überhaupt keinen Einfluss auf das Gehäuseschwingungsverhalten (**Bild 8-7**). Der Preis,



Bild 8-7: Amplituden-Frequenzgang der WM B2 mit drei Füßen ("1+1+1") (statisch bestimmte Lagerung) auf dem Prüfplatz "Gefliest" bei "optimaler Ausrichtung" und "Fehlausrichtungen"<sup>79</sup>. Zum Vergleich das Ergebnis derselben Maschine mit 4 Füßen bei optimaler Ausrichtung. Zu beachten ist die größere Skalierung der y-Achse; die Größe der üblichen Diagramme ist mit blauer Strichlinie markiert.

der für diese absolute Unempfindlichkeit gegenüber Fehlausrichtungen bezahlt wird, ist jedoch immens: durch Verzicht auf die statisch unbestimmte Lagerung wird dem Lagerungssystem die Fähigkeit zu den amplituden-begrenzenden Lastumlagerungen genommen: die Resonanzamplitude steigt um eine Größenordnung (!) gegenüber der Variante mit vier Füßen. Die positive Wirkung der statischen Unbestimmtheit hinsichtlich der Begrenzung der Amplituden lässt sich noch deutlicher demonstrieren, wenn man die Position der Füße bei der Drei-Fuß-Waschmaschine ändert und aus der "1+1+1"- eine "1+2"-Maschine macht (vgl: Skizzen in **Bild 8-8**):

<sup>&</sup>lt;sup>79</sup> Eine statisch bestimmt gelagerte Maschine ist im Sinne der Lastverteilung auf die Füße immer optimal ausgerichtet. Als "optimale Ausrichtung" dieser Dreifußmaschine hier diejenige mit drei gleich langen Füßen bezeichnet. Zur Fehlausrichtung wurde wie gewohnt Fuß 1 verstellt.

#### 8 Schlussfolgerungen und weitere Untersuchungen



Bild 8-8: Amplituden-Frequenzgang der WM B2 *mit drei Füßen* ("1+2" sowie "1+1+1") (statisch bestimmte Lagerung) auf dem Prüfplatz "Gefliest". Zum Vergleich das Ergebnis derselben Maschine mit 4 Füßen ("2+2") bei optimaler und bei Fehlausrichtung. Zu beachten ist die größere Skalierung der y-Achse; die Größe der üblichen Diagramme ist mit blauer Strichlinie markiert

Die Resonanzamplitude der Maschine "1+2" übersteigt die Resonanzamplitude der Variante "1+1+1" um den Faktor 1,7, die größte Fehlausrichtungsamplitude der Variante "2+2" um den Faktor 4 und die Resonanzamplitude der optimalen Ausrichtung dieser Maschine um den Faktor 13,6 (!). Wie ist diese drastische Zunahme zu erklären?



Bild 8-9: Drei- und Vier-Fuß-Anordnungen zur Lagerung sowie entsprechende Diagonalen und Stabilitätsdreiecke

Schlüssel ist wieder die Frage nach der Fähigkeit zur Lastumlagerung, die für die Variante "2+2" in Abschnitt 2.3.3 hinreichend diskutiert wurde (**Bild 8-9**): In der statisch unbestimmten Lagerung können durch die Horizontalkräfte in der Mitte der Maschine (durch Schwingsystemfeder und –dämpfer) sowie in der Front (durch die Manschette) die beiden Diagonalen angeregt werden, um diese die Lastumlagerung stattfinden kann, und zwar um vier (!) Stabilitätsdreiecke (aufgespannt durch die Punkte 1,2,3; 1,2,4; 4,3,1 und 4,3,2).

In der statisch bestimmten Lagerung "1+1+1" existiert nur noch ein Stabilitätsdreieck (1,D,4), es kann eigentlich keine Lastumlagerung stattfinden. Die Feder- und Dämpferkräfte greifen jedoch außerhalb dieses Dreiecks an und können daher die Lagerung zu leichten Instabilitäten anregen, bzw. sogar kinematisch machen. Durch einen beispielsweise auf diese Weise entlasteten Fuß 1 (bei Horizontalkraft nach links) kann so doch eine Lastumlagerung zu den Füßen D und 4 die Amplituden in gewissem Maße begrenzen, aber nicht so stark wie bei einer echt statisch unbestimmten Lagerung<sup>80</sup>.

Durch die Lage des Stabilitätsdreiecks in der Variante "1+2" (präziser: durch die Winkelverhältnisse zwischen den Diagonalen und den angreifenden Kräften) wird diese Art der instabilen Anregung unterbunden: diese Lagerung ist sehr stabil bezüglich der Horizontal-(und Vertikal- (!))kräfte, eine Lastumlagerung ist praktisch nicht möglich. Die Amplituden steigen um Größenordnungen.

Die Idee, durch Hinzufügen von weiteren Füßen den Grad der statischen Unbestimmtheit zu erhöhen und dadurch die Amplituden noch weiter abzusenken (Maschine "2+2+2" oder "3+3") ist leider nicht Ziel führend: wie entsprechende Experimente zeigten, liegt das Schwingungsniveau deutlich über der Vier-Fuß-Variante. Die optimale Ausrichtung einer Sechs-Fuß-Waschmaschine ist offensichtlich zu kompliziert.

## 8.4.4 Experimentelle Überprüfung der Ergänzung zur Hypothese 2

Die Ergänzung zur Hypothese 2 besagt die amplituden-begrenzende Wirkung der amplitudenabhängigen Steifigkeit der Füße inklusive des Abhebens. Ein Verringern der Amplitudenabhängigkeit oder Verhindern des Abhe-

müsste somit die Amplituden bens vergrößern. Eine einfache Möglichkeit, das Verhalten der Maschine bei verhindertem Abheben zu überprüfen, ist es, die Füße anzukleben. Die Maschine A1 wurde auf dem Prüfplatz GEF optimal ausgerichtet und dann festgeklebt. Nach dem Aushärten des Zwei-Komponenten-Klebers wurde ein Amplituden-Frequenzgang ermittelt (Bild 8-10): In dem Bereich, in dem die Füße durch die Höhe der Gehäuseamplitude in den Abhebebereich gelangen können, weist festgeklebte Maschine tatsächlich die höhere Amplituden auf als die nicht festgeklebte. Im niedrigeren Drehzahlbereich



bewirkt der versteifende Effekt des Klebers (das Fußelastomer kann keinen freien Latsch mehr ausbilden) eine leichte Verringerung der Amplituden.

# 8.5 Schlussfolgerungen

## 8.5.1 Schlussfolgerungen für Modellierung und Entwicklungspraxis

Aus Simulationen und Experimenten lassen sich zum Einen Modellierungsempfehlungen ableiten und zum Zweiten auch praxisnahe Schlussfolgerungen ziehen: 1. Die Schwingungen der Gehäuseecken und die gehäusedynamische Empfindlichkeit sind *im Wesentlichen* ein *Starrkörperproblem. 2.* Gehäusesimulationsmodelle, die nicht die elastischen Eigenschaften der Füße mit berücksichtigen und/oder dem Gehäuse keine Starrkörperfreiheitsgrade erlauben, sind für die Simulation der betriebsbedingten Gehäuseschwingungen (maßgeblich der Kernstruktur, Messpunkt beispielsweise y8) nicht geeignet. 3. Den Füßen ist bei der Entwicklung einer Maschine hinsichtlich der Gehäusedynamik allergrößte Bedeutung

<sup>&</sup>lt;sup>80</sup> Eine umgekehrte Anordnung (ein Fuß vorn, zwei hinten) müsste wegen der Manschettenkräfte vorn noch mehr Instabilitäten anregen können und somit geringere Amplituden aufweisen als die gemessene "1+1+1"-Variante.

beizumessen. Auf der Anregungsseite ist der Einfluss der Manschette auf die Gehäusedynamik nicht zu unterschätzen. 4. Die statische Rahmenverzerrung ("Schuhkartonverzerrung") ist neben den Starrkörpermoden der dominante Mode für die statische und dynamische Gehäuseverzerrung der oberen Gehäuseecken und der Bodengruppe. 5. Die Maschine mit nachgiebigerer Gehäusekonstruktion erwies sich als die unempfindlichere, die mit steiferer als die empfindlichere. 6. Die Maschine mit größeren dissipativen Effekten im Gehäuse (Reibung an Fügestellen etc.) erwies sich als die unempfindlichere, die mit geringeren als die empfindlichere. 7. Das viskoelastisch-viskoplastische zeitliche Setzverhalten der Füße, was alle Messungen sehr erschwert, hilft den Gehäuseschwingungen in der Praxis durch Ausgleich der statischen Fußkräfte und Versteifung der Füße mit der Zeit, was zu einer (leichten, aber spürbaren) Erhöhung der Gehäuseresonanzfrequenz führt.

## 8.5.2 Ausrichtung und gehäusedynamische Empfindlichkeit

Die in Abschnitt 2.3.4.2 erarbeitete Definition der optimalen Ausrichtung,

Als *dynamisch optimale Ausrichtung* wird diejenige Fußkonfiguration bezeichnet, die für eine gegebene Maschine auf einem gegebenen Untergrund die geringstmöglichen seitlichen Gehäuseschwingungsamplituden (bei gleichzeitig höchstmöglicher Gehäuseresonanzfrequenz [der Amplitude y8]) bewirkt.

kann mit den in diesem Kapitel gewonnenen Erkenntnissen weiter erläutert werden: Die optimale Ausrichtung stellt – mathematisch gesprochen – das Minimum der Gesamtwirknachgiebigkeit des statisch unbestimmten 4-Fuß-Systems der Lagerung bezüglich seitlich angreifender Kräfte dar, welches gegeben ist, wenn alle vier Füße ausgewogen belastet werden. Im statischen Fall liegt die optimale Ausrichtung (bei geringen Horizontalkräften) in der Mitte des Plateaus im Ausrichtdiagramm, also am weitesten entfernt von Instabilitätsbereichen.

Unter *Fehlausrichtung* wird die *Abweichung von der optimalen Ausrichtung* verstanden. Im Falle von gezielt hergestellten Fehlausrichtungen werden als Maß dafür die isolierten Umdrehungen des Fußes 1 (vorne rechts) aus der optimalen Ausrichtung heraus vorgeschlagen.

Bei der optimalen Ausrichtung sind durch die Ausgewogenheit der Belastungen der Füße beide Bodenblechdiagonalen sowie alle vier (!), durch die Füße aufgespannten Stabilitätsdreiecke gleichberechtigt. Bei einer Fehlausrichtung werden nun, je nach Unausgewogenheit der Fußlasten, einzelne Stabilitätsdreiecke instabil belastet, wodurch sich bevorzugte (Kipp-)Bewegungen um eine der beiden Diagonalen ausbilden. Dies hat die größeren seitlichen Auslenkungen zur Folge.

Weiterhin kann als Ursache für die Empfindlichkeit der Maschinen gegenüber einer Änderung des Untergrundes und gegenüber Fehlausrichtungen zusammengefasst werden: Die gehäusedynamische Empfindlichkeit wird davon beeinflusst, in welchem Bereich der Fußwirkkennlinie sich die statische Ruhelage befindet und wie weit dieser Punkt vom nachgiebigeren Übergangsbereich entfernt ist. Bei Auslenkungen aller Füße nur auf dem steiferen, stark eingefederten Bereich der Kennlinie ändert eine Fehlausrichtung nichts an den seitlichen Gehäuseamplituden. In diesem Fall ist die Maschine unempfindlich gegenüber Fehlausrichtung<sup>81</sup>. Bleiben alle Füße bei der entsprechenden Anregung auch bei Änderung der Bodennachgiebigkeit im Bereich hoher Steifigkeit, so ist die Maschine unempfindlich

<sup>&</sup>lt;sup>81</sup> Das Empfindlichkeitsverhalten ist somit auch amplitudenabhängig, d.h. konkret von der Endschleuderdrehzahl Unwuchtmasse.

gegenüber einer Änderung des Fußbodens<sup>82</sup>. Sowie auch der nachgiebigere Bereich in Anspruch genommen wird, steigen die seitlichen Amplituden, d.h. die Maschine reagiert empfindlich.

Während die statisch unbestimmte Lagerung auf vier Füßen einerseits die gehäusedynamische Empfindlichkeit verursacht, was negativ zu bewerten ist, bewirkt sie auf der anderen Seite durch ihre Fähigkeit zu statischen und dynamischen Lastumlagerungen eine sehr positiv zu bewertende Begrenzung der Schwingungsamplituden<sup>83</sup>, die durch Fußkennlinien mit starker Amplitudenabhängigkeit der Steifigkeit zwischen Abheben und starkem Einfedern noch weiter begrenzt werden können.

Mit der Kenntnis dieser Wirkmechanismen können nun optimale Fußkennlinien definiert und konstruktiv umgesetzt werden.

