

Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover Prof. Dr.-Ing. habil. R. Rolfes Appelstr. 9A, D-30167 Hannover Telefon (0511) 762-2992, Telefax (0511) 762-2236, E-Mail: <u>r.rolfes@isd.uni-hannover.de</u> 18. Juli 2012

Auf Grundlage der im Forschungsvorhaben

Konzeption, Erprobung, Realisierung und Überprüfung von lärmarmen Bauverfahren und Lärmminderungsmaßnahmen bei der Gründung von Offshore-WEA ("Schall3")

gewonnenen Ergebnisse wurde am 21.06.2012 von der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover ein Patent mit dem Titel "Blasenschleiererzeugungsvorrichtung" unter dem Aktenzeichen 10 2012 013 443.6 angemeldet.

Die grundlegenden Ergebnisse zum Patent finden Sie in den Kapiteln 8.2 und 8.4 des Abschlussberichts.

Gez.: Prof. Dr.-Ing. habil. R. Rolfes

Jörg Rustemeier, Malgorzata Neuber, Tanja Grießmann, Alexander Ewaldt, Andreas Uhl, Manfred Schultz-von Glahn, Klaus Betke, Rainer Matuschek, Andrea Lübben

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben

Konzeption, Erprobung, Realisierung und Überprüfung von lärmarmen Bauverfahren und Lärmminderungsmaßnahmen bei der Gründung von Offshore-WEA ("Schall3")

Projektleitung:

Institut für Statik und Dynamik (ISD)

Projektleiter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Raimund Rolfes Institut für Statik und Dynamik Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Postfach 6009 D-30060 Hannover



Angaben zum Projekt:

Projektlaufzeiten: 01.12.2007 - 31.08.2011

Berichtszeitraum: 01.12.2007 - 31.08.2011

Förderkennzeichen: 0327645

Auftragnehmer:

Deutsches Windenergie-Institut GmbH (DEWI) Ebertstr. 96, D-26382 Wilhelmshaven



Institut für technische und angewandte Physik GmbH (ITAP) Marie-Curie-Str. 8, D-26129 Oldenburg



Projektförderer / Projektträger

Das diesem Bericht zugrunde liegende Verbundvorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit unter dem Förderkennzeichen 0327645 und unter der Trägerschaft des Projektträgers Jülich gefördert. Die Verantwortung für die Inhalte des Abschlussberichts liegt bei den jeweils genannten Autoren.

Gefördert durch:



Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages



Inhaltsverzeichnis

Inh	altsve	erzei	chnis	3
Ab	bildur	ngsvo	erzeichnis	7
Tał	oellen	verz	eichnis	. 14
0	Sun	nmai	·y	. 15
1	Vor	wort	:	. 26
2	Ein	leitu	ng, Zusammenfassung und Ausblick	. 27
3	Zus	amm	nenarbeit im Vorhaben	. 33
4	Phy	sika	lisch-technische Grundlagen	. 34
4	.1	Ken	ngrößen von Schallquellen und Schallfeldern	. 34
	4.1.	1	Schalldruck p und Schallschnelle v	. 34
	4.1.	2	Schalldruckpegel, Mittelungspegel	. 35
	4.1.	3	Schallintensität, Schallenergie und Schallleistung	. 35
	4.1.	4	Reflexion und Transmission	. 36
	4.1.	5	Spektren und Bandbreite	. 36
4	.2	Sch	allausbreitung im Meer	. 38
	4.2.	1	Allgemeines	. 38
	4.2.	2	Ausbreitungsformeln	. 40
4	.3	Bes	onderheiten bei Impulsschall	. 43
	4.3.	1	Einzelereignis-Schalldruckpegel	. 43
	4.3.	2	Kavitation	. 45
	4.3.	3	Nachhall	. 45
5	Opt	imie	rung der Rammparameter bei der Schlagrammung	. 46
5	5.1	Einf	führung	. 46
5	5.2	Fini und	te-Elemente-Modell für die Berechnung der Schallentstehung –ausbreitung	. 47
	5.2.	1	Ermittlung der akustisch relevanten Parameter des Rammpfahls (Schwingungsverhalten des Kreiszylinders)	. 47
	5.2.	2	Beschreibung des entwickelten FE-Modells	. 52
5	5.3	Sen	sitivitätsanalyse	. 55
	5.3.	1	Wechselwirkung Boden/Rammpfahl (Feder-Dämpfer Element)	. 55
	5.3.	2	Rammschlag (nichtlineares Kontaktelement)	. 63
	5.3.	3	Absorptions grad β an der Grenzfläche Wasser/Boden	.71
5	5.4	Mod	dellvalidierung	.73
	5.4.	1	Systemspezifische Modellparameter	.74

	4	5.4.2	Anpassung der sensitiven Modellparameter	75
	4	5.4.3	Ergebnisse der Validierung	81
	5.5	Ak	sustische Optimierung des Rammvorgangs	85
	-	5.5.1	Ermittlung von Modellparametern für verschiedene Konfigurationen der Bauteile zwischen der Ramme und dem Rammgut (Testpfahl der Firma Menck)	86
	-	5.5.2	Ermittlung von Modellparametern für verschiedene Konfigurationen der Bauteile zwischen der Ramme und dem Rammgut (Monopile FINO3)	92
	4	5.5.3	Rammbarkeit	97
	-	5.5.4	Empfehlungen für eine optimale Auslegung der elastischen Zwischenstücke zur akustischen Optimierung des Rammvorgangs	99
	5.6	5 Zu	sammenfassung der Ergebnisse	. 100
6]	Hydros	schallimmissionen einer Vibrationsramme	. 101
7	I	Unters	uchung eines Schallschutzmantels aus luftgefüllten Schläuchen	. 105
	7.1	Au	ıfgabenstellung	. 105
	7.2	Scl	hirmwirkung der Schlauchhülle	. 106
	7.3	Eir	nfluss von Öffnungen und Lücken im Schallschirm	. 107
	-	7.3.1	Einfache energetische Abschätzung	. 107
	-	7.3.2	Schalldämmmaße von ausgewählten Schallschutzhüllen	. 109
	-	7.3.3	Schallschutzhülle, die unter der Wasseroberfläche endet	. 110
	7.4	Bla	asenschleier	. 111
	-	7.4.1	Theoretische Überlegungen	. 111
		7.4.2	Erforderliche Blasengröße und Luftmenge	. 114
	-	7.4.3	Einfluss der Wassertiefe	. 117
	-	7.4.4	Steuerung der Blasengröße	. 118
8	e S	Schallr	ninderungskonzept Blasenschleier	. 119
	8.1	Eir	nführung	. 119
	8.2	La	borversuche zur gezielten Blasenerzeugung	. 121
	8	8.2.1	Vorgehensweise	. 121
	8	8.2.2	Beschreibung der Versuchseinrichtungen	. 121
	8	8.2.3	Blasenerzeugung mit gebohrten Düsenrohren	. 125
	8	8.2.4	Blasenerzeugung mittels Membran	. 136
	8	8.2.5	Blasenerzeugung mit Becherdüsen	. 143
	8.3	Ve	rsuche in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt (HSVA)	. 148
	8	8.3.1	Versuchsanordnung	. 148
	8	8.3.2	Auswertung	. 151

	8.3	.3	Ergebnisse	156
	8.4	Ver	suche im Testsee der Firma Atlas Elektronik	163
	8.4	.1	Versuchsanordnung	163
	8.4	.2	Auswertung	167
	8.4	.3	Ergebnisse	168
	8.5	Era	rbeitung eines Rechenmodells für die Simulation und die Prognose	179
	8.5	.1	Modellbildung	179
	8.5	.2	Parameterstudie	180
	8.5	.3	Kalibrierung mit Messdaten	185
	8.6	Zus	ammenfassung und Diskussion der Ergebnisse	187
9	Ent	wick	dung eines Sensors zur Messung der Blasengröße	190
	9.1	Auf	gabenstellung	190
	9.2	Anf	orderungen an das System, Entwicklung eines Systemkonzeptes	190
	9.3	Mes	ssprinzip	190
	9.4	Auf	bau des Messgerätes	193
	9.5	Mes	ssung der Blasengrößenverteilung	197
	9.5	.1	Funktionstest des Gerätes im Labor	197
	9.5	.2	Funktionstest des Gerätes im Versuchstank	198
	9.6	Bes	timmung der Blasendichte im Wasser	204
	9.7	Zus	ammenfassung und Ausblick	205
1() Erp	robu	ng des lärmarmen Bauverfahrens "Herrenknecht Vertical Shaft Machine"	206
	10.1	А	ufgabenstellung	206
	10.2	V	erwendete Richtlinien, Normen und sonstige Literatur	206
	10.3	D	Durchführung der Messungen	207
	10.4	Ν	Iessergebnisse	211
	10.	4.1	Hydroschallmessungen	211
	10.	4.2	Beschleunigungsmessungen an der Schachtwand	215
	10.5	Ν	Iodell für die Schallabstrahlung der Schachtwand	216
	10.6	Р	rognose der Schallimmissionen beim Offshore Einsatz	218
	10.7	Ζ	usammenfassung	218
1	l Mo	nitor	ring mit Hilfe einer Überwachungsmessstation	219
	11.1	Ν	fessungen an FINO1	219
	11.2	E	rgebnisse des Monitorings	221
	11.	2.1	Langzeitmessungen	221
	11.	2.2	Umgebungsgeräusche	222

	11.2.3	Statistische Auswertung	. 223
	11.2.4	Beispiel 1: Detektion einer Rammung im Nahfeld	. 225
	11.2.5	Beispiel 2: Detektion einer Rammung im Fernfeld	. 228
11.	.3 A	lgorithmus zur automatischen Detektion von Rammschlägen	. 231
-	11.3.1	Beispiel 1: Detektion einer Rammung im Nahfeld	. 231
-	11.3.2	Beispiel 2: Detektion einer Rammung im Fernfeld	. 232
	11.3.3	Grenzfälle des Algorithmus	. 233
	11.3.4	Ausblick	. 234
12 I	Literatu	r	. 235

Abbildungsverzeichnis

Figure 0-1: Position of offshore wind parks and transformer platforms	15
Figure 0-2: Example FINO3: Calculated time histories of sound pressures for different middle sections	19
Figure 0-3: Spectra of vibration pile driving during construction of the transformer station	20
Figure 0-4: Sound reduction of a pile sleeve made of inflated fire hoses	21
Figure 0-5: Application of the results to the measurements at FINO3	22
Figure 0-6: Results of Experiment No. 4	23
Figure 0-7: Overview of measuring periods	25
Figure 0-8: Evaluated frequency distribution of L _{eq}	25
Bild 4-1: Luftschall (links) und Wasserschall (rechts) als Schwankung des statischen Drucks	34
Bild 4-2: Ein- und derselbe physikalische Sachverhalt (willkürlich angenommener spektraler Verlauf)	37
Bild 4-3: Ein Ton von 110 dB, hier eingebettet in weißem Rauschen	38
Bild 4-4: Dämpfung von Schall im Meerwasser ($dB/kyd \approx dB/km$) (Urick (1983))	39
Bild 4-5: Schalldämpfung in der Ostsee in Spätsommer und Winter.	39
Bild 4-6: Berechnete Ausbreitungsdämpfung nach Marsh & Schulkin (1962)	41
Bild 4-7: Berechnete Ausbreitungsdämpfungen TL nach Thiele (2002)	41
Bild 4-8: Ausbreitungsdämpfung TL nach Thiele (2002) für 100 Hz und 10 kHz	42
Bild 4-9: Gemessene Ausbreitungsdämpfungen TL nach Wille & Geyer (1984)	42
Bild 4-10: Abnahme des Pegels mit der Entfernung	43
Bild 4-11: Unterwasser-Schalldruckverlauf eines einzelnen Rammimpulses	44
Bild 4-12: Nachhall eines Schallimpulses in rund 2000 m tiefem Wasser.	45
Bild 5-1: Vereinfachtes Modell eines frei im Wasser schwingenden Kreiszylinders	48
Bild 5-2: Amplitudenverhältnis vaxial/ vradial für die Dehnmoden 1 bis 4	49
Bild 5-3: Normierte Amplituden der Schwingungsenergie	49
Bild 5-4: Normierte Amplituden der Schwingungsenergie	50
Bild 5-5: Normierte Amplituden der Schwingungsenergie	51
Bild 5-6: Prinzipielle Darstellung der Varianten VMA01 und VMA02 des entwickelten FE-Modells	52
Bild 5-7: Kontaktelement COMBIN40	53
Bild 5-8: Statisches und dynamisches Ersatzmodell	55
Bild 5-9: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel	56
Bild 5-10: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel	57

Bild 5-11: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel57
Bild 5-12: Amplitudenverlauf der axialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlkopf58
Bild 5-13: Stoßkraftverlauf am Pfahlkopf für verschiedene Federkonstanten K _S 59
Bild 5-14: Stoßkraftverlauf am Pfahlkopf für verschiedene Federkonstanten K _S 59
Bild 5-15: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel60
Bild 5-16: Amplitudenverlauf der axialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlkopf61
Bild 5-17: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl
Bild 5-18: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m 63
Bild 5-19: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl
Bild 5-20: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m 64
Bild 5-21: Stoßkraftverlauf für verschiedene Rammgewichte bei konstanter Rammenergie 65
Bild 5-22: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Rammgewichte
Bild 5-23: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Rammgewichte (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)
Bild 5-24: Stoßkraftverlauf für verschiedene Federkonstanten K _H
Bild 5-25: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl
Bild 5-26: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m 68
Bild 5-27: Stoßkraftverlauf für verschiedene Kopfmassen
Bild 5-28: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl70
Bild 5-29: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m70
Bild 5-30: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m71
Bild 5-31: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m71
Bild 5-32: Testpfahl der Firma Menck
Bild 5-33: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Dämpfungskonstanten
Bild 5-34: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Dämpfungskonstanten
Bild 5-35: Verlauf der Stoßkraft am unverschieblichen Pfahlkopf für $K_H = 8E6$ kN/m77
Bild 5-36: Verlauf der Stoßkraft am verschieblichen Pfahlkopf für $K_H = 8E6$ kN/m78
Bild 5-37: Kraftstoß am Pfahlkopf (Rammimpuls)78
Bild 5-38: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl79
Bild 5-39: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m 79
Bild 5-40: Faktor k
Bild 5-41: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl
Bild 5-42: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m 81

Bild 5-43: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl 82
Bild 5-44: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m 82
Bild 5-45: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl
Bild 5-46: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m 83
Bild 5-47: Bauteile zwischen der Ramme und dem Rammgut
Bild 5-48: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl
Bild 5-49: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m91
Bild 5-50: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl96
Bild 5-51: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m 97
Bild 5-52: Kraftverläufe am Pfahlkopf und am Pfahlfuß
Bild 5-53: Kraftstoß am Pfahlkopf (Rammimpuls)
Bild 6-1: Spektrogramm beim Einsatz der Vibrationsramme an AV7
Bild 6-2: Pegelverlauf (Mittelungszeit 5 s) zu Bild 6-1 beim Einsatz der Vibrationsramme an AV7
Bild 6-3: Spektrogramm beim Einsatz der Vibrationsramme an AV10
Bild 6-4: Pegelverlauf (Mittelungszeit 5 s) zu Bild 6-3 beim Einsatz der Vibrationsramme an AV10
Bild 6-5: Spektren beim Einsatz der Vibrationsramme an AV7 für ausgewählte Zeitpunkte aus Bild 6-2
Bild 6-6: Spektren der Vibrationsramme beim Umspannwerk AV0 (Betke & Matuschek 2009)
Bild 7-1: Skizze der Schallschutzhülle aus luftgefüllten Schläuchen
Bild 7-2: Einsatz der Schallschutzhülle an einem Tripod 105
Bild 7-3: Modell einer Schallschutzhülle aus Flachschläuchen
Bild 7-4: Schalldämmwirkung einer Hülle aus luftgefüllten Schläuchen
Bild 7-5: "Akustisches Leck" mit der Fläche A1 in einer Hülle mit der Gesamtfläche A0 108
Bild 7-6: Verschiedene Anordnungen der luftgefüllten Schläuche zu einer Schallschutzwand (Draufsicht)
Bild 7-7: An der Grenzfläche zur Luft ist der Schalldruck im Wasser minimal111
Bild 7-8: Resonanzfrequenz einer Blase in Abhängigkeit vom Durchmesser 112
Bild 7-9: Theoretische Abschwächung des Schalls bei Durchgang durch blasenhaltiges Wasser
Bild 7-10: Aus Messungen bei einer Reihe von Offshore-Rammarbeiten abgeleitetes Modellspektrum
Bild 7-11: Ein Meter breites Segment des Blasenschleiers mit gedachten Begrenzungslinien.
Bild 7-12: Aufstiegsgeschwindigkeit von Blasen bis 9 mm Durchmesser (Leifer (2000)) 116

Bild 7-13: Frequenzabhängige Wirkung des Blasenschleiers bei FINO31	17
Bild 7-14: Einfluss der Wassertiefe auf die Resonanzfrequenz einer Luftblase im Wasser 1	18
Bild 8-1: Gesamtansicht der Versuchsanlage1	21
Bild 8-2: Druckluft-Versuchsgerüst 1	22
Bild 8-3: Glaskonus-Durchflussmesser, Manometer 1	22
Bild 8-4: Haltegestell für Düsenrohr und Ballastrahmen1	23
Bild 8-5: Pumpenanlage,	24
Bild 8-6: Flaschenzug mit eingehängtem Düsenrohr1	24
Bild 8-7: Arbeitsplattform	24
Bild 8-8: Prinzipskizze: Düsenrohr mit Bohrungen 1	25
Bild 8-9: Luftmenge in Abhängigkeit vom Luftdruck der untersuchten Düsenrohre 1	26
Bild 8-10: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	27
Bild 8-11: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	28
Bild 8-12: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	29
Bild 8-13: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	30
Bild 8-14: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	31
Bild 8-15: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	32
Bild 8-16: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt 1	33
Bild 8-17: Blasenbilder bei gleichem Düsenabstand und einer Luftmenge von ca. 30 Nl / min	35
Bild 8-18: Anordnung der Schlitzreihen (Membran M 2,0 mm, Ansicht von oben)	36
Bild 8-19: Anordnung der Schlitzreihen (Membran M 2,0 mm, Ansicht von unten)	36
Bild 8-20: Luftmenge in Abhängigkeit von Luftdruck bei Düsenrohren mit Membran 1	37
Bild 8-21: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen	38
Bild 8-22: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen 1	39
Bild 8-23: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen 1	40
Bild 8-24: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen	41
Bild 8-25: Prinzipskizze des Trägerrohrs mit Becherdüsen	43
Bild 8-26: Abmessungen der Becherdüsen 1	43
Bild 8-27: Becherdüsen mit einem Außendurchmesser von 30 mm, Plättchen 0,4 mm, Druck 0,32 bar	44
Bild 8-28: Becherdüsen mit einem Außendurchmesser von 50 mm, Plättchen 0,4 mm, Druck 0,35 bar	44
Bild 8-29: Aufstieg von Blasen in tieferem Wasser1	45
Bild 8-30: Teilung von Einzelblasen beim Aufstieg 1	46
Bild 8-31: Vergleich der Blasenformen in verschiedenen Wassertiefen 1	47

Bild 8-32:	Versuche im kleinen Schlepptank' der Hamburgischen Schiffsbau-Versuchsanstalt (HSVA)	148
Bild 8-33:	Skizzen zur Versuchsanordnung im kleinen Schlepptank (Draufsicht)	150
Bild 8-34:	Spektrogramm eines Sweepversuchs ohne Blasenschleier	152
Bild 8-35:	Spektrogramm eines Sweepversuchs mit Blasenschleier (Düsenrohr 1,0 / 250; 1011 Nl/min; 7,8 bar)	152
Bild 8-36:	Spektrum eines Sweepversuchs ohne Blasenschleier	153
Bild 8-37:	Spektrum eines Sweepversuchs mit Blasenschleier	153
Bild 8-38:	Zeitverlauf eines Impulsversuchs ohne Blasenschleier	154
Bild 8-39:	Zeitverlauf eines Impulsversuchs mit Blasenschleier	154
Bild 8-40:	Spektrum eines Impulsversuchs ohne Blasenschleier	155
Bild 8-41:	Spektrum eines Impulsversuchs mit Blasenschleier	156
Bild 8-42:	Versuche mit dem Wasserschallsender J9 (Sweeps), Variation des Luftdrucks	157
Bild 8-43:	Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation des Luftdrucks	157
Bild 8-44:	Versuche mit dem Wasserschallsender J9 (Sweeps), Variation der Luftmenge	158
Bild 8-45:	Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Luftmenge	159
Bild 8-46:	Versuche mit dem Wasserschallsender J9 (Sweeps), Variation der Düsengeometrie	160
Bild 8-47:	Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Düsengeometrie	160
Bild 8-48:	Versuche mit der Airgun (Impulse), Testen des doppelten Blasenschleiers	161
Bild 8-49:	Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Luftmenge	162
Bild 8-50:	Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Luftmenge	162
Bild 8-51:	Gestell mit vier Düsenrohren	163
Bild 8-52:	Zeitverlauf und Spektrum ausgewählter Sinuspulse	164
Bild 8-53:	Versuche im Testsee der Firma Atlas Elektronik	166
Bild 8-54:	Skizze zur Position der Hydrofone	167
Bild 8-55:	Spektrum des Hintergrundschalls am 20.05.2011	168
Bild 8-56:	Spektrum des Blasenschleiers, Hydrofonkette 1	169
Bild 8-57:	Spektrum des Blasenschleiers, Hydrofonkette 2	169
Bild 8-58:	Dämpfung bei Freifeldmessungen mit Sequenz 1	170
Bild 8-59:	Dämpfung bei Freifeldmessungen mit Sequenz 2	171
Bild 8-60:	Dämpfung Düsenrohr Nr. 1 (<i>φ</i> 1,4 / 250 mm)	172
Bild 8-61:	Dämpfung Düsenrohr Nr. 2 (ϕ 1,0 / 250 mm)	173
Bild 8-62:	Dämpfung Düsenrohr Nr. 3 (ϕ 1,0 / 500 mm)	173
Bild 8-63:	Dämpfung Düsenrohr Nr. 4 (ϕ 1,0 / 250 mm mit Membran)	174
Bild 8-64:	Dämpfung verschiedener Düsenrohre	175

Bild 8-65: Dämpfung verschiedener Düsenrohre	. 175
Bild 8-66: Dämpfung verschiedener Düsenrohre	. 176
Bild 8-67: Dämpfung verschiedener Düsenrohre	. 176
Bild 8-68: Anwendung der Ergebnisse auf die Messungen bei FINO3 in 910 m Entfernun	g177
Bild 8-69: Blasengrößenverteilung des Referenzmodells	. 181
Bild 8-70: Spektrale Dämpfung in Abhängigkeit der Wassertiefe	. 182
Bild 8-71: Variation des Gasvolumenanteils	. 183
Bild 8-72: Variation der Verteilungsfunktion	. 184
Bild 8-73: Variation der Blasengröße	. 184
Bild 8-74: Variation der Streubreite	. 185
Bild 8-75: Kalibrierung des Simulationsmodells und Vergleich mit Messdaten	. 186
Bild 9-1: Prinzipskizze des Blasengrößenmessgerätes	. 192
Bild 9-2: An den nicht invertierenden Eingängen der Operationsverstärker gemessene, durch eine Luftblase amplitudenmodulierte Wechselspannung	. 192
Bild 9-3: Relativ zu den Luftblasen bewegt sich die Messelektrode auf einem Messpfad durch das Medium	. 193
Bild 9-4: Prinzipschaltbild des Messgerätes	. 193
Bild 9-5: Aufbau der Messelektrode	. 194
Bild 9-6: Foto des Messsystems	. 195
Bild 9-7: Foto des Schutzkorbes für den Sensor	. 195
Bild 9-8: Halterung für eine Messsonde	. 196
Bild 9-9: Benutzungsoberfläche des Messsystems	. 197
Bild 9-10: Histogramm der gemessenen Blasengröße	. 198
Bild 9-11: Testanordnung im Glasgefäß bei der Detektion von drei verschiedenen Blasen	. 198
Bild 9-12: Messaufbau am Versuchstank	. 199
Bild 9-13: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen	. 200
Bild 9-14: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen	. 201
Bild 9-15: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen	. 202
Bild 9-16: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen	. 203
Bild 9-17: Vergleich der Messergebnisse bei unterschiedlichen Düsengrößen	. 204
Bild 10-1: Zuleitung zum mittig im Schacht abgesenkten Hydrophon	. 208
Bild 10-2: Befestigung der beiden Beschleunigungsaufnehmer an der festen Messposition auf dem Tübbing	. 209

Bild 10-3: Übersicht über den zeitlichen Ablauf der Messungen und die jeweils eingesetzten Sensoren	
Bild 10-4: Zeitlicher Verlauf des Hydroschallpegels während der Fremdgeräuschn	nessung 211
Bild 10-5: Spektrale Leistungsdichte des Hydroschallpegels während der Fremdgeräuschmessung	212
Bild 10-6: Zeitlicher Verlauf des Hydroschallpegels während des Betriebs der VSI	М 213
Bild 10-7: Spektrale Leistungsdichte des Hydroschallpegels für verschiedene Betriebszustände	214
Bild 10-8: Terzspektren für Fräsbetrieb (Volllast) und Fremdgeräusch	
Bild 10-9: Spektrale Leistungsdichte des radialen Beschleunigungspegels	
Bild 11-1: Forschungplattform FINO1	
Bild 11-2: Lage der Dauerschallmessstation in der Nordsee	
Bild 11-3: Gestell und Hydrophone der Unterwassermessstation	
Bild 11-4: Übersicht der Messzeiträume (blau, schwarz) und Zeiträume der Rammarbeiten (rot, grün, orange)	
Bild 11-5: Ausgewählte Spektren von unterschiedlichen Ereignissen	
Bild 11-6: Typische Spektren bei unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten	
Bild 11-7: Häufigkeitsverteilung des L _{eq} im Zeitraum 7.7. bis 26.8.2009	
Bild 11-8: Häufigkeitsverteilung des L _{eq} im Zeitraum 1. bis 31. Mai 2010	
Bild 11-9: Zeitserie des L _{eq} im August 2009	
Bild 11-10: Zeitserie des L _{eq} am 9. August 2009 während Rammarbeiten	
Bild 11-11: Schalldruck während nahen Rammens	
Bild 11-12: Spektrum des lauten Rammschalls bei Alpha Ventus (9. August 2009, 03:00 Uhr)	
Bild 11-13: Zeitserie des L _{eq} im Dezember 2010	
Bild 11-14: Zeitserie des L _{eq} am 22. Dezember 2010 während Rammarbeiten	
Bild 11-15: Schalldruck während entfernten Rammens	
Bild 11-16: Spektrum des Rammschalls bei BARD Offshore 1 (22. Dezember 2010, 16:00 Uhr)	
Bild 11-17: L _{peak} , Anzahl und Frequenz der Rammschläge am 9. August 2009	
Bild 11-18: L _{peak} , Anzahl und Frequenz der Rammschläge am 22. Dezember 2010	
Bild 11-19: Zeitserie des L_{eq} und der Anzahl der Rammschläge vom 1. bis 17. Mär	rz 2011.234

Tabellenverzeichnis

Table 0-1: Completed projects of research group ISD (CRI) – itap - DEWI (2002 to 2010). 17
Table 0-2: Underwater sound immision: sound pressure levelat distance 750 m to pile with diameter
Tabelle 2-1: Abgeschlossene Forschungsvorhaben der Forschergruppe ISD (CRI) – itap DEWI (2002 bis 2010) 28
Tabelle 3-1: Aufgabenverteilung im Projekt
Tabelle 5-1: Relevante Modellparameter
Tabelle 5-2: Einzelereignis-Schalldruckpegel (SEL) für unterschiedliche Rammenergien 74
Tabelle 5-3: Abweichungen zwischen den berechneten und den gemessenen Werten desEinzelereignis-Schalldruckpegels84
Tabelle 7-1: Beispiele für die maximal erreichbare Schalldämmung nach Gleichung (7.1). 108
Tabelle 7-2: Berechnete resultierende Schalldämmmaße für Schallschutzhüllen 110
Tabelle 7-3: Berechnete resultierende Schalldämmmaße für unterschiedliche Spaltbreiten. 110
Tabelle 7-4: Benötigte Blasenmenge je m² Blasenschleier; 115
Tabelle 8-1: untersuchte Düsenrohre und Luftmengen (in Nl/min)
Tabelle 8-2: Spezifikationen der in der HSVA verwendeten Düsenrohre 149
Tabelle 8-3: Versuchsanordnung
Tabelle 8-4: Spezifikationen der im Testsee verwendeten Düsenrohre 163
Tabelle 8-5: Frequenzen der gesendeten Sinussequenzen
Tabelle 10-1: Verwendete Mess- und Aufzeichnungsgeräte
Tabelle 10-2: Wasserschall-Immissionspegel in 750 m Entfernung zum Pfahl mit Durchmesser D

0 Summary

by Tanja Grießmann (ISD)

Prior goal of the Federal Government is to increase the proportion of renewable energies up to 80 % of the gross electricity consumption by 2050. To reach this ambitious objective an accelerated expansion of the offshore wind energy is needed. Although the erection of the offshore wind park BARD Offshore I had started in 2010, and, one year later, the start of the construction of Borkum West II followed (both parks are placed in the exclusive economic zone), Germany is still in the early stages of extensive building activities in the German North Sea and the Baltic Sea. Figure 0-1 gives an overview of current, completed and planned projects concerning offshore wind parks and transformer platforms in the German North Sea.



Source: BSH (Map) / DEWI GmbH (Project Data) - Status: 2012-01-25

Figure 0-1: Position of offshore wind parks and transformer platforms in the German North Sea - Source: BSH (map) / DEWI (project information), 22 March 2011

For future projects it can be assumed that several projects will be realized at the same time in order to reach the above mentioned development goals.

Regarding the anchorage of offshore wind turbines' foundations to the sea bed, piling is still the best available technology. But piling activities generate sound pressure levels which considerably exceed the precaution values 160 dB re 1 μ Pa (sound exposure level SEL) and 190 dB re 1 μ Pa (maximum level L_{peak}) at distance 750 m, provided that mitigation measures aren't applied. Since July 2010 the German Federal Maritime and Hydrographic Agency (BSH) has established the mentioned precaution values as limit values within the approvals. This was done in accordance both with the Federal Environmental Agency (UBA) and the Federal Agency for Nature Conservation (BfN).

In this regard it is necessarily required to provide effective sound reduction techniques to reduce impact on the marine environment as far as possible.

At present there are no noise mitigation concepts available which are universally applicable, and do not disturb the installation procedures of the offshore wind turbines' foundations and which simultaneously show an optimized physical effectiveness, considerably exceeding the so far reached reduction levels of 12 to 13 dB at distance 750 m from the construction site. Beyond that, mathematical models are needed to deliver reliable predictions of reduction levels at an early stage during the planning phase.

Since 2000 a straight line of research projects of the partners ISD (CRI) – itap - DEWI has improved knowledge in the field of underwater sound measurements, as well as for standardisation and evaluation of measurements (see Table 0-1). However, the development of physically effective concepts, which are at the same time easy to handle during offshore activities on the construction site and where the process will be cost-efficient, remains a vital challenge of research.

Noise mitigation concepts can be divided into two main groups: primary and secondary concepts. Primary concepts influence or reduce the noise at the source. Examples are the optimisation of the impulse pile driving parameters by lengthening the stroke or the use of vibration pile drivers. Secondary concepts reduce the noise along the sound propagation path. Here, two big groups have to be mentioned: pile sleeves and air bubble curtains. There are also concepts, like the cofferdam, which can't clearly be related to one group. In (Koschinski & Lüdermann (2011)) a good overview of existing concepts, construction types and their individual stage of development is given and discussed in detail.

Within the project "Schall 1" main focus was on the provision of basic knowledge and standardisation of underwater sound measurements and evaluation processes. In the following project "Schall 2" fundamentals for numerical simulations for both primary and secondary concepts were presented, whereas the projects "Schall FINO 2", "Schall FINO 3" and "Schall Alpha Ventus" were concentrated on the practical application of mitigation concepts. In the first mentioned the lengthening of pulse duration was tested, within the other projects, different concepts of bubble curtains were applied.

Shortname	FKZ	Title	Period	Involved
Schall 1	0327528A	Standards for the assessment and the evaluation of the impact on the marine environment due to underwater sound immissions of offshore wind turbines	2002-2003	CRI, itap, DEWI
Schall 2	0329947	Standards for the assessment and the evaluation of the impact on the marine environment due to underwater sound immissions of offshore wind turbines (continuation)	2004-2006	ISD, itap, DEWI
Schall FINO 2	0329947A	Standards for the assessment and the evaluation of the impact on the marine environment due to hydrosound immissions of offshore wind turbines (continuation) – Investigation of mitigation concepts at FINO2	2006-2007	ISD, itap, DEWI
Schall FINO 3	0325023A 0325077/ FuE-Zentrum FH Kiel GmbH	Research on and testing of noise mitigation measures during the construction of the FINO3 –monopile	2008-2009	ISD, itap, DEWI
Schall Alpha Ventus	0325122A 0325122B/ MENCK GmbH	Research on and testing of a "Layered Bubble Curtain (LBC)"at the offshore test site Alpha Ventus	2009-2010	ISD, itap, DEWI

Table 0-1: Completed projects of research group ISD (CRI) – itap - DEWI (2002 to 2010)

The main goals of project Schall 3 can be summarized as follows:

- 1. Research on and optimization of physical effectiveness of primary and secondary mitigation concepts (experiments and simulations) and
- 2. the development of recommendations for practicable and efficient mitigation concepts.

In summary it was achieved both to tie in with the results of the preceding projects of the period 2002 to 2010 and to combine practical application and numerical simulations.

The following chapters summarize the most important results and give a short outlook on the further research.

Chapter 5: Optimization of ram parameters for impact pile driving

Goal of the work package was to study in detail the effectiveness of the lengthening of the stroke as a representative for a primary concept by means of numerical simulations. Thus a basis for the optimization of pile driving procedure with respect to acoustical properties was to be worked out. Based on a physically motivated, strongly reduced rotationally symmetric two-dimensional FE-model, a maximum reduction of the sound pressure level was reached for the application of middle sections with an elastic modulus as small as possible, and, at high compression strength simultaneously. Best results were achieved for a middle section made of aramid fibre, having a construction height of 1,50 m and an elastic modulus of E = 2.5. 10^7 kN/m². The decrease of the elastic modulus leads to a lengthening of the stroke and consequently to the desired reduction of the sound pressure level. At distance 30 m a reduction of 7 dB for the peak level and of 5 dB for the SEL was obtained. Due to the fact that the underlying FE-model had been calibrated by experimental data extracted from the UFOPLAN-project (Schultz-von Glahn et al. (2006)), its applicability had to be verified for different construction sites and boundary conditions. As a suitable example the FINO3monopile was chosen. Here a maximum reduction of the peak level of 13 dB and of 11 dB for the SEL, both at distance 30 m, was achieved (see Figure 0-2). As to the proposed construction of a middle section made of aramid fibre, the development of an applicable type of construction is still outstanding.



Figure 0-2: Example FINO3: Calculated time histories of sound pressures for different middle sections and stiffnesses K_H at distance 30 m (top); evaluated values for the SEL as a function of distance to the excitation (bottom)

Chapter 6: Underwater sound immissions due to vibration pile driving

As a low noise construction method vibration pile driving belongs to the group of primary, i. e. directly at the acoustic source acting mitigation concepts. During the erection of the foundations of type Tripod (AV07 to AV12) at the offshore test site Alpha Ventus the piles had been driven into the soil by means of a vibration pile driver down to a depth of about 9 m, before an impact pile driver was applied. During vibration piling a stationary periodic excitation put the pile into vertical vibrations at a frequency of ca. 20 Hz. This low frequency sound was rather weakly emitted by the pile and strongly attenuated in the shallow water of the North Sea, whereas the sound pressure level is dominated by higher harmonics in the spectrum.

Comparative third octave spectra of the equivalent continuous sound pressure level, gained from pile driving during erection of the transformer station at distance 1200 m, show that maximum energies appeared at frequencies between 30 and 150 Hz. Compared to the spectral curve of impact pile driving, vibration pile driving leads to reduced sound pressure levels up to 30 dB (see Figure 0-3).



Figure 0-3: Spectra of vibration pile driving during construction of the transformer station at offshore test site Alpha Ventus (Betke & Matuschek 2009), compared to an impact pile driver and to background noise, measured at distance 1200 m from the construction site

Chapter 7: Investigation of a pile sleeve made of inflated fire hoses

This secondary concept being effective along the sound propagation path consists of vertically arranged close-packed inflated hoses. The concept is qualified to act as a pile sleeve during piling. Within laboratory tests in a tank the insertion loss of a sleeve of diameter 75 mm was determined. The frequency-dependent reduction ranged between 10 to 25 dB (see Figure 0-4). For different arrangements of the hoses, the expected sound reduction indices were calculated by means of approximate calculations and simplified acoustical models. Already

small gaps between the hoses cause a clear degradation of the resulting sound reduction index. For a pile sleeve without gaps and reaching up to two meters below sea surface in order to avoid deformation due to motion of the sea, a resulting sound reduction index of 10,5 dB was calculated. A pile sleeve combined with a bubble curtain and brought into the inside of the sleeve, enhances the mitigation effect while compensating the destructive effect of the acoustical leck simultaneously.

Based on the frequency-dependent optimal bubble size and taking into account theoretical considerations, a mixture of different sized bubbles was derived, which leads to a further increase of the reduction level up a total of 15 dB.



Figure 0-4: Sound reduction of a pile sleeve made of inflated fire hoses (measurement in water tank)

Chapter 8: Mitigation concept bubble curtain

The bubble curtain, belonging to the group of secondary concepts, was mainly tested in a concrete channel of the Hamburg Ship Model Basin and in a test location (lake) of Atlas Elektronik in Bremen. Both simple nozzle tubes and nozzle tubes coated with a diaphragm were applied. The damping of the bubble curtain, which is depending on the parameters "air volume fraction", "air pressure" and "distance of nozzles" was investigated for different input signals.

The experimental results in the lake show the best attenuation for the nozzle tubes coated with a diaphragm. In contrast to the other systems an optimal air volume fraction could be identified. If this optimum is exceeded, the attenuation decreases. Of particular interest is the good reduction effect in the low frequency domain. In order to simulate the effect on underwater sound radiated due to piling, the evaluated damping was applied to the spectral results of FINO3 (Figure 0-5). For this case it can be observed that within the frequency domain of maximum ram energies the mitigation effect of the nozzle tubes coated with a diaphragm is significantly better than for the simple nozzle tubes. The first-mentioned deliver an additional reduction of 5,4 dB for the broadband SEL (Figure 0-5). The extrapolation of the experimental results to offshore conditions was carried out assuming the same boundary

conditions. The good effect of the nozzle tubes coated with a diaphragm remains to be proved within full-scale offshore tests.

Based on the theory of the single oscillating spherical bubble, a mathematical model was implemented into Matlab. The model is characterized by realistic assumptions concerning attenuation effects, whereas interactions of single bubbles are not taken into account. A model calibration, using data from the experiments with the nozzle tubes coated with a diaphragm, was tried. It could be seen that the calculated attenuation strongly deviates from the measured one. In case of increasing the bubbles by one order of magnitude, the calculated results sufficiently agree with the experimental ones. Since such bubble sizes couldn't experimentally be detected, it can be concluded that beside the assumption of attenuation in resonance case for the single oscillating bubble other physical effects have to be assumed. In order to obtain a better accordance of the experimental with the calculated results, the geometry of the bubble curtain has to be considered. Especially knowledge about the bubble size distribution decisively controls modeling. The bubble curtain has been modeled as a homogenous layer with constant thickness so far. Since the air volume fraction is greater in the middle of the curtain than in the transitional area between water and bubble curtain, the latter has to be measured layer by layer. Detailed information about the geometry gained in this way, will enable an upgrading of the above mentioned mathematical model. Particularly interactions between single bubbles will have to be taken into account within further research. Furthermore it remains to be verified, whether additional physical effects have an impact on the overall mitigation.