# 8.6 (Konstruktive) Maßnahmen zur Verbesserung des Gehäuseschwingungsverhaltens

#### 8.6.1 Einfluss elastischer Zusatzelemente

In Abschnitt 8.2 wurde auf die besondere Bedeutung der Fußwirksteifigkeiten hingewiesen. Im Handel erhältlich sind diverse elastische Zusatzelemente, die das Gehäuseschwingungsverhalten der Maschine verbessern sollen. Für diese Arbeit ausgewählt und untersucht wurden vier "Gummidämpfer" zur Unterlage unter den Füßen (**Bild 8-11**) sowie eine Gummimatte zur Unterlage unter der gesamten Maschine (600 x 600 x 10 mm; nicht dargestellt). Das Ergebnis (**Bild 8-12**) der gemessenen Amplituden-

Das Ergebnis (**Bild 8-12**) der gemessenen Amplituden-Frequenzgänge ist eindeutig: die elastischen Zusatzelemente führen zu einem katastrophalen Schwingungsverhalten; die Amplituden steigen im schlimmsten Fall um den Faktor 2,6 bei gleichzeitigem Absinken der Gehäuseresonanzfrequenz auf 40% bis 47%, was einer Halbierung der wirksamen Steifigkeit entspricht. Lediglich ein Vorteil ist deutlich zu erkennen: beide Elemente unterbinden jeglichen Versatz der Maschine auch bei solch großen Amplituden.



Bild 8-11: Verwendeter Gummidämpfer mit Gerätefuß

<sup>&</sup>lt;sup>82</sup> Da die Änderung der Bodensteifigkeit nicht nur die Fußwirkkennlinien ändert, sondern auch i.d.R. Frequenz und vor allem *Amplitude der Anregung*, ist die Frage nach der Vorhersage der gehäusedynamischen Bodenempfindlichkeit (d.h. ob wiederum nur der lineare Kennlinienbereich angesprochen wird) nicht trivial.

<sup>&</sup>lt;sup>83</sup> Eine *statisch bestimmte* Lagerung der Maschine auf drei Füßen ist zwar vollständig unempfindlich gegenüber Fehlausrichtungen, vergrößert die seitlichen Amplituden jedoch um den Faktor bis zu *14*, wie in Abschnitt 8.4.3 ausgeführt.



Bild 8-12: Messung: Einfluss elastischer Zusatzelemente/Unterlagen [Gummimatte und Gummidämpfer] auf das Gehäuseschwingungsverhalten. Alles optimale Ausrichtung, gefliester Prüfplatz: WM A1 Strichlinie, WM B1 durchgezogen. Zu beachten ist die größere Skalierung der y-Achse; die Größe der üblichen Diagramme ist mit blauer Strichlinie markiert.

#### 8.6.2 Einfluss nachgiebigerer Füße

Die bisherigen Abschnitte in Kapitel 8 geben etliche Hinweise, welche Punkte für das Gehäuseschwingungsverhalten relevant sind und wie diffizil die Fußproblematik im Detail ist. Der vorangegangene Abschnitt zeigte, dass das simple Erhöhen von Fußnachgiebigkeit und - dämpfung kein Ziel führendes Mittel zur Verbesserung des gehäusedynamischen Verhaltens darstellt. Die Simulation kann zusammen mit den als zutreffend bestätigten Hypothesen genutzt werden, um "ideale" Fußkennlinien zu finden und daraus eine Vorgabe für die Konstruktion abzuleiten.

Im Folgenden werden beispielhaft die Messergebnisse bei Verwendung eines nachgiebigeren Fußes vorgestellt, hier als "neues Fußmodell" bezeichnet.



Die "neuen" Füße erhöhen die wirksame statische Nachgiebigkeit der Maschine A1 bzgl. y8 bei optimaler Ausrichtung und 100N Horizontalkraft um mehr als die Hälfte (**Bild 8-13**); die der Maschine B1 um ein Viertel (**Bild 8-14**), jeweils bei signifikant höherem dissipativen Anteil. In **Bild 8-15** und **Bild 8-16** finden sich die Hysteresen bei starker Fehlausrichtung:



Die neuen Füße lassen ein spürbares Kippeln um eine Vorzugsdiagonale erst bei extremen Fehlausrichtungen von +28/16 = 1 <sup>3</sup>/<sub>4</sub> (!) Umdrehungen zu, was zumindest statisch ein sehr unempfindliches Verhalten gegenüber Fehlausrichtung darstellt.

Die dynamischen Auswirkungen der nachgiebigeren Füße (Volllinie) sind in **Bild 8-17** für die Waschmaschine A1 und in **Bild 8-18** für die Waschmaschine B1 jeweils für die optimale Ausrichtung (rot, ohne Marker) und für eine ausgewählte Fehlausrichtung von  $FA=\pm 5/16$  (schwarz, mit Markern) im Vergleich zu den "alten" Füßen (Strichlinie) dargestellt.

Die neuen Waschmaschinenfüße führen bei der Maschine A1 zu einer Verdopplung des Grundniveaus der Amplitude im mittleren Drehzahlbereich; bei der WM B1 ist der Anstieg deutlich schwächer ausgeprägt. Hinsichtlich der Empfindlichkeit gegenüber Fehlausrichtungen führen sie bei beiden Maschinen zu einer Vergleichmäßigung der Gehäuseschwingungsantwort über die Ausrichtzustände hinweg, was sich insbesondere bei der empfindlichen WM B1 positiv bemerkbar macht (Verringerung der Resonanzamplitude bei FA -05/16 um fast die Hälfte).



Bild 8-17: WM A1 (u) GEF: Vergleich zwischen den bisher untersuchten (Strichlinie) und neuen Waschmaschinenfüßen (Volllinie) bezüglich ihres Einflusses auf das Gehäuseschwingungsverhalten der Messstelle y8 bei optimaler (rot, ohne Marker) und bei Fehlausrichtungen von +/- 5/16 (schwarz, mit Markern).



Bild 8-18: WM B1 (e) GEF: Vergleich zwischen den bisher untersuchten (Strichlinie) und neuen Waschmaschinenfüßen (durchgezogenen Linie) bezüglich ihres Einflusses auf das Gehäuseschwingungsverhalten der Messstelle y8 bei optimaler (rot, ohne Marker) und bei Fehlausrichtungen von +/- 5/16 (schwarz, mit Markern).

Fazit: Unempfindliche Maschinen werden durch die neuen Füße noch unempfindlicher, empfindliche Maschinen erhalten ein Schwingungsniveau, was zwischen den extremen Zuständen der alten Füße (gar kein Einfluss bei negativer Fehlausrichtung und ein katastrophaler Einfluss bei positiver Fehlausrichtung) liegt: die geringeren Amplituden bei positiver Fehlausrichtung werden mit einem höheren Niveau bei negativer Fehlausrichtung und optimaler Ausrichtung erkauft.

# 9 Zusammenfassung und Ausblick

## 9.1 Zusammenfassung

Motivation für diese Arbeit war das in der Praxis beobachtete Verhalten, nachdem einige Frontlader-Waschmaschinenbaureihen in allen Kundenhaushalten beim Endschleudern niedrige Gehäuseschwingungsamplituden aufwiesen, während bei anderen, scheinbar baugleichen Baureihen bei verschiedenen Kunden unterschiedlich starke Gehäuseschwingungen beobachtet wurden, obwohl eine Aufstellung auf gleichermaßen flächensteifen (biegesteifen) Fußböden erfolgte. Das erstere gehäusedynamische Verhalten wurde als *unempfindlich* bezeichnet, das letztere als *empfindlich* gegenüber den Aufstellbedingungen.

Diese Arbeit zeigte, dass selbst bei (global) flächensteifen Fußböden die oberen Schichten des Fußbodens eine lokale "Punktelastizität" aufweisen, die das Gehäuseschwingungsverhalten der Waschmaschinen beeinflusst. Neben diesem Untergrundeinfluss stellt die Ausrichtung der Maschine auf ihren vier Füßen einen dominanten Einfluss auf die Gehäuseschwingungen dar. Trotz der Dominanz dieser beiden Einflüsse wurden sie bislang in der Literatur bis auf sehr wenige Ausnahmen vollständig ignoriert oder erlangten nur durch Zufall eine punktuelle Aufmerksamkeit.

Die lotrechte Ausrichtung der Maschine mit der Wasserwaage, die in den Betriebsanleitungen vorgeschrieben wird, reicht zur Einstellung reproduzierbarer Ausrichtungszustände für ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen nicht aus. Es wurde ein neues Verfahren zum statischen Ausrichten und ein Verfahren zum dynamischen Ausrichten beschrieben, um jene Ausrichtung einzustellen, welche die minimalen Gehäuseschwingungsamplituden während des Endschleuderns bewirkt und als *optimale Ausrichtung* bezeichnet wurde. Davon abweichende Ausrichtzustände der Füße wurden *Fehlausrichtung* genannt.

Die bisherigen, in der Regel sehr aufwändigen Simulationsmodelle (A-Aufwand nach ABC-Konzept) zur Beschreibung der Gehäuseschwingungen konzentrierten sich auf die sehr detaillierte Modellierung der Blechstrukturen des Gehäuses, berücksichtigten die Füße höchstens rudimentär und konnten oft nur unzufriedenstellende Aussagegüten erzielen. In dieser Arbeit wurde genau der umgekehrte Modellierungsansatz verfolgt: Die Füße wurden hinsichtlich ihrer Steifigkeitseigenschaften detailliert modelliert, die elastische Verzerrung des Gehäuses dagegen nur durch einen einzigen Freiheitsgrad, die sogenannte Schuhkartonverzerrung (C- bis B-Aufwand). Mit diesem einfachen Ansatz ist es gelungen, das sehr komplexe gehäusedynamische Verhalten der beiden oben genannten Baureihen auf zwei verschiedenen Fußböden bei optimaler und bei Fehlausrichtung zufriedenstellend abzubilden, mit nur einem einzigen, maschinen- und fußbodenspezifischen Parametersatz.

Die prinzipielle Abhängigkeit der Gehäuseschwingungen von der Ausrichtung wird durch die einfach statisch überbestimmte Lagerung der Maschine auf vier Füßen verursacht, die jedoch durch ihre Fähigkeit zu statischen und dynamischen Lastumverteilungen gleichzeitig für eine Begrenzung der Schwingungsamplituden sorgt. Eine statisch bestimmte Lagerung auf drei Füßen führt zu vielfach größeren Gehäuseschwingungsamplituden.

Weiterhin zeigte sich, dass das gehäusedynamische Empfindlichkeitsverhalten entscheidend durch die Form der wirksamen Steifigkeitskennlinie aus Punktsteifigkeit des Fußbodens, Fußsteifigkeit und Steifigkeit der Anbindung der Füße in der Bodengruppe beeinflusst wird.

Ein Schlüssel zur signifikanten Verbesserung der Gehäusedynamik liegt somit in der Konstruktion der Waschmaschinenfüße – was anhand eines Beispiels nachgewiesen wurde.

# 9.2 Ausblick

Die zentralen gehäusedynamischen Effekte können mit dem vorliegenden, sehr einfachen Modell beschrieben und erklärt werden, womit das Ziel dieser Arbeit erreicht ist.

Um die quantitative Übereinstimmung zwischen Simulation und Messungen weiter zu verbessern, wären als erstes die Quersteifigkeiten der Füße mit zu modellieren. Messungen haben diesbezüglich einen signifikanten Einfluss vor allem bei Fehlausrichtung festgestellt. Die derzeitige implizite Berücksichtigung ihrer Wirkung in den Vertikalsteifigkeiten stellt eine Zuwiderhandlung gegen die Physik dar, wodurch die anschauliche Verbindung zwischen den modellierten Füßen und ihren physischen Vertretern z.T. aufgelöst wird: So kann der statische Lastfall mit vertikal angreifenden Kräften überhaupt nicht befriedigend dargestellt werden.

Falls ein weiterer elastischer Verzerrungsfreiheitsgrad hinzugefügt werden sollte, liegt es nahe, die Topdiagonale auch durch eine Feder zu ersetzen, da die Arbeitsplatte je nach Maschinentyp auch relativ elastisch angebunden sein kann. Seitenwandschwingungen erster Ordnung lassen sich durch Anbringen eines kleinen Feder-Masse-Systems in der Mitte der seitlichen Diagonalstäbe modellieren.

In weiteren Arbeiten könnte versucht werden, die Anteile der Fußwirksteifigkeit, die einer direkten Messung zugänglich sind (die Fußsteifigkeit an sich, sowie die Steifigkeit des ins Gehäuse eingeschraubten Fußes) isoliert zu messen, ggfs. auch ein Messverfahren zur Ermittlung der Punktsteifigkeit der Fußböden, präziser: der lokalen Eindrucksteifigkeit der Nutz- und Zwischenschicht der Fußböden, zu entwickeln (z.B. in Anlehnung an (DIN EN 14809 2006)), um die Wirksteifigkeit besser in einen Bodenanteil, einen Fußanteil und einen Maschinenanteil differenzieren zu können. Der Einfluss der Fußboden-Oberflächenrauheit auf die Steifigkeit eines aufstehenden Fußes könnte ebenfalls von Interesse sein.

Bezüglich der Massenverteilung würde die Auspendelung der Massenträgheitsmomente präzisere Ergebnisse liefern. Sollten Fußkraftsensoren zur Verfügung stehen, die die Lastverteilung auf die Füße und die Fußwirknachgiebigkeit nur unwesentlich ändern (z.B. Foliensensoren zwischen Fuß und Boden), so könnten deren Ergebnisse für die Erhärtung und Erweiterung der vorgestellten Hypothesen wertvoll sein.