Figure 0-5: Application of the results to the measurements at FINO3 (910 m distance)

Chapter 9: Development of a sensor for bubble size detection

A measuring system for the detection of both size distribution and density of air bubbles in seawater has been developed, built as a prototype and tested on laboratory-scale. The system employs the different electric conductivities of air and water for the detection of air bubbles. The very compact constructed system only consists of a little box, which is connected to a PC or laptop via USB cable and the sensor itself. The latter is to be lowered into the water with a rope. An external current supply is not necessary. The measurement and evaluation software provides a simple user interface and generates all required signals. In the current version, histograms are being created reflecting the bubble size distribution in water (Figure 0-6). The handling of the device is easy. After the start of the measuring software the sensor is lowered into the water in the place, where the bubble size distribution is to be determined. It is left there for several minutes (one to five minutes – depending on bubble density). Subsequently the software displays and saves the required data.

For further development of the prototype, it's planned to integrate an algorithm, capable of determining the densities of every bubble size class in water based on statistical methods. During the next step, the whole system has to be tested full-scale under offshore conditions. Finally, a calibration of the algorithm for bubble size detection has to be accomplished.



Figure 0-6: Results of Experiment No. 4 (nozzle size: 2 mm; compression: 1 bar): Measured histogram of bubble sizes (top) and photo of the ascending bubbles (bottom)

Chapter 10: Application of the low-noise construction method "Herrenknecht Vertical Shaft Machine"

Measurements of underwater sound and accelerations of the wall of a vertical shaft machine of Herrenknecht AG were carried out. Goal of the experimental investigations was to find out the sound pressure levels to be expected, when applying this new construction method. Based on the experimental results, a model for the sound radiation up to large distances was developed. The final comparison between the expected underwater sound pressure levels due to a vertical shaft machine to those of a conventional impact pile driver shows that the underwater sound immission impact during the construction phase can be reduced significantly by reaching maximum values more than 40 dB lower than the official limit of 160 dB re 1 μ Pa for the SEL. Table 0-2 summarizes the results.

	VSM	Impact pile driver	BSH-recommended
	(D = 5 m)	(D > 3,5 m)	value (StUK 3, 2007)
Continuous sound pressure level	\leq 117 dB	162 – 173 dB	160 dB
Peak level	$\leq 122 \text{ dB}$	$\approx 195 \text{ dB}$	-

Table 0-2: Underwater sound immision: sound pressure level at distance 750 m to pile with diameter

Chapter 11: Monitoring with a permanent measuring station

Within this project an underwater sound measuring station for long-term monitoring was installed at the FINO1 research platform. The measuring system, consisting of two hydrophones fixed to a frame, is established on the ocean bed at distance 70 m to the platform. Via a seawater-resistant cable the measuring data is transmitted to a computer installed at FINO1. The hydrophones, placed at depth 30 m, are specified for different sensitivities (Brüel & Kjaer 8105 and 8106). The measuring station has been operating continuously since 2009. During that period, hardly any downtimes nor repairs occurred. The total amount of data comprises 16,3 TeraByte or 16320 hours. The sensor 8106 has been recording continuously for nearly the whole time. Sensor 8105 was measuring from the beginning of July 2009 to the middle of January 2010 (Figure 0-7). Statistical evaluations of the equivalent continuous sound pressure level (exemplarily shown in Figure 0-8) provide information about long-term sound impact.

Additionally an automatic procedure for the detection of ram strokes at close and medium distance ranges was developed and successfully applied. The adequacy of the implemented algorithm could be shown for measuring data won in the project. Little disturbances of the results remain to be eliminated during future work. Furthermore the algorithm shall be improved and equipped with a frequency filter.



Figure 0-7: Overview of measuring periods (blue, black) and periods with pile driving activities (red, green, orange)



Figure 0-8: Evaluated frequency distribution of $L_{eq} \ \ for time period 7.7. to 26.8.2009$

1 Vorwort

von Raimund Rolfes und Tanja Grießmann (ISD)

Das Forschungsprojekt startete im Dezember 2007. Ein wichtiger Schwerpunkt der wissenschaftlichen Arbeiten lag bei Antragstellung auf der In-situ-Erprobung verschiedener Schallminderungskonzepte und einer vergleichenden Betrachtung der erzielten Minderungswirkungen. Als Lokation für die Versuche war zunächst der Testpfahl der Firma MENCK in der Lübecker Bucht nahe Travemünde vorgesehen.

Da eine Zusammenarbeit mit einem industriellen Partner im Rahmen eines Verbundvorhabens nicht umsetzbar war, wurden stattdessen industrielle Partner als Unterauftragnehmer in das Projekt eingebunden. In der Konsequenz haben sich die Forschungsinhalte etwas stärker in den Bereich der Labor- und der theoretischen Untersuchungen verschoben. In-situ-Versuche wurden bei Messungen zur Erprobung eines lärmarmen Bauverfahrens in Neapel und bei experimentellen Untersuchungen an Blasenschleiersystemen im Testsee der Firma Atlas Elektronik in Bremen durchgeführt. Des Weiteren konnten die im Rahmen von StUK 3 durchgeführten Messungen in der Bauphase im Offshore-Testfeld Alpha Ventus teilweise für das Projekt Schall 3 herangezogen werden.

Wir möchten uns bei unseren Forschungspartnern von DEWI und itap sowie bei allen weiteren beteiligten Firmen ausdrücklich für die gute Zusammenarbeit bedanken. Ohne den großen Einsatz, die Flexibilität und das Durchhaltevermögen aller Projektbeteiligten, welches durch zahlreiche Projekttreffen und Umplanungen stark strapaziert wurde, wären die in den folgenden Kapiteln dokumentierten Ergebnisse nicht zustande gekommen.

In diesem Sinn danken wir ebenfalls der Firma Hydrotechnik Lübeck für die engagierte und kompetente Zusammenarbeit bei der Erprobung des Blasenschleiers und für die Bereitstellung von Materialien für die Laborversuche, der Bundesmarine für den Verleih eines Wasserschallsenders sowie der Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR) für die Bereitstellung, den Transport und die personelle Unterstützung bei den Versuchen mit einer Airgun.

Nicht zuletzt gilt unser Dank dem Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit sowie dem Projektträger Jülich für die finanzielle Förderung und die konstruktive Projektbegleitung - auch in schwierigen Zeiten.

Hannover, im März 2012

Dr.-Ing. Tanja Grießmann

Prof. Dr.-Ing. habil. Raimund Rolfes

2 Einleitung, Zusammenfassung und Ausblick

von Tanja Grießmann (ISD)

Vorrangiges Ziel der Bundesregierung ist es, den Anteil erneuerbarer Energien bis zum Jahr 2050 auf rund 80 % des Bruttostromverbrauchs zu steigern. Das Erreichen dieser ambitionierten Zielsetzung ist eng verknüpft mit dem beschleunigten Ausbau der Offshore-Windenergie. Wenngleich im Jahr 2010, z. B. mit der Errichtung des Offshore Wind Parks BARD Offshore I und im darauf folgenden Jahr mit dem Bau von Borkum West II begonnen wurde (beide AWZ), steht Deutschland insgesamt immer noch am Anfang umfangreicher Bautätigkeiten in der deutschen Nord- und Ostsee. Zukünftig ist davon auszugehen, dass mehrere Bauvorhaben parallel durchgeführt werden müssen, um die Ausbauziele zu erreichen.

Stand der Technik bei der Verankerung von Offshore-Windenergieanlagen am Meeresboden ist nach wie vor die Rammpfahlgründung. Der Einbringvorgang ist mit Hydroschallimmissionen verbunden, die die Schallimmissionsvorsorgewerte 160 dB re 1 μ Pa für den Einzelereignis-Schalldruckpegel und 190 dB re 1 μ Pa für den Spitzenpegel in einer Entfernung von 750 m in der Regel deutlich überschreiten, sofern keine Schallminderungsmaßnahmen eingesetzt werden. Seit Juli 2010 werden die genannten Vorsorgewerte vom Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie (BSH) in Abstimmung mit dem Umweltbundesamt (UBA) und dem Bundesamt für Naturschutz (BfN) als einzuhaltende Grenzwerte in den Genehmigungen festgeschrieben.

Daher ist zum Schutz mariner Lebewesen die Notwendigkeit von wirksamen Schallminderungsmaßnahmen während der Rammarbeiten gegeben. Bisher gibt es aber keinen Schallschutz, der universell bei verschiedenen Gründungstypen eingesetzt werden kann, die Errichtungszeit der Fundamente wenig beeinflusst und der eine optimierte physikalische Wirksamkeit zeigt, die deutlich über den bisher erreichten Reduktionen für den Einzelereignis-Schalldruckpegel (12 bis 13 dB in der Entfernung 750 m) liegt. Desweiteren stehen noch keine Rechenmodelle zur Verfügung, die eine verlässliche Prognose der Minderungswirkung in der Planungsphase zulassen. Physikalisch effiziente, gleichzeitig praktisch handhabbare und – im Idealfall – für beliebige Fundamentkonstruktionen einsetzbare Schallschutzkonzepte sind, trotz einer Reihe durchgeführter Forschungsvorhaben allein bei der Forschergruppe ISD (CRI) – itap – DEWI (siehe Tabelle 2-1), immer noch intensiver Gegenstand der Forschung.

Während im Projekt Schall 1 der Schwerpunkt auf der Bereitstellung der physikalischtechnischen Grundlagen sowie auf der Erarbeitung von ersten Standards für die Durchführung und Auswertung von Unterwasserschallmessungen lag, wurden im Projekt Schall 2 erstmalig theoretische Grundlagen und numerische Simulationen zur Abbildung primärer und sekundärer Schallminderungskonzepte vorgestellt. In den Vorhaben Schall-FINO 2, Schall-FINO 3 und Schall Alpha Ventus lag der Fokus auf der praktischen Erprobung von Minderungskonzepten. Im erstgenannten Projekt wurde die Impulsdauerverlängerung erprobt, in den beiden anderen verschiedene Blasenschleierkonzepte.

Kürzel	FKZ	Titel	Zeitraum	Beteiligte
Schall 1	0327528A	Standardverfahren zur Ermittlung und Bewertung der Belastung der Meeresumwelt durch die Schallimmission von OWEA	2002-2003	CRI, itap, DEWI
Schall 2	0329947	Standardverfahren zur Ermittlung und Bewertung der Belastung der Meeresumwelt durch die Schallimmission von OWEA	2004-2006	ISD, itap, DEWI
Schall- FINO 2	0329947A	Standardverfahren zur Ermittlung und Bewertung der Belastung der Meeresumwelt durch Schallimmission von OWEA, Untersuchung von Schallminderungsmaßnahmen an FINO2	2006-2007	ISD, itap, DEWI
Schall- FINO 3	0325023A 0325077/ FuE-Zentrum FH Kiel GmbH	Erforschung und Anwendung von Schallminimierungsmaßnahmen beim Rammen des FINO3-Monopiles	2008-2009	ISD, itap, DEWI
Schall Alpha Ventus	0325122A 0325122B/ MENCK GmbH	Erforschung der Schallminderungsmaßnahme "Gestufter Blasenschleier" im Testfeld Alpha Ventus	2009-2010	ISD, itap, DEWI

Tabelle 2-1: Abgeschlossene	Forschungsvorhaben der	Forschergruppe ISD	(CRI) - itap -	DEWI (2002 bis 2010)

Als wesentliche Ziele des Schall 3-Projekts sind zu nennen:

- 1. die Erforschung und Optimierung der physikalischen Wirksamkeit von primären und sekundären Schallminderungskonzepten im Experiment und in der Simulation und
- 2. die Erarbeitung von Empfehlungen für praxistaugliche und wirtschaftliche Minderungskonzepte.

Insgesamt ist es gelungen, an die Ergebnisse der Vorgängerprojekte der Jahre 2002 bis 2010 sowohl wissenschaftlich anzuknüpfen als auch die bisher gewonnenen Erkenntnisse aus praktischen Erprobungen und numerischen Untersuchungen verstärkt zusammenzuführen und um Detailuntersuchungen zu erweitern. Die folgenden Kapitel fassen die wichtigsten Projektergebnisse kurz zusammen und blicken auf den weiteren Forschungsbedarf aus.

Kapitel 5: Optimierung der Rammparameter bei der Schlagrammung

Ziel des Arbeitspakets war es, die Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung als primäre Schallminderungsmaßnahme numerisch zu untersuchen und damit eine Grundlage für die akustische Optimierung des realen Rammvorgangs zu schaffen. Auf Basis eines physikalisch motivierten, stark vereinfachten rotationssymmetrischen zweidimensionalen FE-Modells konnte gezeigt werden, dass eine maximale Schalldruckpegelreduktion bei einem Einsatz von Zwischenstücken mit möglichst geringem E-Modul bei gleichzeitig hoher Druckfestigkeit erreicht wird. Die besten Ergebnisse wurden für ein Zwischenstück aus Aramid-Gewebe mit einer Bauhöhe von 1,50 m und einem E-Modul von $E = 2,5 \cdot 10^7$ kN/m² erzielt. Die Verringerung des E-Moduls ("weiches" Zwischenstück) führt zu einer Verlängerung der Impulsdauer und somit zu entsprechender Reduktion der Hydroschalldruckpegel. In der Entfernung von 30 m konnte der Spitzenschalldruckpegel um 7 dB und der Einzelereignis-Schalldruckpegel um 5 dB reduziert werden. Da das zugrunde liegende Modell mit Versuchsdaten, die am MENCK-Pfahl im Rahmen des UFOPLAN-Projekts (Schultz-von Glahn et al. (2006)) gewonnen wurden, kalibriert ist, wurde seine Anwendbarkeit am Beispiel des FINO3-Monopiles überprüft. Hier betrug die Reduktion des Spitzenschalldruckpegels max. 13 dB und die des Einzelereignis-Schalldruckpegels max. 11 dB in einer Entfernung von 30 m. Bezüglich der vorgeschlagenen Konstruktion eines Zwischenstücks aus Aramid-Gewebe steht die Entwicklung einer praxistauglichen Bauart noch aus.

Kapitel 6: Hydroschallimmissionen einer Vibrationsramme

Die in diesem Kapitel behandelten lärmarmen Einbringverfahren sind ebenfalls den primären, d. h. direkt an der Schallquelle wirksamen Minderungskonzepten zuzuordnen. Bei der Errichtung der Tripod-Fundamente AV7 bis AV12 im Windpark Alpha Ventus wurden die Pfähle vor dem Einsatz der Schlagramme zunächst mit einer Vibrationsramme maximal etwa 9 m in den Boden getrieben. Dieses Einbringgerät versetzt den Pfahl in vertikale Schwingungen mit einer Frequenz von rund 20 Hz. Dieser niederfrequente Schall wird vom Pfahl vergleichsweise schwach abgestrahlt und im flachen Wasser der Nordsee stark gedämpft. Im Spektrum auftretende höhere Harmonische wirken dagegen pegelbestimmend. Vergleichende Terzspektren des äquivalenten Dauerschalldruckpegels, die für die Rammarbeiten am Umspannwerk in der Entfernung 1200 m ausgewertet wurden, zeigen, dass maximale Energien im Frequenzbereich zwischen rund 30 und 150 Hz vorlagen. Verglichen mit der Spektralkurve beim Einsatz einer Schlagramme liegen bei der Vibrationsrammung bis zu 30 dB geringere Pegel vor.

Kapitel 7: Untersuchung eines Schallschutzmantels aus luftgefüllten Schläuchen

Dieses sekundäre, d.h. entlang des Schallausbreitungswegs wirksame Schallschutzkonzept, bestehend aus dicht aneinander liegenden vertikalen, luftgefüllten Schläuchen, ist als Ummantelungsmaßnahme für den zu rammenden Pfahl konzipiert. Mit Hilfe von überschlägigen Berechnungen und einfachen akustischen Modellen wurden für verschiedene Anordnungen der luftgefüllten Schläuche zu einer Schallschutzwand die zu erwartenden Schalldämmmaße ermittelt. Dabei bewirken bereits kleine Lücken zwischen den Schläuchen eine deutliche Verschlechterung des resultierenden Schalldämmmaßes. Für eine Schallschutzhülle, die, um eine Deformation aus Seegang zu vermeiden, zwei Meter unter der Meeresoberfläche endet und bei der keine akustischen Lecks zwischen den Schläuchen vorhanden sind, hat sich ein rechnerisches resultierendes Schalldämmmaß von 10,5 dB ergeben. Durch einen zusätzlichen Blasenschleier, der innerhalb der Hülle eingebracht wird, kann der schädliche Einfluss der konstruktionsbedingten "akustischen Lecks" kompensiert und die Wirkung der Schlauchhülle unterstützt werden. Ausgehend von der frequenzabhängigen optimalen Blasengröße wird, basierend auf theoretischen Überlegungen, ein Gemisch aus verschieden großen Einzelblasen abgeleitet, welches zu einer weiteren Verbesserung des Reduktionspegels auf insgesamt 15 dB führt.

Kapitel 8: Schallminderungskonzept Blasenschleier

Das sekundäre Schallminderungskonzept Blasenschleier wurde vor allem in einem Betonkanal der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt und im Testsee der Firma Atlas Elektronik erprobt. Eingesetzt wurden einfache Düsenrohre und mit zusätzlichen Membranen umspannte Kunststoffrohre. In Abhängigkeit der Parameter Luftmenge, Luftdruck und Düsenabstand und unter der Wirkung verschiedener Signalformen wurde jeweils die Dämpfung des Blasenschleiers untersucht. Die Versuche im Testsee zeigen im unteren Frequenzbereich eine deutlich höhere Dämpfung beim Düsenrohr mit Membran. Anders als bei den anderen Systemen gibt es hier eine optimale Luftmenge, bei deren Überschreitung die Dämpfung wieder abnimmt. Interessant ist hier die gute Schallminderung bei niedrigen Frequenzen. Um die Wirkung auf Rammschall zu simulieren, wurde die bei den Experimenten gemessene Dämpfung auf das beim Bau von FINO3 gemessene Rammschallspektrum angewendet. Es ist festzustellen, dass im Frequenzbereich der maximalen Rammenergie die Wirkung der Düsenrohre mit Membran deutlich besser ist als die der Düsenrohre ohne Membran, da hier eine Minderung des breitbandigen SEL um zusätzliche 5,4 dB möglich ist. Die Übertragung der experimentellen Ergebnisse auf Offshore-Bedingungen erfolgte unter der Annahme gleicher Randbedingungen. Die Wirkung der Düsenrohre mit Membran im Offshore-Einsatz ist durch Tests unter Offshore-Bedingungen noch zu überprüfen.

Auf Basis der Theorie schwingender sphärischer Einzelblasen wurde ein Rechenmodell in Matlab implementiert. Bei diesem Modell ist eine realitätsnahe Annahme für die Dämpfung im Resonanzfall wesentlich. Interaktionen der Einzelblasen bleiben berücksichtigt. Eine Kalibrierung mit Messdaten konnte ansatzweise anhand der Versuche mit Membranen durchgeführt werden. Dabei ist aufgefallen, dass die vom Rechenmodell ermittelte Dämpfung stark von der gemessenen Dämpfung abweicht. Bei einer Vergrößerung der Blasen um eine Größenordnung stimmen Rechenmodell und Messung recht gut überein. Da aber keine derart großen Blasen im Blasenschleier festzustellen waren, müssen neben dem Dämpfungsverhalten von Einzelblasen im Resonanzfall noch andere Effekte bei der Schallminderung wirksam sein. Um eine bessere Übereinstimmung zwischen den Experimenten und dem Rechenmodell zu erzielen, ist die Geometrie der Blasenschleier zu berücksichtigen. Insbesondere die Kenntnis der Blasengrößenverteilung hat einen entscheidenden Einfluss bei der Modellbildung. Der Blasenschleier ist bisher als eine homogene Schicht konstanter Dicke modelliert worden. Da der Gasgehalt in der Mitte des Blasenschleiers höher ist als am Übergang zum Wasser, ist der Blasenschleier schichtweise zu vermessen und für jede Schicht der Gasgehalt und die Blasengrößenverteilung zu ermitteln. Mit den detaillierteren Informationen über die Geometrie der Blasenschleier ist das Rechenmodell zu erweitern. Insbesondere die Interaktion zwischen den einzelnen Blasen muss Berücksichtigung finden. Dabei ist zu überprüfen, ob noch weitere Effekte bei der Schallminderung eine wichtige Rolle spielen.

Kapitel 9: Entwicklung eines Sensors zur Messung der Blasengröße

Es wurde ein Messsystem zur Ermittlung der Größenverteilung und Dichte von Luftblasen in Seewasser entwickelt, als Prototyp gebaut und im Labormaßstab getestet. Das Messsystem nutzt die unterschiedliche elektrische Leitfähigkeit von Luft und Wasser zur Detektion von Luftblasen im Wasser. Das sehr kompakt aufgebaute System besteht nur aus einer kleinen Box, die über ein USB Kabel mit einem PC oder mit einem Laptop verbunden wird und aus dem Messsensor, der mithilfe eines Seiles ins Wasser abgelassen wird. Eine externe Stromversorgung ist nicht erforderlich. Die Mess- und Auswertesoftware stellt eine einfache Benutzungsoberfläche bereit und generiert alle für die Messungen notwendigen Signale. In der jetzigen Version werden Histogramme erzeugt, die die Größenverteilungen der Blasen im Wasser widerspiegeln. Die Handhabung des Gerätes ist einfach. Nach dem Start der Messsoftware wird die Messsonde an der Stelle ins Wasser gelassen, an der die Blasenverteilung gemessen werden soll und einige Minuten dort belassen (ein bis fünf Minuten, je nach Blasendichte). Anschließend gibt die Software alle relevanten Daten auf dem Bildschirm aus und speichert sie parallel als Excel-Datei.

Für die Weiterentwicklung des Prototyps ist geplant, einen Algorithmus zu integrieren, der über statistische Berechnungsverfahren die Dichte der einzelnen Blasengrößenklassen im Wasser ermittelt. Anschließend ist das gesamte System unter realen Bedingungen offshore zu testen. Im Labor muss abschließend eine Kalibrierung der Algorithmen für die Ermittlung der Blasendichte durchgeführt werden.

Kapitel 10: Erprobung des lärmarmen Bauverfahrens "Herrenknecht Vertical Shaft Machine"

Es wurden Messungen des Unterwasserschalls und der Wandbeschleunigungen an einer Vertikal-Schachtabsenkanlage der Firma Herrenknecht AG durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen war es, zu ermitteln, welche Wasserschallimmissionen beim Einsatz dieser, für den Offshore-Einsatz neuartigen Gründungsmethode zu erwarten sind. Dazu wurde, ausgehend von den Messergebnissen, ein Modell für die Schallabstrahlung entwickelt, mit dem die Schallimmissionen in größerer Entfernung berechnet wurden. Der abschließende Vergleich der zu erwartenden Schalldruckpegel mit denen, die beim Einsatz einer konventionellen Impulsramme auftreten, zeigt, dass sich die Wasserschall-Immissionsbelastung während der Bauphase von Offshore-Gründungen mittels einer Vertical Shaft Machine wesentlich reduzieren lässt. Der behördlich festgesetzte Grenzwert von 160 dB re 1 µPa für den SEL wird um mehr als 40 dB unterschritten.

Kapitel 11: Monitoring mit Hilfe einer Überwachungsmessstation

Im Projekt wurde eine Unterwasserschallmessstation zur Dauerüberwachung an der Forschungsplattform FINO1 eingerichtet. Das Messsystem, bestehend aus einem Gestell mit zwei Hydrophonen, ist am Meeresboden in einer Entfernung von etwa 70 m zur Plattform aufgebaut. Über eine seewasserfeste Kabelverbindung gelangen die Daten zu FINO1, wo sich ein Messrechner zur Aufzeichnung befindet. Die in einer Wassertiefe von ca. 30 m befindlichen Hydrophone sind zwei verschiedene Typen und für unterschiedliche Empfindlichkeiten spezifiziert (Brüel & Kjaer 8105 und 8106). Die Messstation misst mit geringen Ausfällen kontinuierlich seit Anfang Juli 2009. Die Gesamtdatenmenge beläuft sich bis heute auf etwa 16320 Stunden, dies entspricht einer Datenmenge von etwa 16,3 TeraByte. Dabei liegen vom Sensor 8106 nahezu durchgängig Daten vor, vom Sensor 8105 Daten aus dem Zeitraum von Anfang Juli 2009 bis Mitte Januar 2010. Zusätzlich wurde ein automatisches Verfahren zur Detektion von Rammschlägen im Nah- und mittleren Entfernungsbereich entwickelt und erfolgreich eingesetzt. Die Eignung des Algorithmus konnte anhand real gewonnener Messdaten nachgewiesen werden. Kleinere Störungen in den Resultaten des Algorithmus sind noch zu eliminieren; zusätzlich soll der Algorithmus verfeinert und z.B. mit einem Frequenzfilter des akustischen Signals erweitert werden.

3 Zusammenarbeit im Vorhaben

von Tanja Grießmann (ISD)

Leitung und Koordination des Vorhabens lagen beim ISD. Da die ursprünglich geplanten umfangreichen Offshore-Erprobungen nicht stattfanden, bearbeiteten die Projektpartner ISD, DEWI und itap die ihnen zugewiesenen Arbeitspakete weitestgehend selbständig. Tabelle 3-1 zeigt die Aufgabenverteilung im Projekt.

	Institution / Unternehmen	Aufgaben	Auftragnehmer
1	Institut für Statik und Dynamik	 Projektkoordination Optimierung der Rammparameter bei der Schlagrammung (Kap. 5) Erprobung Schallminderungskonzept Blasenschleier (Kap. 8) 	 DEWI GmbH itap Fa. Hydrotechnik Lübeck GmbH Ingenieurbüro Dr. Uhl Hamburgische Schiffbau- Versuchsanstalt GmbH (HSVA) Atlas Elektronik GmbH
2	DEWI GmbH	- Errichtung Dauermessstation FINO 1, Monitoring (Kap. 11)	
3	itap	 Hydroschallimmissionen einer Vibrationsramme (Kap. 6) Untersuchung eines Schallschutzmantels aus luftgefüllten Schläuchen (Kap. 7) Entwicklung eines Sensors zur Messung der Blasengröße (Kap. 9) Erprobung des lärmarmen Bauverfahrens "Herrenknecht Vertical Shaft Machine" (Kap. 10) 	

abene 5-1. Aurgabenvertenung im 110 jekt	Fabelle 3-1:	Aufgabenverteilung	im	Projekt
--	--------------	--------------------	----	---------

4 Physikalisch-technische Grundlagen

Entnommen aus DEWI/CRI/ITAP (2004)

4.1 Kenngrößen von Schallquellen und Schallfeldern

4.1.1 Schalldruck p und Schallschnelle v

Schall lässt sich zunächst durch den Schalldruck p charakterisieren. Der Schalldruck ist eine rasche – häufig periodische – Druckschwankung, die dem Umgebungsdruck additiv überlagert ist. (Bild 4-1). Gleichzeitig ist das Schallfeld aber auch durch die Schallschnelle v gekennzeichnet. Die Schallschnelle beschreibt die Geschwindigkeit, mit der die Luft- oder Wasserpartikel um ihre Ruhelage schwingen. Sie ist nicht zu verwechseln mit der Schallgeschwindigkeit c, welche die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Welle angibt.



Bild 4-1: Luftschall (links) und Wasserschall (rechts) als Schwankung des statischen Drucks

Gelegentlich wird angeführt, dass z.B. Fische nicht nur den Schalldruck p wahrnehmen können, sondern auch die Teilchenbewegung und somit die Schallschnelle v. Dies kann in unmittelbarer Nähe einer Schallquelle von Bedeutung sein, nicht jedoch im Fernfeld, wie sich aus den folgenden Überlegungen ergibt.

Im Abstand r von einer punktförmigen Schallquelle (Kugelwelle) gilt für p und v

$$\mathbf{p} \sim \mathbf{i} \boldsymbol{\omega} \boldsymbol{\rho} / \mathbf{r} \tag{4.1}$$

und

$$v \sim (i k / r + 1 / r^2),$$
 (4.2)

dabei ist $\omega = 2\pi f$, ρ ist die Dichte des Mediums und $k = 2\pi/\lambda$ die Wellenzahl, wobei λ die Wellenlänge ist. Bei der Schnelle gibt es also anders als beim Schalldruck einen zweiten Term, der nicht mit 1/r abnimmt, sondern mit 1/r². Er ist außerdem zum ersten Term 90° phasenverschoben, was sich in Gleichung (4.2) durch den fehlenden Faktor i ausdrückt. Das Verhältnis von Nahfeld- und Fernfeld-Amplitude der Schnelle ist

$$v_{nah} / v_{fern} = 1 / kr = c / \omega r$$
. (4.3)

Ein Empfänger, der nicht (nur) auf den Schalldruck, sondern auf die Schallschnelle anspricht, wird also im Nahbereich einer Quelle ein anderes Spektrum aufnehmen, nämlich in der Weise, dass niederfrequenter Schall überbetont wird, da in Gleichung (4.3) die Frequenz im Nenner steht. In der Elektroakustik ist dieses Phänomen als "Nahbesprechungseffekt" bei Mikrofonen bekannt.

Im Fernfeld, d.h. für etwa kr > l, ist der Nahfeldterm in Gleichung (4.2) gegenüber dem 1/r-Term stark abgeklungen. Hier herrschen die Bedingungen der sog. ebenen Welle. Druck und Schnelle sind "in Phase". *Die Schall"stärke" kann im Fernfeld sowohl durch den Schalldruck p als auch durch die Schallschnelle v vollständig beschrieben werden*. Dieser Sachverhalt wird im Abschnitt über die Schallintensität nochmals ausgeführt.

4.1.2 Schalldruckpegel, Mittelungspegel

Üblicherweise wird nicht die Schalldruckamplitude, sondern der Schalldruckpegel L in dB angegeben:

$$L = 20 \log (p_{eff} / p_0)$$
 (4.4)

Der Effektivwert p_{eff} (auch RMS-Wert, RMS = root mean square) ist der über eine kurze Zeitspanne quadratisch gemittelte Schalldruck. Für den Bezugsdruck gelten die Werte p₀ = 20 µPa für Luftschall und p₀ = 1 µPa für Wasserschall. Zur Angabe der Einheit sind verschiedene Schreibweisen gebräuchlich, z.B. *dB re 1 µPa* oder die Kurzform aus der Nachrichtentechnik *dBµPa*. Beispiel: Ein Schalldruckpegel im Wasser von 140 dBµPa entspricht einem Effektivwert des Schalldrucks von 10 Pa.

Da Schallpegel stark schwanken können, wird häufig der *Mittelungspegel* oder *äquivalente Dauerschallpegel* angegeben. Dieser ist definiert als

$$L_{eq} = 10 \log \left(\frac{1}{T} \int_{0}^{T} \frac{p(t)^{2}}{p_{0}^{2}} dt \right)$$
(4.5)

Hierin ist T die Mittelungsdauer.

Anmerkung: Formal besteht zwischen den Gleichungen (4.4) und (4.5) kein Unterschied, da auch beim Effektivwert eine quadratische Mittelung wie in Gleichung (4.5) erfolgt. Allerdings wird der Effektivwert meist mit kurzen Mittelungszeiten < 1 s sowie mit exponentieller Mittelung gebildet, statt mit linearer Mittelung wie in Gleichung (4.5).

4.1.3 Schallintensität, Schallenergie und Schallleistung

Eine weitere Größe zur Beschreibung von Schallfeldern ist die Schallintensität I:

$$\mathbf{I} = \mathbf{p} \, \mathbf{v} \tag{4.6}$$

Die Intensität ist also das Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle. Die Intensität ist eine vektorielle Größe, da die Schallschnelle richtungsabhängig ist.
In einer Schallwelle wird mechanische Energie transportiert. Der Energietransport erfolgt in Richtung der Schallschnelle, wobei die Transportgeschwindigkeit gleich der Schallgeschwindigkeit ist. Der Energietransport lässt sich durch die Größen Schallintensität und Schallenergie charakterisieren. *Die Schallintensität ist die pro Fläche und Zeit transportierte Schallenergie*.

Die Schallkennimpedanz $Z = \rho c$, eine Kenngröße des Mediums, verknüpft Schalldruck und Schallschnelle. In einer ebenen Welle, d.h. im Fernfeld einer Quelle, gilt Z = p / v. Damit kann der Betrag der Schallintensität sowohl durch den Betrag des Schalldrucks als auch durch den Betrag der Schnelle ausgedrückt werden:

$$I = p^2/\rho c = v^2 \rho c \tag{4.7}$$

Die Schallleistung charakterisiert eine Schallquelle und ist kein Kennwert des Schallfeldes. Die Schallleistung ist die von einer Schallquelle je Zeiteinheit abgestrahlte Schallenergie.

Da die Schallleistung N einer Quelle (bzw. deren Schallleistungspegel $L_W = 10 \log (N/N_0)$ in dB, mit $N_0 = 1$ pW) nur in Ausnahmefällen bekannt und oft schwer zu bestimmen ist, werden Schallquellen auch durch den Schalldruck charakterisiert, den sie in einer bestimmten Entfernung erzeugen. Gebräuchlich ist die Angabe des Schalldruckpegels in 1 m Abstand von der *punktförmig gedachten* Quelle.

4.1.4 Reflexion und Transmission

Wenn eine Schallwelle in einem Medium 1 senkrecht auf eine Grenzfläche zu einem Medium 2 trifft, wird sie zum Teil transmittiert, d.h. sie dringt in Medium 2 ein, zum Teil wird sie reflektiert. Das Verhältnis der Schalldruckamplituden von reflektierter und einfallender Welle ist durch den Reflektionsfaktor R gegeben:

$$\frac{p_r}{p_e} = R = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1}$$
(4.8)

 Z_1 und Z_2 sind die Schallkennimpedanzen von Medium 1 und Medium 2. Gleichung (4.8) folgt daraus, dass die Schallschnelle v an der Grenzfläche stetig sein muss, sowie aus dem Energiesatz, der verlangt, dass keine Intensität verlorengeht, d.h. $I_e = I_r + I_t$. (e, r, t stehen für einfallende, reflektierte und transmittierte Welle). Für die Intensitäten von einfallender und reflektierter Welle gilt

$$\frac{I_r}{I_e} = R^2 = \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{(Z_2 + Z_1)^2}$$
(4.9)

Bei Übergang zwischen Luft nach Wasser ist $Z_1 \approx 430$ und $Z_2 \approx 1500000$, so dass \mathbb{R}^2 nahezu gleich eins ist und praktisch kein Schall von einem Medium ins andere eindringt.

4.1.5 Spektren und Bandbreite

Zur Charakterisierung von Unterwasserschall reicht eine Einzahl-Angabe eines Pegels nicht aus; meistens sind spektrale Darstellungen erforderlich. Es wird unterschieden zwischen Spektren mit konstanter *absoluter* Bandbreite der Einzelwerte (z.B. FFT, Bandbreite etwa gleich Linienabstand) und solchen mit konstanter *relativer* Bandbreite (z.B. 1/3-Oktav-Spektrum, Bandbreite ungefähr 1/4 der Frequenz).

Die Bandbreite beeinflusst die Höhe der Spektralkurve (Bild 4-2), einfach aufgrund der Tatsache, dass in einem "schmalen Frequenzkästchen" weniger Energie aufsummiert wird als in einem breiten. Um Daten unterschiedlichen Ursprungs vergleichen zu können, werden deshalb vor allem in der Unterwasserakustik Spektren oft als Dichtespektren dargestellt, d.h. auf eine Bandbreite von 1 Hz normiert. Dies führt dann auf die Einheit dB re μ Pa/Hz^{1/2} bzw., was das gleiche ist, dB re μ Pa²/Hz. Formal ist eine Umrechnung möglich gemäß

$$L_{\text{normiert}}(f) = L_{\text{gemessen}}(f) - 10 \log B$$
(4.10)

Dabei ist L gemessen der mit der Bandbreite B gemessene Pegel. Bei 1/n-Oktav-Spektren ist auch B eine Funktion der Frequenz f. Das Dichtespektrum ist gegen das nicht normierte Spektrum um 3 dB/Oktave im Uhrzeigersinn gekippt, im Fall einer 1/3-Oktav-Messung liegt der "Drehpunkt" bei 4 Hz, da B \approx f/4 ist.



Bild 4-2: Ein- und derselbe physikalische Sachverhalt (willkürlich angenommener spektraler Verlauf) ergibt je nach Bandbreite der Messung unterschiedliche Spektren. Die Kurve für B = 1 Hz ist das Dichtespektrum

Die Normierung auf 1 Hz ist kann jedoch zu Problemen führen. Für die Wirkung von Geräuschen (etwa auf Lebewesen) sind nämlich nicht spektrale Dichten, sondern absolute Schalldrücke bzw. Schalldruckpegel maßgeblich.

Bei der Wahrnehmung von Schall durch Säugetiere ist die Lautstärkeintegration innerhalb der sog. *kritischen Bandbreiten* entscheidend; beim Menschen beispielsweise ist die kritische Bandbreite für Frequenzen oberhalb von 150 Hz näherungsweise 1/3 Oktave. Für die vorliegende Problematik erscheint es daher sinnvoll, den Unterwasserschall in 1/3-Oktav-Spektren darzustellen. Wenn eine höhere Frequenzauflösung benötigt wird, können zusätzlich FFT-Spektren herangezogen werden.

Probleme mit Dichtespektren und einer eventuellen Rückrechung in absolute Pegel treten besonders deutlich bei schmalbändigen Schallen ("Tönen") in Erscheinung, wie sie bei Maschinengeräuschen typisch sind. Bild 4-3 verdeutlicht diesen Sachverhalt. Es zeigt außerdem, dass ein Dichtespektrum ohne Angabe der ursprünglichen Bandbreite keine eindeutige Beschreibung darstellt.



Bild 4-3: Ein Ton von 110 dB, hier eingebettet in weißem Rauschen und gemessen mit einer Bandbreite von 16 Hz, ergibt durch formale Anwendung von Gleichung (4.10) einen Dichtepegel von 98 dB. Aus dem Dichtespektrum (rechts) kann nur dann der absolute Pegel (also 110 dB für den Ton) errechnet werden, wenn die ursprüngliche Bandbreite B = 16 Hz bekannt ist

4.2 Schallausbreitung im Meer

4.2.1 Allgemeines

Wäre das Meer ein isotropes, in alle Richtungen unendlich ausgedehntes Medium, und es würde kein Schall im Wasser absorbiert, so wären Schalldruck und Schallschnelle umgekehrt proportional zur Entfernung r von der Quelle. Für die Intensität würde entsprechend $I \sim 1 / r^2$ gelten. Ausgedrückt als "Transmission Loss" TL, also der Abnahme des Pegels in dB auf dem Weg von r_1 nach r_2 :

$$TL = 20 \log (r_2/r_1) \ dB$$
 (4.11)

Über kurze Distanzen beschreibt diese Kugelwellenausbreitung die Abnahme des Pegels recht genau. Das Meer ist jedoch eher als Medium mit näherungsweise planparallelen oberen und unteren Begrenzungen zu betrachten. Im Idealfall breitet sich der Schall darin nach den Gesetzen der Zylinderwelle aus, der Pegel nimmt nicht mit 6 dB je Entfernungsverdopplung ab wie bei der Kugelwelle, sondern mit 3 dB:

$$TL = 10 \log (r_2/r_1) \ dB$$
 (4.12)

Die Meeresoberfläche und vor allem der Meeresboden sind aber keine idealen, vollständig reflektierenden Grenzschichten. so dass weder Zylinderwellen- noch Kugelwellenausbreitung die Verhältnisse hinreichend korrekt beschreibt. Über Sandboden (Nordsee) ist die Ausbreitung besser als über schlammigem Boden. Schall wird im Meerwasser außerdem absorbiert; die Absorption steigt mit der Frequenz. (Bild 4-4).

Infolge der Abhängigkeit der Schallgeschwindigkeit von der Temperatur verlaufen die "Schallstrahlen" gekrümmt, wodurch der Schall weiter abgeschwächt wird. Eine gut durchmischte und deshalb annähernd isotherme Wasserschicht begünstigt die Schallausbreitung, ein starker Temperaturgradient bewirkt dagegen eine Abwärtsbrechung des Schalls und eine stärkere Abnahme des Pegels mit der Entfernung. Wegen dieser Schichtung ist die Ausbreitung im Winter generell besser als im Sommer, und die sog. *mixed layer depth* ist ein wesentlicher Parameter in Modellen zur Schallausbreitung im Meer. Ein Beispiel für die jahreszeitliche Schwankung in Flachwasserzonen – Nordsee und Ostsee werden akustisch als solche klassifiziert – ist in Bild 4-5 dargestellt.



Bild 4-4: Dämpfung von Schall im Meerwasser (dB/kyd ≈ dB/km) (Urick (1983))



Bild 4-5: Schalldämpfung in der Ostsee in Spätsommer und Winter. Bei mittleren Frequenzen sind die Verluste im Winter wegen der isothermen Schicht geringer. Eine größere Dämpfung im Winter bei hohen Frequenzen (10 kHz) wird auf Reflexionsverluste an der Meeresoberfläche durch stärkeren Seegang zurückgeführt (Urick (1983)). Anmerkung: Im Gegensatz zu Bild 4-4 schließt die Dämpfung hier Verluste durch Reflexion und Brechung ein

4.2.2 Ausbreitungsformeln

Es besteht Bedarf an praktikablen, einfachen Berechnungsverfahren, nach Möglichkeit analytischen Formeln, für die Berechnung des Schallpegels in Abhängigkeit von der Entfernung.

Auf einer großen Anzahl von Messungen in Flachwassergebieten basieren die Näherungsformeln von Marsh & Schulkin (1962), auch in Urick (1983). Je nach Abstand zur Schallquelle werden drei Fälle unterschieden: Zunächst nimmt der Pegel mit 20 log r ab, dann mit15 log r und in großen Entfernungen schließlich mit 10 log r. Ebenfalls in die Gleichungen eingearbeitet ist die Schallabsorption im Wasser. Einflüsse von unterschiedlichem Meeresboden (Sand oder Schlamm) und des Seegangs werden durch tabellierte Parameter berücksichtigt. Weitere relativ unempfindliche Parameter sind die Wassertiefe und die Dicke der isothermen Schicht.

Bild 4-6 zeigt Kurven, die nach Marsh & Schulkin (1962) für typische Verhältnisse in der Nordsee berechnet wurden. Die Zone mit 20 log r (d. h. 6 dB Abnahme je Entfernungsverdopplung) erscheint mit mehreren km Ausdehnung unrealistisch groß.

Studien zur Ausbreitungsdämpfung in Nord- und Ostsee wurden auch von der Forschungsanstalt der Bundeswehr für Wasserschall und Geophysik (FWG), Kiel, vorgenommen. Von Thiele wurde die Gleichung

$$TL = (16.07 + 0.185 \, FL) (log(r) + 3) + (0.174 + 0.046 \, FL + 0.005 \, FL^2) \, r$$
(4.13)

angegeben [Thiele 2002]. TL gibt hier die Abnahme des Pegels in Bezug auf eine (fiktive) Entfernung von 1 m an. Darin sind $FL = 10 \log_{10}(f / kHz)$ und r die Entfernung in km. Die Gleichung gilt für Sandboden (Nordsee), Entfernungen zwischen 1 m und 80 km, Wassertiefen bis 100 m, Frequenzen zwischen 100 Hz und 10 kHz und für Windgeschwindigkeiten unter 10 m/s.

In Bild 4-7 sind beispielhaft einige Konturen gleicher Ausbreitungsdämpfung nach Thiele in Abhängigkeit von Entfernung und Frequenz dargestellt. Bild 4-8 zeigt den Verlauf für die Frequenzen 100 Hz und 10 kHz. Bei niedrigen Frequenzen nimmt der Pegel bis etwa 10 km Entfernung mit rund 4.5 dB je Entfernungsverdopplung ab bzw. mit 15 log (r_2/r_1), und zwar im Gegensatz zu den Kurven von Marsh & Schulkin (1962) auch bei kleinen Entfernungen.

Die Thiele-Formel spiegelt nur mittlere Verhältnisse in der Nordsee wieder. Bild 4-9 zeigt, dass die Ausbreitungsdämpfung in Nord- und Ostsee sehr unterschiedlich sein können. Generell ist die Ausbreitungsdämpfung in der Ostsee höher als in der Nordsee. In der Ostsee besteht vor allem im Sommer eine ausgeprägte Temperaturschichtung, und der jahreszeitliche Gang von TL ist sehr viel stärker als in der Nordsee. Wegen der guten Durchmischung durch Gezeitenströmungen und gelegentliche Stürme hängt TL in der Nordsee kaum von der Jahreszeit und fast nicht von der Tiefe ab (Wille & Geyer 1984)).

Bei Rammarbeiten in der Mecklenburger Bucht zur Errichtung einer Forschungsplattform wurden vom ITAP die in Bild 4-10 dargestellten Pegel gemessen. An diesem Ostsee-Standort nahm der Pegel bis etwa 2 km ebenfalls mit rund 15 log (r_2/r_1) ab, bzw. mit 4.5 dB je Entfernungsverdopplung. Der Quellpegel (in unmittelbarer Nähe der Ramme gemessen) hat dabei über die Messdauer nicht mehr als 2 dB abgenommen.



Transmission Loss after Marsh & Schulkin (1962)

Bild 4-6: Berechnete Ausbreitungsdämpfung nach Marsh & Schulkin (1962)



Bild 4-7: Berechnete Ausbreitungsdämpfungen TL nach Thiele (2002)



Bild 4-8: Ausbreitungsdämpfung TL nach Thiele (2002) für 100 Hz und 10 kHz



Bild 4-9: Gemessene Ausbreitungsdämpfungen TL nach Wille & Geyer (1984), oben Nordsee, unten Ostsee, jeweils für den Monat Oktober. In der Ostsee sind die Werte generell höher. Anmerkung: Im Gegensatz zu Bild 4-8 ist die Entfernung hier linear dargestellt, wodurch die Unterschiede zwischen Nord- und Ostsee stärker hervortreten



Bild 4-10: Abnahme des Pegels mit der Entfernung, gemessen bei Rammarbeiten in der Mecklenburger Bucht im Dezember 2002

4.3 Besonderheiten bei Impulsschall

Sehr starker Impulsschall tritt beim *Bau* von Offshore-Windenergieanlagen auf, und zwar bei Rammarbeiten. Typisch sind 30 bis 50 Impulse/Minute über einen Zeitraum von einer Stunde, aber auch längere Pausen und andere Impulsraten sind möglich. Für die auditorische Wirkung (z.B. Schädigung des Gehörs) kann jedoch die Intensität eines einzelnen Impulses ausschlaggebend sein. Eine gemittelte Größe wie der äquivalente Dauerschallpegel (siehe Abschnitt 4.1.2) reicht deshalb zur Beschreibung solcher Geräusche nicht aus.

4.3.1 Einzelereignis-Schalldruckpegel

Der Einzelereignis-Schalldruckpegel ist nach DIN 1320 "der auf 1 s bezogene äquivalente Dauerschallpegel eines isolierten Einzelschallereignisses":

$$L_E = 10 \log \left(\frac{1}{T_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p(t)^2}{p_0^2} dt \right)$$
(4.14)

mit $p_0 = 1 \mu Pa$. und $T_0 = 1$ s. Die Integrationsgrenzen t1 und t2 sind so zu wählen, dass sie wie in Bild 4-11 alle signifikanten Teile des Schallereignisses einschließen. Die Berechnung nach Gleichung (4.14) ist für jeden Spektralkanal (z.B. 1/3-Oktave) auszuführen. Wenn die Impulse untereinander leicht schwanken, ist auch eine Mittelung von L_E über zum Beispiel 10 oder 100 Impulse sinnvoll.



Bild 4-11: Unterwasser-Schalldruckverlauf eines einzelnen Rammimpulses

Der Einzelereignis-Schalldruckpegel ist ein geeignetes Maß zur Beschreibung von Schallimpulsen. Er ist ein Maß für die *Energie* eines Einzelimpulses und unabhängig von der Impulsfrequenz (Rammschläge/Minute). Außerdem ist er nützlich für die Diskussion von Risikoschwellen in Abhängigkeit von der Häufigkeit der Impulse (beim Menschen ist das z.B. bei Schießlärm der Fall).

Unter bestimmten Bedingungen können der äquivalente Dauerschallpegel L_{eq} eines Geräusches, welches aus einer Folge von Schallimpulsen besteht, und deren Einzelereignis-Schalldruckpegel L_E ineinander umgerechnet werden:

$$L_{eq} = 10 \log \frac{T_0}{T} \sum_{i=1}^{n} 10^{L_{Ei}/10}$$
(4.15)

und

$$L_{E} = L_{eq} - 10\log\frac{nT_{0}}{T}$$
(4.16)

Dabei ist n die Anzahl der Schallimpulse in der Zeit T und L_{Ei} ist der Einzelereignis-Schalldruckpegel des i-ten Impulses. Bei der Berechnung des L_E aus dem L_{eq} nach Gleichung (4.16) wird vorausgesetzt, dass alle Einzelimpulse gleich sind. Der Einzelereignis-Schalldruckpegel L_E wird oft auch mit SEL (sound exposure level) abgekürzt.

Der **Spitzenpegel** L_{peak} ist ein Maß für Schalldruckspitzen. Im Gegensatz zu L_{eq} und L_E bzw. SEL gibt es keine Mittelwertbildung:

$$L_{peak} = 20\log\left(\frac{\mid p_{peak} \mid}{p_0}\right)$$
(4.17)

mit *p_{peak}* - maximal festgestellter positiver oder negativer Schalldruck

Der Spitzenpegel L_{peak} ist stets höher als der Einzelereignispegel.

4.3.2 Kavitation

Wenn der Schalldruck so hoch wird, dass er sich dem Umgebungsdruck nähert oder diesen sogar überschreitet – die negative Halbwelle nähert sich dann dem Druck Null – "zerreißt" oder *kavitiert* das Medium. Durch diesen nichtlinearen Prozess entstehen zusätzliche hochfrequente Anteile im Schall. Andererseits wird der Schalldruckpegel begrenzt, d.h. er steigt bei Erhöhung der Quellstärke nicht oder nur unterproportional an, oder er nimmt wegen der durch die Kavitation entstehenden Blasen sogar ab.

In der Nähe der Wasseroberfläche liegt der kritische Druck bei 10⁵ Pa. Signifikante hochfrequente Verzerrungsprodukte können aber schon bei deutlich niedrigeren Schalldrücken auftreten (Medwin & Clay (1998)).

Kavitation ist kein besonderes Merkmal von impulsartigem Schall; tatsächlich liegt die Kavitationsschwelle bei Impulsen sogar höher als bei Dauerschall. Dennoch treten nach den bisherigen Messungen bei Rammarbeiten Pegel im Kavitationsbereich auf. Welche Folgen das für die Schallabstrahlung hat, ob z.B. der Pegel beim Einsatz größerer Rammen als den bisher gemessenen nicht nennenswert ansteigt, ist derzeit noch offen.

4.3.3 Nachhall

Ein weiteres Phänomen, welches ebenfalls nicht spezifisch für Impulsschall ist, hier aber besonders gut beobachtet werden kann, ist der Nachhall (*reverberation*). In der Unterwasserakustik werden mit diesem Begriff verschiedene Arten der Reflexion und Streuung des Schalls zusammengefasst. Bild 4-12 zeigt einen Nachhallvorgang in tiefem Gewässer. In Flachwassergebieten wie Nord- und Ostsee treten prinzipiell die gleichen Reflexionen auf, jedoch laufen sie zeitlich ineinander.

Auf die Höhe der maximal auftretenden Pegel hat der Nachhall nur sehr geringen Einfluss.



Bild 4-12: Nachhall eines Schallimpulses in rund 2000 m tiefem Wasser. Der Schallimpuls wurde durch eine Explosion in 250 m Tiefe ausgelöst Gemessen wurde in etwa 40 m Tiefe. Für diese Darstellung wurde nur der Bereich 1-2 kHz berücksichtigt (Urick (1983))

5 Optimierung der Rammparameter bei der Schlagrammung

von Malgorzata Neuber (ISD), Andreas Uhl (Ingenieurbüro Dr.-Ing. Andreas Uhl)

5.1 Einführung

Eine der primären, also an der Schallquelle wirkenden schallreduzierenden Maßnahmen ist die Verlängerung der Impulsdauer mit Hilfe von "weichen", zwischen der Ramme und dem Rammpfahl eingesetzten Zwischenstücken. Es wird dabei angenommen, dass in gewissen Grenzen ein Rammschlag mit längerer Schlagdauer bei gleicher Schlagenergie zu derselben Einsenkung des Rammpfahls führt, wobei die zur Entstehung des Wechseldruckes im Wasser führende Querdehnung des Pfahls und umgebenden damit auch die Hydroschalldruckpegel im Wasserkörper reduziert werden (Elmer et al. (2007)). Im Rahmen Wirksamkeit dieses Arbeitspaketes wurde das Ziel verfolgt, die der 0.g. Schallminderungsmaßnahme numerisch zu untersuchen und damit eine Grundlage für die akustische Optimierung des realen Rammvorgangs zu schaffen.

Für die Ermittlung der wesentlichen, die Schallentstehung und -ausbreitung beeinflussenden Parameter wurde ein numerisches Modell des Systems, bestehend aus Ramme, Rammpfahl, Boden und Wasser entwickelt. Die Modellbildung berücksichtigt die physikalischen Zusammenhänge zwischen der impulsartigen Anregung des im Boden verankerten Rammpfahls und dem dadurch entstehenden Schalldruck in umgebendem Medium. Die Stoßanregung des Pfahls und die folgende Schallausbreitung im Wasser wurden mithilfe der transienten, impliziten Analyse simuliert. Um einen Vergleich mit den vom Umweltbundesamt genannten Richtwerten für Rammgeräusche beim Bau von Offshore-Windparks zu ermöglichen, wurden der Spitzenschalldruckpegel (Lpeak) und der Einzelereignis-Schalldruckpegel (SEL) berechnet. Das entwickelte Rechenmodell wurde anhand vorhandener, im Rahmen des Forschungsvorhabens "Minderung des Unterwasserschalls bei Rammarbeiten für Offshore WEA-Praktische Erprobung verschiedener Verfahren unter Offshore-Bedingungen" (UFOPLAN) gewonnener Messwerte validiert. Basierend auf dem validierten Modell wurden numerische Untersuchungen hinsichtlich der Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung durchgeführt. Auf der Grundlage der erzielten Ergebnisse wurden abschließend Empfehlungen für die optimale Auslegung der elastischen Zwischenstücke zur akustischen Optimierung des Rammvorgangs gegeben.

5.2 Finite-Elemente-Modell für die Berechnung der Schallentstehung und –ausbreitung

Die numerische Abbildung des aus Ramme, Rammpfahl, Boden und Wasser bestehenden Systems und die Ermittlung der wesentlichen, die Schallentstehung und –ausbreitung beeinflussenden Parameter erfolgt im Rahmen dieses Vorhabens mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente (FEM). Die Anwendung dieser Methode beruht auf dem Prinzip der räumlichen und zeitlichen Diskretisierung des kontinuierlichen Gesamtsystems (Zienkiewicz (1984)). Für die im Folgenden beschriebenen Modelle und Simulationen wird das Finite-Elemente-Programm ANSYS verwendet. Bei der Bestimmung von Randbedingungen der Modelle wird davon ausgegangen, dass der Schalleintrag in das umgebende Wasser hauptsächlich über die Interaktion zwischen Rammgut und Wasser erfolgt. Allen numerischen Berechnungen wird die Gültigkeit der Gesetze der linearen Akustik zugrunde gelegt.

Die Ermittlung der für die Hydroschallentstehung relevanten Parameter des Rammpfahls erfolgt im ersten Schritt anhand eines vereinfachten Modells eines vollständig in Wasser getauchten, frei schwingenden Kreiszylinders. Der Kreiszylinder bzw. Gründungspfahl wird hinsichtlich seines Schwingungsverhaltens sowohl ohne als auch mit Berücksichtigung der Fluid-Struktur-Wechselwirkung untersucht. Im zweiten Schritt erfolgt die Modellierung der impulsartigen Anregung. Der Rammschlag wird mit Hilfe eines nichtlinearen Kontaktelements abgebildet. Die Schwingungsrichtung des Wasserkanals infolge der Anregungen über die Grenze Luft/Wasser liegt nicht in der Schwingungsrichtung des Kanals infolge der Rammschläge. Das Eigenschwingungsverhalten bzw. die Grenzfrequenz des Wasserkanals in dieser Richtung hat somit keinen Einfluss auf die Schallausbreitung im Wasser (Urick (1983)). Die Energieabstrahlung in den Boden wird mithilfe von Ersatzmodellen simuliert. Der Einfluss der durch die Strukturschwingungen erzeugten Bodenwellen auf die Höhe des Hydroschalldruckpegels ist für die Untersuchung der Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung nicht relevant und wird nicht berücksichtigt.

Das entwickelte rotationssymmetrische, zweidimensionale Gesamtmodell dient als Grundlage für alle weiteren numerischen Untersuchungen mit dem Ziel einer akustischen Optimierung des realen Rammvorgangs.

5.2.1 Ermittlung der akustisch relevanten Parameter des Rammpfahls (Schwingungsverhalten des Kreiszylinders)

Bei der impulsartigen Anregung des Rammpfahls während des realen Rammvorgangs wird die Energie der Rammschläge hauptsächlich auf die Starrkörperschwingung (Grundschwingung) und auf die Kontinuumsschwingungen des Pfahls verteilt (Natke (1989)). Die räumlichen Eigenschwingungsformen der Kontinuumsschwingungen des Pfahls weisen gleichzeitig axiale und radiale Schwingungsamplituden auf. Bei den niederfrequenten Schwingungsmoden ist die axiale Amplitude der Schwingung deutlich größer als die radiale Amplitude ("Dehnschwingungen"). Die infolge der Belastung im Pfahl hervorgerufene und mehrmals zwischen dem Pfahlkopf und dem Pfahlfuß reflektierende axiale Dehnwelle treibt den Pfahl in den Boden, wobei die radiale Amplitude gleichzeitig die Schallabstrahlung in das umgebende Wasser verursacht. Bei den hochfrequenten Schwingungsmoden ist die radiale Amplitude deutlich größer als die axiale Amplitude ("Atmungsschwingungen"). Die Eigenfrequenzen der Atmungsschwingungen liegen allerdings für die in der Praxis auftretenden Pfahldurchmesser außerhalb des Erregerspektrums und werden nahezu nicht angeregt. Mit der Kenntnis der maßgebenden Eigenfrequenzen des Pfahls bzw. der Verhältnisse zwischen den axialen und radialen Amplituden der Kontinuumsschwingungen können Aussagen über den Pegel und Frequenzinhalt des Hydroschalldrucks getroffen werden.

Im Folgenden werden zuerst die wesentlichen, das radiale Schwingungsverhalten des Rammpfahls bestimmenden Parameter anhand des in Bild 5-1 dargestellten, aus einem vollständig in Wasser getauchten, frei schwingenden Kreiszylinder bestehenden vereinfachten Modells beschrieben und bezüglich ihres Einflusses auf die Höhe des abgestrahlten Schalldrucks bewertet. Die sehr geringe Materialdämpfung des Stahls wird dabei vernachlässigt.



Bild 5-1: Vereinfachtes Modell eines frei im Wasser schwingenden Kreiszylinders

Pfahlradius bzw. Pfahldurchmesser:

Der Pfahldurchmesser bestimmt zum einen die Größe der Oberfläche der schwingenden Struktur und zum anderen das Verhältnis zwischen den axialen und den radialen Amplituden der Dehnschwingung.

Abbildung 5-2 zeigt am Beispiel eines Kreiszylinders von 25 m Länge und 50 mm Wandstärke die Abhängigkeit zwischen dem Radius und dem Amplitudenverhältnis von axialen v_{axial} (v_z) zur radialen v_{radial} (v_r) Amplitude für Dehnfrequenzen 1 bis 4.



Bild 5-2: Amplitudenverhältnis v_{axial}/ v_{radial} für die Dehnmoden 1 bis 4

Es wird deutlich, dass das Amplitudenverhältnis von axialen zur radialen Amplitude mit steigendem Radius geringer wird (der Anteil der radialen Amplitude vergrößert sich). Bei kleinen Radien verhält sich der Zylinder wie ein reiner Dehnstab, wobei der Anteil der radialen Amplitude, und als Folge auch die Schallabstrahlung, immer geringer wird.

Bild 5-3 stellt die Ergebnisse der numerischen Berechnung des Kreiszylinders von 25 m Länge und 50 mm Wandstärke für unterschiedliche Radien dar, wobei die Interaktion zwischen dem Zylinder und dem Wasser (Fluid Structure Interaction - FSI) einmal berücksichtigt und einmal vernachlässigt wurde.



Bild 5-3: Normierte Amplituden der Schwingungsenergie des in Wasser getauchten Kreiszylinders für verschiedene Radien

Aus dem Vergleich der Amplitude der Schwingungsenergie im Kreiszylinder für die Fälle mit und ohne Berücksichtigung der FSI kann eine prozentuale Abschätzung der Höhe der Energieabstrahlung in das umgebende Wasser gemacht werden. Die in Bild 5-3 schwarz dargestellte Kurve repräsentiert jeweils 100 % der Schwingungsenergie im Kreiszylinder ohne Berücksichtigung der FSI. Die Kurven blau, rot und grün zeigen die Abnahme der Schwingungsenergieamplitude im Kreiszylinder und demzufolge die Zunahme der Schwingungsenergieamplitude im Wasser für verschiedene Pfahlradien infolge der Interaktion zwischen dem Pfahl und dem Wasser. Die Ergebnisse mit Berücksichtigung der FSI zeigen, dass eine Vergrößerung des Radius des Kreiszylinders bzw. des Rammpfahls unmittelbar zu einer Verringerung der Schwingungsenergieamplitude im Kreiszylinder führt, was eine Intensivierung der Schallabstrahlung und somit eine Erhöhung der Amplitude der Energie im Wasser bedeutet.

Wandstärke:

Eine Änderung der Wandstärke bei konstant bleibenden Materialeigenschaften beeinflusst die Gesamtsteifigkeit und dadurch auch das Schwingungsverhalten des Kreiszylinders bzw. des Rammpfahls. Die Erhöhung der Steifigkeit durch eine Vergrößerung der Wandstärke führt zu einer Reduktion der Schwingungsschnelle und damit der Schallabstrahlung.

Die Abbildungen 5-4 und 5-5 zeigen die Ergebnisse der numerischen Berechnung am Beispiel eines Kreiszylinders von 25 m Länge für unterschiedliche Wandstärken und Durchmesser von 2 m und 1 m. Der Vergleich der Schwingungsenergien im Kreiszylinder für die Fälle ohne und mit Berücksichtigung der FSI zeigt eine geringere Abstrahlung in das umgebende Wasser für die größer werdenden Wandstärken des Zylinders bzw. des Rammpfahls.



Bild 5-4: Normierte Amplituden der Schwingungsenergie des in Wasser getauchten Kreiszylinders für verschiedene Wandstärken (Durchmesser 2 m)



Bild 5-5: Normierte Amplituden der Schwingungsenergie des in Wasser getauchten Kreiszylinders für verschiedene Wandstärken (Durchmesser 1 m)

Pfahllänge:

Die Länge des Pfahls beeinflusst hauptsächlich die Lage seiner Eigenmoden (Eigenfrequenzen und Eigenformen), wobei die Überlagerung aller modalen Anteile die Gesamtantwort des Systems darstellt. Die Änderung der Lage der Eigenmoden führt also zu keinen nennenswerten Änderungen in der Gesamtantwort. Vor diesem Hintergrund kann davon ausgegangen werden, dass trotz der Änderung der Pfahllänge, die radiale Schwingungsamplitude im Bereich des Wasserkanals (konstante Tiefe) und somit auch der abgestrahlte Schalldruck näherungsweise unverändert bleiben.

5.2.2 Beschreibung des entwickelten FE-Modells

Die numerische Abbildung des aus Ramme, Rammpfahl, Boden und Wasser bestehenden die ausgewählten Gesamtsystems und Berechnung der Schallfeldgrößen (Spitzenschalldruckpegel L_{peak} und Einzelereignis-Schalldruckpegel SEL) erfolgt mit Hilfe eines Finite-Elemente Modells. Die prinzipielle Darstellung des Modells in zwei verschiedenen Varianten (VM01 und VM02) zeigt Bild 5-6, wobei der Unterschied zwischen den Varianten in der Art der Abbildung des Rammschlages liegt.

Modell VM01

```
Modell VM02
```



- Absorptionsgrad (0=schallhart, 1=schallweich) B:
- FSI: Fluid Structure Interaction
- 1: Fallgewicht der Ramme
- 2:3: Steifigkeit der Zwischenbauteile als lin. Feder
- Zusätzliche Kopfmasse
- 4: Feder-Dämpfer Element (Bodenwiderstand und -dämpfung)

Bild 5-6: Prinzipielle Darstellung der Varianten VMA01 und VMA02 des entwickelten FE-Modells

Die Abbildung des Rammschlages in dem Modell VM01 erfolgt explizit durch die Vorgabe eines Kraft-Zeit-Verlaufes. Die vorgegebene Kraft-Zeit-Kurve kann entweder auf einer theoretischen Annahme basieren und in Form einer Halbsinusfunktion verlaufen oder wird direkt aus der Messung des Kraftverlaufes am Pfahlkopf während des realen Rammvorgangs abgeleitet. Die Impulsdauer in beiden Fällen ergibt sich nicht aus der Wechselwirkung zwischen dem Pfahlkopf und dem Zwischenstück. Aus diesem Grund ist die Ermittlung des Einflusses der Zwischenstücke auf die Höhe der während des Rammvorgangs im Wasser entstehenden Schalldruckpegel anhand des Modells VM01 nicht möglich.

Die Abbildung des Rammschlages in dem Modell VM02 erfolgt mit Hilfe eines vereinfachten Kontaktmodells für gegebene Daten der Ramme (Rammenergie, Gewicht des Fallkörpers, Gewicht der Rammhaube bzw. des Followers und der Rammhaube). Die Länge des Impulses ist nicht vorgegeben und kann durch die Änderung der Eigenschaften und der Ausführung der zwischen der Ramme und dem Pfahl angeordneten Zwischenstücke variiert werden. Der Einfluss der Zwischenstücke auf die Höhe der während des Rammvorgangs im Wasser entstehenden Schalldruckpegel kann damit erfasst und beurteilt werden.

Vor diesem Hintergrund, werden alle weiteren numerischen Untersuchungen mit dem Ziel einer akustischen Optimierung des realen Rammvorgangs anhand des Modells VM02 durchgeführt.

Die Modellierung des in Bild 5-6 (VM02) rot markierten Rammpfahls erfolgt mittels zweidimensionaler, rotationssymmetrischer Strukturelemente mit vier Knoten (ANSYS Element Reference (2010)). Jeder der Elementknoten besitzt zwei Freiheitsgrade: die Verschiebung in x-Richtung (radial) und die Verschiebung in y-Richtung (axial). Allen Elementen des Pfahls wird ein linear-elastisches Materialverhalten zugrunde gelegt.

Der Wasserkörper wird mit axialsymmetrischen akustischen Vier-Knoten-Fluidelementen abgebildet. Die Fluidelemente können nur Druckkräfte bzw. Kompressionswellen übertragen. Zu den Materialeigenschaften des Fluids zählen die Dichte, die Schallausbreitungsgeschwindigkeit und der Absorptionsgrad β an den Modellgrenzen. Zur Vermeidung der Reflektion der Schallwellen am Rande des Wasserkanals wird der Absorptionsgrad an dieser Stelle zu 1 gesetzt (vollständige Absorption). Der Schalldruck an der Grenzfläche Wasser/Luft beträgt 0 ("schallweiche" Grenzfläche). Für den Absorptionsgrad an der Grenzfläche Wasser/Boden können Werte zwischen 0 (vollständige Reflexion) und 1 (vollständige Absorption) eingesetzt werden. Die Wechselwirkung zwischen dem schwingenden Rammpfahl und dem Wasser ermöglichen die an den Pfahlmantel angrenzenden speziellen Fluid-Structure-Interaction Elemente.

Die Modellierung des Rammschlages erfolgt mit Hilfe eines nichtlinearen, in Abbildung 5-7 dargestellten Kontaktelements COMBIN40.



Bild 5-7: Kontaktelement COMBIN40

Jeder der zwei Knoten des Elements besitzt nur einen Freiheitsgrad, in diesem Fall die Verschiebung in y-Richtung. Die an den oberen Elementknoten angebundene Punktmasse entspricht der realen Masse des Fallkörpers. Die Steifigkeitskonstante der Feder bildet die Steifigkeit der gegebenen Zwischenbauteile (z.B. Rammhaube, Follower, Zwischenstück) ab. Die zusätzliche Kopfmasse (Punktmasse am unteren, mit dem Pfahlkopf gemeinsamen Knoten) errechnet sich aus dem Gesamtgewicht der Ramme ohne Fallgewicht und dem Gewicht der Rammhaube bzw. der Rammhaube und des Followers. Das Gewicht des Zwischenstücks ist vergleichsweise klein und wird vernachlässigt. Die Größe des Gaps (die Fallhöhe) ergibt sich aus der vorgegebenen Rammenergie.

Die Abbildung des Bodens erfolgt mithilfe eines am Pfahlfuß angeordneten Feder-Dämpfer Elements (siehe Bild 5-6). Das masselose Zwei-Knoten-Element hat den Freiheitsgrad der Verschiebung in y-Richtung. Die Biegung und die Torsion sind in diesem Fall nicht zugelassen. Der Widerstand des Bodens (Pfahlspitze und -mantel) wird in der Ersatzfederkonstante K_S zusammengefasst. Die Ersatzdämpfungskonstante C_S resultiert aus der Summe aller Energieverluste infolge der Interaktion des Pfahls mit dem Boden.

Die Berechnung des Spitzenschalldruckpegels L_{peak} und des Einzelereignis-Schalldruckpegels SEL erfolgt im Zeitbereich für ausgewählte Knoten bzw. Fluid-Elemente.

Die Gültigkeit des Modells, die Sensitivität der einzelnen Modellparameter und die Wirkbeziehungen zwischen den als relevant eingestuften Parametern und den Ausgangsgrößen (L_{peak} , SEL) werden im Folgenden im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse untersucht.

5.3 Sensitivitätsanalyse

In der im Folgenden beschriebenen Sensitivitätsanalyse wurde das Ziel verfolgt, zum einen die Gültigkeit des FE-Modells hinsichtlich der im Rahmen der Modellierung getroffenen Annahmen und Vereinfachungen zu überprüfen und zum anderen, den Einfluss der relevanten Modellparameter auf die betrachteten Ausgangsgrößen qualitativ zu bewerten. Einen Überblick über die gewählten Modellparameter gibt Tabelle 5-1.

	Parameter	
Wechselwirkung	Ersatzfederkonstante	K_s
Boden/Rammpfahl	Ersatzdämpfungskonstante	C_s
	Rammenergie	E_R
Rammschlag	Rammgewicht	M_H
(nichtlineares Kontaktelement)	Fallhöhe des Rammgewichts	Н
	Steifigkeit des Zwischenstücks	K_H
Zusatzgewicht (Ramme exkl.		
Rammgewicht, Rammhaube,	Zusätzliche Kopfmasse	M_K
ggf. Follower)		
Grenzfläche	Absorptionsgrad	в
Wasser/Boden	Absorptionsgrad	م م

Tabelle 5-1: Relevante Modellparameter

5.3.1 Wechselwirkung Boden/Rammpfahl (Feder-Dämpfer Element)

Für die Bewertung des Einflusses der Pfahllagerung (Federkonstante K_S und Dämpfungskonstante C_S) auf die Höhe der im Wasser entstehenden Schalldruckpegel werden zuerst die zwei in Abbildung 5-8 dargestellten Ersatzmodelle betrachtet: das statische Ersatzmodell und das dynamische Ersatzmodell.



Bild 5-8: Statisches und dynamisches Ersatzmodell

Ersatzfederkonstante K_S:

Im statischen Fall kann der Bodenwiderstand (Spitzendruck und Mantelreibung) vereinfacht durch eine Feder mit der Steifigkeit K_S abgebildet werden. Der statische Anteil des Kraftstosses (F_{gen} , 0) verursacht eine axiale Verschiebung des Rammpfahls um den Wert e (Eindringung des Pfahls in den Boden). Durch die Starrkörperverschiebung des Pfahls (Mode 0) werden keine radialen Amplituden am Pfahlmantel und somit auch kein Schalldruck im Wasserkanal hervorgerufen.

Im dynamischen Fall werden neben der Grundschwingung (Starrkörperschwingung) auch die Dehnschwingungen des Rammpfahls angeregt (siehe Bild 5-8: vz>>vr), wobei die radiale Amplitude vr die Entstehung des Schalldrucks p in dem umgebenden Wasser verursacht In der Gesamtantwort des Systems kommt es zu Überlagerung der Schwingungsmoden. Für die generalisierten Steifigkeiten der Dehnmoden gilt:

$$k (gen, i) >> K_S \tag{5.1}$$

und somit weist K_S keinen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Rammpfahls auf.

Bilder 5-9 bis 5-11 zeigen den Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Mantel eines in die Tiefe von jeweils 65, 35 und 5 m eingedrungenen, 79 m langen Rammpfahls für zwei Werte der Federkonstanten K_s (Dämpfungskonstante $C_s = 0$).



Bild 5-9: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel für verschiedene Federkonstanten K_S (Einbindetiefe 65 m)



Bild 5-10: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel für verschiedene Federkonstanten K_S (Einbindetiefe 35 m)



Es wird deutlich, dass der Einfluss der Federkonstante K_s auf die für die Schalldruckentstehung im Wasser verantwortliche Amplitude der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel unabhängig von der Einbindetiefe sehr gering bleibt.

In Abbildung 5-12 ist der Verlauf der axialen Schwinggeschwindigkeitsamplitude am Pfahlkopf für verschiedene Werte der Federkonstanten dargestellt (Dämpfungskonstante $C_S = 0$). Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass sowohl die maximale Amplitude der axialen Pfahlschwingung als auch die Abklingzeit der Schwingung durch die Federkonstante K_S nur unwesentlich beeinflusst werden. In diesem Zusammenhang, bleiben auch die Hydroschalldruckpegel nahezu unbeeinflusst.



Bild 5-12: Amplitudenverlauf der axialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlkopf für verschiedene Federkonstanten K_s (Pfahllänge 79 m)

Die Kontaktdauer zwischen dem Rammgewicht und dem Pfahl liegt durchschnittlich bei 4 bis 6 ms (Elmer et al. (2007)). Demnach erreicht die am Pfahlfuß reflektierte Stoßwelle bei den in der Praxis eingesetzten Längen der Rammpfähle (> 50 m) den Pfahlkopf während der Kontaktdauer zwischen dem Rammgewicht und dem Pfahl nicht. Der Stoßkraftverlauf hat infolge dessen nur **ein** Maximum (siehe Abbildung 5-13). Die Amplitude des Kraftstoßes und somit die Hydroschalldruckpegel werden in diesem Fall von der Federkonstante K_S nicht beeinflusst. Bei sehr kurzen Pfählen (< 30 m) und großen Federsteifigkeiten, erreicht die am Pfahlfuß reflektierte Stoßwelle den Pfahlkopf noch während der Kontaktdauer und somit kommt es zu **zwei** Amplitudenmaxima. Der Einfluss der Federkonstante auf die Amplitude des Kraftstoßes wird in diesem Fall sehr deutlich (siehe

Bild 5-14). Hinsichtlich der in der deutschen Nord- und Ostsee vorkommenden Wassertiefen und Bodenbeschaffenheiten werden im Weiteren nur längeren Pfähle (> 30 m) betrachtet.



Bild 5-13: Stoßkraftverlauf am Pfahlkopf für verschiedene Federkonstanten K_S (Pfahllänge 60 m)



Bild 5-14: Stoßkraftverlauf am Pfahlkopf für verschiedene Federkonstanten K_S (Pfahllänge 25 m)

Unter der Annahme, dass die Lagerung des Pfahlfußes die Amplitude und den Verlauf des am Pfahlkopf eingeleiteten Kraftstoßes nicht beeinflusst (ausreichende Länge des Pfahls) und unter Berücksichtigung der beschriebenen Zusammenhänge, kann festgehalten werden, dass die Ersatzfederkonstante K_S am Pfahlfuß keinen Einfluss auf den Spitzenschalldruckpegel und auf den Einzelereignis-Schalldruckpegel im Wasser hat und somit nicht zu den sensitiven Modellparametern gehört (unabhängig von der Einbindetiefe). Der indirekte Zusammenhang zwischen dem Widerstand des Bodens und dem Hydroschalldruckpegel besteht nur darin, dass mit der zunehmenden Eindringtiefe der Widerstand und somit auch die erforderliche Rammenergie größer werden.

Der Wert der Ersatzfederkonstante K_S wird bei der Validierung des Modells gemäß den Bodenkenngrößen näherungsweise berechnet (siehe Abschnitt 5.4.1).

Ersatzdämpfungskonstante C_S:

Die Ersatzdämpfungskonstante C_S fasst alle Energieverluste infolge der Interaktion des Rammpfahls mit dem Boden zusammen und bestimmt, wie viel der am Pfahlkopf eingeleiteten Energie dissipiert und wie viel am Pfahlfuß reflektiert wird.

Bild 5-15 zeigt den Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Mantel eines in die Tiefe von 65 m eingedrungenen Rammpfahls für zwei Werte der Dämpfungskonstanten C_S (Federkonstante $K_S = 1E6$ kN/m).



Bild 5-15: Amplitudenverlauf der radialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel für verschiedene Dämpfungskonstanten (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)

Die radiale Amplitude der Schwinggeschwindigkeit am Pfahlmantel wird erwartungsgemäß mit steigendem Wert der Dämpfungskonstante kleiner. Der dämpfende Einfluss begrenzt sich allerdings nur auf den Bodenbereich und spielt im Wasser keine entscheidende Rolle.

In Abbildung 5-16 sind die Verläufe der axialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlkopf für verschiedene Werte der Dämpfungskonstanten C_s und der Federkonstanten K_s dargestellt.