Die Berücksichtigung einer Flächenelastizität zusätzlichen zur im Modell vorhandenen Punktelastizität würde es schließlich ermöglichen, des Gehäuseschwingungsverhalten auch auf Holzbalkendecken abzubilden.

# 10 Anhang

#### 10.1 Mechanischer Aufbau des betrachteten Waschmaschinentyps

Der betrachtete Waschmaschinentyp, eine vollautomatische Frontlader-Waschmaschine mit horizontaler Drehachse für den Haushaltsgebrauch, besteht aus folgenden, mechanisch wirksamen Komponenten (**Bild 10-1**):



Bild 10-1: Schematischer Aufbau der betrachteten Frontladerwaschmaschine (FL) – mechanische Komponenten

Der am Laugenbehälter aus Kunststoff (1, **Bild 10-1**) befestigte Elektromotor (2) treibt über einen Keilrippenriemen (3) und eine Riemenscheibe (4) die über Wälzlager fliegend im Laugenbehälter gelagerte Trommel aus Edelstahl (5) an. Es gibt keine gesonderten Unwuchtausgleichseinrichtungen. Der Laugenbehälter (1) ist an zwei Zugfedern (6) im Gehäuse aus lackiertem Stahlblech (7) oben aufgehängt und über zwei (*passive*) Reibdämpfer (8) unten mit dem Gehäuse verbunden. Am Laugenbehälter ist ein Gewicht aus Beton oder Gusseisen (9) befestigt, und er ist vorne über eine Gummimanschette (10) mit der Vorderwand (11) des Gehäuses verbunden. Die Einfüllöffnung wird mit einer Tür aus Glas (12) verschlossen. Die federnd und gedämpft aufgehängte Einheit aus dem Laugenbehälter mit all seinen Anbauten wird auch als *Schwingsystem* bezeichnet. Das Gehäuse ist oben mit einer Abstellplatte (13) versehen und unten mit einer geschlossenen Bodenplatte (14), in die vier verstellbare Füße<sup>84</sup> (15) eingeschraubt sind. Die Rückwand (16) ist entweder komplett abnehmbar oder mit einer Serviceöffnung (17) versehen.

<sup>&</sup>lt;sup>84</sup> Die Detailkonstruktion der Füße ist in Abschnitt 6.2.4.1 erläutert.

# 10.2 Literaturauswertung

## 10.2.1 Praxisrelevanz

Hinsichtlich der Praxisrelevanz der untersuchten Veröffentlichungen lassen sich zwei unterschiedliche Klassen beobachten, in Abhängigkeit des Erkenntnisinteresses der jeweiligen Forschungsgruppen. So dient die Waschmaschine bei etlichen Gruppen offenkundig nur als kurzfristig untersuchtes Anwendungsbeispiel für ihre wissenschaftlichen Methoden. Im Fokus steht dort die *Anwendung der Methoden* und *nicht der Erkenntnisgewinn* bezüglich des Verhaltens der *Maschinen*. Ergebnisse sind etwa die Empfehlung, "das Schleudern mit mehr als 1000 1/min wegen der zu starken Geräuschentwicklung zu unterlassen" (Sarigül und Seçgin 2004), oder nach vielen Seiten aufwändiger Signalverarbeitung und –auswertung, dass es sich bei den "Laugenbehälterschwingungen um nichtlineare Schwingungen" handelt (Boltezar et al. 1999). Erwartungsgemäß und offensichtlich steigt die Praxisrelevanz, je enger die Forschungsgruppe mit einem Waschmaschinenhersteller zusammenarbeitet.

## 10.2.2 Forschungsgegenstand

Wie in **Bild 1-8** zu erkennen ist (und im Detail Tabelle 10-1 auf Seite 152 zu entnehmen ist), steht mit weitem Abstand gegenüber allen anderen Fragestellungen die Schwingungsanalyse/Maschinendynamik im Zentrum der waschmaschinenmechanischen Forschungen ( $\Sigma$ 74 diesbezüglich schwerpunktmäßig untersuchte Baugruppen (S)). Es folgen akustische Untersuchungen (W2) und (W3), die Ermittlung der Wäscheunwucht während des Schleuderns (W1), Festigkeitsuntersuchungen an Laugenbehälter und Trommel (W4), sowie Untersuchungen zum Versatz der Waschmaschine (W5). Für die Diskussion der Aufstellbedingungen vgl. Abschnitt 1.4.3.

Bei der Schwingungsanalyse steht die Beschreibung und Optimierung des Schwingsystems (S1) im Zentrum der Untersuchungen. Gehäuseschwingungen (S2) werden deutlich seltener untersucht wie auch (passive oder aktive) Auswuchteinrichtungen (S3) (die als passive Variante insbesondere bei VA im amerikanischen und asiatischen Raum verbreitet sind) und passive oder aktive Reibdämpfer (S4). Die hier nicht aufgeführten Beiträge zur mechanischen Verfahrenstechnik befassen sich beispielsweise mit der Bewegung der Wäsche in der Trommel während der Waschphase (Ward 2000; 2001; 2003) oder der Waschwirkung (Hloch und Krüssmann 1997a; b; 2001).

## 10.2.3 Methoden

Wie **Bild 1-8** auf Seite 8 zu entnehmen ist, überschreitet die Summe der schwerpunktmäßig verwendeten Methoden die Anzahl der Veröffentlichungen: in der Regel wird ein Untersuchungsgegenstand mit mehreren, sich ergänzenden Methoden untersucht (durchschnittlich 1,7 Methoden/Artikel). Dabei nutzen über die Hälfte der Forschungsarbeiten experimentelle Untersuchungen (M1), z.T. ergänzt durch einen intensiven Schwerpunkt auf der zugehörigen mathematischen Signalverarbeitung (Fast Fourier Transformationen, Wavelet-Transformationen, Korrelationsanalysen etc.) (M2). Die Experimente dienen z.T. der Generierung neuer Erkenntnisse, zum großen Teil dienen sie aber primär der Validierung der begleitenden Berechnungen: dabei ist die Mehrkörpersimulation (MKS) mit großem Abstand das Mittel der Wahl (M3) für die Maschinedynamik. Elastische Strukturschwingungen und Spannungsanalysen werden mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführt (M4). etwas über 10% der Veröffentlichungen nutzen weiterhin je analytische Berechnungen (M5), numerische akustische (M6) sowie steuerungs-/regelungstechnische Methoden mit starkem Mechanikbezug (M7).

#### 10.2.4 Mehrkörpersimulation (MKS) und Finite-Elemente-Berechnungen (FEM)

An dieser Stelle sei nur ein kurzer Abriss gegeben und dafür auf die reichhaltig vorhandene Literatur zu den in der Simulation der Waschmaschinenmechanik üblichen Methoden MKS (M3) und FEM (M4) verwiesen. Standard ist die Mehrkörpersimulation von starren Körpern, bei der die Bewegungs-Differentialgleichungen in Verbindung mit kinematischen Zwangsbedingungen und Kraftgesetzen beispielsweise für Feder und Dämpfer im Zeitbereich numerisch gelöst werden (García de Jalón und Bayo 1994; Rahnejat und Rothberg 2004; Roberson und Schwertassek 1988; Stejskal und Valášek 1996). Bei der "elastischen Mehrkörpersimulation (EMKS)" ist es möglich, die Strukturschwingungen von linearelastischen Körpern sowie die gekoppelten Schwingungen mit im Mehrkörpermodell zu erfassen. Dazu werden flexible FE-Strukturen in das MKS-Modell eingebunden, z.B. über die "Component Mode Synthesis" (Beckmann et al. 2004; Bremer und Pfeiffer 1992; Dietz et al. Kernidee 2003: Uhrig 1973: Wagner 2000): ist die Überlagerung großer Referenz(Starrkörper)-bewegungen einer elastischen Struktur und ihrer kleinen elastischen Verformungen. Das elastische Verschiebungsfeld wird approximiert durch eine Linearkombination von Formfunktionen für jede Schwingungsform (Mode) mit ihren zugehörigen zeitabhängigen Gewichtungsfaktoren (Dietz et al. 2003). Die Formfunktionen können sich auf nur ein FE-Element beziehen (knotenbasierter Ansatz) oder sich global über größere Teile einer Struktur erstrecken (modenbasierter Ansatz). Der modenbasierte Ansatz reduziert die Anzahl der Freiheitsgrade und damit die Systemgröße deutlich, schafft aber das Problem der sinnvollen Auswahl globaler Formfunktionen für jeden Mode. Weiterhin muss, um die Rechenzeiten der modenbasierten EMKS-Simulation in vertretbaren Grenzen zu halten, eine sachgerechte Auswahl an einzubindenden Modes erfolgen.

Die zugrundeliegende theoretische FE-Modalanalyse ist u.a. bei (Bathe 2002) nachzulesen. Im Sinne des ABC-Schemas (vgl. Abschnitt 1.4.2) könnte man die MKS mit starren Körpern genauso wie die theoretische FE-Modalanalyse der B-Zeitebene zuordnen, während eine EMKS einen A-Zeitaufwand bedeutet.

## 10.2.5 Stand der Technik bei der Modellierung des Schwingsystems

Das Schwingsystem ist seiner diskreten Struktur wegen ein Paradebeispiel für ein Mehrkörpersystem; demzufolge wird neben vereinzelten analytischen Ansätzen (die effizient i.d.R. nur lineares Systemverhalten darstellen können; C-Methoden, vgl. Abschnitt 1.4.2) hauptsächlich numerische 3D-Mehrkörpersimulation verwendet. Bis auf wenige Ausnahmen [z.B. (Beckmann et al. 2004; Wagner 2000)] werden die Körper des Schwingsystems (im wesentlichen Trommel und Laugenbehälter) als starr angenommen (B-Methode). In der Standardmodellierung verfügt der Laugenbehälter über seine sechs Starrkörperfreiheitsgrade und die Trommel über einen rotatorischen, was sieben Freiheitsgrade für das System ergibt. Von den 19 in MKS modellierten Schwingsystemen sind 14 ohne schwingungsfähige Gehäuse an den Federkopf- und ggfs. Dämpferfußpunkten raumfest aufgehängt. Teils werden Motor und ggfs. Riementrieb mitmodelliert, oft werden diese weggelassen und durch eine Drehzahlvorgabe an der Trommel ersetzt, wodurch der Rotationsfreiheitsgrad der Trommel wegfällt. Zum Teil findet sich in einzelnen Modellen ein Ungleichgewicht bzgl. des Modellierungsaufwandes: einzelne Details werden in Ausnahmefällen sehr fein modelliert (z.B. das Trommellager mit drei eigenen Freiheitsgraden (Nho et al. 2006), die Reibdämpfer mit sieben Freiheitsgraden pro Stück (!) (Donida et al. 2006)), was einem A-Aufwand entspricht. Gleichzeitig werden sehr dominierende Elemente weggelassen (wie z.B. von beiden Autorengruppen die Manschette; C-Aufwand), und es wird trotz des A-Teilaufwandes beispielsweise bei (Nho et al. 2006) nur eine sehr fragliche Aussagegüte erreicht). Auch in vielen anderen Simulationen wird die Manschette nicht mitmodelliert (Bayraktar und Belek 2006; Hong et al. 2000).

## 10.2.6 Gehäuseschwingungen in der Literatur

Da die experimentellen Untersuchungen der Gehäuseschwingungen in der Mehrzahl der Validierung der Simulationen dienen, wird mit der Vorstellung der Simulationen begonnen.

## 10.2.6.1. Simulationstechnische Untersuchungen

Die simulationstechnischen Untersuchungen der Gehäuseschwingungen werden in der Reihenfolge des zunehmenden Aufwandes vorgestellt:

Wie in Abschnitt 1.4.1 beschrieben, werden die Gehäuseschwingungen in der Mehrzahl der Veröffentlichungen nicht untersucht. Das Gehäuse ist bestenfalls mit Null Freiheitsgraden als "visuelles Element" im MKS-Modell enthalten (Bild 10-2 (a)). Diese Art der Modellierung ist durch einen mittleren (d.h. B-)Zeitaufwand gekennzeichnet, der für die Gehäuseschwingungen keinerlei Aussage liefert.



Bild 10-2: Verschiedene Schwingungsmodelle der Waschmaschine. (a) Starrkörper-MKS-Modell des Schwingsystems ohne Gehäusefreiheitsgrade (B-Methode, vgl. Abschnitt 1.4.2); (b) Knotenbasierte Frequency-/Transient-Dynamic-Response-Analysis ohne Schwingsystem (B-Methode); (c) Elastische MKS-Modelle mit modenbasierter Einbindung des elastischen Gehäuses (A-Methode). Bildnachweise: (a) (Donida et al. 2006), (b) (Bayraktar und Belek 2006), (c) (Beckmann et al. 2004).