Bild 5-16: Amplitudenverlauf der axialen Schwinggeschwindigkeit am Pfahlkopf für verschiedene Dämpfungskonstanten und Federkonstanten K_S (Pfahllänge 79 m)

Die maximale Amplitude der axialen Schwinggeschwindigkeit liegt in allen Diagrammen unabhängig von der Dämpfungskonstante bei ca. 1,5 m/s. Das bedeutet, dass die Dämpfungskonstante C_S keinen Einfluss auf die maximale Amplitude der axialen Schwinggeschwindigkeit und somit auf den Spitzenschalldruckpegel hat. Im Gegensatz dazu wird ersichtlich, dass die Abklingzeit der axialen Pfahlschwingung und somit auch der zeitbezogene Einzelereignis-Schalldruckpegel eine starke Abhängigkeit von der Dämpfungskonstante aufweisen. Eine entsprechende Einstellung der Dämpfungskonstante führt zu einer Verkürzung oder zu einer Verlängerung der Abklingzeit. Die Verläufe der Amplitude für bestimmte Werte der Dämpfungskonstante C_S unterscheiden sich je nach Federkonstante K_S , woraus sich die Abhängigkeit der beiden Parameter erschließt. In Abbildung 5-17 sind zum einen die Schalldruck-Zeit-Verläufe für unterschiedliche Werte der Dämpfungskonstanten in 30 m Entfernung vom Pfahl und zum anderen die entsprechenden Werte der Einzelereignis-Schalldruckpegel (SEL) und der Spitzenschalldruckpegel (L_{peak}) dargestellt. Die Berechnung von SEL und L_{peak} erfolgt nach Formeln:

$$L_E(SEL) = 10 \log\left(\frac{1}{T_0} \int_{T_1}^{T_2} \frac{p(t)^2}{p_0^2} dt\right)$$
(5.2)

$$L_{peak} = 20 \log\left(\frac{|p_{peak}|}{p_0}\right)$$
(5.3)

wobei $p_0 = 1\mu$ Pa gilt (Referenzdruck im Wasser). Die Federkonstante K_S liegt bei 1E6 kN/m.



Bild 5-17: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Dämpfungskonstanten (Pfahllänge 79 m)

Es wird deutlich, dass die Dämpfungskonstante C_S keinen Einfluss auf die maximale Schalldruckamplitude und somit auf den Spitzenschalldruckpegel hat. Im Unterschied dazu werden die Abklingzeit der Schwingung und damit der Einzelereignis-Schalldruckpegel stark beeinflusst.

Abbildung 5-18 zeigt den Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels (SEL) über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Werte der Dämpfungskonstanten C_S (Federkonstante $K_S = 1E6$ kN/m). Durch die unterschiedlich ausfallenden SEL-Werte wird die Abhängigkeit des Einzelereignis-Schalldruckpegels von der Dämpfungskonstante noch mal bestätigt. Demnach ist die Dämpfungskonstante C_S als sensitiv identifiziert.



Bild 5-18: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m in Abhängigkeit von der Dämpfungskonstante (Pfahllänge 79 m)

Die Bestimmung der Gesamtdämpfung des Systems und somit des Wertes der Ersatzdämpfungskonstante C_S bei der Validierung des Modells erfolgt über die Anpassung der Ausschwingzeiten der axialen Schwingung nach dem Rammschlag in Abhängigkeit von der im Vorfeld gemäß den Bodenkenngrößen ausgerechneten Federkonstante K_S (siehe Abschnitt 5.4.2).

Die Analyse der Sensitivität der die Wechselwirkung zwischen dem Boden und dem Rammpfahl bestimmenden Größen (Ersatzfederkonstante K_S und Ersatzdämpfungskonstante C_S) zeigt, dass keiner der beiden Parameter einen bedeutenden Einfluss auf die Höhe des Spitzenschalldruckpegels hat. Im Gegensatz dazu wird deutlich, dass die Dämpfungskonstante C_S in direktem Zusammenhang mit der Höhe des Einzelereignis-Schalldruckpegels steht und damit zu den sensitiven Modellparametern gehört.

5.3.2 Rammschlag (nichtlineares Kontaktelement)

Die Modellierung des Rammschlages erfolgt mit Hilfe eines nichtlinearen, in Abbildung 5-7 dargestellten Kontaktelements. Die Steifigkeit der Feder K_H (Zwischenbauteile, z.B. Rammhaube, Follower, Zwischenstück) wird für die Untersuchung der Sensitivität der übrigen Rammparameter beispielsweise zu 2E6 kN/m gesetzt. Durch die frei fallende Masse M_H , die der realen Masse des Fallgewichts entspricht, findet eine stoßartige Anregung des Rammpfahls statt. Während der Dauer des Rammstoßes kommt es zur Übertragung der Rammenergie. Der Rammpfahl wird infolgedessen in axiale und radiale Schwingungen versetzt, wobei die radialen Schwingungen unmittelbar für die Entstehung der Schalldrücke im Wasser verantwortlich sind. Im Folgenden wird die Empfindlichkeit der einzelnen Rammparameter untersucht und ihr Einfluss auf die Höhe der Hydroschalldruckpegel im den Rammpfahl umgebenden Wasser bewertet.

Rammenergie E_R:

Die maximale Rammenergie E_R gehört zu den Kenngrößen des Rammgeräts und wird während der Rammarbeiten Offshore in Abhängigkeit von dem Bodenwiderstand entsprechend eingestellt (größere Rammenergie bei zunehmendem Widerstand). Die Rammbarkeit muss dabei in jedem Fall gewährleistet sein. Der in Abbildung 5-19 dargestellte Schalldruck-Zeit-Verlauf für verschiedene Rammenergien in 30 m Entfernung vom Pfahl zeigt, dass die Erhöhung der Rammenergie direkt zu einer Erhöhung der Schalldruckamplitude und somit zu einer Erhöhung des Spitzenschalldruckpegels führt.



Bild 5-19: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl in Abhängigkeit von der Rammenergie (Pfahllänge 79 m, Eindringtiefe 65 m)

Bild 5-20 stellt den Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m in Abhängigkeit von der Rammenergie dar. Es wird deutlich, dass die Steigerung der Rammenergie eine unmittelbare Erhöhung des Einzelereignis-Schalldruckpegels verursacht.



Bild 5-20: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m in Abhängigkeit von der Rammenergie (Pfahllänge 79 m, Eindringtiefe 65 m)

Der Wert von E_R ist gemäß den Parametern des realen Systems vorgegeben (systemspezifisch).

Rammgewicht M_H und Fallhöhe des Rammgewichts H:

Die in Abbildung 5-7 dargestellte fallende Masse M_H gleicht der realen Masse des Fallkörpers gemäß den technischen Spezifikationen entsprechender Rammgeräte, z.B. der Firma MENCK [MHU Broschüre MENCK 2011]. Die Größe des Gaps, die mit der realen Fallhöhe übereinstimmt, wird während der Simulation des Rammvorgangs unter der Annahme des freien Falls des Rammkörpers (Erdbeschleunigung g = 9.81 m/s²) nach Formel:

$$H = \frac{E_R}{M_H \cdot g} \tag{5.4}$$

berechnet. Aus Formel (5.4) geht hervor, dass bei konstanter Rammenergie die Erhöhung der fallenden Masse zu einer Verringerung der Fallhöhe und somit der Fallzeit führt, was zuerst keinen Einfluss auf die Größe der auf den Rammpfahl übertragenen Energie und somit auf die Hydroschalldruckpegel hat. Der Einfluss der Zunahme des Fallgewichtes auf die Amplitude des Kraftstoßes wird erst nach dem Aufkommen der Masse am Pfahlkopf deutlich und ist im Bild 5-21 dargestellt.



Bild 5-21: Stoßkraftverlauf für verschiedene Rammgewichte bei konstanter Rammenergie (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)

Es ist ersichtlich, dass die Vergrößerung des Fallgewichtes M_H , was die gleichzeitige Verringerung der Fallhöhe H und der Fallzeit zufolge hat, zu einer Verlängerung der Stoßdauer und zu einer Reduktion der Kraftamplitude führt.

Abbildung 5-22 zeigt die Schalldruck-Zeitverläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl in Abhängigkeit vom Fallgewicht. In Bild 5-23 sind die Verläufe des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m ebenfalls für verschiedene Fallgewichte dargestellt. Die Rammenergie bleibt in beiden Fällen konstant und beträgt 200 kJ.



Bild 5-22: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Rammgewichte (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)



Bild 5-23: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Rammgewichte (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)

Es wird deutlich, dass die Vergrößerung des Fallgewichtes, welche eine Verlängerung der Impulsdauer und eine Minderung der Stoßkraftamplitude nach sich zieht (siehe Bild 5-21), zu einer Reduktion sowohl des Spitzenschalldruckpegels als auch des Einzelereignis-Schalldruckpegels führt.

Allerdings sind die Größe des Fallgewichtes M_H und die Fallhöhe H ähnlich wie die Rammenergie E_R vorgegeben und können somit nicht für die Verlängerung der Impulsdauer dimensioniert werden.

Ersatzfederkonstante K_H:

Die Rammschläge während des realen Rammvorgangs werden nicht direkt auf den Pfahl, sondern über die geeignete Rammhaube (Schlaghaube) eingeleitet. In Abhängigkeit von der Geometrie des Pfahls kommen ggf. auch sogenannte Follower (Anpassstücke) zum Einsatz. Die Steifigkeit der Zwischenbauteile wird mithilfe der in Abbildung 5-7 dargestellten Ersatzfederkonstante K_H abgebildet und in Abhängigkeit von der Geometrie und den Materialeigenschaften (E-Modul) der Bauteile näherungsweise berechnet. Für die im Rahmen dieses Arbeitspaketes untersuchte Impulsdauerverlängerung werden zwischen der Ramme und dem Rammgut elastische, "weiche" Zwischenstücke eingesetzt. Die Änderung der Stoßeigenschaften findet unabhängig von der genauen Lage der Zwischenstücke statt (Schlaghaube/Follower oder Follower/Rammpfahl). Die Ersatzfederkonstante K_H errechnet sich in diesem Fall aus der Geometrie und den Materialeigenschaften der Zwischenbauteile und der Zwischenstücke. Die Rammenergie und die Masse des Fallkörpers bleiben dabei unverändert.





Es ist ersichtlich, dass eine Vergrößerung des Wertes der Federkonstante (die Erhöhung der Steifigkeit des Zwischenstücks), einen Anstieg der Kraftamplitude und eine gleichzeitige Verkürzung der Stoßdauer bewirkt.

Die Abbildungen 5-25 und 5-26 stellen die Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl bzw. die Verläufe des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Federkonstanten K_H dar.



Bild 5-25: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Federkonstanten K_H (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)



Bild 5-26: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Federkonstanten K_H (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)

Aus den Bildern 5-25 und 5-26 geht eindeutig hervor, dass die Reduktion der Steifigkeit der Feder K_H (z. B. durch das Anordnen der elastischen, "weichen" Zwischenstücke) eine Verlängerung der Impulsdauer und somit eine Reduktion des Spitzenschalldruckpegels (L_{peak}) und Einzelereignis-Schalldruckpegels (SEL) bewirkt. Demzufolge gehört die Ersatzfederkonstante K_H zu den sensitiven Modellparametern.

Der Wert der Ersatzfederkonstante K_H wird bei der Validierung des Modells angepasst und bei der Auslegung von Zwischenstücken zur akustischen Optimierung des Rammvorgangs berechnet.

Zusätzliche Kopfmasse M_K:

Die Berücksichtigung der Masse der Zwischenbauteile erfolgt mithilfe der in Bild 5-7 dargestellten, an den unteren Knoten des Elements angebundenen, zusätzlichen Punktmasse M_K . Die als zusätzliche Kopfmasse bezeichnete Punktmasse M_K , errechnet sich aus dem Gesamtgewicht der Ramme ohne Fallgewicht und dem Gewicht der Schlaghaube bzw. der Schlaghaube und des Followers.

Bild 5-27 stellt den Verlauf der Amplitude des Kraftstoßes für verschiedene Kopfmassen M_K dar. Die Energie des Rammstoßes E_R , das Fallgewicht M_H und die Federkonstante K_H bleiben dabei unverändert.



Es wird deutlich, dass die Vergrößerung der Kopfmasse eine Minderung der Kraftamplitude bewirkt und gleichzeitig zu einer Verlängerung der Stoßdauer führt. Aufgrund der im Verlauf der Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse ist zu erwarten, dass sowohl der Spitzenschalldruckpegel als auch der Einzelereignis-Schalldruckpegel durch eine Vergrößerung der Kopfmasse reduziert werden.

Abbildung 5-28 zeigt die Schalldruck-Zeitverläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl in Abhängigkeit von der Kopfmasse. In Bild 5-29 ist der Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m ebenfalls für verschiedene Kopfmassen dargestellt.







Bild 5-29: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Kopfmassen (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m)

Es wird bestätigt, dass die Vergrößerung der Kopfmasse zu einer Minderung der beiden Schalldruckpegel führt.

Alle genannten, die zusätzliche Kopfmasse M_K bildenden Gewichte entsprechen den Gewichten der realen Zwischenbauteile und sind vorgegeben (systemspezifisch).

Die Analyse der Empfindlichkeit der Rammparameter zeigt, dass jede der oben genannten Größen in einem direkten Zusammenhang mit der Höhe des Spitzenschalldruckpegels und des Einzelereignis-Schalldruckpegels steht und somit eine wichtige Rolle bei der korrekten Abbildung des Rammvorgangs im numerischen Modell spielt. Die Rammenergie E_R , das Rammgewicht M_H , die Fallhöhe des Rammgewichts H und die zusätzliche Kopfmasse M_K sind allerdings von den Gegebenheiten des realen Systems abhängig und werden im Weiteren dementsprechend eingestellt. Lediglich die Ersatzfederkonstante K_H kann in Abhängigkeit von den Eigenschaften der Zwischenbauteile und der eingesetzten Zwischenstücke mit dem Ziel der akustischen Optimierung des Rammvorgangs variiert werden.

5.3.3 Absorptionsgrad β an der Grenzfläche Wasser/Boden

Die numerische Abbildung des realen Rammvorgangs beinhaltet neben der Schalldruckentstehung infolge des Rammschlags auch die Schalldruckausbreitung im Wasser. Die Abnahme der Schalldruckpegel mit der Entfernung erfolgt einerseits durch die Ausbreitungsdämpfung und andererseits durch die Absorption an den Grenzflächen Wasser/Luft und Wasser/Boden. Die Grenzfläche Wasser/Luft wird in dem numerischen Modell VM02 (siehe Bild 5-6) als "schallweich" abgebildet, was bedeutet, dass der Schalldruck an der Grenzfläche gleich 0 ist und die Schallenergie vollständig reflektiert wird. Die Abbildung der Absorption an der Grenzfläche Wasser/Boden erfolgt mit Hilfe des Absorptionsgrades β . Die Werte des Absorptionsgrades können zwischen 1 (vollständige Absorption) und 0 (vollständige Reflexion) liegen.

Die Abbildungen 5-30 und 5-31 zeigen die Verläufe des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für jeweils unterschiedliche Einbinde- und Wassertiefen in Abhängigkeit von dem Wert des Absorptionsgrades β am Boden.



Bild 5-30: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Werte des Absorptionsgrades (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 65 m, Wassertiefe 8,5 m - Ostsee)



Bild 5-31: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Werte des Absorptionsgrades (Pfahllänge 79 m, Einbindetiefe 35 m, Wassertiefe 40 m - Nordsee)
Aus den Bildern geht hervor, dass die Vergrößerung des Absorptionsgrades den Einzelereignis-Schalldruckpegel (SEL) verringert. Die Kontrolle der Pegelabnahme mit der Entfernung erfolgt nach Formel:

$$\Delta L = k \cdot \log\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \tag{5.5}$$

wobei der Faktor k die Änderung des Schalldruckpegels bei Verzehnfachung der Entfernung angibt. Der Wert des Faktors k liegt zwischen 10- 15 für Ostsee und zwischen 15-20 für Nordsee (Elmer et al. (2007)). Es ist ersichtlich, dass mit der Abbildung der Absorption an der Grenzfläche Wasser/Boden mit Hilfe des Absorptiongrades β keine realistischen Werte für den Faktor k erreicht werden können ($k \approx 18$ für Ostsee und $k \approx 10$ für Nordsee). Vor diesem Hintergrund wird die Grenzfläche Wasser/Boden als "schallhart" modelliert und der Absorptionsgrad β für weitere Berechnungen zu 0 gesetzt.

Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse wurde zum einen die Gültigkeit des entwickelten FE-Modells hinsichtlich der im Rahmen der Modellierung getroffenen Annahmen und Vereinfachungen (Rammpfahllagerung und die Abbildung des Rammschlags) überprüft und zum anderen wurden die sensitiven Modellparameter identifiziert:

- die Ersatzdämpfungskonstante C_S am Pfahlfuß,
- die Ersatzfederkonstante K_H zwischen der Ramme und dem Pfahlkopf.

Die Validierung des numerischen Modells VM02 erfolgt im Folgenden anhand vorhandener Messwerte.

5.4 Modellvalidierung

Als Grundlage für die Validierung des entwickelten FE-Modells VM02 (siehe Abbildung 5-6) dienen die während des Forschungsvorhabens "Minderung des Unterwasserschalls bei Rammarbeiten für Offshore-WEA – Praktische Erprobung verschiedener Verfahren unter Offshore-Bedingungen" (UFOPLAN) gemessenen Schalldruckpegel (Schultz-von Glahn et al. (2006)). Im Rahmen des Projektes wurden zahlreiche Versuche an dem bereits auf die Endtiefe von 65 m eingebrachten Testpfahl der Firma Menck in der Lübecker Bucht durchgeführt (siehe Bild 5-32). Hierbei ergab sich keine weitere Eindringung des Pfahls während der Rammung. Die Rammung erfolgte mit einer Freifall-Ramme des Typs Menck MHF 10-20. Zwischen der Ramme, der Schlaghaube und dem Pfahl befand sich zusätzlich ein Follower. Die begleitenden Messungen des Hydroschalldrucks wurden in 30 m und in 500 m Entfernung vom Rammpfahl jeweils 5 m unterhalb der Wasserlinie durchgeführt. Die Wassertiefe betrug 8,5 m. Die Rammenergien wurden zwischen 38 kJ, 51 kJ, 100 kJ und 196 kJ variiert. An dem Pfahl selbst wurden keine Schwingungsmessungen vorgenommen. Demzufolge liegen keine Angaben zum Kraft- bzw. Geschwindigkeitsverlauf am Pfahlkopf vor. Die genaueren Informationen bezüglich der Rammhaube und des Followers liegen ebenfalls nicht vor. Weitere Angaben zum Versuchsaufbau und zum Ablauf der Messungen können (Schultz-von Glahn et al. (2006)) entnommen werden.



Bild 5-32: Testpfahl der Firma Menck

Für die Validierung des Modells stehen die in der Tabelle 5-2 zusammengefassten, aus gemessenen Zeitverläufen des Schalldrucks ausgerechneten Werte des Einzelereignis-Schalldruckpegels in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl, zur Verfügung.

	E	Einzelereignis-Schalldruckpegel [dB re 1µPa]		
Rammenergie [kJ]	38	51	100	196
Messentfernung 30 m	160,78	162,53	166,52	169,70
Messentfernung 500 m	146,88	148,78	152,52	156,29

Tabelle 5-2: Einzelereignis-Schalldruckpegel	(SEL) für unterschiedliche Rammenergien
--	---

Zur Überprüfung der Gültigkeit des Modells wird zunächst durch die Anpassung der sensitiven Modellparameter (Ersatzdämpfungskonstante C_S und Ersatzfederkonstante K_H) die Abweichung zwischen der gemessenen und der berechneten Einzelereignis-Schalldruckpegel in 30 m Entfernung für die Rammenergie von 196 kJ minimiert. Anschließend, erfolgt die Validierung des angepassten Modells mit den übrigen Messdaten.

5.4.1 Systemspezifische Modellparameter

Im Folgenden werden die vorgegebenen, dem realen Versuchsaufbau entsprechenden Parameter genannt.

• Parameter der Ramme:

Masse des Fallkörpers	20 t
Gesamtmasse der Ramme	46 t
(Masse der Ramme ohne Fallgewicht	26 t)
Maximale Fallhöhe	1,10 m
Maximale Rammenergie	ca.200 kJ

• Parameter der Schlaghaube und des Followers:

Gesamtmasse Schlaghaube und Follower 27 t

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 26 t + Gesamtmasse Schlaghaube und Follower 27 t)
 53 t
- Parameter des Rammpfahls (Stahl):

Durchmesser	2,20 m
Wandstärke	50 mm
Pfahllänge	79 m
Einbindetiefe	65 m
E-Modul	$2.1E8 \text{ kN/m}^2$
Dichte	$7,850 \text{ t/m}^3$
Schallgeschwindigkeit	5000 m/s
• Parameter des Flachwasserkanals:	
Wassertiefe	8,5 m
Dichte	1 t/m^3
Schallgeschwindigkeit	1500 m/s

• Parameter des Bodens für das Ersatzmodell:

Spitzendruck	9,6 MN/m^2 (dicht gelagerter Sand)
Mantelreibung	95,7 kN/m ² (dicht gelagerter Sand)

Die Ersatzfederkonstante K_S gehört nicht zu den sensitiven Parametern des Systems und beeinflusst weder die Dehnschwingungen des Pfahls noch die Höhe der entstehenden Hydroschalldruckpegel (siehe Abschnitt 5.3.1). Die Berechnung des Wertes der Ersatzfederkonstante erfolgt mit Hilfe des Bettungsmodulverfahrens gemäß den vorgegebenen Boden- und Pfahlkenngrößen (Kossel (2006)). Die Teilersatzfederkonstanten K_{sd} (für den Spitzendruck) und K_m (für die Mantelreibung) errechnen sich zu

$$K_{sd} = \frac{\sigma_{sf} \cdot A}{n \cdot u} \tag{5.6}$$

$$K_m = \frac{\tau_m \cdot \pi \cdot D \cdot h}{n \cdot u} \tag{5.7}$$

Hierin sind σ_{sf} der Spitzendruck [N/m²], τ_M die Mantelreibung [N/m²], D der Pfahldurchmesser [m], h die Bodenschichthöhe [m], n die Anzahl der Federn, u die bodenmechanische Setzung [m] und A die Pfahlfläche [m²]. Die Ersatzfederkonstante K_s , die sich aus der Summe der beiden Teilfederkonstanten K_{sd} und K_m ergibt, beträgt ca. 4E5 kN/m.

5.4.2 Anpassung der sensitiven Modellparameter

Ersatzdämpfungskonstante C_S:

Die Anpassung der Ersatzdämpfungskonstante C_S erfolgt in Abhängigkeit von der im Vorfeld berechneten Ersatzfederkonstante K_S und unter Berücksichtigung der bei 0,2-0,3 s liegenden, durchschnittlichen Ausschwingzeiten der axialen Schwingung nach dem Rammschlag (Grießmann et al. (2010)).

Angesichts der vorhandenen, großen Einbindetiefe des Pfahls (65 m, ca. 80 % der Gesamtlänge), muss der Wert der gesuchten Dämpfungskonstante C_S in der Nähe der kritischen Dämpfung der Dehnschwingung des Pfahls c_{krit} liegen (Natke (1989)). Die kritische Dämpfung der Dehnschwingung errechnet sich nach Formel:

$$c_{krit} = 2\sqrt{K_S \cdot m} \tag{5.8}$$

zu 9E3 t/s, wobei K_S die Ersatzfederkonstante am Pfahlfuß und *m* die Masse des Pfahls ist.

Die Abbildungen 5-33 und 5-34 stellen die Verläufe des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung vom 30 m bzw. die Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Dämpfungskonstanten C_S dar ($K_S = 4E5$ kN/m).



Bild 5-33: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Dämpfungskonstanten



Bild 5-34: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Dämpfungskonstanten

Aus den Bildern 5-33 und 5-34 geht eindeutig hervor, dass eine optimale Dämpfung für das betrachtete System (Ausschwingzeit der axialen Schwingung bei 0,2 bis 0,3 s, maximale Reduktion des Einzelereignis-Schalldruckpegels) bei einem Wert der Ersatzdämpfungskonstante C_S von 13E3 t/s erreicht wird.

Ersatzfederkonstante K_H:

Der Stoßkraftverlauf am Pfahlkopf und somit auch die Stoßdauer sind bei der gegebenen Rammenergie, der Masse des Fallkörpers und der zusätzlichen Kopfmasse (siehe Abschnitt 5.3.2) ausschließlich von der Ersatzfederkonstanten K_H abhängig.

Für den Fall eines unverschieblichen Pfahlkopfes hat der Kraftstoß die ideale Form einer Halbsinusfunktion. Unter Annahme einer durchschnittlichen Stoßdauer T_s von 5 ms nach Elmer et al. (2007), können die Ersatzfederkonstante K_H und die maximale Stoßkraft F_{max} analytisch nach Formeln (5.9) und (5.10)

$$K_H = \frac{\pi^2 \cdot m}{T_S^2} \tag{5.9}$$

$$F_{max} = v_0 \cdot \sqrt{K_H \cdot m} \tag{5.10}$$

zu K_H =8E6 kN/m und F_{max} = 56 MN berechnet werden, wobei *m* die Masse des Fallkörpers und v_0 die Geschwindigkeit der Ramme vor dem Stoß sind (Natke (1989)). Für die hier betrachtete Freifall-Ramme gilt

$$v_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \tag{5.11}$$

Hierin ist *H* die Fallhöhe des Fallgewichts.

Abbildung 5-35 zeigt den numerisch, anhand des entwickelten Modells berechneten Verlauf bzw. die maximale Amplitude der Stoßkraft am Pfahlkopf für $K_H = 8E6$ kN/m, bei der Rammenergie von 196 kJ und bei einem unverschieblichen Pfahlkopf (ideale Form einer Halbsinusfunktion).



Bild 5-35: Verlauf der Stoßkraft am unverschieblichen Pfahlkopf für $K_H = 8E6$ kN/m

Die maximale Stoßkraftamplitude liegt bei 56 MN und die Stoßdauer bei ca. 5 ms, wobei maßgebend für die Größe des entstehenden Hydroschalldruckpegels die Zeit ist, in der die Stoßkraft ihr Maximum erreicht (2,5 ms).

In Bild 5-36 ist der Verlauf der Stoßkraft am Pfahlkopf für $K_H = 8E6$ kN/m, bei der Rammenergie von 196 kJ und bei einem verschieblichen Pfahlkopf dargestellt (der Pfahlkopf hat den Freiheitsgrad der Verschiebung sowohl in y- als auch in x-Richtung).



Bild 5-36: Verlauf der Stoßkraft am verschieblichen Pfahlkopf für K_H = 8E6 kN/m

Die maximale Amplitude der Kraft beträgt in diesem Fall 23 MN und die Zeit, in der die Kraft ihr Maximum erreicht (siehe Bild 5-37) bei 3,5 ms (eine gute Übereinstimmung mit dem analytisch berechneten Fall des unverschieblichen Pfahlkopfes) liegt.



Bild 5-37: Kraftstoß am Pfahlkopf (Rammimpuls)

Die Abbildungen 5-38 und 5-39 zeigen die mit den eingestellten sensitiven Parametern (C_s , K_H) und bei der Rammenergie von 196 kJ berechneten Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl bzw. den Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m (jeweils 5 m unterhalb der Wasserlinie).



Bild 5-39: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m (Rammenergie 196 kJ)

Entfernung [m]

Die Ergebnisse der numerischen Berechnung des Einzelereignis-Schalldruckpegels weichen von den gemessenen Werten nur minimal ab, was die Korrektheit der Einstellung der sensitiven Modellparameter bestätigt.

Die Kontrolle der Pegelabnahme mit der Entfernung (siehe Abbildung 5-40) nach Formel (5.5) liefert für den angenommenen Wert des Absorptionsgrades $\beta = 0$ ("schallharte" Grenzfläche Wasser/Boden) die für die Ausbreitung von Schallwellen in der Ostsee korrekten Werte des Faktors *k* (10 bis 15).



Bild 5-40: Faktor k

5.4.3 Ergebnisse der Validierung

Die Abbildungen 5-41 bis 5-46 zeigen die Ergebnisse der Validierung des Modells VM02 für weitere Rammenergien (100 kJ, 51 kJ, 38 kJ) und folgende Werte der sensitiven Modellparameter:

$$C_S = 13E3 \text{ t/s}$$

 $K_H = 8E6 \text{ kN/m}$

Rammenergie 100 kJ:



Bild 5-41: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl (Rammenergie 100 kJ)



Bild 5-42: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m (Rammenergie 100 kJ)

Rammenergie 51 kJ:



Bild 5-43: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl (Rammenergie 51 kJ)



Bild 5-44: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m (Rammenergie 51 kJ)

Rammenergie 38 kJ:



Bild 5-45: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m und in 500 m Entfernung vom Pfahl (Rammenergie 38 kJ)



Bild 5-46: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 500 m (Rammenergie 38 kJ)

Einen Überblick über die Unterschiede zwischen den berechneten und den gemessenen Werten des Einzelereignis-Schalldruckpegels gibt Tabelle 5-3.

Rammenergie [kJ]	Abweichungen [dB re 1µPa]		
	30 m	500 m	
196	0,6	0,3	
100	1,0	0,6	
51	2,4	1,4	
38	3.1	2.1	

Tabelle 5-3: Abweichungen zwischen den berechneten und den gemessenen Werten des Einzelereignis-Schalldruckpegels

Die Abweichungen liegen zwischen 0,3 dB und 3,1 dB, wobei die Übereinstimmung zum einen für größere Energien und zum anderen für die Entfernung von 500 m eindeutig besser ist. Der Grund für bessere Übereinstimmung für größere Energien liegt darin, dass die unbekannten Energieverluste während der Rammarbeiten bei kleineren Energien prozentual höher sind. Die Ursache für die vergleichsweise größeren Abweichungen in 30 m Entfernung besteht darin, dass die akustischen Nahfeld-Effekte (Veit (2005)) in dem entwickelten numerischen Modell nicht berücksichtigt werden konnten.

Die Ergebnisse der Validierung zeigen, dass sowohl das am Pfahlfuß angeordnete Feder-Dämpfer Element (Abbildung der Wechselwirkung zwischen dem Pfahl und dem Boden), als auch das am Pfahlkopf angeordnete nichtlineare Kontaktelement (Abbildung der physikalischen Interaktion zwischen der Ramme und dem Pfahl), die während des realen Rammvorgangs auftretende Zusammenhänge zutreffend wiedergeben und gleichzeitig eine Aussage über die im Wasser entstehenden Schalldruckpegel ermöglichen. Somit ist das vergleichsweise einfache Ersatzmodell für numerische Untersuchung der Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung gut geeignet.

5.5 Akustische Optimierung des Rammvorgangs

Die Reduktion der Steifigkeit der Ersatzfeder K_H führt zu einer Verlängerung der Stoßdauer (Impulsdauer) und somit zu einer Minderung der Schalldruckpegel im Wasser (siehe Abschnitt 5.3.2). Die Erhöhung der Dauer des Rammschlages kann in einem System mit der vorgegebenen Rammenergie, dem Rammgewicht und der zusätzlichen Kopfmasse, durch den Einbau von Zwischenstücken zwischen der Schlaghaube und dem Rammgut erreicht werden. Die genaue Lage der Zwischenstücke in dem Fall der Rammung mit Follower ist dabei nicht entscheidend (Schlaghaube/Follower oder Follower/Rammpfahl). Im Weiteren werden anhand des validierten Modells VM02 (siehe Bild 5-6) numerische Untersuchungen hinsichtlich der Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung durchgeführt und auf der Grundlage der erzielten Ergebnisse werden abschließend Empfehlungen für die optimale Auslegung der elastischen Zwischenstücke zur akustischen Optimierung des Rammvorgangs gegeben.

Die numerischen Untersuchungen bezüglich der Steifigkeit der zur Impulsdauerverlängerung eingesetzten Materialien werden für die in Bild 5-47 dargestellten Konfigurationen der Ramme, der Schlaghaube und des Zwischenstücks durchgeführt. Die Systemspezifische Pfahl- und Bodenparameter entsprechen in erstem Fall den Parametern des Testpfahls der Firma Menck in der Ostsee (siehe Abschnitt 5.4.1) und in zweitem Fall den Parametern des Monopiles FINO3 (mit integriertem Follower) in der Nordsee.



Bild 5-47: Bauteile zwischen der Ramme und dem Rammgut

Die Schlaghaube und ggf. die Zwischenstücke werden im Rahmen der Modellierung als Federelemente in Reihenschaltung abgebildet. Der Wert der Ersatzfederkonstante K_{Hi} für einzelne Zwischenbauteile bzw. Zwischenstücke wird nach Formel (5.12) in Abhängigkeit von der Geometrie und des E-Moduls ausgerechnet.

$$K_{Hi} = \frac{E_i \cdot A_i}{H_i} \tag{5.12}$$

Hierbei ist E_i der Elastizitätsmodul, A_i die Querschnittfläche und H_i die Höhe des Zwischenbauteils bzw. des Zwischenstücks.

Die Gesamtsteifigkeitskonstante K_{Hges} errechnet sich nach Formel (5.13) zu

$$K_{Hges} = \frac{K_i \cdot K_j \cdot \dots \cdot K_n}{K_i + K_j + \dots + K_n}$$
(5.13)

Die Berechnung der Schlagdauer erfolgt analytisch nach Formel (5.9).

Die vergleichsweise kleine Masse des Zwischenstücks wird vernachlässigt.

5.5.1 Ermittlung von Modellparametern für verschiedene Konfigurationen der Bauteile zwischen der Ramme und dem Rammgut (Testpfahl der Firma Menck)

Systemspezifische Modellparameter siehe Abschnitt 5.4.1., Anpassung der sensitiven Modellparameter siehe Abschnitt 5.4.2.

Konfiguration 1 (Referenz):

Die Schlaghaube wird aus Stahl S235 (S335) gefertigt.

• Materialeigenschaften:

	Elastizitätsmodul Druckfestigkeit Dichte	$E = 2,1 \cdot 10^8 \text{ kN/m}^2$ 360 - 630 N/mm ² 7,850 t/m ³
•	Querschnittsfläche:	
	Mittlerer Durchmesser Wandstärke	<i>D</i> = 1,50 m <i>t</i> = 50 mm
	Querschnittsfläche:	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,236 \mathrm{m}^2$
•	Gesamthöhe Schlaghaube und Follower:	<i>H</i> = 6,00 m
_	Cocomtraces Schlashouha und Follower	27 +

• Gesamtmasse Schlaghaube und Follower: 27 t

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 26 t + Gesamtmasse Schlaghaube und Follower 27 t): 53 t
- Steifigkeit der Ersatzfeder K_{Hges} (nach Formeln (5.12), (5.13))

$$K_1 = 8.3 \cdot 10^6 \, \text{kN/m}$$

$$K_{Hges} = K_1 = 8,3 \cdot 10^6 \, \text{kN/m}$$

- Rammgewicht:
- *m* = 20 t
- Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{K_{Hges}}} = 4.9 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

• Elastische Grenzlast: $\sigma_{grenz} = 360 \text{ N/mm}^2$

• Kraftamplitude: $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 85 MN$

Für die Kraftamplituden unterhalb von F_{grenz} liegt die Beanspruchung des Materials im elastischen Bereich. Während des Kraftstoßes kommt es zu keinen Energieverlusten durch thermoplastische Vorgänge. Die rechnerische Kraftamplitude beträgt F ≈ 23 MN bei einer Rammenergie von 200 kJ und F ≈ 46 MN bei einer Rammenergie von 800 kJ. $(E \sim F^2)$

Konfiguration 2:

Die Schlaghaube wird aus Stahl S235 (S335) gefertigt. Die Angaben zu den Materialeigenschaften und der Geometrie der Schlaghaube können der Konfiguration 1 entnommen werden. Das zwischen der Rammhaube und dem Pfahl angeordnete Zwischenstück besteht aus ALU-Guss.

• Materialeigenschaften des Zwischenstücks:

Elastizitätsmodul	$E = 7 \cdot 10^7 \mathrm{kN/m^2}$
Druckfestigkeit	300 bis 480 N/mm ²

• Querschnittsfläche des Zwischenstücks:

Mittlerer Durchmesser Wandstärke	D = 2,20 m t = 50 mm
Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,346 \text{ m}^2$
Höhe des Zwischenstücks:	<i>H</i> = 2,00 m

 Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 26 t + Gesamtmasse Schlaghaube und Follower 27 t): 53 t • Steifigkeit der Ersatzfeder *K*_{*Hges*} (Schlaghaube + Zwischenstück):

$$K_2 = 12,1 \cdot 10^6 \ kN/m$$
$$K_{Hges} = \frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2} = 4,9 \cdot 10^6 \ kN/m$$

- Rammgewicht:
- Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9)):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{K_{Hges}}} = 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

• Elastische Grenzlast:

 σ_{grenz} = 300 N/mm²

m = 20 t

• Kraftamplitude: $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 104 \text{ MN}$

Die rechnerische Kraftamplitude beträgt F ≈ 21 MN bei einer Rammenergie von 200 kJ und F ≈ 42 MN bei einer Rammenergie von 800 kJ. $(E \sim F^2)$

Konfiguration 3a:

Die Schlaghaube wird aus Stahl S235 (S335) gefertigt. Die Angaben zu den Materialeigenschaften und der Geometrie der Schlaghaube können der Konfiguration 1 entnommen werden. Für das zwischen der Rammhaube und dem Pfahl angeordnete Zwischenstück werden die Materialeigenschaften (Elastizitätsmodul, Druckfestigkeit, elastische Grenzlast) eines Aramid-Gewebes angenommen. Die technischen Einzelheiten der konstruktiven Ausführung des Zwischenstücks waren nicht Gegenstand dieses Vorhabens und bleiben offen.

• Materialeigenschaften des Zwischenstücks:

Elastizitätsmodul	$E = 2.5 \cdot 10^7 \text{ kN/m}^2$
Druckfestigkeit	130 bis 165 N/mm ²

• Querschnittsfläche des Zwischenstücks:

Mittlerer Durchmesser Wandstärke	D = 2,20 m t = 50 mm
Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,346 \text{ m}^2$
Höhe des Zwischenstücks:	<i>H</i> = 2,00 m

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 26 t + Gesamtmasse Schlaghaube und Follower 27 t): 53 t
- Steifigkeit der Ersatzfeder K_{Hges} (Schlaghaube + Zwischenstück):

$$K_3 = 4,3 \cdot 10^6 \, \text{kN/m}$$

.

$$K_{Hges} = \frac{K_1 \cdot K_3}{K_1 + K_3} = 2.8 \cdot 10^6 \text{ kN/m}$$

m = 20 t

 σ_{grenz} = 130 N/mm²

- Rammgewicht:
- Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9)):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{\kappa_{Hges}}} = 8.4 \cdot 10^{-3} \, s$$

- Elastische Grenzlast:
- Kraftamplitude $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 45 \text{ MN}$

Die rechnerische Kraftamplitude beträgt F \approx 19 MN bei einer Rammenergie von 200 kJ und F \approx 38 MN bei einer Rammenergie von 800 kJ. $(E \sim F^2)$

Konfiguration 3b:

Die Schlaghaube wird aus duktilem Gusseisen gefertigt. Für das zwischen der Rammhaube und dem Pfahl angeordnete Zwischenstück werden die Materialeigenschaften eines Aramid-Gewebes angenommen. Die Höhe des Zwischenstücks wird gegenüber der Konfiguration 3a verringert.

• Materialeigenschaften der Schlaghaube:

	Elastizitätsmodul Druckfestigkeit Dichte	$E = 1,4 \cdot 10^8 \ kN/m^2$ 140 bis 170 N/mm ² 7,250 t/m ³
•	Querschnittsfläche der Schlaghaube:	
	Mittlerer Durchmesser Wandstärke	<i>D</i> = 1,50 m <i>t</i> = 50 mm
	Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,236 \text{ m}^2$
•	Gesamthöhe Schlaghaube und Follower:	<i>H</i> = 6,00 m
•	Gesamtmasse Schlaghaube und Follower:	26 t
•	Steifigkeit der Feder K_1 (Schlaghaube):	$K_1 = 5.5 \cdot 10^6 \mathrm{kN/m}$
•	Materialeigenschaften des Zwischenstücks	:
	Elastizitätsmodul Druckfestigkeit	$E = 2,5 \cdot 10^7 \text{ kN/m}^2$ 130 bis 165 N/mm ²

• Querschnittsfläche des Zwischenstücks:

Mittlerer Durchmesser Wandstärke	D = 2,20 m t = 50 mm
Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,346 \text{ m}^2$
Höhe des Zwischenstücks:	<i>H</i> = 1,50 m

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 26 t + Gesamtmasse Schlaghaube und Follower 26 t): 52 t
- Steifigkeit der Feder K_4 (Zwischenstück):

$$K_4 = 5,8 \cdot 10^6 \, kN/m$$

• Steifigkeit der Ersatzfeder K_{Hges} (Schlaghaube + Zwischenstück):

$$K_{Hges} = \frac{K_1 \cdot K_4}{K_1 + K_4} = 2.8 \cdot 10^6 \text{ kN/m}$$

m = 20 t

• Rammgewicht:

•

• Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{K_{Hges}}} = 8.4 \cdot 10^{-3} \,\mathrm{s}$$

- Elastische Grenzlast: $\sigma_{grenz} = 130 \text{ N/mm}^2$
- Kraftamplitude $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 45 \text{ MN}$

Die rechnerische Kraftamplitude beträgt F \approx 19 MN bei einer Rammenergie von 200 kJ und F \approx 38 MN bei einer Rammenergie von 800 kJ. $(E \sim F^2)$

Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung

Im Folgenden sind die Ergebnisse der numerischen Berechnung des Spitzenschalldruckpegels (L_{peak}) und des Einzelereignisschalldruckpegels (SEL) in der Abhängigkeit von den im Vorfeld für die verschiedenen Konfigurationen der Zwischenbauteile berechneten Werten der Ersatzfederkonstante K_{Hges} dargestellt. Die Abbildungen 5-48 und 5-49 zeigen die Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Rammpfahl bzw. den Verlauf der Einzelereignis-Schalldruckpegel über eine Entfernung von 30 m.



Bild 5-48: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Werte der Ersatzfederkonstante K_{Hees}



Bild 5-49: Verlauf des Einzelereignis-Schalldruckpegels über eine Entfernung von 30 m für verschiedene Werte der Ersatzfederkonstante K_{Hges}

Aus den Bildern geht hervor, dass bei der Konfiguration 2 (stählerne Schlaghaube und Zwischenstück aus ALU-Guss) der Spitzenschalldruckpegel um 5 dB und der Einzelereignis-Schalldruckpegel um 2 dB reduziert werden. Bei der Konfiguration 3 (stählerne oder aus duktilem Gusseisen gefertigte Schlaghaube und Zwischenstück aus Aramid) ergibt sich eine Minderung des Spitzenschalldruckpegels um 7 dB und des Einzelereignis-Schalldruckpegels um 5 dB.

5.5.2 Ermittlung von Modellparametern für verschiedene Konfigurationen der Bauteile zwischen der Ramme und dem Rammgut (Monopile FINO3)

Systemspezifische Modellparameter (Grießmann et al. (2010)), (MHU Broschüre MENCK (2011)).

• Parameter der Ramme:

Masse des Fallkörpers	45 t
Gesamtmasse der Ramme	79 t
(Masse der Ramme ohne Fallgewicht	34 t)
Maximale Fallhöhe	1,80 m
Maximale Rammenergie	ca. 800 kJ
• Parameter der Schlaghaube:	
Masse der Schlaghaube	ca. 15 t
Höhe der Schlaghaube	ca. 2 m

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 34 t + Masse der Schlaghaube 15 t) : 49 t
- Parameter des Rammpfahls (Stahl, Follower integriert):

Durchmesser Wandstärke	4,75 m (Pfahlfuß); 3,00 m (Pfahlkopf) 45 mm (Pfahlfuß); 70 mm (auf Höhe der Wasserlinie)
Pfahllänge	60 m (Follower integriert)
Masse des Pfahls	350 t (Follower integriert)
Einbindetiefe	30 m
E-Modul Dichte Schallgeschwindigkeit	2.1E8 kN/m ² 7,850 t/m ³ 5000 m/s
• Parameter des Wasserkanals:	
Wassertiefe Dichte Schallgeschwindigkeit	23 m 1 t/m ³ 1500 m/s

• Parameter des Bodens für das Ersatzmodell:

Spitzendruck

9,6 MN/m^2 (dicht gelagerter Sand)

Mantelreibung

95,7 kN/m² (dicht gelagerter Sand)

Anpassung der sensitiven Modellparameter (nach Formeln (5.6), (5.7), (5.8):

Ersatzfederkonstante K _s	8,5E5 kN/m
Ersatzdämpfungskonstante Cs	3E4 t/s

Konfiguration 1 (Referenz):

Die Schlaghaube wird aus Stahl S235 (S335) gefertigt.

• Materialeigenschaften:

	Elastizitätsmodul Druckfestigkeit Dichte	$E = 2,1 \cdot 10^8 \text{ kN/m}^2$ 360 bis 630 N/mm ² 7,850 t/m ³
•	Querschnittsfläche:	
	Mittlerer Durchmesser Wandstärke	<i>D</i> = 1,90 m <i>t</i> = 60 mm
	Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,358 \mathrm{m}^2$
•	Höhe der Schlaghaube:	<i>H</i> ≈ 2,00 m
•	Masse der Schlaghaube :	<i>M</i> ≈ 15 t

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 34 t + Masse der Schlaghaube 15 t): 49 t
- Steifigkeit der Ersatzfeder K_{Hges} (nach Formeln (5.12), (5.13)):

$$K_1 = 3.8 \cdot 10^7 \ kN/m$$

 $K_{Hges} = K_1 = 3.8 \cdot 10^7 \ kN/m$

m = 45 t

- Rammgewicht:
- Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9)):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{K_{Hges}}} = 3.5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

- Elastische Grenzlast : $\sigma_{grenz} = 360 \text{ N/mm}^2$
- Kraftamplitude: $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 129 \text{ MN}$

Für die Kraftamplituden unterhalb von F_{grenz} liegt die Beanspruchung des Materials im elastischen Bereich. Die rechnerische Kraftamplitude beträgt $F \approx 170 \text{ MN}$ bei einer

Rammenergie von 800 kJ. Während des Kraftstoßes kommt es zu Energieverlusten durch thermoplastische Vorgänge.

Konfiguration 2:

Die Schlaghaube wird aus Stahl S235 (S335) gefertigt. Die Angaben zu den Materialeigenschaften und der Geometrie der Schlaghaube können der Konfiguration 1 entnommen werden. Das zwischen der Rammhaube und dem Pfahl angeordnete Zwischenstück besteht aus ALU-Guss.

• Materialeigenschaften des Zwischenstücks:

Elastizitätsmodul	$E = 7 \cdot 10^7 \mathrm{kN/m^2}$
Druckfestigkeit	300 bis 480 N/mm ²

• Querschnittsfläche des Zwischenstücks:

Mittlerer Durchmesser Wandstärke	<i>D</i> = 3,00 m <i>t</i> = 60 mm
Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,565 \text{ m}^2$
Höhe des Zwischenstücks:	<i>H</i> ≈ 2,00 m

- Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ramme ohne Fallgewicht 34 t + Masse der Schlaghaube 15 t): 49 t
- Steifigkeit der Ersatzfeder K_{Hges} (Schlaghaube + Zwischenstück):

$$K_2 = 19.8 \cdot 10^6 \text{ kN/m}$$

 $K_{Hges} = \frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2} = 1.3 \cdot 10^7 \text{ kN/m}$

- Rammgewicht:
- Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9)):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{\kappa_{Hges}}} = 5.9 \cdot 10^{-3} \,\mathrm{s}$$

• Elastische Grenzlast :

 σ_{grenz} = 300 N/mm²

m = 45 t

• Kraftamplitude: $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 170 \text{ MN}$

Die rechnerische Kraftamplitude beträgt $F \approx 103$ MN bei einer Rammenergie von 800 kJ. Während des Kraftstoßes kommt es zu keinen Energieverlusten durch thermoplastische Vorgänge.

Konfiguration 3:

Die Schlaghaube wird aus duktilem Gusseisen gefertigt. Für das zwischen der Rammhaube und dem Pfahl angeordnete Zwischenstück werden die Materialeigenschaften (Elastizitätsmodul, Druckfestigkeit, elastische Grenzlast) eines Aramid-Gewebes angenommen.

• Materialeigenschaften der Schlaghaube:

	Elastizitätsmodul Druckfestigkeit	$E = 1.4 \cdot 10^8 \text{ kN/m}^2$ 140 bis 170 N/mm ²
	Dichte	7,250 t/m ³
•	Querschnittsfläche der Schlaghaube:	
	Mittlerer Durchmesser Wandstärke	D = 1,90 m t = 60 mm
	Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,358 \text{ m}^2$
•	Höhe der Schlaghaube:	<i>H</i> ≈ 2,00 m
•	Masse der Schlaghaube:	<i>M</i> ≈ 14 t
•	Zusätzliche Kopfmasse (Masse der Ran Schlaghaube 14 t):	nme ohne Fallgewicht 34 t + Masse der 48 t
•	Steifigkeit der Feder K_1 (Schlaghaube):	$K_1 = 2,5 \cdot 10^7 \ kN/m$
•	Materialeigenschaften des Zwischenstücks	:
	Elastizitätsmodul Druckfestigkeit	$E = 2,5 \cdot 10^7 \ kN/m^2$ 130 bis 165 N/mm ²
•	Querschnittsfläche des Zwischenstücks:	
	Mittlerer Durchmesser Wandstärke	D = 3,00 m t = 60 mm
	Querschnittsfläche	$A = \pi \cdot D \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,565 \text{ m}^2$
•	Höhe des Zwischenstücks:	<i>H</i> = 2,00 m
•	Steifigkeit der Feder K ₄ (Zwischenstück):	$K_4 = 7,1 \cdot 10^6 \ kN/m$
•	Steifigkeit der Ersatzfeder K _{Hges} (Schlagha	ube + Zwischenstück):

$$K_{Hges} = \frac{K_1 \cdot K_4}{K_1 + K_4} = 5.5 \cdot 10^6 \text{ kN/m}$$

m = 45 t

• Rammgewicht

• Stoßdauer T_S (nach Formel (5.9)):

$$T_S = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{\kappa_{Hges}}} = 8.9 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

• Elastische Grenzlast $\sigma_{grenz} = 130 \text{ N/mm}^2$

• Kraftamplitude $F_{grenz} = A \cdot \sigma_{grenz} = 73 \text{ MN}$

Die rechnerische Kraftamplitude beträgt $F \approx 69$ MN bei einer Rammenergie von 800 kJ. Während des Kraftstoßes kommt es zu keinen Energieverlusten durch thermoplastische Vorgänge.

Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung

Im Folgenden sind die Ergebnisse der numerischen Berechnung des Spitzenschalldruckpegels (L_{peak}) und des Einzelereignisschalldruckpegels (SEL) in der Abhängigkeit von den im Vorfeld für die verschiedenen Konfigurationen der Zwischenbauteile berechneten Werten der Ersatzfederkonstante K_{Hges} dargestellt. Die Abbildungen 5-50 und 5-51 zeigen die Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Rammpfahl bzw. den Verlauf der Einzelereignis-Schalldruckpegel über eine Entfernung von 30 m.



Bild 5-50: Schalldruck-Zeit-Verläufe in 30 m Entfernung vom Pfahl für verschiedene Werte der Ersatzfederkonstante K_{Hges}



Aus den Bildern geht hervor, dass bei der Konfiguration 2 (stählerne Schlaghaube und Zwischenstück aus ALU-Guss) der Spitzenschalldruckpegel um 7 dB und der Einzelereignis-Schalldruckpegel um 8 dB reduziert werden. Bei der Konfiguration 3 (aus duktilem Gusseisen gefertigte Schlaghaube und Zwischenstück aus Aramid) ergibt sich eine Minderung des Spitzenschalldruckpegels um 13 dB und des Einzelereignis-Schalldruckpegels um 11 dB.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Impulsdauerverlängerung durch den Einbau der elastischen, "weichen" Zwischenstücke zwischen der Ramme und dem Rammgut eindeutig zu einer Reduktion der Hydroschallpegel führt und somit als wirksame Schallminderungsmaßnahme bei den Rammarbeiten zur Gründung von Offshore-Windenergieanlagen eingesetzt werden kann.

5.5.3 Rammbarkeit

Die Erkundung der generellen geologischen Situation am Standort der geplanten OWEA erfolgt im Vorfeld der Rammarbeiten mithilfe entsprechender Vorversuche. Basierend auf den Ergebnissen der Vorversuche, wird in Abhängigkeit von der Bodenbeschaffenheit, die zum Einbringen des Rammpfahls auf eine bestimmte Tiefe erforderliche Rammenergie festgelegt und somit auch das geeignete Rammgerät. Die Verlängerung der Impulsdauer durch den Einbau der elastischen Zwischenstücke bei konstant bleibender Rammenergie führt zu einer Reduktion der Amplitude des Kraftstoßes am Pfahlkopf (siehe Bild 5-24). Entscheidend für die Eindringung des Rammpfahls in den Boden ist in diesem Fall die Amplitude der Kraft am Pfahlfuß, die zu jedem Zeitpunkt der Rammung mit der eingestellten Rammenergie, den erforderlichen Wert erreichen muss. Demnach dient die Amplitude der Stoßkraft am Pfahlfuß als Maß für die Rammbarkeit.

Abbildung 5-52 zeigt den am Beispiel des MENCK-Pfahls ausgerechneten Kraftstoß am Pfahlkopf bzw. die Amplitude der Kraft am Pfahlfuß für verschiedene Konfigurationen der Ramme, der Schlaghaube und des Zwischenstücks (Ersatzfederkonstante K_{Hges}) und in Abhängigkeit von der Ersatzfederkonstante K_s am Pfahlfuß. Die Amplituden der Kraft am Pfahlfuß wurden für den jeweiligen Wert der Federkonstante auf den größten Wert normiert.



Bild 5-52: Kraftverläufe am Pfahlkopf und am Pfahlfuß für verschiedene Werte der Ersatzfederkonstante K_{Hges} und verschiedene Werte der Ersatzfederkonstante K_S

Es ist ersichtlich, dass der Einfluss der Federkonstante K_{Hges} und somit der Impulsdauer, für Federkonstanten $K_S < 2E6$ kN/m vernachlässigbar ist. Abbildung 5-53 zeigt die entscheidende Zeit, in der die Kraft am Pfahlkopf von 0 auf den Maximalwert steigt. Trotz der Verlängerung der Schlagdauer bleibt die Kraftamplitude am Pfahlfuß groß.



Bild 5-53: Kraftstoß am Pfahlkopf (Rammimpuls)

Aus der Abbildung 5-52 geht weiterhin hervor, dass bei den Federkonstanten $K_S > 2E6$ kN/m, eine Reduktion der Federkonstante K_{Hges} (Verlängerung der Schlagdauer), unmittelbar zu einer Verringerung der Kraftamplitude am Pfahlfuß und somit zu einer Verschlechterung der Rammbarkeit führt. Für $K_S = 1E8$ kN/m (rechts unten) wird die Amplitude am Pfahlfuß um ca. 20 % kleiner. Die Werte der Ersatzfederkonstante K_S nehmen während einer Rammung unterschiedliche Werte an und müssen in der Abhängigkeit von der Bodenbeschaffenheit und der Einbindetiefe aktualisiert werden. In den Rammphasen, in denen sich die verlängerte Impulsdauer negativ auf die Rammbarkeit bzw. die Eindringung des Pfahls pro Rammschlag auswirkt, kann bei konstant bleibender Rammenergie die Anzahl der Schläge erhöht werden.

5.5.4 Empfehlungen für eine optimale Auslegung der elastischen Zwischenstücke zur akustischen Optimierung des Rammvorgangs

Die im Rahmen dieses Arbeitspaketes durchgeführten numerischen Untersuchungen der Impulsdauerverlängerung zeigen, dass das Einsetzen der elastischen, "weichen" Zwischenstücke zwischen der Ramme und dem Rammpfahl zu einer Verlängerung der Impulsdauer und somit zu einer Reduktion der Hydroschalldruckpegel führt. Um eine optimale Wirkung der Zwischenstücke hinsichtlich der Schalldruckpegelminderung im Wasser zu erzielen, sollten bei der Dimensionierung und Auslegung der Zwischenstücke insbesondere die folgenden Hinweise beachten werden:

- Das Material des Zwischenstücks sollte einen möglichst geringen E-Modul bei einer möglichst hohen Druckfestigkeit aufweisen. Die Verringerung des E-Moduls führt zu einer Verlängerung der Impulsdauer und somit zu entsprechender Reduktion der Hydroschalldruckpegel.
- Die Druckfestigkeit begrenzt die Bruchlast bzw. die elastische Grenzlast. Vor diesem Hintergrund, bewirkt eine hohe Druckfestigkeit bzw. ein hoher Wert der elastischen Grenzlast, geringe Energieverluste durch thermoplastische Vorgänge während des Rammschlages. Bei der erwünschten Verlängerung der Impulsdauer kommt es zu keiner Reduktion der Rammenergie.
- Bei gegebener Querschnittsfläche und Abmessungen der Schlaghaube, wird die erforderliche Höhe des Zwischenstücks durch E-Modul bestimmt. Bei vergleichsweise kleinen Werten des E-Moduls kann die angestrebte Verlängerung der Schlagdauer mit einer geringen Höhe des Zwischenstücks erreicht werden.

• Das "weiche" Zwischenstück kann sowohl oberhalb als auch unterhalb der Schlaghaube bzw. des Followers angeordnet werden. Die Verlängerung der Schlagdauer findet unabhängig von der genauen Lage des Zwischenstücks statt.

5.6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Rahmen dieses Arbeitspaketes wurde das Ziel verfolgt, die Wirksamkeit der Impulsdauerverlängerung numerisch zu untersuchen und damit eine Grundlage für die akustische Optimierung des realen Rammvorgangs zu schaffen.

Als Zwischenergebnis der Untersuchung wurde ein zweidimensionales rotationssymmetrisches FE-Modell entwickelt, mit dem die Wirkung der schallmindernden Maßnahme mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden kann. Die Simulation der Schalldruckentstehung und -ausbreitung wurde mit Hilfe der transienten, impliziten Analyse durchgeführt. Die Berechnung des Spitzenschalldruckpegels und des Einzelereignis-Schalldruckpegels erfolgte im Zeitbereich. Die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen haben gezeigt, dass eine maximale Schalldruckpegelreduktion bei einem Einsatz von Zwischenstücken mit möglichst geringer Steifigkeit erzielt wird. Entscheidende Rolle spielen dabei die Abmessungen der Zwischenstücke und der E-Modul der eingesetzten Materialien. Die besten Ergebnisse wurden in den im Rahmen der Untersuchungen berechneten Beispiele für ein Zwischenstück aus Aramid-Gewebe mit einem E-Modul von $E = 2.5 \cdot 10^7 \text{ kN/m}^2$ erzielt. Der am Beispiel des Menck-Pfahls ausgerechnete Spitzenschalldruckpegel wurde um max. 7 dB und der Einzelereignis-Schalldruckpegel um max. 5 dB reduziert. Die Reduktion des am Beispiel des Monopiles FINO3 ausgerechneten Spitzenschalldruckpegels betrug max. 13 dB und des Einzelereignis-Schalldruckpegels max. 11 dB. Aus den numerischen Berechnungen ging außerdem hervor, dass die für das Eindringen des Rammpfahls entscheidende Amplitude der Stoßkraft am Pfahlfuß nicht nur von der Dauer des Rammschlages sondern auch von dem Bodenwiderstand beeinflusst wird. Die Verlängerung der Impulsdauer kann demnach erst bei großen Bodenwiderständen bzw. bei großen Einbindetiefen zu einer Verschlechterung der Rammbarkeit führen. Die erwünschte Eindringung des Rammpfahls bei einer schlechteren Rammbarkeit und bei der gleichen Rammenergie kann durch die Erhöhung der Anzahl der Schläge weiterhin erreicht werden.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Verlängerung der Schlagdauer durch das Einsetzen von "weichen", elastischen Zwischenstücken zwischen der Ramme und dem Rammgut eindeutig zu einer Reduktion der Schalldruckpegel während der Rammarbeiten führt und demzufolge als wirksame Maßnahme zur Minderung der beim Bau von Offshore-Windenergieanlagen entstehenden Hydroschalldruckpegel eingesetzt werden kann.

6 Hydroschallimmissionen einer Vibrationsramme

von Klaus Betke (itap), Rainer Matuschek (itap)

(Anm.: Dieser Berichtsteil ist nahezu wortgetreu dem Abschlussbericht "Messungen von Unterwasserschall beim Bau der Windenergieanlagen im Offshore-Testfeld "Alpha Ventus", Abschlussbericht zum Monitoring nach StUK 3 in der Bauphase" (Betke und Matuschek 2010) entnommen.)

Bei der Errichtung der Multibrid-Fundamente AV7 bis AV12 im Windpark Alpha Ventus wurden die Pfähle vor dem Einsatz der Schlagramme zunächst mit einer Vibrationsramme ("Rüttler") einige Meter, maximal etwa 9 m, in den Boden getrieben. Dieses Baugerät versetzt den Pfahl in vertikale Schwingungen mit einer Frequenz von rund 20 Hz. Schall mit so niedriger Frequenz wird vom Pfahl vergleichsweise schwach abgestrahlt und im flachen Wasser der Nordsee stark gedämpft. Jedoch treten auch höherfrequente Harmonische auf, die den Schallpegel im Wasser während des Einsatzes der Vibrationsramme bestimmen. Zeitweise, vor allem am Ende des Rammvorgangs, sind kräftige Harmonische bis zu mehreren kHz vorhanden, was als helles, schnarrendes Geräusch wahrnehmbar ist. Bei jedem Pfahl war die Vibrationsramme zwischen 8 und 20 Minuten in Betrieb.

Bild 6-1 zeigt ein Spektrogramm des Unterwasserschalls beim Einsatz der Vibrationsramme bei AV7. Bei diesem Beispiel wurden alle drei Pfähle im Wechsel gerüttelt. Der zugehörige Verlauf des breitbandigen Schallpegels (16 Hz bis 16 kHz) ist in Bild 6-2 dargestellt. Die Messentfernung betrug etwa 800 m. Ein weiteres Beispiel von AV10 ist in Bild 6-3 und Bild 6-4 dargestellt.

Bild 6-5 enthält akustische Spektren der Vibrationsramme bei AV7 für ausgewählte Zeitpunkte aus Bild 6-2. Bild 6-6 zeigt eine ähnliche Variabilität des Geräusches der Vibrationsramme beim Umspannwerk (AV0). Zum Vergleich sind hier das Spektrum der Schlagramme auf dem gleichen Pfahl sowie Hintergrundspektren eingezeichnet.



Bild 6-1: Spektrogramm beim Einsatz der Vibrationsramme an AV7. Die Betriebszeiten der Vibrationsramme sind an den Gelb- und Rottönen auf der Grundlinie 20 Hz zu erkennen. Es wurden alle drei Pfähle im Wechsel gerammt. Ursprung der Zeitachse: 21.05.2009 10:30 MESZ. Messentfernung: 800 m



Bild 6-2: Pegelverlauf (Mittelungszeit 5 s) zu Bild 6-1 beim Einsatz der Vibrationsramme an AV7



Bild 6-3: Spektrogramm beim Einsatz der Vibrationsramme an AV10. Die Betriebszeiten der Vibrationsramme sind an den Gelb- und Rottönen auf der Grundlinie 20 Hz zu erkennen. Es wurden alle drei Pfähle im Wechsel gerammt. Ursprung der Zeitachse: 18.05.2009 11:18 MESZ. Messentfernung: 800 m



Bild 6-4: Pegelverlauf (Mittelungszeit 5 s) zu Bild 6-3 beim Einsatz der Vibrationsramme an AV10



Bild 6-5: Spektren beim Einsatz der Vibrationsramme an AV7 für ausgewählte Zeitpunkte aus Bild 6-2



Bild 6-6: Spektren der Vibrationsramme beim Umspannwerk AV0 (Betke & Matuschek 2009) im Vergleich zur Schlagramme und zum Hintergrundgeräusch, gemessen in 1200 m Entfernung von der Baustelle

7 Untersuchung eines Schallschutzmantels aus luftgefüllten Schläuchen

von Klaus Betke (itap)

7.1 Aufgabenstellung

Die Menck GmbH entwickelt eine Schutzhülle zur Minderung des Unterwasserschalls bei Offshore-Rammarbeiten. Der Schallschutz soll aus dicht aneinander liegenden vertikalen, luftgefüllten Schläuchen bestehen, die den zu rammenden Pfahl einhüllen (siehe Bild 7-1 und Bild 7-2).



Bild 7-1: Skizze der Schallschutzhülle aus luftgefüllten Schläuchen



Bild 7-2: Einsatz der Schallschutzhülle an einem Tripod

Beim Aufbau der aus vertikalen Schläuchen bestehenden Schallschutzhülle kann es, abhängig von der Konstruktionsart, dazu kommen, dass zwischen den Schläuchen Öffnungen (Schlitze) entstehen, durch die der Schall mehr oder minder ungehindert austreten kann. Außerdem ist vorgesehen, dass die Schallschutzhülle das Rammgut nicht auf der gesamten Wassertiefe abschirmen soll, sondern nur vom Meeresboden bis kurz unter die Wasseroberfläche. Dadurch wird der Einfluss des Wellengangs an der Wasseroberfläche auf die Schlauchkonstruktion vermindert.

Diese "akustischen Lecks" begrenzen die akustische Wirksamkeit der gesamten Konstruktion. Durch einen sog. Blasenschleier, der innerhalb der Hülle eingebracht wird, soll der schädliche Einfluss der konstruktionsbedingten "akustischen Lecks" verringert und die Wirkung der Schlauchhülle unterstützt werden.

Die itap GmbH wurde von der Menck GmbH beauftragt, mit Hilfe von überschlägigen Berechnungen und einfachen akustischen Modellen zu ermitteln,

- o welche Abschirmwirkung durch die Schlauchhülle zu erzielen ist,
- welche Minderungen der Wirksamkeit durch die verschiedenen Lücken in der Schlauchhülle jeweils zu erwarten sind,
- welche Verbesserungen der Schirmwirkung durch den zusätzlichen Blasenschleier zu erzielen ist und
- o welche Blasengrößen und -anzahlen für den vorgesehenen Zweck erforderlich sind.

7.2 Schirmwirkung der Schlauchhülle

Die akustische Abschirmwirkung von aneinander liegenden luftgefüllten Schläuchen beruht auf dem physikalischen Effekt, dass Schallwellen an den Grenzflächen von zwei Fluiden (hier Luft und Wasser) reflektiert werden. Das Maß der Reflexion hängt vom Verhältnis der Dichten und der Schallgeschwindigkeiten in den jeweiligen Medien ab. Bei der Reflexion einer idealen ebenen Welle an einer Grenzschicht zwischen Luft und Wasser beträgt der Reflexionsfaktor $R = Z_1/Z_2$ (mit $Z_i = \rho_i c_i$, $\rho = Dichte$, c = Schallgeschwindigkeit im Medium i). Aufgrund der komplexen geometrischen Verhältnisse, die bei einem aus aneinander liegenden Schläuchen bestehenden Schallschirm vorliegen, lässt sich der Reflexionsfaktor nicht auf einfache Weise berechnen (u. a. sind das Verhältnis von Schlauchdurchmesser und der Wellenlänge der auftreffenden Schallwelle dabei zu berücksichtigen). Aus diesem Grund wurden vom itap Laborversuche in einem Wassertank vorgenommen. Es wurde die Einfügungsdämpfung eines Ringes aus Flachschläuchen mit einem Durchmesser von jeweils 75 mm gemessen (Bild 7-3). Die Schallminderung betrug je nach Frequenz 10 bis 25 dB (Bild 7-4 - sie war allerdings kleiner als die eines doppelwandigen Rohres, bei dem der Zwischenraum von 50 mm mit PU-Schaum (Montageschaum) gefüllt war).



Bild 7-3: Modell einer Schallschutzhülle aus Flachschläuchen



Bild 7-4: Schalldämmwirkung einer Hülle aus luftgefüllten Schläuchen (Messung im Wassertank)

7.3 Einfluss von Öffnungen und Lücken im Schallschirm

7.3.1 Einfache energetische Abschätzung

Wird eine Geräuschquelle mit einer Hülle oder Kapselung umgeben, um die Schallabstrahlung zu verringern, so verschlechtert jede Öffnung in der Hülle deren schalldämmende Wirkung.
Mit einem einfachen Modell kann der Einfluss von Öffnungen abgeschätzt werden: Eine Schallquelle sei von einer Hülle mit der Gesamtfläche A_0 umschlossen, von der jedes Flächenelement von der gleichen Schallenergie getroffen wird (Bild 7-5). Das Schalldämmmaß der Hülle wird mit R'₀ = unendlich vorausgesetzt. Wenn eine Öffnung mit der Fläche A_1 vorhanden ist (mit dem Schalldämmmaß R' = 0), erreicht die Schalldämmung der Hülle höchstens

$$R_{\text{resultierend}} = 10 \log(A_0/A_1) \text{ dB}$$
(7.1)



Bild 7-5: "Akustisches Leck" mit der Fläche A1 in einer Hülle mit der Gesamtfläche A0

Die Beispiele in Tabelle 7-1 zeigen, dass bereits kleine Öffnungen die Schalldämmung drastisch verringern können.

Größe des Lochs A1 im	Maximal erreichbare
Verhältnis zur	Schalldämmung D _{max}
Gesamtfläche A ₀	
10%	10 dB
5%	13 dB
1%	20 dB

Tabelle 7-1: Beispiele für die maximal erreichbare Schalldämmung nach Gleichung (7.1)

Bei der Berechnung der Werte in Tabelle 7-1 wurde ein "unendlich" gutes Schalldämmmaß R_0 der Hülle (mit Ausnahme der Öffnung) angenommen. In der Realität ist jedoch von endlichen Schalldämmmaßen der Hülle auszugehen. Die Gesamtschalldämmung der Hülle einschließlich Öffnungen berechnet sich in diesem Fall nach*

$$\mathbf{R}_{\text{resultierend}} = 10 \log(\mathbf{A}_0^{-1} ((\mathbf{A}_0 - \mathbf{A}_1) \ \mathbf{10}^{-(\mathbf{R}_0/10)}) \ \mathbf{dB}$$
(7.2)

*Anmerkung: Die Gleichung ist der DIN 4109 entnommen und gilt streng genommen nur für Luftschall. Die Gleichung kann für eine überschlägige Berechnung eines Schallschirmes im Wasser herangezogen werden, wenn bestimmte Kriterien in Bezug auf Strukturgrößen und Schallwellenlängen eingehalten werden.

7.3.2 Schalldämmmaße von ausgewählten Schallschutzhüllen

Beim Aufbau von Schallschutzhüllen, die aus aneinander liegenden Schläuchen bestehen, können konstruktionsbedingt Lücken zwischen den Schläuchen entstehen. Vom Auftraggeber wurden mehrere mögliche Anordnungen der Schläuche vorgegeben (siehe Anordnungen A bis G in Bild 7-6). Die zu erwartenden resultierenden Schalldämmmaße der einzelnen Anordnungen sollten durch überschlägige Berechnungen ermittelt werden. Insbesondere sollte festgestellt werden, in welchen Umfang sich die Schalldämmmaße verringern, wenn größere Lücken zwischen den Schläuchen vorhanden sind.

Die Berechnungen wurden unter der Voraussetzung durchgeführt, dass eine ringförmige Schallschutzhülle mit einem Durchmesser, der deutlich größer ist als der Durchmesser des Rammguts, aufgebaut wird. Die Schläuche haben einen Durchmesser von 100 mm. Die Wassertiefe (entspricht Höhe der Hülle) wird mit 25 m angesetzt. Der Überdeckungsgrad beschreibt die Projektion der Schlauchflächen auf eine Ebene parallel zur Oberfläche der Schallschutzhülle. Das Schalldämmmaß der Standardanordnung (entspricht Anordnung C in Bild 7-6) wird mit $R_0 = 20$ dB angenommen.



Bild 7-6: Verschiedene Anordnungen der luftgefüllten Schläuche zu einer Schallschutzwand (Draufsicht) Der Überdeckungsgrad beschreibt die Projektion der Schlauchoberfläche auf einer Ebene parallel zur Schallschutzwand im Verhältnis zur gesamten Projektionsfläche

Die mithilfe der Gleichung (7.2) und einigen elementaren geometrischen Betrachtungen erhaltenen Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 7-2 zusammengefasst.

Die in der Tabelle aufgeführten Werte gelten unter der Voraussetzung, dass die Standardanordnung (Variante C) ein Schalldämmmaß von $R_0 = 20$ dB aufweist. Bei geringeren Werten von R_0 sind auch geringere resultierende Schalldämmmaße R_{res} zu erwarten. Schalldämmmaße der geschlossenen Schlauchhülle von $R_0 = 20$ dB werden erst bei höheren Frequenzen erreicht. Damit auch im für Rammgeräusche relevanten Frequenzbereich ausreichende Schalldämmmaße erreicht werden, sind zusätzliche Maßnahmen erforderlich.

Schlauchanordnung gemäß Bild 3-3	Überdeckung in %	Abstand zwischen den Schläuchen in mm	resultierendes Schalldämmmaß R _{res} in dB (ca.)
А	60	40	4
В	90	10	10
С	100	0	20
D	100	5	12
Е	120	0	20
F	150	10	10
G	150	0	> 20

Tabelle 7-2: Berechnete resultierende Schalldämmmaße für Schallschutzhüllen mit den in Bild 7-6 dargestellten Schlauchanordnungen

7.3.3 Schallschutzhülle, die unter der Wasseroberfläche endet

Damit die Schallschutzhülle möglichst wenig durch den Seegang deformiert und belastet wird, besteht die Überlegung, sie 2 bis 3 m unter der Wasseroberfläche enden zu lassen. Grundsätzlich ist dies ein akustisches Leck. Das resultierende Schalldämmmaß kann wie im Abschnitt 3 beschrieben nach Gleichung (7.2) berechnet werden.

Unter der Voraussetzung, dass die Schlauchhülle geschlossen ist (Variante C in Bild 7-6) und ein Schalldämmmaß von 20 dB aufweist, der Durchmesser des Schlauchrings 3 m aufweist, eine Wassertiefe von 25 m zu verzeichnen ist und der Spalt zwischen Wasseroberfläche und dem Ende der Schlauchhülle 1 m bzw. 2 m beträgt, errechnen sich folgende resultierende Schalldämmmaße:

Schlauchanordnung gemäß Bild 3-3	Überdeckung in %	Abstand zwischen Meeresoberfläche und den Schläuchen in m	resultierendes Schalldämmmaß R _{res} in dB (ca.)
С	100	1	13
С	100	2	10,5

Tabelle 7-3: Berechnete resultierende Schalldämmmaße für unterschiedliche Spaltbreiten zwischen Wasseroberfläche und Schallschutzhülle

Die berechneten Schalldämmmaße in Tabelle 7-3 gelten unter der Voraussetzung, dass das zu rammende Rohr auf der gesamten Länge gleichmäßig Schall abstrahlt, sodass die Schallschutzhülle und der ungeschützte Bereich unterhalb der Wasseroberfläche pro Flächeneinheit gleichmäßig mit Schallenergie bestrahlt werden.

Die Grenzfläche Wasser-Luft bildet aber einen so genannten schallweichen Abschluss, d. h. der Schalldruck ist an der Grenzfläche gleich Null (Bild 7-7). Dadurch wirkt eine Öffnung nahe der Wasseroberfläche bei niedrigen Frequenzen etwas kleiner, als es den geometrischen Abmessungen entspricht. Im Frequenzbereich um 150 Hz (Wellenlänge 10 m), der maßgeblich für den Gesamtpegel beim Rammen ist, ist bei einer 3 m hohen Lücke davon auszugehen, dass sie akustisch nur wie ein halb so hohes Leck wirkt.



Bild 7-7: An der Grenzfläche zur Luft ist der Schalldruck im Wasser minimal. Rechts: die ersten vier möglichen Schwingungsmoden über hartem Boden.

7.4 Blasenschleier

In den neuesten Genehmigungen für Offhore-Windparks wird gefordert, dass der sog. Einzelereignispegel (SEL) in 750 m Abstand den Wert 160 dB re 1 μ Pa nicht überschreitet. Gemessen wurden bei Arbeiten in der Nordsee Werte bis über 175 dB. Aus konstruktiven Gründen vor allem bei Tripod- und Jacket-Gründungen sind weniger als 5% Lochfläche kaum praktikabel. Daher ist der geforderte Wert von 160 dB mit einer Schallschutzhülle ohne unterstützende Maßnahmen wie einem Blasenschleier schwer zu erreichen.

7.4.1 Theoretische Überlegungen

Die schalldämmende Wirkung von Gasblasen in Wasser beruht auf Schallstreuung an den Blasen und insbesondere darauf, dass Blasen im Wasser resonanzfähige Gebilde sind (Medwin (2005), S. 182-197). Bei der Resonanzfrequenz wirkt die Blase für die einfallenden Schallwellen wie ein viel größeres "Hindernis", als es der geometrischen Größe entspricht. Die Resonanzfrequenz f_R hängt von der Größe der Blase ab und ist bei geringem Wasserdruck gegeben durch

$$f_{\rm R} = 0.0136 \ c/(\pi d) \tag{7.3}$$

Darin ist c die Schallgeschwindigkeit im Wasser (ca. 1500 m/s) und d der Durchmesser der Blase (tatsächlich ist dies die *erste* Resonanz der Blase; es existieren Resonanzen bei höheren Frequenzen, die jedoch nur schwach ausgeprägt sind).

Die Abschwächung in dB je Meter Dicke des Blasenschleiers ist gegeben durch

$$\alpha = 4.34 \text{ sm} \text{N} \tag{7.4}$$

Dabei ist N ist die Anzahl Blasen je m³ und σ ist der sog. Extinktionsquerschnitt:

$$\sigma = \frac{\pi d^2 \left(\delta / \delta_r \right)}{\left[\left(f_R / f \right)^2 - 1 \right]^2 + \delta^2}$$
(7.5)

Hier ist d der Durchmesser der Blase und f_R ist ihre Resonanzfrequenz; bei dieser Frequenz f hat σ ein Maximum. Die Größen δ und δ_r sind Dämpfungsparameter, welche die "Resonanzschärfe" bestimmen.



Bild 7-8: Resonanzfrequenz einer Blase in Abhängigkeit vom Durchmesser gemäß $f_R = 0.0136 \ c/(\pi d)$

Bild 7-9 zeigt – mit Hilfe von Gleichung (7.4) und (7.5) berechnet – die theoretische Abschwächung des Schalls bei Durchgang durch blasenhaltiges Wasser, und zwar für einen Laufweg von 1 m und N = $1/m^3$, also 1 Blase je m³. D. h., wenn der Blasenschleier "dünner" wird, weil der Raum zwischen Pfahl und Hülle sich verringert, hat dies – wenn man Annahme (a) außer Acht lässt – keinen Einfluss auf die Schalldämmung, wenn die Luftmenge im Zwischenraum gleich bleibt.