Die nächste Stufe der Untersuchung der Gehäuseschwingungen besteht aus einer dynamischen FE-Analyse der metallischen Komponenten des Gehäuses (Bild 10-2 (b)) im Rahmen einer (knotenbasierten) Frequency- oder Transient-Dynamic-Response-Analysis [Harmonische/Transiente Anregung; zum Verfahren siehe z.B. (Dresig und Holzweißig 2007)]. (Lladó Paris und Sánchez Tabuenca 2004) beispielsweise geben die Kraftanregung aus dem Schwingsystem (durch Feder und Dämpfer) analytisch vor, wodurch sie allerdings weder gekoppelte Schwingungen berechnen noch die am Gehäuse der Maschine vielfältig vorhandenen Nichtlinearitäten, insbesondere die Dämpfungen (vgl. den folgenden Abschnitt "Nichtlinearitäten") berücksichtigen können. Die Strukturschwingungen des "leeren" Gehäuses mögen mit dieser Methode befriedigend simuliert werden können; für das Verhalten des Gehäuses in seinem Systemzusammenhang während des Betriebs der Maschine ist dieses Verfahren nur unzureichend geeignet [eigene Untersuchungen, auch z.B. (Van Karsen et al. 2001)]. Mit einem B-Zeitaufwand wird eine C-Aussagegüte erreicht. (Cui und Tai 2000) modellieren bei dem von ihnen untersuchten Vertikalachser auch das Schwingsystem in FE und führen eine FE-Modalanalyse durch, deren überlagerte Ergebnisse (9 Moden) anschließend in der Transient-Dynamic-Response-Analysis verwendet wird. Erregung ist eine Einheits-Unwuchtlast. Auch bei dieser Methode kann nur lineares Systemverhalten dargestellt werden.

Als Stand der Technik zur Gehäusesimulation könnte man die in Abschnitt 10.2.4 erwähnte "elastische Mehrkörpersimulation" (EMKS) bezeichnen, bei der die flexible Struktur des Gehäuses mittels eines modenbasierten Ansatzes mit ihren durch FE-Modalanalysen ermittelten Schwingungsformen in eine Mehrkörpersimulation eingebunden wird [z.B. (Bayraktar und Belek 2006; Beckmann et al. 2004; Hong et al. 2000; Wagner 2000)] **Bild** 

**10-2** (c). Der Aufwand für diese A-Methoden übersteigt deutlich die Summe der beiden "einzelnen" B-Methoden starre MKS und FE-Frequency-Response-Analysis, da die Ermittlung und sachgerechte Auswahl der Moden sowie die MKS-Einbindung noch hinzukommt. Als die derzeitige Speerspitze in der Gehäusesimulation einschließlich der Brücke zur Geräuschsimulationen können (Beckmann et al. 2004) angesehen werden, die ihr Modell mit immensem experimentellem und simulationstechnischem Aufwand praxistauglich ertüchtigt haben ("A+"-Methode).

Nichtlinearitäten - Eine Waschmaschine enthält eine Vielzahl nichtlinearer Elemente (Jerrelind und Stensson 2000), wie z.B. die Reibdämpfer des Schwingsystems, die Manschette, die Reibung an den i.d.R. punktgeschweißten oder mit Blechschrauben realisierten Fügestellen des Gehäuses, diverse Kunstoffbuchsen/-verbindungselemente, große Verformungen zulassende gewinkelte Blechkonstruktionen (z.B. in der Vorderwand), den Einfluss der Glastür etc. Das Schwingungsverhalten der elastischen Struktur wird, wie oben beschrieben, mittels der theoretischen Modalanalyse im FE-System ermittelt. Die theoretische Modalanalyse kann allerdings in ihrer Standardform nur lineares Strukturverhalten um einen Arbeitspunkt abbilden (Bathe 2002), daher beinhalten diese Modelle i.d.R nur die metallenen (d.h. linear-elastischen) Teiles des Gehäuses ohne Deckplatte, Füße, Tür, Blenden etc. Auch die Einbausituation des Gehäuses wird in der Regel nicht richtig erfasst: bei (Bayraktar und Belek 2006) beispielsweise wird ein *frei hängendes* Gehäuse modelliert, was die Überprüfung durch die experimentelle Modalanalyse erleichtert, aber nicht mit der Einbausituation der echten Maschine übereinstimmt. Als eine der wenigen Autoren integrieren (Egermeier 1999; Wagner 2000) beispielweise überhaupt die Füße in das FE-Gehäusemodell, konnten somit aber nur lineare Federwirkung realisieren. Viele Autoren untersuchen den Reibdämpfer im Detail wegen seiner dominanten Wirkung für das Schwingungsverhalten (Beckmann et al. 2004; Chrzan und Carlson 2001; Lyu et al. 2008; Nygårds 2009).

#### 10.2.6.2. Experimentelle Untersuchungen

Die publizierten experimentellen Untersuchungen, die das Gehäuseschwingungsverhalten (mit-)erfassen (Agostinelli et al. 2008; Bayraktar und Belek 2006; Beckmann et al. 2004; Chrzan und Carlson 2001; Goumas et al. 2002; Hong et al. 2000; Lladó Paris und Sánchez Tabuenca 2004; Meys 1998; Wagner 2000), dienen in aller Regel der singulären Untersuchung einer Maschine in einer Laborumgebung; nur (Agostinelli et al. 2008) und (Goumas et al. 2002) planen eine Online-Teststation zur Qualitätsüberwachung in der Serienfertigung. Lediglich akustische Größen am Gehäuse erfassen (Park et al. 2008; Sarigül und Seçgin 2004; Zeng et al. 2008).

Zur Validierung der theoretischen FE-Modalanalysen der leeren Gehäusestruktur wird gelegentlich eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt, wobei das Eigenschwingungsfeld punktuell erfasst wird [z.B. (Bayraktar und Belek 2006; Hong et al. 2000)].

Zur Schwingungsanregung bei den Betriebsmessungen im Labor werden definierte Unwuchten in der Trommel<sup>85</sup> verwendet im Bereich zwischen 300 g (Bayraktar und Belek

<sup>&</sup>lt;sup>85</sup> Da die Wäsche ab der sogenannten Anliegedrehzahl an der Trommelwand anliegt und nach dem Spülschleudern keine freie Flotte (freies Wasser) mehr in der Maschine vorhanden ist, wirkt zum Endschleudern praktisch nur noch die Unwucht der ungleichförmig verteilten Wäsche auf das Schwingsystem und das Gehäuse, deren Wirkung sich praktisch, effektiv und reproduzierbar durch eine künstliche Unwucht in der Waschtrommel ersetzen lässt. Die lokale mechanische Beanspruchung z.B. der Trommel wird dadurch selbstverständlich nicht realitätsgetreu abgebildet; genauso ist die Schwingsystemmasse ohne die Wäsche geringer als im realen Waschprogramm, was allerdings signifikant nur im Bereich der Resonanzfrequenz des Schwingsystem eine Rolle spielt. Der Einsatz von künstlichen Unwuchten bildet dem Stand der Technik entsprechend die Wirkung auf das Gehäuse bei hohen Drehzahlen sehr gut ab.

## 10 Anhang

2006) und 1,5 kg (Donida et al. 2006), mit einer Häufung im Bereich um 600 g. Als Sensoren kommen in der Regel seismische Beschleunigungsaufnehmer zum Einsatz, gelegentlich Laser-Wegmesser, mit denen die Schwingungen i.d.R. der Mittelpunkte der Seitenwände (die größten Amplituden am Gehäuse) erfasst werden [alle oben genannten Autoren], selten der Eckpunkte des Gehäuses (Chrzan und Carlson 2001; Goumas et al. 2002; Meys 1998; Wagner 2000).

Obwohl (Meys 1998) und (Wagner 2000) gehäusedynamische Effekte bei ihrer untersuchten FL erst im hohen Drehzahlbereich (d.h. weit über der (niedrigen) Resonanzfrequenz des Schwingsystems; bei ihnen ab ca. 1200 1/min) beobachten, liegen die untersuchten maximalen Schleuderdrehzahlen bei sehr vielen Autoren überraschend oft relativ niedrig (bis 1000 1/min). Nur wenige Untersuchungen gehen darüber hinaus (z.B. (Meys 1998) und (Wagner 2000) bis 1400 1/min, (Beckmann et al. 2004) bis 1800 1/min), was für VA wegen der generell niedrigeren Schleuderdrehzahlen verständlich ist, für FL dagegen nicht nachvollziehbar.

(Meys 1998) und (Wagner 2000) identifizierten die erste Schwingungsordnung (ausgelöst durch die mit Trommeldrehzahl umlaufende Unwucht) als die mit großem Abstand dominante für die Gehäuseschwingungen; oberhalb der fünften zeigten sich keine relevanten Anteile mehr.

## 10.2.7 Aufstellung der ausgewerteten Literatur

Tabelle 10-1: Aufstellung der ausgewerteten Literatur zur Waschmaschinenmechanik sowie grobe Kategorisierung der Schwerpunkte nach Abschnitt 1.4.1 (d.h. Quellen zu Bild 1-8 auf Seite 8). Quellen ohne eine einzige Markierung weisen keine der gewählten Kategorien als Schwerpunkt auf.

Schwerpunkte	Schwingsystem	Gehäuse	Auswuchteinrichtungen	Dämpfer	Wäscheunwucht	Geräusch – Schwingsystem	Geräusch- Gehäuse	Festigkeit	Gehäuseversatz	Aufstellbedingungen	Aufstellbed. und Gehäuseschw.	Experimentell	Signalverarbeitung	MKS	FEM	Analytische Ansätze	Geräusch	Steuerung/Regelung
Literaturquelle	<b>S</b> 1	S2	S3	S4	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
(Agapov und Lysikov 2008)				Х														
(Agostinelli et al. 2008)		Х			Х							Х	Х					
(Ahaus 2000)	Х		Х									Х		Х				Х
(Akbar et al. 2007)					Х							Х	Х					
(Bae et al. 2002)	Х		Х									Х		Х		Х		
(Barten 1991)			Х									Х						Х
(Bayraktar und Belek 2006)	Х	Х		Х								Х		Х	Х			
(Beckmann et al. 2004)	Х	Х		Х		Х	Х							Х	Х		Х	
(Boltezar et al. 1999)	Х											Х	Х					
(Chen et al. 2007)	Х											Х		Х	Х			
(Chrzan und Carlson 2001)	Х	Х		Х								Х						Х
(Conrad 1994)	Х								Х	Х						Х		
(Conrad und Soedel 1995)									Х							Х		
(Conrad und Soedel 1998)			Х													Х		

## 10.2 Literaturauswertung

Schwerpunkte	Schwingsystem	Gehäuse	wuchteinrichtungen	Dämpfer	Väscheunwucht	sch – Schwingsystem	sräusch- Gehäuse	Festigkeit	Gehäuseversatz	fstellbedingungen	oed. und Gehäuseschw.	Experimentell	gnalverarbeitung	MKS	FEM	alytische Ansätze	Geräusch	uerung/Regelung
	•		Aus		-	Geräu	Ğ		)	Au	Aufstelll		Si			An		Ste
Literaturquelle	<b>S</b> 1	S2	S3	S4	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
(Cui und Tai 2000)	Х	Х													Х			
(Donida et al. 2006)	Х											Х		Х				Х
(Egermeier 1999)	Х	Х													Х			
(Goumas et al. 2002)	Х	Х											Х					
(Gubeljak et al. 2007)								Х							Х			
(Holecek 1999)	Х						Х							Х			Х	
(Hong et al. 2000)	Х	Х	Х											Х	Х			
(Jaksic et al. 1999)	Х												Х	Х				
(Jerrelind und Stensson 2000)														Х				
(Jung et al. 2008)	Х		Х											Х				
(E. S. Kim und Kim 2007)								Х				Х						
(Eui Soo Kim et al. 2008)	Х							Х							Х			
(Y. H. Kim et al. 2004)	Х							Х							Х			
(Kuo und Wang 2008)	Х											Х	Х					
(Lladó Paris und Sánchez		Х										Х			Х			
Tabuenca 2004)																		
(Lazzaroni et al. 2000)					Х							Х	Х					
(Lyu et al. 2008)	37			X								Х	37	X				
(Martin-Villalba et al. 2007)	Х			Х									Х	Х				
(McDonald 1998)	Х															Х		
(Mentes und Oztürk 1992)	X						Х										Х	
(Meys 1998)	Х	Х										Х						
(Milasi et al. 2008)													Х					Х
(Mitsuishi und Nagao 2002)	Х		Х									Х			Х			
(Nho et al. 2006)	X											Х		Х				
(Nygårds und Berbyuk 2007)	X	X		X								X		X				
(Nygards et al. 2008) $(N_{\rm s} = 1, 2000)$	X	X		X								X		X				v
(Nygards 2009)	Х	Х	v	Х					v			Х		Х		v		X
(Papadopoulos und Papadimitriou 2001)			А						А							Х		Х
$\frac{1}{(Park et al 2008)}$	x					X	X					X	X				X	
(Sarigül und Secgin 2004)							X					X			X		X	
(Sérgio et al 2003)																		
(Simonovski und Boltezar	х											Х	Х					
2001)																		
(Sümer et al. 1992)	Х													Х				
(Türkay et al. 1995)	Х																	
(Türkay et al. 1998)	Х											Х		Х				
(Van Karsen et al. 2001)		Х										Х		Х				
(Vande Haar et al. 1998)	Х		Х											Х				
(Vasić und Lazarević 2008)	Х											Х		Х				

Schwerpunkte	Schwingsystem	Gehäuse	Auswuchteinrichtungen	Dämpfer	Wäscheunwucht	Geräusch – Schwingsystem	Geräusch- Gehäuse	Festigkeit	Gehäuseversatz	Aufstellbedingungen	Aufstellbed. und Gehäuseschw.	Experimentell	Signalverarbeitung	MKS	FEM	Analytische Ansätze	Geräusch	Steuerung/Regelung
Literaturquelle	<b>S</b> 1	S2	S3	S4	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
(Wagner 2000)	Х	Х										Х		Х				
(Wang und Yang 2008)																		
(Yuan 2008)	Х				Х							Х	Х					
(Sonoda et al. 2003)	Х				Х							Х	Х					
(Young et al. 2001)	Х		Х									Х		Х				
(Yuan et al. 2007)	Х				Х							Х						
(Zeng et al. 2008)							Х					Х	Х				Х	

## 10.3 Anhang zu Kapitel 2

#### 10.3.1 Verfahren zum statischen Ausrichten der Maschine

Das entwickelte Verfahren zum statischen Ausrichten der Maschine berücksichtigt die Tatsache, dass mit zunehmender Fehlausrichtung die Aufstandskraft von einem der vier Füße auf dem Boden verringert wird. Dadurch steigt die wirksame Nachgiebigkeit des Gesamtgehäuses bei horizontalem Kraftangriff. Wird die Aufstandskraft eines Fußes in Folge einer starken Fehlausrichtung zu Null, führt dies zu einer starken Instabilität des Systems. Dies wiederum führt bei einer horizontalen Belastung zu einem Kippen der Maschine. Das Kippen soll hierbei als eine Schwenkbewegung um eine der beiden Diagonalen des Gehäusebodens verstanden werden. Dieser Anhang dient als Ergänzung zu Abschnitt 2.3.4.1, in dem das Verfahren, und zu den Abschnitten 4.3 und 4.4, in denen der Prüfstand vorgestellt wird.