Die Dämpfungsparameter δ in Gleichung (7.5) sind schwierig abzuschätzen. Im oberen Diagramm von Bild 7-9 wurde mit $\delta = \delta_r = f d/c$ gerechnet, das entspricht der theoretisch kleinstmöglichen Dämpfung, im unteren Diagramm mit einer 5-fach größeren Dämpfung.



Bild 7-9: Theoretische Abschwächung des Schalls bei Durchgang durch blasenhaltiges Wasser für einen Laufweg von 1 m und 1 Blase je m³, für verschiedene Blasendurchmesser. Die Kurven gelten für geringe Tiefen (Druck ≈ Luftdruck). Oben mit minimaler Dämpfungskonstante δ = δ_r = f d/c, unten mit 5-fach höherer Dämpfung

Die hier benutzte Theorie enthält folgende vereinfachende Annahmen:

- a) Die Blasen sind weit voneinander entfernt (ein Mehrfaches des Streudurchmessers, größenordnungsmäßig 100 Blasendurchmesser)
- b) Die Blasen sind klein gegen die akustische Wellenlänge
- c) Mehrfachstreuung wird nicht berücksichtigt
- d) Die Blasen sind kugelförmig

Annahme (a) ist bei der geplanten Schallschutzhülle teilweise verletzt, da der Raum zwischen Pfahl und Hülle, in den die Blasen eingebracht werden sollen, relativ eng ist (0,5 - 2 m). Ob dies negative Auswirkungen hat, ist unklar. Es sind aber auch positive Effekte zu erwarten:

Mehrere benachbarte Blasen können wie eine größere Blase mit entsprechend niedrigerer Resonanzfrequenz wirken (Feuillade (1995)). Da der Hauptanteil des Rammschalls bei niedrigen Frequenzen liegt (100 Hz bis einige 100 Hz), ist dieser Effekt nützlich.

Annahme (b) ist bei Rammschall weitgehend erfüllt. (c) erschwert die Prognose der Schalldämmung eines Blasenschleiers, der die Schallquelle *umschließt*, wie es beim Ramm-Schallschutz der Fall sein wird.

Einschränkung (d) stellt wahrscheinlich kein prinzipielles Problem dar. Allerdings sind nur sehr kleine Blasen bis etwa 1 mm kugelförmig; darüber ähnelt die Form mehr einem Ellipsoid oder einer Linse. Bei solchen Blasen ist die Resonanzfrequenz gegenüber der Kugelform erhöht und die Resonanzgüte etwas verringert, je nach Größe der Abweichung von der Kugelform (Feuillade & Werby 1994).

7.4.2 Erforderliche Blasengröße und Luftmenge

Die Blasen- bzw. Luftmenge soll beispielhaft an der Zielvorgabe berechnet werden, den breitbandigen Pegel (Summenpegel) des Rammgeräusches um 15 dB zu vermindern. Dazu wird von dem Modellspektrum des Rammgeräusches in Bild 7-10 ausgegangen.

Eine Absenkung des Summenpegels um 15 dB kann auf leicht unterschiedliche Weisen erreicht werden. Eine Möglichkeit besteht z. B. darin, den Pegel bei allen Frequenzen um den gleichen Wert von 15 dB zu senken. Wie im vorigen Abschnitt gezeigt und wie aus Bild 7-9 zu erkennen ist, sind bei tiefen Frequenzen große Blasen im Zentimeterbereich erforderlich, die mit Sicherheit schwieriger zu erzeugen sind als kleinere Blasen. Deshalb sollte versucht werden, den Summenwert von 15 dB Schallminderung dadurch zu erreichen, dass bei hohen Frequenzen höhere Werte als 15 dB angesetzt werden, um dann bei tiefen Frequenzen mit einer geringeren Absenkung auszukommen.



Bild 7-10: Aus Messungen bei einer Reihe von Offshore-Rammarbeiten abgeleitetes Modellspektrum

Ein solcher Ansatz ist in Tabelle 7-4 dargestellt. Die Minderung des Summenpegels um 15 dB wird dadurch erreicht, dass das Rammgeräusch im Bereich von 80 Hz bis 1600 Hz verschieden stark abgesenkt wird. Zur Bestimmung der Luftmenge wurde zum einen davon

ausgegangen, dass größere Blasen als mit 50 mm Durchmesser nicht erzeugt werden können. Zweitens wurde der Blasendurchmesser bei Frequenzen ab 200 Hz immer etwas größer als die "optimale" Größe nach Bild 7-9 gewählt; dadurch wird erreicht, dass auch die Frequenzintervalle zwischen den aufgeführten 1/3-Oktav-Frequenzschritten abgedeckt sind.



Bild 7-11: Ein Meter breites Segment des Blasenschleiers mit gedachten Begrenzungslinien. Die Luftmengen bzw. Blasenzahlen in den Spalten ganz rechts in Tabelle 7-4 gelten für ein solches Segment mit der Höhe 1 m

Frequenz,	Benötigte Minderung,	Optimaler Blasen ø,	Gerechneter Blasen ø,	Minderung je Blase,	Benötige Anzahl	Benötigte Luftmenge,	
Hz	dB	mm	mm	dB	Blasen	m ³	
50	0	129,9			0		
63	0	103,1			0		
80	6	81,2	50,0	0,06	94	0,00615	
100	12	64,9	50,0	0,35	35		
125	20	51,9	50,0	7,30	3		
160	25	40,6	50,0	1,20	21		
200	25	32,5	40,0	0,75	34	0,00114	
250	25	26,0	30,0	0,70	36	0,00051	
315	25	20,6	25,0	0,33	76	0,00062	
400	25	16,2	20,0	0,19	132	0,00055	
500	25	13,0	15,0	0,18	143	0,00025	
630	25	10,3	12,0	0,10	250	0,00023	
800	25	8,1	9,0	0,10	261	0,00010	
1000	25	6,5	7,5	0,04	572	0,00013	
1250	25	5,2	6,0	0,03	893	0,00010	
1600	20	4,1	5,0	0,01	1725	0,00011	
2000	0	3,2			0		
2500	0	2,6			0		
Benötigte Luftmenge je m ² Blasenschleier insgesamt, m ³							

Tabelle 7-4: Benötigte Blasenmenge je m² Blasenschleier; um den Summenpegel des Rammspektrums in Bild 7-10 um 15 dB zu verringern

Die Blasen- bzw. Luftmenge in den Spalten ganz rechts in Tabelle 7-4 gelten für ein 1 m breites Segment des Blasenschleiers mit der Höhe 1 m (Bild 7-11). Man erkennt, dass ein

großer Teil der gesamten Luftmenge von rund 0,01 m³ vom Bedarf bei tiefen Frequenzen herrührt. Sollte es möglich sein, größere Blasen als 50 mm zu produzieren, würde sich das benötigte Volumen verringern, da man dann auch für 100 Hz und tiefer genau "passende" Blasen herstellen könnte. Wenn nur kleinere Blasen zur Verfügung stehen, steigt der Luftbedarf stark an.

Die Blasen steigen im Wasser nach oben, weshalb ständig ausreichend Luft nachgeliefert werden muss. Die Aufstiegsgeschwindigkeit liegt bei rund 0,3 m/s (Bild 7-12). Nur sehr große Blasen können bis 0,45 m/s erreichen, neigen aber dazu, beim Aufstieg in kleinere Blasen zu zerfallen (Leifer (2000)).



Bild 7-12: Aufstiegsgeschwindigkeit von Blasen bis 9 mm Durchmesser (Leifer (2000))

Bei 0,33 m/s Aufstiegsgeschwindigkeit und V = 0,01 m³ Luft je m² Blasenschleier muss ständig rund 0,2 m³/Minute Luft je Meter Blasenschleier zugeführt werden.

Beim Blasenschleier, der bei beim Bau der Offshore-Plattform FINO3 eingesetzt wurde, betrug die Luftmenge 0,2 bis 0,4 m³/m/Minute (Bild 7-13). Bei den meisten Einsätzen von Blasenschleiern, die hauptsächlich aus den USA bekannt wurden, werden größere Luftmengen angegeben.



Bild 7-13: Frequenzabhängige Wirkung des Blasenschleiers bei FINO3 Die angegebenen Luftmengen gelten je Meter Umfang des ringförmigen Blasenschleiers (Gesamtumfang ca. 400 m). Das Verringern der Durchflussmenge von 0,4 m³/m/min auf 0,2 m³/m/min hatte keinen Einfluss auf die Schalldämmung. Der Grund dafür ist nicht bekannt; Versuche mit weiter reduzierter Luftmenge konnten nicht vorgenommen werden.

7.4.3 Einfluss der Wassertiefe

Die bisherigen Überlegungen gelten für Blasen in der Nähe der Wasseroberfläche, also bei geringem Wasserdruck. In z. B. 30 m Tiefe ist der hydrostatische Druck aber rund 4-mal so hoch wie an der Oberfläche; dadurch vergrößert sich das Volumen der Blasen beim Aufstieg um den Faktor 4 und der Durchmesser etwa um den Faktor 1,6. Außerdem hängt die Resonanzfrequenz der Blasen vom Druck ab. Sie steigt mit dem Druck an und ist näherungsweise

$$f_R = \frac{6.5}{d} \sqrt{1 + 0.1z}$$
(7.6)

Hierin ist d der Durchmesser der Blase in m und z die Wassertiefe in m.

Dadurch ergeben sich die in Bild 7-14 dargestellten Verhältnisse. Der Luftbedarf vergrößert sich mit zunehmender Tiefe. In z. B. 30 m Tiefe hat eine Blase bestimmter Größe eine doppelt so hohe Resonanzfrequenz wie an der Wasseroberfläche. Um die Resonanz wieder auf die gewünschte Frequenz zu bringen, ist also der doppelte Durchmesser bzw. das 8-fache Volumen erforderlich. Unsicher ist außerdem, ob sich die dadurch für niedrige Frequenzen erforderlichen besonders großen Blasen überhaupt erzeugen lassen.



Bild 7-14: Einfluss der Wassertiefe auf die Resonanzfrequenz einer Luftblase im Wasser nach Gleichung (7.6)

7.4.4 Steuerung der Blasengröße

Hier bestehen erhebliche Wissenslücken. Nach Aussage von Herrn Grunau, Chefingenieur bei Hydrotechnik Lübeck GmbH (Hersteller von Ölsperren, die mit Luftblasen arbeiten und Erbauer des Blasenschleiers bei der Offshore-Plattform FINO3), ist die Größe der Blasen schwer zu kontrollieren. Es entsteht immer ein Gemisch verschiedener Größen, was ja auch erwünscht ist. Eine gewisse Steuerung ist über die Düsengröße möglich. Der Blasenschleier bei FINO3 z. B. hatte seine beste Wirkung im Frequenzbereich 1,5 - 4 kHz (Bild 7-13), was darauf hindeutet, dass ein großer Teil der Blasen zwischen 1,5 und 5 mm Durchmesser hatte. Das entspricht grob dem Durchmesser der Öffnungen in der Luftleitung (die Öffnungen waren an der Unterseite der Leitung angebracht).

Allerdings können auch bei einer kleinen Öffnung von z. B. 1 mm häufig Blasen im Zentimeterbereich entstehen, insbesondere wenn der Luftdruck in der Leitung nur wenig über dem Wasserdruck liegt, also wenn sich die Blasen relativ langsam ablösen (dies lässt sich mit einem Schlauch mit einer Düse am Ende, einer Luftpumpe und einem Gefäß mit Wasser leicht demonstrieren). Die Einflussfaktoren Luftdruck vs. Wasserdruck, Art der Öffnung, Verschmutzung etc. sind nicht bekannt; unklar ist, ob es Literatur hierüber gibt.

Insgesamt ist zur gezielten Erzeugung von Blasen bestimmter Größe noch Entwicklungsarbeit notwendig.

8 Schallminderungskonzept Blasenschleier

8.1 Einführung

von Jörg Rustemeier (ISD)

Beim Schallminderungskonzept Blasenschleier wird Druckluft über Düsenrohre in den Wasserkörper eingebracht. Die aus den Düsenrohren austretende Luft nimmt Druck und Temperatur des umgebenden Wassers an und steigt als Blasenschleier zur Wasseroberfläche auf. Wie der Literatur zu entnehmen ist, sind bereits verschiedene Bauformen von Blasenschleiern getestet worden. Bereits im Jahr 1996 wurde bei Baumaßnahmen in Hongkong ein großer Blasenschleier eingesetzt (Würsig et al. (1999)). Bei diesem Konzept wird ein Düsenrohr in großem Abstand um die Baustelle herum auf dem Meeresboden verankert. Die aus dem Düsenrohr austretende Luft steigt zur Wasseroberfläche auf und bildet somit ein über die gesamte Wassersäule geschlossenen Blasenschleier. Dieser wird in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers versetzt. Der Mindestabstand der Düsenrohre von der Baustelle ergibt sich aus der Wassertiefe, der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers und der Aufstiegsgeschwindigkeit der Luftblasen. In Deutschland wurde der große Blasenschleier im Jahr 2008 beim Bau der Forschungsplattform "FINO3" getestet (Grießmann et al. (2010)). Aktuell wird das Konzept beim Bau des Offshore-Windparks "Borkum West II" umgesetzt. Eine weitere Bauform ist das sogenannte "Kanadische Modell", welches bereits mehrfach in Kanada und in den USA Anwendung fand. Bei diesem Konzept werden mehrere Düsenrohrringe mit geringerem Radius auf verschiedenen Ebenen der Wassersäule um den Rammpfahl installiert. Die Anzahl der erforderlichen Ebenen und damit der vertikale Abstand der Ebenen untereinander hängen von der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers ab. Dieses Konzept wurde beim Bau des ersten deutschen Windparks "Alpha Ventus" im Jahr 2009 getestet (Rustemeier et al. (2011)). Aktuell findet beim Bau des Offshore-Windparks "BARD Offshore I" eine dritte Bauform Anwendung. Hier wird die Luft über vertikal verlegte Düsenrohre direkt an der Oberfläche des Rammpfahls eingebracht. Während bei den zuvor genannten Konzepten die sich im Wasser ausbreitende Schallwelle gedämpft wird, soll hier die Entstehung des Wasserschalls direkt an der Quelle vermindert werden.

Dieses Forschungsvorhaben zielt darauf ab, den Blasenschleier als Schallminderungsmaßnahme näher zu untersuchen und so zu optimieren, dass mit einer möglichst geringen Luftmenge eine größtmögliche Dämpfungswirkung erzielt werden kann. Die zentrale Frage ist dabei, welche Blasengrößen den Rammschall am effektivsten reduzieren. Aus den Erfahrungen bisheriger Bauprojekte ist bekannt, dass das Maximum des Rammschalls im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 400 Hz liegt. Um eine größtmögliche Reduktion des breitbandigen Schalldruckpegels zu erreichen, muss die Schallminderungsmaßnahme für diesen Frequenzbereich optimiert werden. In der Literatur können verschiedene, zum Teil gegensätzliche Ansätze gefunden werden. Medwin und Clay (1998) sowie Urban (2002) beschreiben das Schwingungsverhalten sphärischen Einzelblasen. von deren Dämpfungswirkung im Resonanzfall am größten ist. Demzufolge müssten Blasen erzeugt werden, deren Resonanzfrequenz im oben genannten Frequenzbereich liegt. Nach dieser Theorie beträgt der optimale Bläschenradius zwischen 8 mm und 32 mm an der Wasseroberfläche und zwischen 18 mm und 72 mm in 40 m Wassertiefe. Im Gegensatz dazu schreibt Skudrzyk (1954), dass vor allem die kleinen Bläschen, die nur langsam aufsteigen, für die Schallminderung von Bedeutung sind. Jensen (1974) hat die Energieabsorption von Einzelblasen mit einem Radius zwischen 5 mm und 15 mm untersucht und dabei festgestellt, dass die relative Energieabsorption umso größer ist, desto kleiner die Blasen sind. Da umstritten ist, welche Bläschengröße optimal für die Minderung von Rammschall ist, soll in diesem Forschungsvorhaben die Dämpfungswirkung unterschiedlicher Blasengemische untersucht werden.

Zunächst wurden Laborversuche zur Blasenerzeugung durchgeführt. Dabei sollte festgestellt werden, welche unterschiedlichen Blasengemische überhaupt realisierbar sind und welche Parameter variiert werden können. Im zweiten Schritt waren alle sinnvollen Düsenrohrkonfigurationen einem Betonkanal der Hamburgischen in Schiffbau-Versuchsanstalt akustisch zu untersuchen. Der Versuchsaufbau wurde so gewählt, dass die zu untersuchenden Düsenrohre leicht ausgetauscht werden konnten. Allerdings war die Bewertung der unterschiedlichen Systeme aufgrund von Reflexionen und Flankenübertragungen nur eingeschränkt möglich. Als dritten Schritt sollte die Durchgangsdämpfung der aussichtsreichsten Systeme im Testsee der Firma Atlas Elektronik in Bremen unter Ausschluss von Reflexionen ermittelt werden. Zuletzt wurde ein Rechenmodell erarbeitet, das auf dem Dämpfungsverhalten von schwingenden Einzelblasen basiert. Die Kalibrierung des Modells wurde mit den zuvor gewonnenen Messdaten durchgeführt.

8.2 Laborversuche zur gezielten Blasenerzeugung

von Alexander Ewaldt (ISD), Jörg Rustemeier (ISD)

8.2.1 Vorgehensweise

In den Hallen der Leibniz Universität Hannover bestand die Möglichkeit, zwei unterschiedlich große Wasserbecken für die Laborversuche zu verwenden. Es standen ein Kunststoffbehälter mit 2 m³ Volumen und ein Stahltank mit 100 m³ Volumen zur Verfügung. Für die Druckluftüberwachung konnte ein Messgerüst vom Franzius-Institut für Wasserbau und Küsteningenieurwesen geliehen werden. Die Versuchsanlagen werden im folgenden Kapitel beschrieben.

Für die Erzeugung der Blasenschleier wurden drei unterschiedliche Bauformen untersucht. Als einfachste und damit kostengünstigste Düsenrohrvariante wurden PE-Rohre mit einfachen Bohrungen eingesetzt. Hier wurden die Größe und der Abstand der Bohrungen variiert. Als zweite Bauform wurden Membranen eingesetzt, die üblicherweise bei der Belüftung von Kläranlagenbecken Anwendung finden. Diese Membranen sind so konzipiert, dass möglichst viele kleine Blasen erzeugt werden. Es wurden Membranen mit unterschiedlichen Schlitzbildern verwendet und miteinander verglichen. Um möglichst große Blasen zu erzeugen, wurden Becherdüsen entwickelt. Diese dritte Bauform wurde in den beiden Varianten mit 30 mm und 50 mm Außendurchmesser getestet.

8.2.2 Beschreibung der Versuchseinrichtungen

Die "kleine" Versuchsanlage bestand aus einem annähernd quaderförmigen 2 m³-Wasserbehälter aus Kunststoff sowie einem Druckluft-Versuchsgerüst (siehe Bild 8-1 und Bild 8-2). Die Druckluftversorgung erfolgte über einen standardmäßigen 6 bar-Werkstatt-Druckluftanschluss.



Bild 8-1: Gesamtansicht der Versuchsanlage

Als Messgeräte für den Luft(über)druck waren in dem Gerüst insgesamt drei Manometer verbaut, von denen das dem Auslass am nächsten liegende abgelesen wurde (siehe Bild 8-3 rechts). Die Luft-Durchflussmenge wurde mit einem Fischer & Porter Glaskonus-Durchflussmesser D10A1197 (baugleich ABB FAG1190-97) mit Schwebekörper ermittelt (siehe Bild 8-3 links).



Bild 8-2: Druckluft-Versuchsgerüst



Bild 8-3: links: Glaskonus-Durchflussmesser, rechts: Manometer

Es sollten als Laborversuch verschiedene Düsenrohre mit unterschiedlichen Drücken bzw. Luftmengen eingebracht und untersucht werden. Dabei stand zunächst die rein optische Betrachtung im Vordergrund. Die verschiedenen Düsenrohre wurden dabei in den verschiedenen Betriebszuständen durch ein in der Vorderseite des Tanks befindliches, 10 cm messendes "Bullauge" fotografiert.

Um die Düsenrohre immer gleich positionieren zu können, wurde ein Haltegestell konstruiert, welches das Düsenrohr (mit Ballastrahmen) nahezu spielfrei aufnehmen kann. Es wurde mittig im Versuchstank aufgestellt und konnte in diesem nur nach links oder rechts verschoben werden. Das Düsenrohr mit Bohrungen liegt damit immer auf der gleichen Höhe. Diese Erhöhung war nötig, damit das Düsenrohr selbst auch durch das oben erwähnte "Bullauge" zu sehen ist.

Um die Blasengröße bestimmen zu können, wurden auf einer 50 x 50 cm großen schwarzen Kunststoffplatte fünf Kreuze aufgebracht, von denen vier ein mittig auf der Platte liegendes Quadrat mit 25 cm Seitenlänge bildeten und das fünfte inmitten des Quadrates bzw. der Platte lag. Die Strichstärke betrug ca. 2,5 mm. Diese Platte wurde hinter dem Düsenrohr an der Rückwand des Tanks befestigt.

Die Lage des Düsenrohres im Haltegestell sowie die Anordnung der Schablone sind in Bild 8-4 ersichtlich.

Die Beleuchtung bestand aus einem 1000 W-Halogenstrahler und einer 2000 W-Videoleuchte, die oberhalb der Wasseroberfläche auf einem Holzbalken befestigt waren.

Der Aufbau der Beleuchtung und das "Bullauge" sind in Bild 8-1 deutlich erkennbar.



Bild 8-4: Haltegestell für Düsenrohr und Ballastrahmen

Um das Verhalten großer Einzelblasen beim Aufstieg aus größeren Wassertiefen zu untersuchen, wurde ein runder 100 m³-Stahltank (5 m Durchmesser, 5 m Wassertiefe) mit Wasser gefüllt. Das zum Tank gehörende Filtersystem mit Pumpenanlage musste zunächst überholt und wieder angeschlossen werden. Ebenso wurde über dem Tank eine Arbeitsplattform mit Kragarm installiert. Das Gestell mit dem Düsenrohr wurde an einen Flaschenzug und dieser an den vorhandenen Hallenkran gehängt. An der Arbeitsplattform wurden Scheinwerfer montiert. Durch die in Bild 8-5 und Bild 8-7 sichtbaren Bullaugen in der Seitenwand des Tanks konnte die Blasenentwicklung beobachtet werden. Die folgenden Bilder geben einen Überblick über die Anlage.



Bild 8-5: Pumpenanlage, rechts im Bild der Tank



Bild 8-6: Flaschenzug mit eingehängtem Düsenrohr am Kranhaken des Hallenkranes



Bild 8-7: Arbeitsplattform

8.2.3 Blasenerzeugung mit gebohrten Düsenrohren

Für diese Versuche wurden Kunststoffrohre mit einem Außendurchmesser von 63 mm und einer Länge von 1 m verwendet. Die Herstellung der Luftauslässe erfolgte durch einfache Bohrungen mit unterschiedlichen Bohrdurchmessern. Bild 8-8 zeigt eine Prinzipskizze dieser einfachen Blasenerzeugung.



Bild 8-8: Prinzipskizze: Düsenrohr mit Bohrungen

Als Austrittsöffnungen wurden jeweils einreihig Löcher in das Düsenrohr gebohrt. Dabei wurden Bohrer mit Durchmessern von 0,7 mm, 1,0 mm, 1,4 mm und 2,0 mm verwendet. Diese wurden so gewählt, dass das Verhältnis zwischen jeweils zwei Düsenquerschnitten zwei ist. Bei den Düsenabständen wurde ebenfalls ein Verhältnis von zwei realisiert. Die gewählten Abstände waren 125 mm, 250 mm und 500 mm. Daraus folgt, dass die Konfigurationen 0,7/125 mm, 1,0/250 mm und 1,4/500 mm den gleichen Gesamtdüsenquerschnitt haben. Gleiches gilt für die Konfigurationen 1,4/250 mm und 2,0/500 mm.

Mit der Wahl des Gesamtdüsenquerschnitts wird die Luftmenge festgelegt, die bei gleichem Luftdruck aus dem Düsenrohr ausströmt. Durch eine Veränderung des Drucks kann die Luftmenge nur noch innerhalb der Leistungsgrenzen des Drucklufterzeugers variiert werden. Die Düsenrohre wurden im Bereich von 0,2 bar bis 4,0 bar untersucht. Tabelle 8-1 enthält alle gemessenen Luftmengen der verschiedenen Düsenrohre. Zusätzlich zu den einfachen Düsenrohren sind auch schon die Varianten mit Membran aufgeführt.

	Düsenrohr-Bauart: Bohrungsdurchmesser/Lochabstand (ggf. Membran mit Schlitzlänge) Maße in mm									
Druck in bar	<mark>0,7/125</mark>	0,7/250	<mark>1,0/250</mark>	1,4/250	1,4/250 M 1,0	1,4/250 M 0,6	1,4/250 M 2,0	2,0/250	<mark>1,4/500</mark>	2,0/500
0,2	<mark>6,0</mark>		<mark>6,6</mark>	<mark>6,6</mark>			6,0		<mark>6,6</mark>	<mark>6,6</mark>
0,4	<mark>11,7</mark>	9,1	<mark>12,3</mark>	18,2	10,4	9,1	13,0	27,9	<mark>12,3</mark>	18,2
0,6	<mark>18,0</mark>	12,5	<mark>19,4</mark>	<mark>33,3</mark>	18,0	16,7	27,1	51,4	<mark>19,4</mark>	<mark>38,9</mark>
0,8	<mark>22,8</mark>	15,5	<mark>25,0</mark>	<mark>44,9</mark>	25,0	22,8	38,3	73,6	<mark>28,0</mark>	51,5
1,0	<mark>26,4</mark>	17,4	<mark>30,2</mark>	<mark>54,3</mark>	29,5	26,4	46,5	96,1	<mark>32,6</mark>	<mark>65,1</mark>
1,5	<mark>36,4</mark>	22,5	<mark>41,6</mark>	<mark>81,4</mark>	36,4	32,9	65,8	140,3	<mark>45,0</mark>	<mark>93,6</mark>
2,0	<mark>45,5</mark>	26,6	<mark>53,1</mark>	<mark>108,1</mark>	43,6	39,8	85,4	184,0	<mark>56,9</mark>	121,4
2,5	<mark>54,3</mark>	30,7	<mark>61,5</mark>	130,1	50,2	48,1	104,5		<mark>67,6</mark>	145,4
3,0	<mark>60,2</mark>	35,0	<mark>71,2</mark>	<mark>151,1</mark>	59,1	53,6	122,6		<mark>77,7</mark>	170,8
3,5	<mark>67,3</mark>	38,3	<mark>81,3</mark>	174,1	67,3	67,3	141,6		<mark>90,5</mark>	195,0
4,0	<mark>75,9</mark>	41,6	<mark>90,5</mark>	200,7	85,6	75,9	161,5		<mark>100,3</mark>	217,8

Tabelle 8-1: untersuchte Düsenrohre und Luftmengen (in Nl/min)



Bild 8-9: Luftmenge in Abhängigkeit vom Luftdruck der untersuchten Düsenrohre

Bild 8-9 zeigt die gemessenen Luftmengen der verschiedenen Düsenrohre über dem eingestellten Luftdruck. Man sieht deutlich die nahe beieinander liegenden Graphen derjenigen Düsenrohre (in Tabelle 8-1 gelb bzw. grün markiert), die jeweils den gleichen Gesamtbohrungsquerschnitt haben. Die trotzdem auftretenden Abweichungen sind Fertigungs- und Ablesetoleranzen geschuldet.

Im Folgenden sind die Blasenbilder der in Tabelle 8-1 gelb markierten Düsenrohre in verschiedenen Betriebszuständen dargestellt. Es werden jeweils die Blasenbilder bei gleichem Luftdruck und annähernd gleichen Luftmengen verglichen, wobei der Abstand zwischen den Bohrungen variiert wird.



Bild 8-10: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 0,6 bar und einer Luftmenge von ca. 19 Nl/min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm



Bild 8-11: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 1,0 bar und einer Luftmenge von ca. 30 Nl/min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm



Bild 8-12: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 1,5 bar und einer Luftmenge von ca. 40 Nl/min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm



Bild 8-13: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 2,0 bar und einer Luftmenge von ca. 50 Nl/min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm



Bild 8-14: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 2,5 bar und einer Luftmenge von ca. 60 Nl/min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm



Bild 8-15: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 3,0 bar und einer Luftmenge von ca. 60 - 70 Nl/min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm



Bild 8-16: Blasenbilder dreier Düsenrohre mit gleichem Bohrungsgesamtquerschnitt bei einem Druck von 4,0 bar und einer Luftmenge von ca. 80 - 100 Nl / min. Obere Reihe: 0,7 / 125 mm; mittlere Reihe: 1,0 / 250 mm; untere Reihe: 1,4 / 500 mm

Erklärung zu den Bilderserien Bild 8-10 bis Bild 8-16:

In Bild 8-10 ist zu sehen, dass die Blasen weitgehend senkrecht aufsteigen, eine Vereinigung der einzelnen Blasenströme tritt nicht auf. In der Seitenansicht ist zudem sichtbar, dass die Breite des Schleiers bei allen drei Bohrungsdurchmessern nahezu gleich ist.

Bild 8-11 zeigt bei dem 0,7 / 125 mm-Düsenrohr im oberen Bereich des Blasenschleiers bereits eine Vereinigung der einzelnen Blasenströme. Beim 1,4 / 500 mm-Düsenrohr wird der Blasenschleier durch die größere austretende Luftmenge deutlich breiter, gut erkennbar in der Seitenansicht.

In Bild 8-12 sind durch die größere Luftaustrittsmenge, insbesondere beim 1,0 / 250 mm-Düsenrohr, Verwirbelungen im Blasenstrom erkennbar, so dass jetzt auch hier eine Vereinigung der Blasenströme stattfindet. Beim 0,7 / 125 mm-Düsenrohr beginnt diese jetzt schon in mittlerer Wassertiefe.

Bild 8-13 zeigt, dass der Blasenschleier des 1,0 / 250 mm-Düsenrohres jetzt auch deutlich breiter ist. Eine Vereinigung der Blasenströme findet jedoch nur bei starker Verwirbelung statt. Beim 1,4 / 500 mm-Rohr ist der dichter werdende Schleier besonders gut in der Frontalansicht zu erkennen.

Bild 8-14 zeigt einen fast geschlossenen Blasenschleier beim 0,7 / 125 mm-Düsenrohr. Allerdings verbinden sich hier vielfach kleine Einzelblasen zu großen Blasen. Bei steigender Luftmenge nimmt die Breite des Blasenschleiers bei Verwendung des 1,4 / 500 mm-Rohres zu.

Bild 8-15 zeigt eine zunehmende Bildung von großen Blasen beim 0,7 / 125 mm-Düsenrohr. Beim 1,0 / 250 mm und 1,4 / 500 mm-Düsenrohr verbreitert sich der Blasenschleier. Zur Verdeutlichung wurde die Seitenansicht bei letzterem im Querformat dargestellt. Eine Vereinigung der Blasenströme ist dagegen kaum festzustellen.

Auf Bild 8-16 ist auch beim 0,7 / 125 mm-Düsenrohr ein breiterer Blasenschleier festzustellen. Bei dieser Luftmenge ist durch zunehmende Verwirbelungen beim 1,0 / 250 mm-Düsenrohr der Blasenschleier häufiger geschlossen. Auch kommt es hier zur Bildung von größeren Blasen durch Vereinigung mehrerer kleiner Blasen.

Um einen über die gesamte Wassertiefe geschlossenen Blasenschleier zu erhalten, müssen also die Abstände zwischen den Düsenöffnungen möglichst klein sein. Das Bestreben der Blasenströme sich zu vereinigen nimmt mit zunehmender Luftmenge zu. Daher ist der maximale Düsenabstand von der Luftmenge abhängig.

Als weiterer Parameter wurde der Luftdruck untersucht. Dazu wurden die Konfigurationen mit einem Düsenabstand von 250 mm ausgewählt. Die Frage ist hierbei, wie sich das Blasenbild ändert, wenn die gleiche Luftmenge mit hohem Druck durch kleine Düsen oder mit geringem Druck durch große Düsen gepresst wird. Bild 8-17 zeigt die Blasenbilder bei einer Luftmenge von etwa 30 Nl/min. Bei einer genaueren Betrachtung der Bilderserie ist zu sehen, dass bei geringem Luftdruck insgesamt eher weniger aber dafür größere Blasen im Gemisch vorhanden sind.



Bild 8-17: Blasenbilder bei gleichem Düsenabstand und einer Luftmenge von ca. 30 Nl / min. Erste Reihe: Bohrung 0,7 mm, 3,0 bar; zweite Reihe: Bohrung 1,0 mm, 1,0 bar; dritte Reihe: Bohrung 1,4 mm, 0,6 bar; vierte Reihe: Bohrung 2,0 mm, 0,4 bar

8.2.4 Blasenerzeugung mittels Membran

Das 1,4 / 250 mm-Düsenrohr wurde ausgewählt und mit drei unterschiedlichen Gummimembranen bezogen. Diese Membranen werden sonst bei der Belüftung von Kläranlagenbecken eingesetzt. Die drei getesteten Membranen sind nahezu rundherum mit kleinen Schlitzen versehen. Dort, wo die Ausströmdüsen des Trägerrohres sitzen (in Bild 8-19 unter der Membran weiß eingekreist sichtbar) und auf der gegenüberliegenden Seite befindet sich jeweils auf ganzer Länge ein ca. 1,5 cm breiter Streifen ohne Schlitzung. Die Anordnung der Schlitzreihen ist in Bild 8-18 und Bild 8-19 ersichtlich.



Bild 8-18: Anordnung der Schlitzreihen (Membran M 2,0 mm, Ansicht von oben)



Bild 8-19: Anordnung der Schlitzreihen (Membran M 2,0 mm, Ansicht von unten)

Die Maße der Schlitze bei den einzelnen Rohren sind:

- M 1,0: Schlitze 1,0 mm Länge, Abstand längs 5 mm, quer 2,5 mm
- M 0,6: Schlitze 0,6 mm Länge, Abstand längs 3 mm, quer 1,5 mm
- M 2,0: Schlitze 2,0 mm Länge, Abstand längs 5 mm, quer 2,5 mm

Wie auch auf den Bilden zu erkennen ist, sind die Schlitzreihen in Längsrichtung jeweils versetzt angeordnet.

Bei diesen Membranen muss darauf geachtet werden, dass der zulässige Maximaldruck nicht überschritten wird. Die Membran wird sonst überdehnt und der Luftaustritt ist dann ungleichmäßig. Daher ist die Membran nach einer plastischen Verformung unbrauchbar.

Die Abhängigkeit von Luftmenge und Überdruck ist in Bild 8-20 zu sehen. Zum Vergleich ist die Kurve des 1,4 /250 mm-Düsenrohres ohne Membran ebenfalls dargestellt.



Bild 8-20: Luftmenge in Abhängigkeit von Luftdruck bei Düsenrohren mit Membran

Im Folgenden sind einige Bildbeispiele aus verschiedenen Betriebssituationen gezeigt. Die Gruppierung erfolgt hier nach annähernd gleichen Luftmengen. Abweichend von den Versuchen ohne Membran wurde das Düsenrohr hier mit der Austrittsöffnung nach unten eingespannt.



Bild 8-21: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen bei einer Luftmenge von ca. 26 Nl/min; Druck Membran 1: 0,8 bar, Membran 2: 1,0 bar, Membran 3: 0,6 bar; Obere Reihe: Membran M. 1,0 mm, mittlere Reihe: Membran M. 0,6 mm, untere Reihe: Membran M. 2,0 mm



Bild 8-22: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen bei einer Luftmenge von ca. 38 Nl/min;Druck Membran 1: 1,5 bar, Membran 2: 2,0 bar, Membran 3: 0,8 bar; Obere Reihe: Membran M. 1,0 mm, mittlere Reihe: Membran M. 0,6 mm, untere Reihe: Membran M. 2,0 mm



Bild 8-23: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen bei einer Luftmenge von ca. 48 Nl/min Druck Membran 1: 2,5 bar, Membran 2: 2,5 bar, Membran 3: 1,0 bar; Obere Reihe: Membran M. 1,0 mm, mittlere Reihe: Membran M. 0,6 mm, untere Reihe: Membran M. 2,0 mm



Bild 8-24: Blasenbilder des Düsenrohres 1,4 / 250 mm mit Membranen bei einer Luftmenge von 75 - 161 Nl/min; Druck Membran 1: 4,0 bar, Membran 2: 4,0 bar, Membran 3: 4,0 bar; Obere Reihe: Membran M. 1,0 mm, mittlere Reihe: Membran M. 0,6 mm, untere Reihe: Membran M. 2,0 mm

Erläuterungen zu den Bilderserien Bild 8-21 bis Bild 8-24:

Auf Bild 8-21 ist schon bei relativ kleiner Luftmenge eine recht gleichmäßige Blasenbildung zu erkennen. Am gleichmäßigsten ist die Ausprägung bei Membran M. 0,6 mm. Die Blasengröße beträgt 2 mm bis 3 mm bei den Membranen M. 1,0 mm und M. 0,6 mm, bei Membran M. 2,0 mm etwa 3 mm bis 4 mm. Eine höhere Blasenanzahl ist bei Membran M. 1,0 mm und M. 0,6 mm festzustellen, siehe Seitenansicht.

In Bild 8-22 sind die Blasenschleier zunehmend dichter. Auch hier wird die geringere Blasenanzahl bei der Membran M. 2,0 mm deutlich.

Bei Bild 8-23 ist in der Frontalansicht kaum noch ein Unterschied zwischen den verschiedenen Membranen erkennbar. Lediglich bei der Seitenansicht fallen die geringere Blasenanzahl und damit die geringere Breite des Schleiers bei Membran M. 2,0 mm auf.

Bild 8-24 zeigt, dass sich bei maximalem Systemdruck die Blasenschleierbilder sehr ähneln. Es treten bei allen Membranen mehr oder weniger starke Verwirbelungen auf. Die Kreuze auf der Schablone sind kaum erkennbar, die Blasenschleier sind daher sehr dicht. Auch erreicht der Schleier der Membran M. 2,0 mm jetzt die Breite der beiden anderen Testkandidaten.

Mittels der Membranen ist es gelungen, einen dichten Blasenschleier aus vielen kleinen Blasen zu erzeugen. Daher ist diese Bauform bei den folgenden Messkampagnen akustisch untersucht worden.

8.2.5 Blasenerzeugung mit Becherdüsen

Als dritte Bauform wurden Becherdüsen verwendet, die in Kunststoffrohre mit einem Außendurchmesser von 90 mm eingeschraubt wurden. Das Düsenrohr hatte Aufnahmen für bis zu 9 Becherdüsen in einem seitlichen Abstand von 100 mm. Nicht benötigte Aufnahmebohrungen wurden mit M24-Schrauben als Blindabdeckung verschlossen.



Bild 8-25: Prinzipskizze des Trägerrohrs mit Becherdüsen

Die Becherdüsen sind aus PVC-Kunststoff. Die Geometrie ist in Bild 8-26 skizziert. Es wurden Außendurchmesser (da) von 30 und 50 mm realisiert. Die dazugehörigen Innendurchmesser (di) betrugen 20 mm bzw. 38 mm. Die Bohrung b war ca. 0,8 mm. Der Strömungsquerschnitt wurde jedoch durch Zwischenlegen von Edelstahlplättchen zusätzlich verringert. Die Plättchen hatten eine mittige Öffnung von 0,2 mm, 0,3 mm oder 0,4 mm. Für den Laborversuch wurden die Becherdüsen in einem Winkel von 45° nach unten ausgerichtet.



di = Innendurchmesser I = Länge innen

- b = Bohrungsdurchmesser
- w = Gewindedurchmesser (bei allen M24)

Bild 8-26: Abmessungen der Becherdüsen
Mit den Becherdüsen sollte vor allem die Erzeugung und das Verhalten von großen Einzelblasen untersucht werden. Es gestaltete sich aber schwierig, im Laborversuch die fünf Becherdüsen so einzustellen, dass der Blasenaustritt bei allen Düsen gleichmäßig erfolgte. Die Fertigungstoleranzen wirkten sich hier gravierend aus. Erst beim Einsatz der 0,4 mm-Plättchen ließen sich bei allen Becherdüsen nahezu gleiche Blasenabstände realisieren.