#### Durchführung der Ausrichtmessung (Bild 10-3)

Zu Beginn der Messung wird am Fuß 1 eine starke negative Fehlausrichtung (Herausdrehen des Fußes 1) eingestellt. Diese Fehlausrichtung macht sich durch ein deutliches Kippeln um Maschine um die Diagonale II (durch Punkt 2 und Punkt 4) bemerkbar. Durch das Aufbringen der Kräfte  $F_1 = 100N$  (durch Gewichte) und  $F_2 = 200 N$  (Drehen an der Spindel) lassen sich die Wegamplituden bei beiden Kraftwerten (+/- 100 N) ermitteln und abspeichern. Danach wird die nächste Fußkonfiguration an Fuß 1 eingestellt (Hereindrehen um eine sechzehntel Umdrehung) und es wird erneut gemessen. Diese Prozedur ist so lange zu wiederholen, bis ein Kippeln um die andere Diagonale I (durch Punkt 1 und Punkt 3) spürbar ist, d.h. das Plateau des Ausrichtdiagrammes (Bild 2-15) wieder ansteigt.

Die statisch optimale Ausrichtung liegt in der Mitte des Plateaus bzw., sollte kein Plateau vorhanden sein, im Minimum der Kurve.



Bild 10-3: Schematischer Ablauf des statischen Ausrichtens

## 10.4 Anhang zu Kapitel 6

#### 10.4.1 Nichtlineares Gleichungssystem der Statik des Gehäuse-Fachwerksmodells

Die in Abschnitt 6.3 beschriebene *matlab*-Funktion fsolve sucht einen Zustandsvektor k derart, dass der Vektor der homogenen Gleichungen f(k) zu Null gemacht wird. Die Bezeichnungen der im Knotenschnittverfahren ermittelten Kraftvektoren ist **Bild 10-4** zu entnehmen. Der Zustandsvektor enthält die 45 skalaren Unbekannten in folgender Reihenfolge (*matlab*-Syntax):

```
% Definition des Zustandsvektors k:
% a) 3*8=24 unbekannte Koordinaten der Eckpunkte der Maschine:
```

```
10 Anhang
```

```
% X-Koordinate des Punktes 1
°
 k(1) = x1; [m]
%
 Y-Koordinate des Punktes 1
2
 k(2) = y1
               ; [m]
                                                                 \mathbf{F}_{D2}
                                                        F<sub>D3</sub> F<sub>S11</sub>
%
 Z-Koordinate des Punktes 1
                                                   F.57
                                                                              F<sub>D1</sub>
                                                                                  s10
%
        = z1
                                                     \mathbf{F}_{D5}
 k(3)
               ; [m]
2
 X-Koordinate des Punktes 2
                                      F⊿8
% k(4)
        = x2 ; [m]
% u.s.w.
                                                   \mathbf{F}_{D6}
2
 k(5)
        = y2
                ; [m]
                                           Z F<sub>S12</sub>
                                                          F<sub>S11</sub>
                                                                                 F<sub>$10</sub>
% k(6)
         = z2
                ;
                  [m]
% k(7)
         = x3
                  [m]
                ;
%
         = y3
 k(8)
                  [m]
                ;
% k(9)
         = z3
                  [m]
                ;
                                                                         \mathbf{F}_{D4}
% k(10) = x4
                  [m]
                ;
                                                   _____3
                                                                       \mathbf{F}_{D1}
% k(11) = y4
                ; [m]
% k(12) = z4
                ; [m]
% k(13) = x5
                ; [m]
                                      \mathbf{F}_{H4}
% k(14) = y5
                ; [m]
% k(15) = z5
                ; [m]
% k(16) = x6
                ; [m]
                                                F_{Fu4}
                                                                       F<sub>Fu1</sub>
% k(17) = y6
                ; [m]
% k(18) = z6
                ; [m]
                                      Bild 10-4: Freigeschnittene Knoten (Punktmassen) mit
% k(19) = x7
                ; [m]
% k(20) = y7
                                                Schnittkräften
                ; [m]
% k(21) = z7
                ; [m]
% k(22) = x8
                ; [m]
% k(23) = y8
                ; [m]
% k(24) = z8
                ; [m]
% b) 12+6=18 Größen (d.h. Betrag und Vorzeichen) der unbekannten Stabkräfte
% in Kanten- und Diagonalstäben:
% k(25) = FS01
                  ; Stabkraft Stab
                                       1 [N] (Größe)
% k(26) = FS02
                  ; Stabkraft Stab
                                       2 [N]
                                              (Größe)
% k(27) = FS03
                                       3 [N]
                  ; Stabkraft Stab
                                              (Größe)
% k(28) = FS04
                  ; Stabkraft Stab
                                       4 [N]
                                              (Größe)
% k(29) = FS05
                  ; Stabkraft Stab
                                       5 [N]
                                              (Größe)
                  ; Stabkraft Stab
% k(30) = FS06
                                         [N]
                                       6
                                              (Größe)
                  ; Stabkraft Stab
% k(31) = FS07
                                       7
                                         [N]
                                              (Größe)
                                         [N]
 k(32) = FS08
                  ; Stabkraft Stab
                                              (Größe)
%
                                       8
 k(33) = FS09
                  ; Stabkraft Stab
%
                                       9
                                         [N]
                                              (Größe)
 k(34) = FS10
                  ; Stabkraft Stab 10
                                              (Größe)
%
                                         [N]
                  ; Stabkraft Stab 11
%
 k(35) = FS11
                                         [N]
                                              (Größe)
                  ; Stabkraft Stab 12 [N] (Größe)
%
 k(36) = FS12
                  ; Stabkraft Diagonale 1 [N] (Größe)
%
 k(37) = FD01
                  ; Stabkraft Diagonale 2
%
 k(38) = FD02
                                              [N]
                                                  (Größe)
%
 k(39) = FD03
                  ; Stabkraft Diagonale 3
                                              [N] (Größe)
%
 k(40) = FD04
                  ; Stabkraft Diagonale 4
                                              [N] (Größe)
°
 k(41) = FD05
                  ; Stabkraft Diagonale 5 [N] (Größe)
 k(42) = FD06
                  ; Stabkraft Diagonale 6 [N] (Größe)
 c) 3 unbekannte Haftkräfte, die einen Versatz verhindern:
 Die Haftkräfte wirken in Richtung der STK-Fesselung der Füße
% k(43) = FHFu3y ; Haftkraft Fuß 3 in y-Richtung [N] (Größe)
            FHFu4x ; Haftkraft Fuß 4 in x-Richtung [N] (Größe)
% k(44) =
% k(45) = FHFu4y ; Haftkraft Fuß 4 in y-Richtung [N] (Größe)
```

De facto ist die Aufnahme der Kraft in der Diagonalfeder 6 (Front) (k(42)) in die Reihen der Unbekannten überflüssig, da dafür direkt ein Kraftgesetz existiert. Eigentlich handelt es sich also um ein Gleichungssystem mit 44 "echten" Unbekannten und Gleichungen. Die hier vorgestellte Vorgehensweise hat den Vorteil, dass die elastische Diagonale über einen einzigen Schalter in eine starre umgewandelt oder komplett entfernt werden kann, ohne dass sich die Struktur des Gleichungssystems ändert. Die 45 homogen aufgelösten Gleichungen lauten wie folgt<sup>86</sup>:

```
% Definition des Gleichungsvektors f=0
% a) 24 Gleichungen Massenmittelpunktsatz - Statik Gl. 1-24
% 0 = Summe_Stabkräfte + Summe_Diagonalkräfte + Summe_äußere_Kräfte
% Für alle Kräfte gilt: Zugkräfte sind positiv definiert
% eij: Einheitsvektor von Punkt i nach Punkt j
% FSi: Größe (d.h. Betrag und Vorzeichen) der Stabkraft des Stabes i
% FDi: Größe (d.h. Betrag und Vorzeichen) der Stabkraft der Diagonale i
% FAi: Vektor der äußeren Kraft, angreifend an Punkt i
% FFui: Vektor der Fußkraft des Fußes i
% FHi: Vektor der Haftkraft, angreifend an Punkt i
%
% Masse 1 an Knoten 1
MMS1 = e12*FS1 + e15*FS9 + e14*FS4 + e16*FD1 + e18*FD6 + FFu1 + FA1;
% Masse 2 an Knoten 2
MMS2 = e21*FS1 + e23+FS2 + e26*FS10 + e24*FD4 + e27*FD2 + FFu2 + FA2;
% Masse 3 an Knoten 3
MMS3 = e32*FS2 + e34*FS3 + e37*FS11
                                               + FFu3 + FH3 + FA3;
% Masse 4 an Knoten 4
MMS4 = e41*FS4 + e43*FS3 + e48*FS12 + e42*FD4 + e47*FD3 + FFu4 + FH4 + FA4;
% Masse 5 an Knoten 5
MMS5 = e51*FS9 + e56*FS5 + e58*FS8
                                               + FA5 ;
% Masse 6 an Knoten 6
MMS6 = e65*FS5 + e67*FS6 + e62*FS10 + e61*FD1 + e68*FD5 + FA6 ;
% Masse 7 an Knoten 7
MMS7 = e76*FS6 + e78*FS7 + e73*FS11 + e72*FD2 + e74*FD3 + FA7 ;
% Masse 8 an Knoten 8
MMS8 = e85*FS8 + e87*FS7 + e84*FS12 + e81*FD6 + e86*FD5 + FA8 ;
%
     ____
           ____
%
         Stabkräfte
                                Diagonalkräfte
                                                äußere K.
f(1) = MMS1(1); f(2) = MMS1(2); f(3) = MMS1(3);
f(4) = MMS2(1); f(5) = MMS2(2); f(6) = MMS2(3);
f(7) = MMS3(1); f(8) = MMS3(2); f(9) = MMS3(3);
f(10) = MMS4(1); f(11) = MMS4(2); f(12) = MMS4(3);
f(13) = MMS5(1); f(14) = MMS5(2); f(15) = MMS5(3);
f(16) = MMS6(1); f(17) = MMS6(2); f(18) = MMS6(3);
f(19) = MMS7(1); f(20) = MMS7(2); f(21) = MMS7(3);
f(22) = MMS8(1); f(23) = MMS8(2); f(24) = MMS8(3);
% KINEMATISCHE ZWANGSBEDINGUNGEN b)-c)
% b) 3 Gl STARRKÖRPERFESSELUNGEN Gl. 25-27
% STK-Fesselungen der Kopfpunkte der Fußfedern
% uFu3y = 0
% uFu4x = 0
% uFu4y = 0
f(25) = k(8) - k0(8); % uFu3y = 0
                               (u_y3 = 0)
f(26) = k(10) - k0(10); % uFu4x = 0
f(27) = k(11) - k0(11); % uFu4y = 0
```

<sup>&</sup>lt;sup>86</sup> Die notwendige, aber leicht nachvollziehbare Zuordnung von Komponenten des Zustandsvektors zu den intuitiver benannten Unbekannten im Gleichungssystem wurden aus Platzgründen weggelassen.

```
10 Anhang
```

```
% c)1 LÄNGENKONSTANZ der Kantenstäbe
% Länge des Stabes 1 ist konstant; dot = Skalarprodukt
f(28) = sqrt(dot((p2-p1),(p2-p1))) - (laenge_stab(1)) ;
% Länge des Stabes 2 ist konstant
f(29) = sqrt(dot((p3-p2),(p3-p2))) - (laenge_stab(2)) ;
% u.s.w.
f(30) = sqrt(dot((p4-p3),(p4-p3))) - (laenge_stab(3)) ;
f(31) = sqrt(dot((p1-p4),(p1-p4))) - (laenge_stab(4));
f(32) = sqrt(dot((p6-p5),(p6-p5))) - (laenge_stab(5));
f(33) = sqrt(dot((p7-p6),(p7-p6))) - (laenge_stab(6));
f(34) = sqrt(dot((p8-p7),(p8-p7))) - (laenge_stab(7));
f(35) = sqrt(dot((p5-p8),(p5-p8))) - (laenge_stab(8));
f(36) = sqrt(dot((p5-p1),(p5-p1))) - (laenge_stab(9));
f(37) = sqrt(dot((p6-p2), (p6-p2))) - (laenge_stab(10));
f(38) = sqrt(dot((p7-p3),(p7-p3))) - (laenge_stab(11));
f(39) = sqrt(dot((p8-p4),(p8-p4))) - (laenge_stab(12));
% c)2 LÄNGENKONSTANZ der Diagonalen
%Länge der Diagonale 1 ist konstant
% pi : Ortsvektor zum Punkt Nr. i
f(40) = sqrt(dot((p6-p1),(p6-p1))) - (laenge_diag(1));
%Diag 2 ... etc.
f(41) = sqrt(dot((p7-p2), (p7-p2))) - (laenge diag(2));
f(42) = sqrt(dot((p7-p4),(p7-p4))) - (laenge_diag(3));
f(43) = sqrt(dot((p4-p2),(p4-p2))) - (laenge_diag(4)) ;
f(44) = sqrt(dot((p8-p6),(p8-p6))) - (laenge_diag(5)) ;
% Diag 6:
if data.wm.diag6 == 0 % Wenn keine Diagonale 6, dann FD6 = 0.
   f(45) = k(42); % d.h. k(42) soll == 0 sein.
elseif data.wm.diag6 == 1 % Wenn elastische Diagonale, dann Federgesetz
    % Aktuelle Länge von d6:
   ld6 = laenge(p8-p1);
   % Federkraft FD6 (Größe): FD6 = cd6 * (l_akt - l_0);
   FD6_soll = data.wm.cd6 * (ld6 - data.laenge_diag(6)) ;
   f(45) = k(42) - FD6_soll ; % FD6 = FD6_soll
elseif data.wm.diag6 == 2 %Wenn starre Diagonale, dann:
   % Längenkonstanz von Diag 6
   f(45) = sqrt(dot((p8-p1),(p8-p1))) - (laenge_diag(6));
end %diag6
```

#### 10.4.2 Statisches Verformungsverhalten Waschmaschine A1, Prüfplatz "Ungefliest"

10.4.2.1. Horizontaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "H Opt"



35% 30% 25% 20% 15% 10% 5% -0% -5% -10% -15% 24 z3 z2 z1 y3 y4 y7 y8 Größen (an exakten Messstellen)

Bild 10-5: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/ statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "H Opt α", WM A1 UGEF



Auf dem ungefliesten Prüfplatz werden bei der WM A1 bei optimaler Ausrichtung und horizontalem Kraftangriff alle Wege überschätzt (**Bild 10-5, Bild 10-6**), ansonsten zeigt sich qualitativ das gleiche Bild wie auf dem Prüfplatz "Ungefliest" (Bild 6-18 und Bild 6-19).



10.4.2.2. Horizontaler Kraftangriff bei starker Fehlausrichtung "H FA"

Bild 10-7: Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie) Lastfälle "H FA  $\alpha$ " bis "H FA  $\beta$ ", z1 bis z4, A1 UGEF

Auch bei starker Fehlausrichtung zeigt sich bzgl. der Übereinstimmung von Messung und Rechnung für die Wege z1 bis z4 (**Bild 10-7**) sowie für die Wege y7 und y8 (**Bild 10-8**) auf dem ungefliesten Prüfplatz praktisch das gleiche Bild wie auf dem gefliesten, wobei die Wege y7 und y8 hier leicht überschätzt werden.



Bild 10-8: Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie) Lastfälle "H FA α" bis "H FA β", y7 und y8, WM A1 UGEF

10.4.2.3. Vertikaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "V Opt" und Fazit



Bild 10-9: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "V Opt", WM A1 UGEF

Während die WM A1 auf dem Prüfplatz "Gefliest" in y7 und y8 tendenziell zu steif war, ist auf dem Prüfplatz "Ungefliest" genau der umgekehrte Trend zu erkennen: Die simulierten oberen Verschiebungen überschätzen die Messergebnisse sowohl bei der optimalen auch bei als der Fehlausrichtung. Bei der optimalen Ausrichtung (H Opt) tritt dies auch deutlich bei den Vertikalverschiebungen (z1 bis z4) auf, genauso wie im LF V Opt (Bild 10-9).

#### 10.4.3 Statisches Verformungsverhalten Waschmaschine B1, Prüfplatz "Gefliest"

Erläuterungen zu diesen Simulationen finden sich in Abschnitt 10.4.3.3.



 35%

 30%

 25%

 20%

 15%

 10%

 5%

 0%

 -5%

 -10%

 -15%

 z4 z3 z2 z1 y3 y4 y7 y8

 Größen (an exakten Messstellen)

Bild 10-10: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "H Opt α", WM B1 GEF



10.4.3.2. Horizontaler Kraftangriff bei starker Fehlausrichtung "H FA"



Bild 10-12:Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie) Lastfälle "H FA  $\alpha$ " bis "H FA  $\beta$ ", z1 bis z4, B1 GEF



Bild 10-13:Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie) Lastfälle "H FA  $\alpha$ " bis "H FA  $\beta$ ", y7 und y8, WM B1 GEF

10.4.3.3. Vertikaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "V Opt" und Fazit



Bild 10-14: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "V Opt", WM B1 GEF

Die WM B1 zeigt auf dem gefliesten Prüfplatz bei starker Fehlausrichtung in den Verschiebungen y7 und y8 (

**Bild** 10-13) die gleiche hervorragende Übereinstimmung wie die WM A1 auf Fliesen. Darüber hinaus werden y7 und y8 auch bei optimaler Ausrichtung sehr gut getroffen (**Bild** 10-10, **Bild** 10-11); einzige Wehmutstropfen sind in der optimalen Ausrichtung und der Fehlausrichtung zu große Wege der rechten Vertikalmessstellen z1 und z3.

Der Lastfall LF V Opt wird wiederum nicht realitätsgetreu abgebildet (**Bild 10-14**).
## 10.4.4 Statisches Verformungsverhalten Waschmaschine B1, Prüfplatz "Ungefliest"

Erläuterungen zu diesen Simulationen finden sich in Abschnitt 10.4.4.3.



UGEF

10.4.4.1. Horizontaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "H Opt"

10.4.4.2. Horizontaler Kraftangriff bei starker Fehlausrichtung "H FA"

UGEF



Bild 10-17: Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie) Lastfälle "H FA  $\alpha$ " bis "H FA  $\beta$ ", z1 bis z4, B1 UGEF



Bild 10-18: Vergleich statische Simulation (blau, schmale Linie)/statische Messung (rot, breite Linie) Lastfälle "H FA α" bis "H FA β", y7 und y8, WM B1 UGEF

10.4.4.3. Vertikaler Kraftangriff bei optimaler Ausrichtung "V Opt" und Fazit



Bild 10-19: Vergleich statische Simulation (blau, jeweils Säule Nr. 3)/statische Messung (rot, jeweils Säulen 1 und 2), Lastfall "V Opt", WM B1 UGEF

Von allen untersuchten Maschine/Prüfplatz-Kombinationen zeigt die WM B1 auf dem ungefliesten die beste Übereinstimmung, insbesondere bei der starken Fehlausrichtung in den Verschiebungen y7 und y8 (

**Bild** 10-18) und z1 bis z4 (Bild 10-17). Bei optimaler Ausrichtung (H Opt) reagieren y7 und y8 zu steif, während die Vertikalverschiebungen zi bis auf z3 in diesem Fall richtig abgestimmt sind (**Bild 10-15, Bild 10-16**).

Im Lastfall mit vertikalem Kraftangriff (**Bild 10-19**) zeigt sich für die hinteren Füße diesmal eine sehr gute Übereinstimmung, die vorderen simulierten überschätzen die gemessen wieder, allerdings nicht um einen sehr großen Betrag.

## 11 Literaturverzeichnis

- AEG Electrolux (2008): *EU-Datenblatt Waschen 2008*. Nürnberg: Electrolux Hausgeräte Vertriebs GmbH.
- Agapov, D. G. und Lysikov, N. N. (2008): EUROMECH Colloquium 495 Book of Astracts.
- Agostinelli, G.; Paone, N.; Cristalli, C. und Torcianti, B. (2008): On-line diagnostics of washing machines: design issues for the optimization of the measurement set-up. 8th International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques, Spie-Int Soc Optical Engineering, Ancona, ITALY, S. H980-H980.
- Ahaus, G. (2000): Dynamik und regelungstechnische Stabilisierung einer elastischen, teilweise flüssigkeitsgefüllten Zentrifuge. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 282, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Akbar, M.; Khan, Z. A. und Ieee (2007): *Modified nonintrusive appliance load monitoring for nonlinear devices.* 11th IEEE International Multitopic Conference, Ieee, Lahore, PAKISTAN, S. 69-73.
- Bäcker, C. (2007): Experimentelle Untersuchung des Setz- und Kriechverhaltens von Waschmaschinenfüßen. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik -Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, unveröffentlichte Studienarbeit, Berlin: Technische Universität.
- Bae, S.; Lee, J. M.; Kang, Y. J.; Kang, J. S. und Yun, J. R. (2002): Dynamic Analysis of an automatic washing machine with a hydraulic balancer. Journal of Sound and Vibration, 257(1), S. 3-18.
- Barten, M. (1991): Ein elektronisches Verfahren zum kontinuierlichen Ausgleich örtlich und zeitlich veränderlicher Unwuchten von Rotoren am Beispiel der Waschmaschine. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 157, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- **Barutzki, F. (1992)**: Ermittlung des Übertragungs- und Temperaturverhaltens von Elastomer-Kupplungen bei Schwingungsanregung mit mehreren Frequenzen. Dissertation, Berlin: Technische Universität.
- Bathe, K.-J. (2002): *Finite-Elemente-Methoden*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- **Bauknecht (2008)**: Gebrauchsanweisung WA Pure ST 14 FLD Stuttgart: Bauknecht Hausgeräte GmbH
- **Bayraktar, F. und Belek, H. T. (2006)**: *Experimental and theoretical investigation of the dynamic behaviour of a washing machine*. itüdergisi/d Mühendislik Serisi, 5(2), S. 135-144.
- Beckmann, H.-W.; von Estorff, O.; Klamt, K.; Markiewicz, M. und Zaleski, O. (2004): Modellierung eines Waschautomaten für vibroakustische Untersuchungen. 22nd CAD-FEM Users's Meeting 2004, Dresden.
- **BMU (1997)**: Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über *Klimaänderungen*. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit.
- Boltezar, M.; Jaksic, N.; Simonovski, I. und Kuhelj, A. (1999): Dynamical behaviour of the planar non-linear mechanical system -- Part II: experiment. Journal of Sound and Vibration, 226(5), S. 941-953.
- Born, M. (1996): Simulation von Synchronriemengetrieben Modellbildung, Kennwertermittlung, Anwendung. Dissertation, Berlin: Technische Universität.