Bild 8-27 und Bild 8-28 zeigen die Blasenbilder bei der Verwendung der Becherdüsen. Die eingesetzte Luftmenge war so gering, dass sie mit dem zur Verfügung stehenden Messgerät nicht gemessen werden konnte.



Bild 8-27: Becherdüsen mit einem Außendurchmesser von 30 mm, Plättchen 0,4 mm, Druck 0,32 bar

In Bild 8-27 ist zu sehen, dass ein Blasenbild mit recht gleichmäßig verteilten Einzelblasen erzeugt werden konnte. Beim Aufstieg hatten die Blasen eine Linsenform. Teilweise fand auch eine Teilung der Blasen statt. Mit einer Erhöhung der Luftmenge stieg auch die Neigung der Blasen, sich schon bei der Erzeugung zu teilen.



Bild 8-28: Becherdüsen mit einem Außendurchmesser von 50 mm, Plättchen 0,4 mm, Druck 0,35 bar

Bild 8-28 zeigt das Blasenbild bei Verwendung der größeren Becherdüsen. Erwartungsgemäß konnten hier größere Blasen erzeugt werden. Es war allerdings schwieriger, bei allen Becherdüsen den gleichen vertikalen Blasenabstand herzustellen. Mit der Größe der Blasen stieg auch deren Neigung, sich zu teilen.

Das Aufstiegsverhalten von großen Einzelblasen wurde zusätzlich im 5 m tiefen Stahltank beobachtet. Dazu wurde nur eine 50 mm-Becherdüse verwendet.



Bild 8-29: Aufstieg von Blasen in tieferem Wasser

In Bild 8-29 ist anhand der beiden markierten Blasen das recht unterschiedliche Austrittsverhalten der Einzelblasen am Düsenrohr und das Verhalten beim Aufstieg gut erkennbar. Während die rot markierte Blase im dargestellten Bereich ihre Form nur leicht veränderte, trat die gelb markierte Blase gar nicht als Einzelblase, sondern als "Blasenhaufen" aus. Daraus bildeten sich beim Aufstieg viele kleine Einzelblasen, die in der Folge unterschiedlich schnell aufstiegen.

Die folgende Bilderserie wurde durch ein erhöht liegendes Bullauge in ca. 2,5 m Wassertiefe aufgenommen. Auch hier wurde ein aufsteigender "Blasenhaufen" beobachtet.



Bild 8-30: Teilung von Einzelblasen beim Aufstieg

In Bild 8-30 sind Einzelblasen in dieser Wassertiefe nicht mehr auszumachen. Ein relativ kompakter "Haufen" teilte sich beim Aufstieg in immer kleinere Blasen auf, die dann unterschiedlich schnell aufstiegen.



Bild 8-31: Vergleich der Blasenformen in verschiedenen Wassertiefen

Bild 8-31 zeigt den direkten Vergleich des Blasenbildes beim Austritt in 5 m Wassertiefe (links), in ca. 2,5 m Wassertiefe (Mitte) und direkt unter der Wasseroberfläche (rechts). Dort kommt teilweise ein kontinuierlicher Blasenstrom an, der beim Austritt in 5 m Wassertiefe einmal aus Einzelblasen entstanden ist.

Das Ziel, größere Blasen über die gesamte Wassertiefe zu erzeugen, konnte nicht erreicht werden. Eine in der Tiefe erzeugte Luftblase steigt aufgrund ihrer geringeren Masse in der Wassersäule auf. Durch die Umströmung des vorhandenen Wassers wird die Luftblase deformiert. Je größer die Luftblase ist, desto größer ist auch die Deformation. Grund dafür ist die konstante Oberflächenspannung zwischen Luft und Wasser. Die Oberflächenspannung sorgt dafür, dass die Luftmoleküle zusammengehalten werden, wodurch sich der Druck innerhalb der Blase erhöht. Dieser zusätzliche Druck ist antiproportional zum Radius der Blase. Je größer die Blase ist, desto geringer ist der Druckanstieg und somit der Zusammenhalt der Moleküle. Zunächst erfährt die Blase eine linsenartige Verformung. Bei zunehmender Deformation teilt sich die Blase in zwei oder mehr Blasen, die je nach Größe unterschiedlich schnell aufsteigen.

Diese Art der Blasenerzeugung wurde bei den folgenden Messkampagnen daher nicht weiter eingesetzt.

8.3 Versuche in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt (HSVA)

von Jörg Rustemeier (ISD)

8.3.1 Versuchsanordnung

Die hier beschriebenen Versuche wurden im kleinen Schlepptank der Hamburgischen Schiffsbau-Versuchsanstalt (HSVA) durchgeführt. Das Versuchsbecken hat eine Länge von 80 m, eine Breite von 5 m und eine Wassertiefe von 2,68 m. Die Wände und der Boden bestehen aus Stahlbeton (s. Bild 8-32).



Bild 8-32: Versuche im kleinen Schlepptank der Hamburgischen Schiffsbau-Versuchsanstalt (HSVA)

Als Düsenrohre wurden PE 100 Druckrohre DA 63 x 5,8 / SDR11 mit jeweils 5 m Länge verwendet. In Bild 8-32 sind einige der verwendeten Düsenrohre am rechten Bildrand zu sehen. Die Herstellung der Düsen erfolgte durch einfache Bohrungen. Dabei wurden Bohrungsdurchmesser und -abstand variiert. In Tabelle 8-2 ist zu den verwendeten Düsenkonfigurationen der Düsenquerschnitt angegeben. Mit der Düsenquerschnittsfläche wird die Luftmenge eingestellt. Bei gleichem Düsenquerschnitt und gleichem Luftdruck kann annähernd die gleiche Luftmenge erzielt werden. Die oberen vier Düsenrohre werden für die Variation der Düsenabstände verwendet (gleicher Düsenquerschnitt). Für die Variation der Luftmenge und des Luftdrucks werden alle Düsenkonfigurationen mit 250 mm Düsenabstand herangezogen (unterschiedlicher Düsenquerschnitt). Die Düsenrohre wurden so installiert, dass die Bohrungen stets in einem Winkel von 45 Grad nach unten ("7:30 Uhr") zeigen.

Bezeichnung	Durchmesser der Düsen in mm	Abstand der Düsen in mm	Querschnitt der Düsen in mm ² /m
ø 0,7 / 125	0,7	125	3,08
\$\$\phi_1,0 / 250\$\$	1,0	250	3,14
\$\$\phi_1,4 \no 500\$\$	1,4	500	3,08
φ 2,0 / 1000	2,0	1000	3,14
φ 0,7 / 250	0,7	250	1,54
\$\$\phi_1,4 \rangle 250\$\$	1,4	250	6,16
\$\$\phi\$ 2,0 / 250	2,0	250	12,57
φ 2,0 / 250 mit Membran 0,6 mm	2,0	250	12,57
φ 2,0 / 250 mit Membran 2,0 mm	2,0	250	12,57

Tabelle 8-2: Spezifikationen der in der HSVA verwendeten Düsenrohre

Tabelle 8-3: Versuchsanordnung

	Sweepversuche	Impulsversuche	Versuche mit doppeltem Blasenschleier
Schallquelle:	J9	Airgun	Airgun
- Position:	x = 37 m, mittig	x = 6 m, mittig	x = 6 m, mittig
- Höhe über dem Boden:	h = 1 m	h = 1,30 m	h = 1,30 m
Hydrofon 1:	B&K 8104	B&K 8104	B&K 8104
- Position:	x = 38 m, mittig	x = 11 m, mittig	x = 11 m, mittig
- Höhe über dem Boden:	h = 1 m	h = 1 m	h = 1 m
Blasenschleier 1: - Position:	diverse Düsenrohre $x = 40 \text{ m}$	diverse Düsenrohre $x = 16 m$	ϕ 1,0 / 250 mm x = variabel
Hydrofon 2:	B&K 8104	B&K 8104	B&K 8104 $x = 21 m, mittig$ $h = 1 m$
- Position:	x = 48,30 m, mittig	x = 21 m, mittig	
- Höhe über dem Boden:	h = 1 m	h = 1 m	
Blasenschleier 2: - Position:			ϕ 1,0 / 250 mm x = variabel
Hydrofon 3:		B&K 8104	B&K 8104
- Position:		x = 31 m, mittig	x = 31 m, mittig
- Höhe über dem Boden:		h = 1 m	h = 1 m



Bild 8-33: Skizzen zur Versuchsanordnung im kleinen Schlepptank (Draufsicht)

Die Druckluftversorgung wurde durch einen Kompressor der Firma Atlas Copco Typ XAHS186 (10,5 m³/min bei 12 bar Nenndruck) sichergestellt. In die Förderstrecke waren ein Hochleistungsdruckminderer zur Druckluftregulierung sowie ein Luftmengenmessgerät und mehrere Manometer zur Druckluftüberwachung eingebaut.

Als Schallquelle fanden ein Wasserschallsender J9 und eine Airgun Anwendung. Bei Vorversuchen wurde der Wasserschallsender mit unterschiedlichen Signalen wie Rechteckpulsen, Rauschen, Sinussignalen und Sweeps betrieben. Dabei konnte festgestellt werden, dass bei den breitbandigen Signalen die Sendeleistung nicht ausreichte. Deshalb wurde der Wasserschallsender mit jeweils drei Sweeps von 0 bis 2000 Hz betrieben. Die Änderung der Sendefrequenz betrug dabei 4 Hz/s. Jeder Versuch dauerte damit $3 \cdot 2000 / 4 = 1500$ s bzw. 25 Minuten. Die eingesetzte Airgun hatte einen Druckbehälter mit 0,8 l Volumen, der mit maximal 210 bar Druckluft gefüllt werden konnte. Da es beim Einsatz der Airgun zu enormen Erschütterungen des Hallenbodens und der Wände kam, wurde ein maximaler Luftdruck von 30 bar festgelegt. Je Blasenschleierkonfiguration wurden mindestens fünf Impulse mit jeweils 30 bar durchgeführt.

Die Schallmessungen erfolgten mit Brüel & Kjær 8104 Hydrofonen. Die Schalldruckverläufe wurden mit einer Abtastrate von 40 kHz aufgezeichnet. Vor den eigentlichen Versuchen wurden die Position und die Höhe von Sender und Hydrofonen variiert. Bei einer Positionierung von Sender und/oder Hydrofonen in die Nähe der Betonwände und/oder des Bodens konnte eine erhöhte Schallübertragung festgestellt werden. Wegen der Flankenübertragung war die Wirkung des Blasenschleiers allerdings geringer, so dass für die Versuche die Anordnung gemäß Tabelle 8-3 bzw. Bild 8-33 gewählt wurde.

8.3.2 Auswertung

Sweepversuche

Bei den Sweepversuchen konnte neben den Hydrofonsignalen auch das unverstärkte Sendesignal aufgezeichnet werden. Bei der Auswertung wurde der gesamte Zeitschrieb in Blöcke mit einer Größe von 0,5 s unterteilt. Die spektrale Analyse jedes einzelnen Blocks erfolgte mittels einer schnellen Fourier-Transformation (FFT). Die so ermittelten Spektren wurden in einem Spektrogramm über die Zeit dargestellt. Bild 8-34 und Bild 8-35 zeigen exemplarisch die für das Hydrofon 2 berechneten Spektrogramme von jeweils einem Versuch mit und ohne Blasenschleier. Die Auflösung beträgt im Zeitbereich 0,5 s und im Frequenzbereich 2 Hz.

Da bei den Sweeps die zeitliche Änderung der Sendefrequenz mit 4 Hz/s konstant ist, hat das Nutzsignal in den Spektrogrammen einen linearen Verlauf. Während in Bild 8-34 das Signal bei den Versuchen ohne Blasenschleier deutlich zu erkennen ist, so ist es bei den Versuchen mit Blasenschleier (Bild 8-35) nur sehr schwach zu sehen. Dieses ist dadurch begründet, dass der Blasenschleier einerseits den Hintergrundschallpegel erhöht und andererseits das Nutzsignal reduziert. Die Lautstärke des Nutzsignals konnte nicht weiter erhöht werden.

In jedem der ausgewerteten Blöcke wurde anhand des Sendesignals die aktuelle Frequenz bestimmt. Für die jeweilige Frequenz erfolgte die Berechnung der zugehörigen Pegel der einzelnen Hydrofone. In Bild 8-36 und Bild 8-37 sind exemplarisch die an Hydrofon 2 gemessenen Schalldruckpegel des Nutzsignals über die Erregerfrequenz dargestellt. Diese Darstellung entspricht dem farblich kodierten Verlauf des Nutzsignals in den Spektrogrammen. Die Pegel aus mindestens drei Sweeps wurden gemittelt.



Bild 8-34: Spektrogramm eines Sweepversuchs ohne Blasenschleier



Bild 8-35: Spektrogramm eines Sweepversuchs mit Blasenschleier (Düsenrohr 1,0 / 250; 1011 Nl/min; 7,8 bar)



Bild 8-37: Spektrum eines Sweepversuchs mit Blasenschleier (Düsenrohr 1,0 / 250; 1011 Nl/min; 7,8 bar)

Wie in Bild 8-36 zu sehen ist stimmen die drei einzelnen Sweeps sehr gut überein. Lediglich bei etwa 300 Hz streuen die Messwerte, was auf einen zu geringen Signal-Rauschabstand zurückzuführen ist. Die Sweepversuche ohne Blasenschleier sind damit recht gut reproduzierbar. Bei den Sweepversuchen mit Blasenschleier (Bild 8-37) ist die Streuung der

Messwerte deutlich stärker. Dieses liegt zum Einen am sich ständig verändernden Blasenbild und zum Anderen an einem recht geringen Signal-Rauschabstand.

Zum Vergleich der verschiedenen Düsenrohre und unterschiedlichen Luftmengen wurden die Schmalbandspektren in Terzspektren überführt und dargestellt.

Impulsversuche

Es wurden jeweils mindestens fünf Impulse mit der Airgun durchgeführt. Bild 8-38 und Bild 8-39 zeigen exemplarisch die am Hydrofon 3 aufgezeichneten Schalldruckverläufe von jeweils einem Versuch mit und ohne Blasenschleier.



Bild 8-38: Zeitverlauf eines Impulsversuchs ohne Blasenschleier; oben: gesamter Zeitverlauf; unten: einzelne Impulse



Bild 8-39: Zeitverlauf eines Impulsversuchs mit Blasenschleier (Düsenrohr 1,0 / 250; 1015 Nl/min; 8,9 bar); oben: gesamter Zeitverlauf; unten: einzelne Impulse

Anhand der Zeitverläufe ist festzustellen, dass durch den Blasenschleier die Amplitude der ersten Halbwelle von etwa 2000 Pa auf unter 700 Pa reduziert wurde. Dieses entspricht einer Minderung des Spitzenschalldruckpegels von mehr als 9 dB. Das Ausschwingverhalten ist bei den Messungen mit und ohne Blasenschleier ähnlich.

Um zusätzlich Informationen über den Frequenzgehalt der Impulse zu gewinnen, wurde jeder Impuls einzeln detektiert und mittels einer schnellen Fourier-Transformation (FFT) in ein Spektrum überführt. Bild 8-40 und Bild 8-41 zeigen exemplarisch die Spektren der Einzelimpulse und den zugehörigen Mittelwert. Die Streuung der Pegel nimmt dabei mit der Frequenz zu.



Bild 8-40: Spektrum eines Impulsversuchs ohne Blasenschleier



ld 8-41: Spektrum eines Impulsversuchs mit Blasenschlei (Düsenrohr 1,0 / 250; 1015 Nl/min; 8,9 bar)

Zum Vergleich der verschiedenen Düsenrohre und unterschiedlichen Luftmengen wurden diese Schmalbandspektren in Terzspektren überführt und dargestellt.

8.3.3 Ergebnisse

Nachfolgend sind die Terzspektren der Sweep- und Impulsversuche abhängig von den Parametern Luftdruck, Luftmenge und Düsenabstand dargestellt. Dabei fällt auf, dass es zwar für jede Blasenschleierkonfiguration eine messbare Schallminderung gibt, allerdings sind die Spektren des geminderten Schalls sehr ähnlich. Insbesondere im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 400 Hz sind kaum Unterschiede zu erkennen. Erst ab einer Frequenz von etwa 1000 Hz ist die unterschiedliche Wirkung der verschiedenen Blasenschleierkonfigurationen zu sehen. Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass die Wände und der Boden des Schlepptanks gerade im tieffrequenten Bereich einen erheblichen Anteil an der Schallübertragung haben. Der über diese flankierenden Bauteile transportierte Schall kann natürlich nicht durch den Blasenschleier gedämpft werden.

Variation des Luftdrucks

Um den Einfluss des Luftdrucks zu untersuchen, wurden Düsenrohre mit unterschiedlichem Düsendurchmesser und gleichem Düsenabstand ausgewählt und mit der gleichen Luftmenge betrieben. Der Luftdruck wurde für jedes System entsprechend der gewählten Luftmenge eingestellt. Bild 8-42 zeigt die Ergebnisse der Sweepversuche bei einer Luftmenge von 250 Nl/min (bezogen auf 5 m Düsenrohr, atmosphärische Bedingungen).



Bild 8-42: Versuche mit dem Wasserschallsender J9 (Sweeps), Variation des Luftdrucks



Bild 8-43: Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation des Luftdrucks

Bild 8-43 zeigt die Ergebnisse der Impulsversuche bei einer Luftmenge von 500 Nl/min. Allerdings konnte die Luftmenge beim Düsenrohr " ϕ 0,7 / 250 mm" nicht über 440 Nl/min

gesteigert werden, da der maximale Betriebsdruck erreicht wurde. Sowohl bei den Sweepversuchen als auch bei den Impulsversuchen ist zu sehen, dass die Dämpfung des Blasenschleiers unabhängig vom eingestellten Luftdruck ist.

Variation der Druckluftmenge

Die Düsenrohre wurden im Rahmen der Leistungsgrenzen des Kompressors mit jeweils drei bis sechs verschiedenen Luftmengen betrieben. Für die Untersuchung des Parameters Druckluftmenge wurden alle Systeme mit einem Düsenabstand von 25 cm ausgewählt. Da die Schallminderung unabhängig vom Luftdruck ist (siehe oben), wurden alle Konfigurationen mit gleicher Luftmenge aber unterschiedlichem Luftdruck gemittelt. In Bild 8-44 und Bild 8-45 ist das Mittel aus allen Systemen mit 25 cm Düsenabstand dargestellt. Die angegebenen Luftmengen beziehen sich immer auf 5 m Düsenrohr und atmosphärische Bedingungen (Norm-I/min).

In Bild 8-44 sind unterhalb von 120 Hz je nach Luftmenge die Schallpegel mit Blasenschleier sogar größer als ohne Blasenschleier. Diese Pegelerhöhung wird durch das Geräusch des Blasenschleiers selbst verursacht. Der Einfluss der Luftmenge ist erst ab einer Frequenz von etwa 1000 Hz sichtbar. In diesem Frequenzbereich ist deutlich zu sehen, dass die Schalldämpfung mit der Luftmenge zunimmt. Je größer die Luftmenge ist, desto größer ist die Schallreduktion. In Bild 8-45 ist dieser Effekt ab einer Frequenz von 500 Hz zu sehen. Auch hier ist die Schallreduktion umso größer, desto höher die Luftmenge ist. Bei einer Frequenz von 5 kHz ist die zusätzliche Schallminderung etwa 2 dB pro Luftmengenverdopplung, bei 10 kHz etwa 4 dB und bei 20 kHz etwa 5 dB pro Luftmengenverdopplung.



Bild 8-44: Versuche mit dem Wasserschallsender J9 (Sweeps), Variation der Luftmenge



Bild 8-45: Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Luftmenge

Variation der Düsengeometrie

Bei der Variation der Düsengeometrie war der Düsenquerschnitt konstant, so dass annähernd der gleiche Luftdruck für die gleiche Luftmenge eingestellt werden konnte. Variiert wurde der Düsenabstand, um festzustellen, ob mit wenigen großen Düsen der gleiche Effekt erzielt werden kann wie mit vielen kleinen Düsen. Bild 8-46 und Bild 8-47 zeigen die Pegel bei den Sweep- und Impulsversuchen mit einer Luftmenge von 250 Nl/min bezogen auf jeweils 5 m Düsenrohr, also etwa 50 Nl/min/m.



Bild 8-46: Versuche mit dem Wasserschallsender J9 (Sweeps), Variation der Düsengeometrie



Bild 8-47: Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Düsengeometrie

Insbesondere bei den Versuchen mit der Airgun ist zu sehen, dass die Dämpfung im höheren Frequenzbereich umso größer ist, desto kleiner der Düsenabstand ist. Dieses ist durch die Lücken im Blasenschleier zu erklären, die bei zu großem Düsenabstand auftreten. Der größte sinnvolle Düsenabstand hängt aber auch von der Luftmenge ab, da bei höheren Luftmengen die Lücken zum Teil wieder geschlossen werden (vergleiche Abschnitt 8.2). Ab einer Luftmenge von 500 Nl/min bei 5 m Düsenrohrlänge, also 100 Nl/min/m, ist die gemessene Schalldämpfung bei den Systemen " ϕ 0,7 / 125 mm" und " ϕ 1,0 / 250 mm" annähernd gleich (nicht dargestellt). Bei kleineren Luftmengen zeigt sich ein ähnlicher Effekt, wobei die Schallminderung insgesamt geringer ist.

Testen des doppelten Blasenschleiers

Bei den Versuchen mit doppeltem Blasenschleier wurden zwei gleiche Düsenrohre (" ϕ 1,0 / 250 mm") verwendet, wobei der Abstand zwischen den Düsenrohren variiert wurde. Die Druckluftüberwachung konnte nur für die insgesamt eingesetzte Luftmenge durchgeführt werden. Daher ist nicht bekannt, ob der Luftaustrag bei beiden Düsenrohren gleich ist. Bild 8-48 zeigt die Pegel bei den Versuchen mit einer Luftmenge von insgesamt 500 Nl/min. Zum Vergleich ist der Versuch mit nur einem Düsenrohr (" ϕ 1,4 / 250 mm", gleicher Gesamtdüsenquerschnitt) dargestellt.



Bild 8-48: Versuche mit der Airgun (Impulse), Testen des doppelten Blasenschleiers

Die Vorteile des doppelten Blasenschleiers sind nur in einzelnen Terzbändern zu sehen. Bei 800 Hz ist die Dämpfung umso größer, desto größer der Abstand zwischen den Blasenschleiern ist (siehe Markierung in Bild 8-48). Eine ähnliche Aussage ist in den anderen Bändern des Terzspektrums nicht möglich.

Testen von Membran-Belüftungssystemen

Es wurden zwei unterschiedliche Membrane mit 0,6 mm bzw. 2,0 mm Schlitzung getestet. Diese wurden nacheinander auf das Düsenrohr " ϕ 2,0 / 250 mm" aufgezogen und mit unterschiedlichen Luftmengen betrieben. Bild 8-49 zeigt das Terzspektrum bei den Impulsversuchen beim Einsatz der Membran mit 0,6 mm Schlitzung. In Bild 8-50 sind die Pegel beim Einsatz der Membran mit 2,0 mm Schlitzung dargestellt. Im Gegensatz zu den Düsenrohren ohne Membran ist die gemessene Wirkung in beiden Fällen unabhängig von der Luftmenge. Beim Vergleich der beiden Membrantypen können ebenfalls keine Unterschiede in der schallmindernden Wirkung festgestellt werden.



Bild 8-49: Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Luftmenge beim Einsatz der Membran 0,6 mm



Bild 8-50: Versuche mit der Airgun (Impulse), Variation der Luftmenge beim Einsatz der Membran 2,0 mm

8.4 Versuche im Testsee der Firma Atlas Elektronik

von Jörg Rustemeier (ISD)

8.4.1 Versuchsanordnung

Die hier beschriebenen Versuche wurden im Testsee der Firma Atlas Elektronik durchgeführt. An der Messposition ist die Wassertiefe zwischen 9 m und 10 m. Der Boden ist eher schlammig. Da der zeitliche Aufwand für das Installieren und Bergen der einzelnen Düsenrohre ungleich größer ist als in der HSVA, wurde ein Gestell gebaut, an dem die vier zu untersuchenden Düsenrohre befestigt wurden (siehe Bild 8-51 links). Das Gestell ist so bemessen worden, dass auf weitere Massen zur Beschwerung verzichtet werden konnte.



Bild 8-51: links: Gestell mit vier Düsenrohren; rechts: Druckluftversorgung und Druckluftmessstrecke

Es wurden dieselben Düsenrohre wie bei den Versuchen in der HSVA verwendet. Jeweils zwei Düsenrohre wurden zu einer Länge von 10 m verbunden. Die Spezifikationen der verwendeten Düsenrohre sind in Tabelle 8-4 aufgelistet. Die Bohrungen befinden sich bei den Düsenrohren ohne Membran in einem Winkel von 45° nach unten ("7:30 Uhr") und bei dem Düsenrohr mit Membran vertikal nach unten ("6:00 Uhr").

Nr.	Bezeichnung	Montageort im Gestell	Durchmesser der Düsen in mm	Abstand der Düsen in mm	Querschnitt der Düsen in mm ² /m
1	ø 1,4 / 250	oben links	1,4	250	6,16
2	\$\$\phi\$ 1,0 / 250	oben rechts	1,0	250	3,14
3	φ 1,0 / 500	unten links	1,0	500	1,57
4	φ 1,0 / 250 mit Membran	unten rechts	1,0	250	3,14

Tabelle 8-4: Si	pezifikationen	der im '	Testsee	verwendeten	Düsenrohre
Tubene o n b	permutationen	act iiii	I COUDCC	, er enacten	Dusenionie

Die Membran wurde ebenfalls wiederverwendet. Da aber nur jeweils 5 m von jedem Membrantyp zur Verfügung standen, wurde in der Mitte des 10 m langen Düsenrohrs die Membran mit 2,0 mm Schlitzung aufgezogen. Die Randbereiche wurden durch die Membran mit 0,6 mm Schlitzung abgedeckt.

Die Druckluftversorgung wurde durch einen Kompressor der Firma CompAir Typ C250TS-12 (Volumenstrom: 21 m³/min, Enddruck: 13 bar) sichergestellt. Bild 8-51 rechts zeigt den gelben Kompressor am Ufer, die Zuluftleitung und die Druckluftmessstrecke auf dem Ponton. In die Druckluftmessstrecke waren ein Hochleistungsdruckminderer zur Druckluftregulierung, ein Luftmengenmessgerät und ein Manometer zur Druckluftüberwachung eingebaut.

In der durch eine Holzpalette abgedeckten Öffnung im Ponton war der Sendewandler UW350 der Firma Atlas Elektronik in einer Tiefe von 5,50 m installiert (siehe Bild 8-51 rechts). Es wurden ausschließlich CW- Pulse (continuous wave) gesendet. Bild 8-52 zeigt Zeitverläufe und Spektren ausgewählter Sinuspulse. Die Pulsdauer beträgt abhängig von der Frequenz zwischen 5 ms und 10 ms. Die Sinuspulse bieten die Vorteile von impulsartigen Signalen (einfachere Detektion von Reflektionen) und besitzen dennoch einen tonalen Charakter, da der größte Teil der Schallenergie im Bereich der gewählten Frequenz liegt (siehe Bild 8-52 unten).



Bild 8-52: Zeitverlauf und Spektrum ausgewählter Sinuspulse

Für die Untersuchung wurden diskrete Frequenzen verwendet, die in zwei Sequenzen abgespielt wurden. Die Frequenzen der Sinuspulse sind in Tabelle 8-5 aufgelistet. Beim Auswerten der Freifeldmessungen wurde festgestellt, dass die tatsächlichen Frequenzen der ersten Sequenz um bis zu 10 % von den angestrebten Frequenzen abweichten.

Puls Nr.	Frequenzen von Sequenz 1	Frequenzen von Sequenz 2
1	100 Hz	900 Hz
2	120 Hz	1000 Hz
3	140 Hz	1200 Hz
4	160 Hz	1400 Hz
5	180 Hz	1600 Hz
6	200 Hz	1800 Hz
7	220 Hz	2000 Hz
8	240 Hz	2200 Hz
9	260 Hz	2400 Hz
10	280 Hz	2600 Hz
11	300 Hz	2800 Hz
12	350 Hz	3000 Hz
13	400 Hz	3500 Hz
14	450 Hz	4000 Hz
15	500 Hz	4500 Hz
16	600 Hz	5000 Hz
17	700 Hz	6000 Hz
18	800 Hz	7000 Hz
19	900 Hz	8000 Hz

Tabelle 8-5: Frequenzen der gesendeten Sinussequenzen

Der untersuchte Frequenzbereich liegt somit zwischen 100 Hz und 8000 Hz. Dieser ist nach unten durch die recht große Periodendauer begrenzt. Die obere Grenze folgt aus der Überlegung, dass eine Sinuswelle diskret mit mindestens sechs Punkten beschrieben werden sollte. Bei einer Abtastrate von 48 kHz beträgt die obere Grenzfrequenz daher 8 kHz.

Beide Sequenzen wurden je 32-mal wiederholt, um eine statistische Absicherung zu gewährleisten. Der Beginn der Sequenzen wurde mittels eines Sendetriggers aufgezeichnet. Das Triggersignal hatte eine Frequenz von 70 mHz, so dass die Dauer einer Messung 32 / 0.07 = 457 s bzw. 7,6 Minuten für jede der beiden Sequenzen betrug.

Die Schallmessungen erfolgten mit sechs Brüel & Kjær 8105 Hydrofonen der Firma Atlas Elektronik. Jeweils drei Hydrofone wurden als Hydrofonkette an einem vertikalen Seil untereinander positioniert. Bild 8-53 zeigt den Kragarm, an dem die beiden Hydrofonketten befestigt waren. Die erste Hydrofonkette war in einem Abstand von 1,78 m vom Sendewandler direkt am Rand des Pontons installiert. Die zweite Hydrofonkette hatte einen Abstand von 6,51 m vom Sendewandler und war nahe der Spitze des Kragarms befestigt.



Bild 8-53: Versuche im Testsee der Firma Atlas Elektronik

Über Umlenkrollen an Ballastblöcken am Boden des Sees konnten die Hydrofone in der Tiefe so positioniert werden, dass sich je zwei Hydrofone in den Tiefen 3,00 m 5,50 m und 8,00 m befanden. Die Wassertiefe im Bereich der Messstrecke betrug etwa 9,70 m. Für die Wahl der Abstände der Hydrofone von Blasenschleier gab es zwei Kriterien. Einerseits sollte der Abstand möglichst gering sein, um den Einfluss der Reflexionen an der Wasseroberfläche zu minimieren. Andererseits musste sicher ausgeschlossen werden, dass keine Luftblasen des Blasenschleiers gegen die Hydrofone prallen, wodurch die Messungen unbrauchbar geworden wären. Die finale Position der Hydrofone wurde mit Hilfe der Freifeldmessungen unter Annahme einer Schallgeschwindigkeit von 1480 m/s berechnet.

Die Aufzeichnung der Schalldruckverläufe erfolgte mit einer Abtastrate von 48 kHz. Für jedes der vier Düsenrohre wurden folgende Messungen durchgeführt:

- Hintergrundschallmessung (Messung ohne Sendesignal und ohne Blasenschleier)
- Freifeldmessung (Messung der Sequenzen 1 und 2 ohne Blasenschleier)
- Messungen mit Blasenschleier bei je fünf unterschiedlichen Druckluftmengen:
 - Grundstör des Blasenschleiers ohne Sendesignal
 - Sequenz 1
 - Sequenz 2
 - Grundstör des Blasenschleiers ohne Sendesignal

8.4.2 Auswertung

Mit diesen Versuchen soll die Wirkung von unterschiedlichen Blasenschleiern bestimmt werden. Die Frage ist also, wie der Blasenschleier das gesendete Schallsignal verändert. Es können verschiedene Veränderungen eintreten, wie eine Verzögerung des Signals (Änderung der Ausbreitungsgeschwindigkeit), die Änderung der Lautstärke (Amplituden), eine Verschiebung der Frequenz oder eine Änderung in der Phase.



Bild 8-54: Skizze zur Position der Hydrofone

Das System Blasenschleier kann durch die Transferfunktion (TF) beschrieben werden. Dabei wird das Eingangssignal (Signal vor dem Blasenschleier) mit dem Ausgangssignal (Signal hinter dem Blasenschleier) verglichen. Die Transferfunktion wird durch Division der komplexen Spektren des Ausgangs- und Eingangssignals berechnet. Das so gewonnene komplexe Spektrum der Transferfunktion gibt dann Auskunft über die Veränderung der Amplituden und Phasen des gesamten Spektrums.

Im Atlassee konnten die Messungen bis zu einer Dauer von 3 ms ohne störende Reflexionen durchgeführt werden. Es wurden auch nur die reflexionsfreien Datenintervalle für die Auswertung verwendet. Bei so kurzen Auswerteintervallen erhält man beim Berechnen der Spektren automatisch eine sehr grobe spektrale Auflösung ($\Delta f = 1 / t_{ges}$). Aus diesem Grund wurde anstelle der Transferfunktion die Transmissionsfunktion (TM) verwendet. Diese kann nur bei monofrequenten Signalen eingesetzt werden. Bei der Transmissionsfunktion werden anstelle der komplexen Spektren der Signale nur deren Amplituden ins Verhältnis gesetzt. Die Ermittlung der Amplituden erfolgt direkt aus dem Zeitsignal. Die Transmissionsfunktion gibt daher keine Auskunft über die Veränderung der Phasen oder einer Verschiebung der Frequenz. Ein entscheidender Vorteil der Transmissionsfunktion ist aber, dass sie bei geringem Signal-Rauschabstand (signal-to-noise ratio, SNR) stabiler ist als die Transferfunktion.

Bei den tieferen Frequenzen wurde nur die Amplitude der ersten Halbwelle ausgewertet. Der Sinuspuls mit einer Frequenz von 100 Hz hat eine Periodendauer von 10 ms, der erste Scheitelpunkt wird nach 2,5 ms erreicht. Bei den höheren Frequenzen konnten auch mehrere Perioden ausgewertet werden.

Bild 8-54 zeigt die Position der Hydrofone entlang der Messstrecke. Bei der Auswertung wurde jeweils die Transmissionsfunktion von zwei Hydrofonen in gleicher Tiefe berechnet und über der Frequenz des Sendesignals aufgetragen. Um die Dämpfung des Blasenschleiers zu bestimmen, muss die Transmissionsfunktion mit Einfluss des Blasenschleiers noch mit der Transmissionsfunktion ohne Einfluss des Blasenschleiers verglichen werden.

8.4.3 Ergebnisse

Hintergrundschallmessungen

Mit den Hintergrundschallmessungen wurde der Grundstörpegel im Wasser ohne Nutzsignal und ohne Blasenschleier festgestellt. Bild 8-55 zeigt exemplarisch das Spektrum des Hintergrundschalls, das am 20.05.2011 mit den Hydrofonen H4, H5 und H6 gemessen wurde. Der Grundstörpegel liegt bei Werten unter 90 dB re 1 μ Pa. An den anderen Tagen der Messkampagne war der Hintergrundschallpegel sehr ähnlich.



Bild 8-55: Spektrum des Hintergrundschalls am 20.05.2011

Grundstör des Blasenschleiers

Bei allen Düsenrohren wurde bei jeder Luftmenge der Grundstörpegel des Blasenschleiers aufgezeichnet. Bild 8-56 und Bild 8-57 zeigen das Spektrum des durch den Blasenschleier allein erzeugten Schalls an den Hydrofonen H1 bis H6.



Bild 8-56: Spektrum des Blasenschleiers, Hydrofonkette 1



Bild 8-57: Spektrum des Blasenschleiers, Hydrofonkette 2

Der Grundstörpegel ist umso höher, desto näher die Hydrofone zum Düsenrohr positioniert sind. Bei Hydrofonen in gleicher Wassertiefe ist der durch das Düsenrohr erzeugte Schall etwa gleich laut. Für die weitere Auswertung wird in guter Näherung angenommen, dass der Schalldruckpegel des Blasenschleiers an den Hydrofonen in gleicher Tiefe gleich ist.

Grundsätzlich konnte festgestellt werden, dass sich der Grundstörpegel des Blasenschleiers bei zunehmender Luftmenge erhöht. Nur beim Düsenrohr mit Membran war der Grundstörpegel deutlich geringer.

Freifeldmessungen

Bild 8-58 und Bild 8-59 zeigen die Transmissionsfunktionen der Freifeldmessungen mit den Sequenzen 1 und 2. Da das Hydrofon H5 einen größeren Abstand von der Schallquelle hat als das Hydrofon H2, wurde in den Diagrammen die Abstrahldämpfung (geometrische Dämpfung) bereits berücksichtigt. Dabei wurde eine sphärische Abstrahlung nach der folgenden Gleichung angenommen (Elmer et al. (2007)):



$$\Delta L = 20 \log_{10}(R_5/R_2)$$
 (8.1)

Bild 8-58: Dämpfung bei Freifeldmessungen mit Sequenz 1 unter Berücksichtigung der geometrischen Dämpfung



Mit den Entfernungen $R_5 = 6,51$ m und $R_2 = 1,78$ m beträgt die geometrische Dämpfung zwischen den Hydrofonen H2 und H5 somit 11,3 dB. Bild 8-58 und Bild 8-59 stellen also die Abweichung der Freifeldmessung von einer theoretischen sphärischen Abstrahlung dar. Diese Differenz ist kleiner als 0,5 dB im Frequenzbereich bis 6 kHz. Bei 7 kHz ist die Abweichung maximal 1 dB und bei 8 kHz maximal 3 dB (siehe Bild 8-59). Bei der Auswertung der Messungen mit Einfluss des Blasenschleiers wurden die Freifeldmessungen, d. h. die sphärische Abstrahlung nach Gleichung (8.1) und die Abweichungen nach Bild 8-58 und Bild 8-59, berücksichtigt.

Dämpfung des Blasenschleiers in Abhängigkeit von der Luftmenge

Die Transmissionsfunktion von den Signalen der Hydrofone H2 und H5 mit Blasenschleier wurde verwendet, um die Dämpfung des Blasenschleiers zu bestimmen. Dabei wurden die Ergebnisse der Freifeldmessungen berücksichtigt. Die folgenden Bilder zeigen die absolute Dämpfung des Blasenschleiers über der Frequenz des Sendesignals. Es konnte jeweils nur die erste Sequenz ausgewertet werden, da bei der zweiten Sequenz der Signal-Rauschabstand zu gering war.



Bild 8-60: Dämpfung Düsenrohr Nr. 1 (\$\phi\$ 1,4 / 250 mm) bei unterschiedlichen Luftmengen

In Bild 8-60 ist die absolute Dämpfung des Düsenrohrs Nr. 1 (ϕ 1,4 / 250 mm) bei Luftmengen von 315 Nl/min, 560 Nl/min, 880 Nl/min, 1160 Nl/min und 1820 Nl/min dargestellt. Die angegebenen Luftmengen beziehen sich jeweils auf eine Länge des Düsenrohrs von 10 m. Mit diesem Düsenrohr wurden außerdem Messungen mit Luftmengen von bis zu 5000 Nl/min durchgeführt, die aufgrund eines zu geringen Signal-Rauschabstandes nicht ausgewertet werden konnten. Wie erwartet nimmt die Dämpfung des Blasenschleiers mit zunehmender Luftmenge zu. Bei Verdopplung der Luftmenge steigt die Dämpfung im Mittel um etwa 3 dB.