- Brandl, H.; Johanni, R. und Otter, M. (1986): A very effcient algorithm for the simulation of robots and similar multibody systems without inversion of the mass-matrix. IFAC/IFIP/IMACS International Symposium on Theory of Robots, Wien, S. 95-100.
- Brandl, H.; Johanni, R. und Otter, M. (1987): An algorithm for the simulation of multibody systems with kinematic loops. 7th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Pergamon Press, Sevilla, S. 407-411.
- Bremer, H. und Pfeiffer, F. (1992): Elastische Mehrkörpersysteme. Stuttgart: Teubner.
- Brenan, K. E.; Campbell, S. L. und Petzold, L. R. (1996): Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential Algebraic Equations. Philadelphia, PA: SIAM.
- Bronstein und Semendjajew (2001): Taschenbuch der Mathematik. Thun: Deutsch Verlag.
- Butscher, W. (1993): Experimentelle und rechnerische Bestimmung des statischen und dynamischen Übertragungsverhaltens reibschlüssiger Riemengetriebe. Abschlußbericht des Forschungsvorhabens "Keilrippenriemen", AIF-Nr. 8353, Forschungsheft Nr. 17, Frankfurt/Main: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.
- **Ceced (2006)**: Energy-Efficiency a Shortcut to Kyoto Targets The Vision of European Home Appliance Manufacturers. Brussels: Ceced (European Committee of Manufacturers of Domestic Equipment).
- Chen, H. W.; Zhang, Q. J. und Su, G. F. (2007): A rigid-flexible coupling vibration model for the vertical automatic washing machine. International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics, Science Press USA Inc, Wuxi, PEOPLES R CHINA, S. 835-839.
- Chrzan, M. J. und Carlson, J. D. (2001): MR Fluid Sponge Devices and Their Use in Vibration Control of Washing Machines. 8th annual symposium on smart structures and materials, Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE), Newport Beach, CA.
- **Commission Directive 95/12/EC (1995)**: Commission Directive 95/12/EC of 23 May 1995 implementing Council Directive 92/75/EEC with regard to energy labelling of household washing machines. OJ L 1995/136, 1, S. 1-27.
- **Conrad, D. C. (1994)**: *The fundamentals of automatic washing machine design based upon dynamic constraints.* Ph.D.: Perdue University.
- Conrad, D. C. und Soedel, W. (1995): On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines. Journal of Sound and Vibration, 188(3), S. 301-314.
- Conrad, D. C. und Soedel, W. (1998): *Auxiliary Mass Dampers*. 49th Annual Conference of the IATC, IATC.
- Cui, G. Y. und Tai, K. (2000): Dynamic analysis and design optimization of a washing machine. International Journal of Computer Applications in Technology, 13(6), S. 324-331.
- **Dahl, P. R. (1975)**: Solid Friction Damping of Spacecraft Oscillations. In: Guidance, Navigation and Control Conference, Boston: AIAA.
- Deutscher Bundestag (2002): Gesetz zu dem Protokoll von Kyoto vom 11. Dezember 1997 zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen (Kyoto-Protokoll). Bundesgesetzblatt Jahrgang 2002 Teil II Nr. 16, ausgegeben zu Bonn am 2. Mai 2002.
- **Dietz, S.; Wallrapp, O. und Wiedemann, S. (2003)**: Nodal vs. Modal representation in *flexible multibody system dynamics*. Bericht.
- **DIN 740-2 (1986)**: Antriebstechnik; Nachgiebige Wellenkupplungen. Teil 2: Begriffe und Berechnungsgrundlagen. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN 70000 (1994): Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten Begriffe. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN EN 13756 (2002): Holzfußböden Terminologie. Berlin: Beuth Verlag.
- **DIN EN 14809 (2006)**: Sportböden Bestimmung der vertikalen Verformung. Berlin: Beuth-Verlag.

- **DIN EN 60456 (2005)**: Waschmaschinen für den Hausgebrauch Verfahren zur Messung der Gebrauchseigenschaften. Berlin: Beuth Verlag.
- **Dixon, J. J. und Roberts, D. G. V. (1997)**: Head injuries in infants caused by falls from surfaces while restrained in car seats. Journal of the Royal Society of Medicine, 90(6), S. 335-336.
- **Donida, F.; Ferretti, G. und Schiavo, F. (2006)**: Modeling and Simulation of a Washing Machine. In: 50th International Anipla Congress, Rom.
- Dresig, H. und Holzweißig, F. (2007): Maschinendynamik. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Eberhardt, P. (1996): Zur Mehrkriterienoptimierung von Mehrkörpersystemen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 227, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Egermeier, H. (1999): Theor. Modellanalyse eines Waschmaschinen-Gehäuses mittels der Finiten Elemente Methode. Semesterarbeit (konstruktiv), Inst. f. Mechanik, München: Technische Universität.
- **Eich-Soellner, E. und Führer, C. (1998)**: Numerical Methods in Multibody Dynamics. Stuttgart: B. G. Teubner Verlag.
- **EnVKV (1997)**: Verordnung über die Kennzeichnung von Haushaltsgeräten mit Angaben über den Verbrauch an Energie und anderen wichtigen Ressourcen (Energieverbrauchskennzeichnungsverordnung). Bundesministerium für Wirtschaft im Einvernehmen mit dem Bundesministerium für Arbeit und Sozialordnung.
- Eudora (2005): *Lexikon Waschprogramme*. Antonio Merloni Dienstleistungen GmbH <<u>http://www.eudora.at/279.html</u>>(15.03.2009).
- Fischer, H. (2005): *Beurteilung der Rutschsicherheit von Fußböden*. Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, Dortmund, Berlin, Dresden: Wirtschaftsverlag NW.
- Fischer, I. S. (2003): Velocity analysis of mechanisms with ball joints. Mechanics Research Communications, 30(1), S. 69-78.
- Frick, O.; Knöll, K.; Neumann, D.; Weinbrenner, U.; Hestermann, U. und Rongen, L. (2006): *Baukonstruktionslehre 1*. Wiesbaden: B. G. Teubner Verlag.
- Frik, S. (1994): Untersuchungen zur erforderlichen Modellkomplexität bei der Fahrdynamiksimulation. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 208, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Führer, C. und Leimkuhler, B. J. (1991): Numerical solution of differential-algebraic equations for constrained mechanical motion. Numerische Mathematik, 59, S. 55-69.
- Galla, R.; Kuhr, H.; Richter, D.; Ruschek, S.; Wanner, A.; Arnold, H. und Dargatz, T. (1999): Fachkunde für Bauzeichner. Stuttgart, Leipzig: B. G. Teubner Verlag.
- García de Jalón, J. und Bayo, E. (1994): Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems. New York: Springer-Verlag.
- Golub, G. H. und Ortega, J. M. (1995): Wissenschaftliches Rechnen und Differentialgleichungen. Lemgo: Heldermann Verlag.
- Gorenje (2008): Gebrauchsanweisung WA73161. München: Gorenje Vertriebs GmbH.
- Goumas, S. K.; Zervakis, M. E. und Stavrakakis, G. S. (2002): Classification of washing machines vibration signals using discrete wavelet analysis for feature extraction. Instrumentation and Measurement, IEEE Transactions on, 51(3), S. 497-508.
- Gubeljak, N.; Mejac, M. und Predan, J. (2007): An Integrity Analysis of Washing-Machine Holders. Materiali in tehnologije.
- Gummert, P. und Reckling, K.-A. (1994): Mechanik. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg.
- HBM (2005): Katalog Messtechnik. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- Herrmann, R.-J. (1991): Ermittlung und systematische anwenderorientierte Darstellung von dynamischen und quasistatischen Kennwerten von Keil-, Flach- und Zahnriemengetrieben. Abschlußbericht des Forschungsvorhabens

"Riemenkennwerte", AIF-Nr. 7453, Forschungsheft Nr. 156, Frankfurt/Main: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.

- Heubner, A. (2000): Simulation von Synchronriementrieben mit Spannelementen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 330, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Hiller, M. H. und Hirsch, K. (2006): Multibody system dynamics and mechatronics. ZAMM, 86(2), S. 87-109.
- Hloch, H.-G. und Krüssmann, H. (1997a): Evaluation of Wash Performance of Vertical and Horizontal Axis Washing Machines. 48th Annual Conference of the IATC, IATC.
- Hloch, H.-G. und Krüssmann, H. (1997b): State-of-the-Art in Horizontal Axis Washing Machines. 48th Annual Conference of the IATC, IATC.
- Hloch, H.-G. und Krüssmann, H. (2001): Effects of Clothes Washer Spinnung at High Revolutions on Water Removal and Textile Damage. 52nd Annual Conference of the IATC, IATC.
- Holecek, N. (1999): *The reduction of washing machine noise by the use of muffling materials.* Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 45(7-8), S. 287-293.
- Hong, K.-S.; Chang, J.-W.; Han, D.-Y.; Chang, B.-Y. und Jeon, S. (2000): A Method for Reducing the Weight of a Washer Drum. 51st Annual Conference of the IATC, IATC.
- Hulka, F. und Piatt, J. (1994): An Infant in a Car Seat on a Washing Machine Epidural Hematoma. Pediatrics, 94(4), S. 556-557.
- Intec GmbH (2006): SIMPACK Reference Guide, SIMPACK Release 8.8. Wessling: Intec GmbH.
- Jahr, J. (2005): Einsatz grob-finiter FE-Modelle zur Ermittlung des Verformungsverhaltens von Waschmaschinengehäusen. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik
  Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, unveröffentlichte Diplomarbeit, Berlin: Technische Universität.
- Jaksic, N.; Boltezar, M.; Simonovski, I. und Kuhelj, A. (1999): Dynamical Behaviour of the Planar Non-Linear Mechanical System -- Part I: Theoretical Modelling. Journal of Sound and Vibration, 226(5), S. 923-940.
- Jerrelind, J. und Stensson, A. (2000): Nonlinear dynamics of parts in engineering systems. Chaos, Solitons & Fractals, 11(15), S. 2413-2428.
- Jung, C.-H.; Kim, C.-S. und Choi, Y.-H. (2008): A dynamic model and numerical study on the liquid balancer used in an automatic washing machine. Journal of Mechanical Science and Technology, 22(9), S. 1843-1852.
- Kato, Y. und Honma, T. (1998): The Rayleigh-Ritz solution to estimate vibration characteristics of building floors. Journal of Sound and Vibration, 211(2), S. 195-206.
- Kersten, A. (1983): Geometrisches Verhalten von Werkzeugmaschinen unter statischer und thermischer Last. Dissertation, Aachen: RWTH.
- Kim, E. S. und Kim, B. M. (2007): An experimental study on improvement of joining strength of the spin drum seaming division in washing machine. Journal of Materials Processing Technology, 187-188, S. 155-158.
- Kim, E. S.; Lee, J. M. und Kim, B. M. (2008): The Shape Optimization of Washing Machine Shaft for High-Speed Rotation through Analysis of Static and Dynamic Characteristics. i•œêµì •밀공학회ì§€, 25(5), S. 132-139.
- Kim, Y. H.; Kim, D. W.; Kim, J. W.; Woo, K. C. und Jeon, S. M. (2004): Strength Analysis of the Drum and Tub Assembly of Drum-type Washing Machines. 55th Annual Conference of the IATC, IATC.
- Kishon, E. (2001): Auch die Waschmaschine ist nur ein Mensch. Bastei Lübbe Taschenbücher, Bergisch Gladbach: Lübbe.
- Kleppmann, W. (2006): Taschenbuch Versuchsplanung Produkte und Prozesse optimieren. München: Carl Hanser Verlag.

- Krug, W. und Schönfeld, S. (1981): *Rechnergestützte Optimierung für Ingenieure*. Berlin: VEB Verlag Technik.
- Kümmlee, H. (1986): Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 136, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Kuo, J. L. und Wang, T. Y. (2008): Investigation of flexible multi-mode harmonic vibration for the automatic washing process. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 222(12), S. 2373-2384.
- Lazar, M. (2006): Dynamische FE Analyse von Waschmaschinengehäusen. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, interner, unveröffentlichter Bericht, Berlin: Technische Universität.
- Lazzaroni, M.; Pezzotta, E.; Menduni, G.; Bocchiola, D. und Ward, D. (2000): Remote measurement and monitoring of critical washing process data directly inside the washing machine drum. 17th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference, IEEE, Baltimore, Md, S. 478-482.
- LG (2008): *Benutzerhandbuch F1403FD(1~9)*. Willich: LG Electronics Deutschland GmbH.
- Librentz, R. (2006): *Das Übertragungsverhalten von Synchronriemengetrieben*. Dissertation, Berlin: Technische Universität.
- Ljung, L. (1999): System Identification: Theory For the User. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall.
- Lladó Paris, J. und Sánchez Tabuenca, B. (2004): Design of a washing-machine cabinet based in vibration requirements. Eleventh International Congress on Sound and Vibration, St. Petersburg, S. 1991-1996.
- Lyu, J.-C.; Nho, G.-H.; Chung, B.-S.; Lee, J.-H.; Jung, S.-W. und Yoo, W.-S. (2008): Suggestion of MSTV (Modified-Stick-Transition-Velocity) model for hysteretic damping mechanism. Journal of Mechanical Science and Technology, 22(7), S. 1305-1312.
- Martin-Villalba, C.; Urquia, A.; Dormido, S. und Martinez, F. (2007): *Implementation in Modelica of a virtual-lab for testing washing machine designs*. European Simulation and Modelling Conference (ESM 2007), Eurosis, St Julians, MALTA, S. 147-151.
- McDonald, K. T. (1998): *Physics in the laundromat*. American Journal of Physics, 66(3), S. 209-211.
- Mentes, F. und Öztürk, C. (1992): Identification of the possible Noise Sources of the Washing Machine and further studies over the Applicable Noise Reduction Methods. Euro Noise 92, Inst Acoustics, London, England, S. 697-707.
- Mertens, H. (1998): Aussagegüte und Zeitaufwand Kriterien zur Auswahl von Berechnungsmethoden im Konstruktionsprozeβ. VDI Berichte Nr. 1442, Berlin.
- Mertens, H. (2007): Schraubenverbindungen. Kapitel G 1.6. In: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, K.-H. GROTE und J. FELDHUSEN, Hrsg., Berlin: Springer-Verlag.
- Mertens, H.; Heubner, A. und Librentz, R. (1999): Simulation von Riementrieben mit und ohne Spannelemente. Abschlußbericht des Forschungsvorhabens "Riementriebsimulation", AIF-Nr. 10287, Frankfurt/Main: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.
- Meys, M. (1998): *Experimentelle Schwingungsanalyse einer Waschmaschine*. Semesterarbeit (experimentell), Inst. f. Mechanik, München: Technische Universität.
- Meywerk, M. (2007): CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

- Miele (2005): Gebrauchsanweisung Waschautomat W 3244 WPS. Gütersloh: Miele & Cie. KG.
- Milasi, R. M.; Yazdanpanah, M. J. und Lucas, C. (2008): Nonlinear optimal control of washing machine based on approximate solution of HJB equation. Optimal Control Applications & Methods, 29(1), S. 1-18.
- Mitsuishi, M. und Nagao, Y. (2002): Washing Machine Dehydration Dynamics Analysis. Nihon Kikai Gakkai Nenji Taikai Koen Ronbunshu, 5, S. 209-210.
- Moré, J. J.; Garbow, B. S. und Hillstrom, K. E. (1980): User Guide for MINPACK 1. Argonne National Laboratory.
- Morgenthal, T. (2008): Mechanische Modellierung des dynamischen Ubertragungsverhaltens einer Waschmaschinen-Manschette. Fachbereich Berufsakademie, Fachrichtung Maschinenbau, unveröffentlichte Bachelor-Thesis, Berlin: Fachhochschule fur Wirtschaft.
- Negrut, D. und Ortiz, J. L. (2006): A Practical Approach for the Linearization of the Constrained Multibody Dynamics Equations. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 1(3), S. 230-239.
- Nho, G.-H.; Yoo, W.-S.; Chung, B.-S.; Kang, D.-W. und Lyu, J.-C. (2006): Matching of multibody dynamic simulation and experiment of a drum-type washing machine. ACMD06 The Third Asian Conference on Multibody Dynamics, JSME, Tokyo.
- Nimmig, H. (2007): Optimierungsstrategie zur Ermittlung statischer Gehäusesteigkeiten von Waschmaschinen. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik - Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, unveröffentlichte Studienarbeit, Berlin: Technische Universität.
- Nocedal, J. und Wright, S. J. (1999): Numerical Optimization. Springer.
- Nygårds, T. (2009): Modeling and Optimization of Washing Machine Vibration Dynamics during Spinning. Institutionen för tillämpad mekanik, Dynamik - Technical report, Göteborg: Chalmers University of Technology.
- Nygårds, T. und Berbyuk, V. (2007): Dynamics of Washing Machines: MBS Modeling and Experimental Validation. Multibody Dynamics 2007, ECCOMAS Thematic Conference, June 25-28, Politecnico di Milano, Milano, Italy.
- Nygårds, T.; Berbyuk, V. und Sahlén, A. (2008): Modelling and Optimization of Washing Machine Vibration Dynamics. 9th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC 2008), Technische Universität München.
- Papadopoulos, E. und Papadimitriou, I. (2001): Modeling, Design and Control of a Portable Washing Machine during the Spinning Cycle. Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Systems (AIM 2001), Como, Italy, S. 899-904.
- Park, S.-G.; Kim, H.-S.; Sim, H.-J. und Oh, J.-E. (2008): Multi-dimensional spectral analysis of the noise contribution from a drum washer with a dehydrating condition. Journal of Mechanical Science and Technology, 22(2), S. 287-292.
- Peter, N. K. (2005): Lexikon Bautechnik. Heidelberg: C. F. Müller Verlag.
- Plagemann, M. (2007): Bewegungssimulation eines Waschmaschinen-Schwingsystems. Institut für Mechanik, unveröffentlichte Diplomarbeit, Berlin: Technische Universität.
- Pohlheim, H. (2000): Evolutionäre Algorithmen Verfahren, Operatoren und Hinweise für die Praxis. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- **Powell, M. J. D., ed. (1970)**: A Fortran Subroutine for Solving Systems of Nonlinear Algebraic Equations.
- Prejawa, L. (2010): Erprobung eines Modells für Gehäuseschwingungen von Waschmaschinen mittels Mehrkörpersimulation. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, unveröffentlichte Studienarbeit, Berlin: Technische Universität.

- Rahnejat, H. und Rothberg, S. (2004): Multi-body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques III. Wiley.
- **Rechenberg, I. (1994)**: Evolutionsstrategie '94 Werkstatt Bionik und Evolutionstechnik. Band 1. Stuttgart: Frommann-Holzboog.
- Roberson, R. E. und Schwertassek, R. (1988): Dynamics of multibody systems. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- Roscher, T. (2005): Identifikation von Modellparametern an Mehrkörpersystemen am Beispiel eines Antriebsstranges. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 605, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- **Rüdenauer, I.; Gensch, C.-O. und Quack, D. (2005)**: Eco-Efficiency Analysis of Washing machines Life Cycle Assessment and determination of optimal life span. Freiburg: Öko-Institut e.V.
- **Rulka, W. (1986)**: Bewegungsgleichungen für hybride mechanische Systeme mit mehreren freiheitsgradproportionalem Rechenaufwand Technischer Bericht, interner Bericht IB 515-86/12, Oberpfaffenhofen: DFVLR.
- Ryan, R. R. (1990): Adams multibody system analysis software. W. SCHIEHLEN, ed., Berlin: Springer-Verlag.
- Sarigül, A. S. und Seçgin, A. (2004): A study on the applications of the acoustic design sensitivity analysis of vibrating bodies. Applied Acoustics, 65(11), S. 1037-1056.
- Schaub, M. (2004): Numerische Integration steifer mechanischer Systeme mit impliziten Runge-Kutta-Verfahren. Dissertation, Lehrstuhl für Numerische Mathematik, München: Technische Universität.
- Schiehlen, W. (1990): *Multibody Systems Handbook*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- Schiehlen, W. (2005): *Recent developments in multibody dynamics*. Journal of Mechanical Science and Technology, 19(0), S. 227-236.
- Schiehlen, W.; Guse, N. und Seifried, R. (2006): *Multibody dynamics in computational mechanics and engineering applications*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 195(41-43), S. 5509-5522.
- Schmidt, F. (2007): Experimentelle Untersuchungen zur Gehäusedynamik von Waschmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der Aufstellbedingungen. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik - Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, unveröffentliche Studienarbeit, Berlin: Technische Universität.
- Scholz, A. (2006): Experimentelle Untersuchungen zum statischen Verformungsverhalten von Waschmaschinen. Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik - Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, unveröffentlichte Studienarbeit, Berlin: Technische Universität.
- Schroeder, H. K. (2003): Beiträge der Parameteridentifikation zur Fahrdynamikanalyse. Dissertation, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, München: Technische Universität.
- Schumacher, A. (2005): Optimierung mechanischer Strukturen Grundlagen und industrielle Anwendungen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- Sérgio, A.; Duarte, J.; Relvas, C.; Moreira, R.; Freire, R.; Ferreira, J. L. und Simões, J. A. (2003): The design of a washing machine prototype. Materials & Design, 24(5), S. 331-338.
- Siemens (2003): Gebrauchs- und Aufstellanleitung Siwamat. München: Siemens Electrogeräte GmbH.
- Siemens (2008): Aufstellanleitung WM16E340. München: Siemens Electrogeräte GmbH.
- Simonovski, I. und Boltezar, M. (2001): Monitoring the instantaneous frequency content of a washing machine during startup. Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 47(1), S. 28-44.

- Sonoda, Y.; Yamamoto, H. und Yokoi, Y. (2003): Development of the Vibration Control System "G-Fall Balancer" for a Drum type Washer/Dryer. 2003 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM 2003), S. 1140-1144.
- Stamminger, R. (2004): Data on dryer energy consumption in connection with spin speed. Bonn: Universität Bonn, unveröffentlicht. Zitiert nach: Rüdenauer, I. et al. (2005): Eco-Efficiency Analysis of Washing machines. Refinement of Task 4: Further use versus substitution of washing machines in stock. Freiburg: Öko-Institut e.V.
- Steinbrecher, A. (2006): Numerical Solution of Quasi-Linear Differential-Algebraic Equations and Industrial Simulation of Multibody Systems. Dissertation, Berlin: Technische Universität.
- Stejskal, V. und Valášek, M. (1996): *Kinematics and Dynamics of Machinery*. New York: Marcel Dekker.
- Sümer, I. T.; Tugcu, A. K. und Türkay, O. S. (1992): The Use of Suspension System Modeling and Simulation in the Manufacturing of Washing Machines. 43rd Annual Conference of the IATC, IATC.
- Tabellenbuch Metall (2002): Haan-Gruiten: Europa Lehrmittel Verlag.
- The MathWorks, I. (2007): matlab user manual, Release R2007b.
- Timischl, W. (2002): *Qualitätssicherung: Statistische Methoden*. München, Wien: Carl Hanser Verlag.
- Türkay, O. S.; Kiray, B.; Tugcu, A. K. und Sümer, I. T. (1995): Formulation and implementation of parametric optimisation of a washing machine suspension system. Mechanical Systems and Signal Processing, 9(4), S. 359-377.
- Türkay, O. S.; Sümer, I. T.; Tugcu, A. K. und Kiray, B. (1998): Modeling and experimental assessment of suspension dynamics of a horizontal-axis washing machine. Journal of Vibration and Acoustics -Transactions of the Asme, 120(2), S. 534-543.
- Uhrig, R. (1973): *Elastostatik und Elastokinetik in Matrizenschreibweise*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- Van Karsen, C.; Blough, J. R.; Pipik, S. und Frank, A. (2001): Identification of the nonlinear vibration characteristics of an automatic washing machine. 19th International Model Analysis Conference, Soc Experimental Mechanics Inc, Kissimmee, Fl, S. 600-606.
- Vande Haar, E. R.; Ostdiek, S. D.; Ochsner, D. A. und Broker, J. F. (1998): Development of an Integrated Suspension System for the High Efficiency Neptune Washer. 49th Annual Conference of the IATC, IATC.
- Vasić, V. S. und Lazarević, M. P. (2008): Standard Industrial Guideline for Mechatronic Product Design. FME Transactions, 36, S. 103-108.
- von der Damerau, H. und Tauterat, A. (1973): VOB im Bild Regeln für Ermittlung und Abrechnung aller Bauleistungen. Wiesbaden: Bauverlag GmbH.
- Wagner, F. (2000): *Dynamics of Washing Machines*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 287, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Wang, S. und Yang, Z. (2008): Vibrating "mini-washing" washing machine design. 9th International Conference on Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design (CAID/CD 2008) S. 967-970.
- Ward, D. (2000): *Modelling of a horizontal-axis domestic washing machine*. Journal of the Textile Institute, 91(2), S. 207-234.
- Ward, D. (2001): *Wash Load Motion: A Theoretical Approach and Experimental Analysis.* 52nd Annual Conference of the IATC, IATC.

- Ward, D. (2003): A novel remote measurement and monitoring system for the measurement of critical washing parameters inside a domestic washing machine. Measurement, 34(3), S. 193-205.
- Warner, B. L.; Kenney, B. D. und Rice, M. (2003): Washing machine related injuries in children: a continuing threat. Injury Prevention, 9(4), S. 357-360.
- Weck, M. (2001): Werkzeugmaschinen Messtechnische Untersuchung und Beurteilung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Whirlpool (2008a): Use & Care Guide WFW9700VW. Benton Harbor, MI, USA: Whirlpool Corporation.
- **Whirlpool (2008b)**: Use & Care Guide WTW6700TU (Vertikalachswaschmaschine). Benton Harbor, MI, USA: Whirlpool Corporation.
- Wölfle, F.; Kaufhold, T.; Hagemann, K. und Maier, S. (2003): Simulationsprogramm zur Vorhersage der dynamischen Vorgänge in Nebenaggregate-Antrieben mit Keilrippenriemen. MTZ, 64(5), S. 414 ff.
- Worsing, R. (1993): *Rural Rescue and Emergency Care.* Sudbury, Massachusetts, USA: Jones and Barlett Publishers.
- Young, L. J.; Suzuki, S. und Gu, H. W. (2001): A Study on the dynamic Behaviour of an Automatic Washing Machine. Korea ADAMS User Conference, 8.-9.11.2001, S. 1-6.
- Yuan, Y. (2008): Sensor fusion based testing station for unbalanced load estimation in horizontal washing machines. Instrumentation and Measurement Technology Conference Proceedings, 2008. IMTC 2008. IEEE, S. 1424-1428.
- Yuan, Y.; Buendia, A.; Martin, R. und Ashrafzadeh, F. (2007): Unbalanced Load Estimation Algorithm Using Multiple Mechanical Measurements for Horizontal Washing Machines. 2007 IEEE Sensors, S. 1303-1306.
- Zeng, Q.; Wee, H. und Choi, D. (2008): System-approach Implementation for Drum Washing Machine Robust Noise Design. International Conference on Noise and Vibration Engineering, Katholieke Univ Leuven, Dept Werktuigkunde, Leuven, BELGIUM, S. 2333-2343.
- Ziegenhagen, S. (1994): Standardisierte Beschriebung des Übertragungsverhaltens von Elastomerkupplungen bei stationärem und instationärem Betrieb. Dissertation, Berlin: Technische Universität.
- **ZVEI und GfK (2008)**: Zahlenspiegel des deutschen Elektro-Hausgerätemarktes 2008. Frankfurt am Main: ZVEI - Zentralverband Elektrotechnik und Elektronikindustrie e.V. und GfK Retail and Technology GmbH.