Bild 8-61 zeigt die absolute Dämpfung des Düsenrohrs Nr. 2 (ϕ 1,0 / 250 mm) bei Luftmengen von 145 Nl/min, 560 Nl/min, 840 Nl/min, 1110 Nl/min und 1830 Nl/min bei einer Düsenrohrlänge von 10 m. Auch hier nimmt die Dämpfung des Blasenschleiers mit zunehmender Luftmenge zu. Auch hier steigt die Dämpfung bei Verdopplung der Luftmenge im Mittel um etwa 3 dB.



bei unterschiedlichen Luftmengen



Bild 8-62: Dämpfung Düsenrohr Nr. 3 (\$\phi\$ 1,0 / 500 mm) bei unterschiedlichen Luftmengen

In Bild 8-62 ist die absolute Dämpfung des Düsenrohrs Nr. 3 (ϕ 1,0 / 500 mm) bei Luftmengen von 45 Nl/min, 145 Nl/min, 290 Nl/min, 550 Nl/min und 840 Nl/min dargestellt. Die angegebenen Luftmengen beziehen sich jeweils auf 10 m Düsenrohr. Wie erwartet nimmt auch hier die Dämpfung des Blasenschleiers mit zunehmender Luftmenge zu. Allerdings steigt hier bei Verdopplung der Luftmenge die Dämpfung im Mittel nur um etwa 1 dB.



Bild 8-63: Dämpfung Düsenrohr Nr. 4 (\$\phi\$ 1,0 / 250 mm mit Membran) bei unterschiedlichen Luftmengen

Bild 8-63 zeigt die absolute Dämpfung des Düsenrohrs Nr. 4 (ϕ 1,0 / 250 mm mit Membran) bei Luftmengen von 325 Nl/min, 560 Nl/min, 840 Nl/min, 1130 Nl/min und 1810 Nl/min bezogen auf eine Länge des Düsenrohrs von 10 m. Mit diesem Düsenrohr wurde außerdem eine Messung mit einer Luftmenge von 3000 Nl/min durchgeführt, die aufgrund eines zu geringen Signal-Rauschabstandes nicht ausgewertet werden konnte. Bis zur Luftmenge von 1130 Nl/min nimmt die Dämpfung des Blasenschleiers mit zunehmender Luftmenge zu. Bei der größten Luftmenge von 1810 Nl/min ist die Dämpfung des Blasenschleiers geringer. Bei diesem Düsenrohr mit Membran beträgt die optimale Luftmenge 1130 Nl/min. Im Gegensatz zu den Versuchen in der HSVA (s. Abschnitt 8.3) konnte hier beim Einsatz der Membran eine Abhängigkeit der Dämpfung von der Luftmenge festgestellt werden. Warum diese Abhängigkeit in der HSVA nicht nachgewiesen werden konnte ist noch unklar.

Dämpfung des Blasenschleiers in Abhängigkeit vom Düsenrohr

Für die folgenden Diagramme wurden Luftmengen ausgewählt, für die die Dämpfung verschiedener Düsenrohre verglichen wird. Damit soll der Einfluss des Luftdrucks, des Düsenabstandes und der Membran unabhängig von der Luftmenge ermittelt werden. Bild 8-64 zeigt die Dämpfung aller vier Düsenrohre bei einer Luftmenge von etwa 560 Nl/min bei 10 m Düsenrohrlänge. Die Dämpfung der Düsenrohre Nr. 1 bis 3 hat einen ähnlichen Verlauf, während die Dämpfung des Düsenrohrs mit Membran im Frequenzbereich bis 500 Hz deutlich größer ist.

In Bild 8-65 ist die Dämpfung aller vier Düsenrohre bei einer Luftmenge von etwa 850 Nl/min dargestellt. Auch hier ist Dämpfung der Düsenrohre Nr. 1 bis 3 ähnlich. Das Düsenrohr mit Membran hat den Schall über den gesamten Frequenzbereich stärker gedämpft als die Düsenrohre ohne Membran. Insbesondere im für Rammschall relevanten Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 400 Hz ist die Wirkung der Düsenrohre mit Membran deutlich besser.



Bild 8-65: Dämpfung verschiedener Düsenrohre bei einer Luftmenge von etwa 850 Nl/min

Bild 8-66 zeigt die Dämpfung der Düsenrohre Nr. 1, 2 und 4 bei einer Luftmenge von etwa 1130 Nl/min bei 10 m Düsenrohrlänge. Das Düsenrohr Nr. 3 konnte mit dieser Luftmenge nicht betrieben werden, da der maximale Betriebsdruck des Kompressors bereits zuvor erreicht wurde. Wie bei den kleineren Luftmengen ist die Dämpfung der Düsenrohre mit Membran deutlich größer, während die Parameter Düsendurchmesser und Luftdruck nahezu keinen Einfluss auf die Dämpfung haben. Lediglich bei einer Pulsfrequenz von 710 Hz besitzt das Düsenrohr mit kleineren Düsen und höherem Luftdruck eine deutlich höhere Dämpfung.



Bild 8-66: Dämpfung verschiedener Düsenrohre bei einer Luftmenge von etwa 1130 Nl/min



Bild 8-67: Dämpfung verschiedener Düsenrohre bei einer Luftmenge von etwa 1820 Nl/min

In Bild 8-67 ist die Dämpfung der Düsenrohre Nr. 1, 2 und 4 bei einer Luftmenge von etwa 1820 Nl/min dargestellt. Auch hier ist die Dämpfung der Düsenrohre mit Membran bei den meisten Frequenzen größer. Allerdings ist der Vorteil der Membran bei dieser hohen Luftmenge nicht mehr so stark ausgeprägt. Die Düsenrohre ohne Membran zeigen einen ähnlichen Dämpfungsverlauf, wobei das Düsenrohr Nr. 2 ab 640 Hz den Schall stärker dämpft als das Düsenrohr Nr. 1.

Insgesamt ist festzustellen, dass das Düsenrohr mit Membran im untersuchten Frequenzbereich die besten Dämpfungseigenschaften aufweist. Insbesondere bei den Frequenzen, bei denen gewöhnlich der Rammschall die größten Amplituden besitzt, ist die Schallminderung mit Membran deutlich besser als ohne Membran. Die Abhängigkeit der Dämpfung von der Luftmenge konnte bei diesen Versuchen ebenfalls festgestellt werden. Lediglich das Düsenrohr mit Membran besitzt eine optimale Dämpfung bei Luftmengen von etwa 1000 Nl/min bezogen auf 10 m Düsenrohrlänge, also 100 Nl/min/m.

Beim Vergleich der Düsenrohre Nr. 1 und 2 ist ersichtlich, dass der Einfluss des Düsendurchmessers und damit des erforderlichen Luftdrucks unwesentlich ist. Ebenso kann beim Vergleich der Düsenrohre Nr. 2 und 3 kein nennenswerter Einfluss des Düsenabstandes festgestellt werden. Daraus folgt, dass die Dichtigkeit des Blasenschleiers bei einem Düsenabstand von bis zu 500 mm ausreichend ist. Düsenrohre mit einem größeren Düsenabstand wurden hier nicht untersucht.



Bild 8-68: Anwendung der Ergebnisse auf die Messungen bei FINO3 in 910 m Entfernung

Die Frage ist nun, wie die untersuchten Düsenrohrsysteme den Rammschall mindern. Daher wurde auf das Terzspektrum des Rammschalls beim Bau von FINO3 die ermittelte Dämpfungswirkung der Düsenrohre Nr. 2 und 4 angewandt. Dieses erfolgte unter der Annahme, dass die Randbedingungen von Testsee und Offshore-Bereich gleich sind. Bild 8-68 zeigt die Anwendung der Dämpfungswirkung von den Düsenrohren 2 und 4 auf die Messungen bei FINO3 in 910 m Entfernung. Die rote Linie zeigt das Spektrum des

Rammschalls ohne Einsatz des Blasenschleiers. Die beiden Messungen mit Blasenschleier sind dünn gestrichelt dargestellt. Hellblau und hellgrün sind die Spektren des Rammschalls bei einem Einsatz der Düsenrohre Nr. 2 und 4 unter der Annahme, dass die Randbedingungen gleich sind. Dabei wurde die im Frequenzbereich von 110 Hz bis 860 Hz ermittelte Minderungswirkung zum Spektrum des Rammschalls ohne Blasenschleier addiert. Interessant ist beim Einsatz der Membran die gute Minderungswirkung im Bereich der maximalen Rammenergie. Mit diesen Überlegungen wäre durch den Einsatz einer Membran (hellblaue Linie) eine Reduktion des breitbandigen SEL (sound exposure level) um zusätzlich 5,4 dB im Vergleich zum Düsenrohr ohne Membran (hellgrüne Linie) möglich. Hier sind allerdings Offshore-Tests notwendig, um die im See gewonnenen experimentellen Ergebnisse zu überprüfen.

8.5 Erarbeitung eines Rechenmodells für die Simulation und die Prognose

von Jörg Rustemeier (ISD)

8.5.1 Modellbildung

Um den Einsatz eines Blasenschleiers im Vorfeld einer Baumaßnahme zu planen, werden Rechenmodelle benötigt, die die zu erwartende Schallminderung im Voraus prognostizieren und damit die Planungssicherheit erhöhen. Das Ziel ist, den Blasenschleier als eine homogenisierte Schicht abzubilden und so auf wenige relevante Parameter zu reduzieren.

Dazu wurde der Ansatz von Novarini et al. (1998) verfolgt, in welchem die Schallgeschwindigkeit und Dämpfung in einem Wasser-Luftgemisch berechnet wird. Der Ansatz basiert auf der Kompressibilität des Gemischs. Die Schallgeschwindigkeit in Flüssigkeiten ist allgemein definiert als

$$c = \sqrt{\frac{1}{\rho\kappa}} \qquad \Leftrightarrow \qquad c^{-2} = \rho\kappa$$
 (8.2)

Hierin ist ρ die Dichte und κ die Kompressibilität des Mediums. Um die effektive Schallgeschwindigkeit des Gemischs zu berechnen, müssen eine effektive Dichte und eine effektive Kompressibilität berechnet werden. Aus den Dichten der einzelnen Medien kann die Dichte des Gemischs folgendermaßen bestimmt werden:

$$\rho_{eff} = (1 - V) \,\rho_0 + V \,\rho_{gas} \tag{8.3}$$

Die Dichte des Wassers ist ρ_0 , die der Luft ist ρ_{gas} und V ist der Volumenanteil der Luft im Bezugsvolumen. Die Kompressibilität der Mischung ist gegeben durch

$$\kappa_{eff} = (1 - V) \kappa_0 + \Delta \kappa \tag{8.4}$$

Hier ist κ_0 die Kompressibilität des Wassers ohne Luftblasen und $\Delta \kappa$ die Änderung der Kompressibilität, die durch das Resonanzverhalten von schwingenden Luftblasen hervorgerufen wird. Dazu muss die Kompressibilität jeder einzelnen Blase berechnet und über die Blasenverteilung integriert werden. Eine Interaktion zwischen den Luftblasen wird vernachlässigt. Desweiteren wird angenommen, dass die Blasen Kugelgestalt haben und dass der Radius der Blasen klein gegenüber der Wellenlänge der eintreffenden Schallwelle ist $(k \cdot a < 1)$. Die Änderung der Kompressibilität von Wasser mit *n* Blasen des Radius *a* beträgt

$$\Delta\kappa(f,z) = \frac{n}{\rho_0 \pi f^2} \frac{a}{\left(\left(\frac{f_r}{f}\right)^2 - 1 + i\delta\right)}$$
(8.5)

mit der Resonanzfrequenz f_r der Einzelblase und der Dämpfungskonstante δ .
Bei einem Gemisch aus unterschiedlich großen Blasen muss über die Blasenverteilung n(a) integriert werden:

$$\Delta\kappa(f,z) = \frac{1}{\rho_0 \pi f^2} \int_{a_{min}}^{a_{max}} \frac{a \ n(a)}{\left(\left(\frac{f_r}{f}\right)^2 - 1 + i\delta\right)} \ da$$
(8.6)

Die Änderung der Kompressibilität ist abhängig von der betrachteten Frequenz f und der Wassertiefe z. Die Resonanzfrequenz der Einzelblase f_r wird in Abhängigkeit vom Blasenradius a und der Wassertiefe z wie folgt berechnet:

$$f_r = \frac{3,25}{a} \sqrt{1+0,1 \, z} \tag{8.7}$$

Die Dämpfungskonstante δ besteht aus den Anteilen aus Streuung (Rückstrahlung) δ_r , thermischer Dämpfung δ_t und viskoser Dämpfung δ_v :

$$\delta = \delta_r + \delta_t + \delta_v \tag{8.8}$$

Aus diesen Größen kann die effektive Schallgeschwindigkeit des Gemischs aus Luftblasen und Wasser mittels der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$c_{eff}^{-2} = \rho_{eff} \kappa_{eff} = \left[(1 - V) \rho_0 + V \rho_{gas} \right] \left[(1 - V) \kappa_0 + \Delta \kappa \right]$$
(8.9)

Da die Änderung der Kompressibilität $\Delta \kappa$ eine komplexe Größe ist, hat auch die effektive Schallgeschwindigkeit einen reellen und einen imaginären Anteil. Der Realteil der effektiven Schallgeschwindigkeit ist die gesuchte Ausbreitungsgeschwindigkeit des Schalls im Luft-Wassergemisch. Aus dem Imaginärteil kann die Dämpfung in dB/m wie folgt berechnet werden:

$$\alpha_b = -\left(\frac{20}{\ln 10}\right) \cdot 2\pi f \cdot Imag\left\{\frac{1}{c_{eff}}\right\}$$
(8.10)

Diese Gleichungen wurden in das Programm Matlab implementiert. Unter Vorgabe des Gasvolumenanteils und der Blasengrößenverteilung kann für unterschiedliche Frequenzen und Wassertiefen die Schallgeschwindigkeit und die Dämpfung des Luft-Wassergemischs berechnet werden.

8.5.2 Parameterstudie

Um die Sensitivität des Modells auf unterschiedliche Parameter zu untersuchen, wurde in Anlehnung an die Versuche im Testsee ein Referenzmodell gewählt und die zu untersuchenden Parameter festgelegt. Es wurden die Wassertiefe z, die Dämpfungskonstante δ , der Gasvolumenanteil V, die Verteilungsfunktion für die Blasengrößen, die mittlere Blasengröße und die Streubreite der Blasengrößen variiert. Für das Referenzmodell wurden folgende Parameter gewählt:

٠	Wassertiefe:	z = 10 m
٠	Dämpfungskonstante:	$\delta = 0,02$
٠	Gasvolumenanteil:	V = 0,01
٠	Verteilungsfunktion:	Gauß'sche Normalverteilung der
		Blasenvolumina über Radien
٠	Kleinster Blasenradius:	$a_{min} = 10 \text{ mm}$
٠	Größter Blasenradius:	$a_{max} = 30 \text{ mm}$
٠	Anzahl Blasenradien:	$n_a = 10000$
٠	Breite des Blasenschleiers:	b = 0,20 m

Die Materialparameter sind folgendermaßen festgelegt:

•	Dichte der Luft:	$\rho_{gas} = 1,3 \text{ kg/m}^3$
•	Dichte des Wassers:	$\rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$
•	Schallgeschwindigkeit im Wasser:	$c_0 = 1500 \text{ m/s}$
•	Kompressibilität des Wassers:	$\kappa_0 = 4.8e - 10 1/Pa$



Bild 8-69: Blasengrößenverteilung des Referenzmodells

Beim Referenzmodell wurde als Verteilungsfunktion die Gaußverteilung gewählt. Um den Einfluss der Verteilungsfunktion zu untersuchen, wurde zusätzlich eine konstante Verteilungsfunktion getestet (siehe unten). Bild 8-69 zeigt die Gaußverteilung, mit der das Luftvolumen auf die einzelnen Blasenradien aufgeteilt wurde. Der Mittelwert der Gauß'schen Normalverteilung wurde aus den gewählten Grenzen a_{max} und a_{min} für die Blasenradien nach Formel (8.11) berechnet.

$$\mu = \frac{1}{2} \left(a_{max} - a_{min} \right) = 0,02 \, m \tag{8.11}$$

Die gewählte Streubreite der Blasenradien wurde gleich der dreifachen Standardabweichung gesetzt. Im Intervall $[\mu \pm 3\sigma]$ existieren 99,73 % aller Werte der Normalverteilung.

$$3\sigma = (\mu - a_{min}) = 0.01 \, mm$$
 (8.12)

Mit dem Mittelwert μ und der Standardabweichung σ wird die Blasenanzahl je Blasenradius wie folgt berechnet:

$$n(a) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{a-\mu}{\sigma}\right)^2} \frac{1}{\frac{4}{3}\pi a^3}$$
(8.13)

Aus Formel (8.13) ergibt sich eine Normalverteilung der Blasenvolumina. Daraus folgt, dass bei kleinen Blasen deren Anzahl entsprechend größer ist (siehe Bild 8-69).

Die Breite des Blasenschleiers b wurde frei gewählt und mit der berechneten Dämpfung nach Formel (8.10) (in dB/m) multipliziert, um so eine absolute Dämpfung zu erhalten.

Variation der Wassertiefe und der Dämpfungskonstante

Die Wassertiefe wurde zwischen 0 m (Wasseroberfläche) und 30 m variiert. Bild 8-70 links zeigt den Einfluss der Wassertiefe auf die Dämpfung. Wie auch in den folgenden Bildern steht die rote Linie für das Referenzmodell. Da die Wassertiefe lediglich in die Berechnung der Resonanzfrequenz eingeht, ist der Verlauf der Dämpfung bei größerer Wassertiefe zu höheren Frequenzen verschoben.



Bild 8-70: links: Spektrale Dämpfung in Abhängigkeit der Wassertiefe; rechts: Spektrale Dämpfung in Abhängigkeit der Dämpfungskonstante

Bild 8-70 rechts zeigt die Dämpfungen des Blasenschleiers für eine Dämpfungskonstante von 0,002, 0,02 (Referenz) und 0,2. Je höher die Dämpfungskonstante ist, desto geringer ist die maximale Dämpfung und desto breiter ist der Wirkungsbereich. Insgesamt haben die Wassertiefe und die Dämpfungskonstante einen geringen Einfluss.

Variation des Gasvolumenanteils

Der Gasvolumenanteil entspricht der Luftmenge, die pro Volumeneinheit im Wasserkörper vorhanden ist. Relativ zum Referenzmodell wurde der Gasvolumenanteil halbiert und verdoppelt. Bild 8-71 zeigt die Dämpfungen und die zugehörige Blasengrößenverteilung für einen Gasvolumenanteil von 5, 10 und 20 Promille.



Bild 8-71: Variation des Gasvolumenanteils, links: Spektrale Dämpfung, rechts: zugehörige Blasengrößenverteilung

Da die Blasengrößen hier nicht verändert wurden, bewirkt eine Verdopplung des Gasvolumenanteils eine Verdopplung der Blasenanzahl. Dadurch werden sowohl die maximale Dämpfung als auch der Wirkungsbereich um einen Faktor von etwa 1,4 vergrößert.

Variation der Verteilungsfunktion

Neben der Normalverteilung der Blasenvolumina über Radien wurde eine Normalverteilung der Blasenanzahl über Radien und jeweils eine konstante Verteilung bei gleich bleibendem Gasvolumenanteil getestet. Die jeweilige Blasengrößenverteilung ist in Bild 8-72 rechts dargestellt. Bild 8-72 links zeigt die zugehörigen Ergebnisse der Dämpfungsberechnungen. Der Knick im Verlauf der Dämpfung bei konstanter Verteilung (grüne und schwarze Linie) ist durch den Sprung in der Verteilung bei minimalem Blasenradius zu erklären. Um dieses numerische Problem zu vermeiden, ist eine Blasengrößenverteilung mit sanften Übergängen zu wählen. Da der Einfluss der Verteilungsfunktion bei der spektralen Dämpfung eher gering ist, wird im folgenden mit der Gauß'schen Normalverteilung der Blasenvolumen über Blasenradien gerechnet.



Bild 8-72: Variation der Verteilungsfunktion, links: Spektrale Dämpfung, rechts: zugehörige Blasengrößenverteilung

Variation des Blasenradius

Bei konstantem Gasvolumenanteil wurde die Größe der Blasen variiert. Relativ zum Referenzmodell wurden die Blasenradien halbiert und verdoppelt. Bild 8-73 zeigt die Dämpfungen bei mittleren Blasengrößen von 10 mm, 20 mm und 40 mm und die zugehörigen Blasengrößenverteilungen.



Bild 8-73: Variation der Blasengröße, links: Spektrale Dämpfung, rechts: zugehörige Blasengrößenverteilung

Bei einer Halbierung der Blasenradien beträgt die Anzahl der Blasen das Achtfache. Aus Bild 8-73 kann geschlussfolgert werden, dass eine Halbierung der Blasenradien eine Verdopplung der maximalen Dämpfung und eine Verdopplung des Wirkungsbereichs bei hohen Frequenzen bewirkt. Bei kleinen Frequenzen ist allerdings die Dämpfung bei überwiegend großen Blasen höher.

Seite | 184

Variation der Streubreite

Unter Beibehaltung das Gasvolumenanteils und des mittleren Blasenradius wurde die Streubreite der Blasengrößen variiert. Bild 8-74 zeigt die Dämpfungen und die zugehörigen Blasengrößenverteilungen bei der Variation der Streubreite. Bei einer geringen Streubreite existieren nur wenige Blasengrößen im Gemisch. Folglich ist die Dämpfung im Bereich der Resonanzfrequenz der Blasen besonders stark ausgeprägt und der Wirkungsbereich recht schmal. Eine breite Streuung der Blasengrößen bewirkt dagegen, dass kein ausgeprägter Spitzenwert im Dämpfungsverlauf existiert und der Wirkungsbereich deutlich breiter ist.



Bild 8-74: Variation der Streubreite, links: Spektrale Dämpfung, rechts: zugehörige Blasengrößenverteilung

8.5.3 Kalibrierung mit Messdaten

Es wurde der Versuch unternommen, das Modell anhand der Laborversuche und der Messungen im Testsee der Firma Atlas Elektronik zu kalibrieren. Da die Blasengrößenverteilungen bei den einfachen Düsenrohren anhand der aufgenommenen Fotos nicht zu festzustellen war, konnte die Kalibrierung nur mit den Düsenrohren mit Membran durchgeführt werden. Daher wurde die Messung mit Düsenrohr Nr. 4 (ϕ 1,0 / 250 mm mit Membran) bei einer Normluftmenge von 560 Nl/min bei 10 m Düsenrohrlänge ausgewählt. Die Wassertiefe von dem Schallsender und den Hydrofonen H2 und H5 war 5,5 m. Die an der Atmosphäre gemessene Luftmenge musste wegen des höheren Drucks in 5,5 m Tiefe umgerechnet werden. Dabei wurde angenommen, dass sich die Temperatur der Luft nicht ändert. Die Luftmenge pro Meter Düsenrohrlänge betrug dann

$$\dot{Q} = 560 \frac{Nl}{min} \frac{1,00 \ bar}{1,55 \ bar} \frac{1}{10m} = 36,1 \frac{l}{min \ m}$$
 (8.14)

Um die Aufstiegsgeschwindigkeit der Luft abzuschätzen, wurde die Aufstiegsdauer im Stahltank (siehe Abschnitt 8.2.2) bei einer Wassertiefe von etwa 4,80 m gemessen. Dabei wurden Werte zwischen 10 s und 14 s festgestellt. Bei einer Aufstiegsdauer von 12 s ist die mittlere Aufstiegsgeschwindigkeit 0,4 m/s. Damit der Gasvolumenanteil bestimmt werden

konnte, musste noch die Dicke der homogenisierten Blasenschleierschicht abgeschätzt werden. Mit einer angenommenen Schichtdicke von 0,15 m beträgt der Gasvolumenanteil

$$V = 36,1 \frac{l}{\min m} \frac{1}{60 s} \frac{1}{0,4 \frac{m}{s}} \frac{1}{0,15 m} = 10,0 \frac{l}{m^3}$$
(8.15)

Die Dämpfungskonstante wurde für den Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 1 kHz nach Medwin und Clay (1998), Figure 8.2.3, hinreichend genau zu 0,02 gesetzt. Die Größe der Luftblasen und deren Verteilung wurde anhand der im Labor aufgenommenen Fotos abgeschätzt (siehe Bild 8-22). Demzufolge liegen die wesentlichen Blasenradien zwischen 0,5 mm und 2,5 mm mit einer Häufung zwischen 1,0 mm und 2,0 mm.



Bild 8-75: Kalibrierung des Simulationsmodells und Vergleich mit Messdaten

Das Ergebnis der Simulation ist in Bild 8-75 dargestellt. Die blaue Linie zeigt den Dämpfungsverlauf für Blasenradien zwischen 0,5 mm und 2,5 mm bei Anwendung einer Gauß'schen Normalverteilung der Blasenvolumina in Abhängigkeit der Blasenradien. Es ist zu sehen, dass bei dieser Blasengrößenverteilung die Dämpfungswirkung im Frequenzbereich bis 1 kHz nahe Null ist. Daher wurde eine weitere Berechnung mit Blasengrößen zwischen 0,1 mm und 30 mm Radius durchgeführt und dargestellt. Im rechten Bild sind zusätzlich die Ergebnisse der Messung im Testsee dargestellt. Da lediglich Messwerte im Frequenzbereich von 110 Hz bis 900 Hz vorliegen, wurde dieser Frequenzbereich im rechten Diagramm entsprechend vergrößert. Während die anhand von Fotos geschätzten Blasengrößen im betrachteten Frequenzbereich nahezu keine Dämpfungswirkung haben, stimmt der Dämpfungsverlauf der Simulation mit den größeren Blasen recht gut mit der Messung überein. Der mittlere Blasenradius liegt hier aber bei etwa 15 mm, was im klaren Widerspruch zu den Fotos steht.

Dieses Modell basiert auf dem Schwingungsverhalten von Einzelblasen. Wie eingangs beschrieben wird keine Interaktion zwischen den einzelnen Luftblasen berücksichtigt. Da der akustisch wirksame Querschnitt ein Vielfaches größer als der geometrische Querschnitt der Luftblasen ist und der Abstand der Blasen untereinander recht gering ist, ist davon auszugehen, dass eine Interaktion zwischen den einzelnen Blasen stattfindet. Um eine bessere Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation zu erzielen, ist das Modell derart zu erweitern, dass Interaktion berücksichtigt wird.

8.6 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

von Jörg Rustemeier (ISD)

Im Labor wurde die Blasenerzeugung mit unterschiedlichen Düsenrohren untersucht, um festzustellen, welche Blasengemische realisierbar sind und welche Parameter variiert werden können. Beim einfachen Düsenrohr mit Bohrungen konnte der Durchmesser und der Abstand der Bohrungen variiert werden. Durch den Gesamtdüsenquerschnitt und den Luftdruck wurde die ausströmende Luftmenge eingestellt. Anhand der optischen Auswertung führen insbesondere die Parameter Düsenabstand und Luftmenge zu unterschiedlichen Blasenbildern. Als zweite Bauform wurde das Düsenrohr mit Membran untersucht. Hier ist eine Variation der Schlitzbilder im Rahmen der am Markt erhältlichen Membranen durchgeführt worden. Mit dieser Methode konnte ein Blasengemisch aus vielen kleinen Bläschen erzeugt werden. Wesentliche Unterschiede zwischen den untersuchten Membranen gab es nach optischer Auswertung der Blasenbilder nicht. Die dritte untersuchte Bauform waren die Becherdüsen, mit denen vor allem große Blasen erzeugt werden sollten. Dieses gelang allerdings nur begrenzt und nur bei sehr geringen Luftmengen. Bei größeren Luftmengen wurden Blasengemische erzeugt, die denen der einfachen Düsenrohre mit Bohrungen ähneln. Wegen des erhöhten Produktionsaufwandes ist diese Bauform nicht weiter untersucht worden. Damit ist es nicht gelungen, größere Blasen zu erzeugen, deren Resonanzfrequenzen im Bereich der maximalen Energie des Rammschalls liegen.

Die akustischen Versuche wurden in einem Betonkanal der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt und im Testsee der Firma Atlas Elektronik durchgeführt. An beiden Orten ergab sich das Problem eines teilweise zu geringen Signal-Rauschabstandes bei den Messungen mit Blasenschleier. Das Signal wurde dann so stark gedämpft, dass es im Grundrauschen des Blasenschleiers nicht mehr auszumachen war. Im Betonkanal trat dieses Problem wegen destruktiver Interferenzen mit reflektierten Schallwellen stellenweise im gesamten Frequenzbereich auf. Da im See die Reflexionen ausgeschlossen werden konnten, trat das Problem insbesondere bei den höheren Frequenzen der zweiten Sequenz auf, da diese besonders stark gedämpft wurden. Obwohl die Dämpfung hier nicht beziffert werden konnte, muss sie mindestens 30 dB betragen haben. Ein weiteres Problem im Betonkanal bestand in der Flankenübertragung über die Seitenwände und den Boden. Der über diese Übertragungswege transportierte Schall konnte nicht durch den Blasenschleier reduziert werden. Daher ist die Dämpfung des Blasenschleiers hier nur bei den höheren Frequenzen zu sehen. Im Hinblick auf die Dämpfung von tieffrequentem Rammschall sind die in der HSVA gewonnenen Ergebnisse unbrauchbar. Die Messungen im Testsee haben sehr gute Ergebnisse im Bereich zwischen 100 Hz und 900 Hz geliefert.

Bei den einfachen Düsenrohren mit Bohrungen wurden die Luftmenge, der Luftdruck und der Düsenabstand variiert. Wie auf den Blasenfotos zu erkennen ist, nimmt bei steigender Luftmenge im Wesentlichen die Blasenanzahl und weniger die Blasengröße zu. Bei den akustischen Versuchen wurde festgestellt, dass die Dämpfung mit der Luftmenge zunimmt. Bei einer Vergrößerung der Blasenanzahl ist also die Dämpfung höher. Bei der Variation des Luftdrucks ist auf den Fotos kaum ein Unterschied in den Blasenbildern festzustellen. Auch auf die Dämpfung scheint der Luftdruck keinen nennenswerten Einfluss zu haben. Als dritter Parameter wurde der Düsenabstand variiert. Die Fotos zeigen, dass der Blasenschleier umso dichter ist, desto kleiner der Düsenabstand ist. Mit zunehmender Luftmenge verdichtet sich der Blasenschleier auch bei mittleren Düsenabständen. Lücken im Blasenschleier sind dann nur noch unten im Bereich des Düsenrohres zu finden. Bei den akustischen Versuchen im Betonkanal wurden Düsenabstände bis zu 1 m untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass bei großen Düsenabständen die Dämpfungswirkung aufgrund der Lücken im Blasenschleier geringer ist. Daraus folgt, dass es einen von der Luftmenge abhängigen, maximalen Düsenabstand gibt, bei dessen Überschreitung die Dämpfungswirkung wegen zu großer Lücken im Blasenschleier abnimmt. Im Testsee war die Dämpfung bei Düsenabständen von 250 mm und 500 mm ähnlich, was darauf hinweist, dass es dort keine nennenswerten Lücken im Blasenschleier gegeben hat.

Zusätzlich zu den einfachen Düsenrohren wurden Kunststoffrohre mit unterschiedlichen Membranen bespannt und getestet. Die Fotos zeigen sehr dichte Blasenschleier, die aus vielen relativ kleinen Blasen bestehen. Die Versuche im Testsee zeigen im unteren Frequenzbereich eine deutlich höhere Dämpfung beim Düsenrohr mit Membran. Anders als bei den anderen Systemen gibt es hier eine optimale Luftmenge, bei deren Überschreitung die Dämpfung wieder abnimmt. Dieses Phänomen muss allerdings bei weiteren Versuchen bestätigt werden, da es bisher nur in dieser Situation festgestellt werden konnte. Interessant ist bei diesem System die gute Schallminderung bei niedrigen Frequenzen. Um die Wirkung auf Rammschall zu simulieren, wurde die bei den Experimenten gemessene Dämpfung auf das beim Bau von FINO3 gemessene Rammschallspektrum angewendet. Es ist festzustellen, dass im Frequenzbereich der maximalen Rammenergie die Wirkung der Düsenrohre mit Membran deutlich besser ist als die der Düsenrohre ohne Membran. Durch den Einsatz der Membran ist damit eine Minderung des breitbandigen SEL (sound exposure level) um zusätzlich 5,4 dB möglich. Die Übertragung der experimentellen Ergebnisse auf Offshore-Bedingungen erfolgte unter der Annahme gleicher Randbedingungen. Die Wirkung der Düsenrohre mit Membran im Offshore-Einsatz ist durch Tests unter Offshore-Bedingungen zu überprüfen.

Auf Basis der Theorie schwingender sphärischer Einzelblasen wurde ein Rechenmodell in das Programm Matlab implementiert. Bei diesem Modell ist die Dämpfung im Resonanzfall wesentlich. Eine Interaktion zwischen den Blasen wurde bei diesem Ansatz nicht berücksichtigt. Eine Kalibrierung mit Messdaten konnte nur anhand der Versuche mit Membranen durchgeführt werden, da nur hier die Blasengrößen anhand der Blasenbilder abgeschätzt werden konnten. Dabei ist aufgefallen, dass die vom Rechenmodell ermittelte Dämpfung stark von der gemessenen Dämpfung abweicht. Bei einer Vergrößerung der Blasen um eine Größenordnung stimmen Rechenmodell und Messung recht gut überein. Da aber definitiv keine derart großen Blasen im Blasenschleier festzustellen waren, müssen neben dem Dämpfungsverhalten von Einzelblasen im Resonanzfall noch andere Effekte bei der berücksichtigt werden. Zum Einen ist die Interaktion zwischen den Schallminderung schwingenden Luftblasen zu berücksichtigen, da die Eigenfrequenz von Einzelblasen nicht gleich der Eigenfrequenz eines Blasenhaufens ist. Andererseits besteht zwischen dem reinen Wasser und dem Luft-Wassergemisch ein erheblicher Impedanzsprung, da durch die Luft im Wasser die Dichte und auch die Schallgeschwindigkeit verringert werden. Dieser Impedanzsprung führt zu einer teilweisen Reflexion des Schalls.

Um eine bessere Übereinstimmung zwischen den Experimenten und dem Rechenmodell zu erzielen, muss die Geometrie der Blasenschleier detaillierter untersucht werden. Insbesondere die Kenntnis der Blasengrößenverteilung hat einen entscheidenden Einfluss bei der Modellbildung. Der Blasenschleier ist bisher als eine homogene Schicht konstanter Dicke modelliert worden. Da der Gasgehalt in der Mitte des Blasenschleiers höher ist als am Übergang zum Wasser, ist der Blasenschleier schichtweise zu vermessen und für jede Schicht der Gasgehalt und die Blasengrößenverteilung zu ermitteln. Mit den detaillierteren Informationen über die Geometrie der Blasenschleier ist das Rechenmodell zu erweitern. Insbesondere die Interaktion zwischen den einzelnen Blasen muss Berücksichtigung finden. Dabei ist zu überprüfen, ob noch weitere Effekte bei der Schallminderung eine wichtige Rolle spielen.

9 Entwicklung eines Sensors zur Messung der Blasengröße

von Manfred Schultz-von Glahn (itap)

9.1 Aufgabenstellung

In den letzten Jahren wurden verschiedene Methoden zur Minderung von Hydroschallimmissionen beim Rammen von Fundamenten an Offshore-Windenergieanlagen entwickelt und erprobt. Dabei stellte sich heraus, dass ein sogenannter Blasenschleier eine gute Dämmwirkung erzielen kann. Pegelminderungen von mehr als 10 dB (bezogen auf den Ereignispegel) wurden ermittelt. Allerdings zeigte sich, dass die größte Wirkung des Blasenschleiers in einem Frequenzbereich erzielt wurde, in dem die Geräuschquelle (Ramme) nur vergleichsweise wenig Schallenergie abgibt.

Die Dämmwirkung eines Blasenschleiers hängt von der Größe und der Anzahl (bzw. Dichte) der Luftblasen im Wasser ab. Je größer die Luftblasen sind, desto tieffrequenter ist die Dämmwirkung. Daher ist es wichtig, die Blasengröße möglichst genau an das spektrale Maximum der Geräuschquelle anzupassen, um ein optimales Schalldämm-Ergebnis zu erzielen.

Damit die Blasengrößen auf die jeweiligen Erfordernisse abgestimmt werden können, müssen die Größen der erzeugten Blasen bekannt sein. Ein Messsystem, mit dessen Hilfe die erforderlichen Messungen auf einfache Weise durchgeführt werden können, ist jedoch zurzeit auf dem Markt nicht erhältlich. Aufgrund der aktuellen Fragestellungen in Bezug auf die Erzeugung von schalltechnisch wirksamen Blasenschleiern ist ein Messsystem zur Bestimmung der Blasenmenge und der Blasengrößenverteilung jedoch unbedingt vonnöten.

Die itap – Institut für technische und angewandte Physik GmbH wurde beauftragt, im Rahmen des Forschungsprojektes "Schall 3" ein entsprechendes System zu entwickeln und zu bauen. Der Prototyp sollte anschließend umfangreichen Tests unterzogen werden.

9.2 Anforderungen an das System, Entwicklung eines Systemkonzeptes

Das zu entwickelnde Messsystem soll in der Lage sein, folgende Größen messtechnisch zu erfassen und darzustellen:

- Anzahl der Luftblasen pro Bezugsvolumen und
- Größenverteilung der Luftblasen im Bezugsvolumen.

Die (akustische) Dämmwirkung eines Blasenschleiers hängt von der Anzahl der Blasen pro Bezugsvolumen ab. Aus diesem Grund sollte das Messgerät in der Lage sein, diese Größe darzustellen. Zusätzlich sollte die Größenverteilung der Blasen, die Einfluss auf die frequenzabhängige Dämmung des Blasenschleiers hat, gemessen werden können.

9.3 Messprinzip

Prinzipiell könnten die Luftblasen im Wasser mit einer Unterwasser-Videokamera erfasst werden. Die Blasendichte und die Blasengrößenverteilung könnten anschließend mit Hilfe von Bildverarbeitungs-Software aus den Aufnahmen extrahiert werden. Dieses Verfahren ist technisch und softwareseitig aufwendig (es muss eine seefeste Kamera mit entsprechender Lichtquelle ins Wasser gebracht werden und die Bilder müssen mit umfangreichen Bildverarbeitungstools ausgewertet werden). Aus diesem Grund wurde ein anderes Messverfahren gewählt, das nachfolgend beschrieben wird.

Das Messprinzip beruht auf den unterschiedlichen elektrischen Eigenschaften von Luft und Wasser. Die elektrische Leitfähigkeit von Wasser (insbesondere von Meerwasser) ist um mehrere Größenordnungen größer als von Luft. Diese Eigenschaften werden ausgenutzt, um die Anwesenheit von Luftblasen im Wasser zu detektieren.

Das Bild 9-1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Messsystems. Für die Messungen sind drei Elektroden im Wasser erforderlich. Zwei Messelektroden mit leitfähigen Spitzen werden durch das Luft-Wasser-Gemisch geführt. Die Elektroden sind über einen Vorwiderstand Rv mit einem Wechselspannungsgenerator verbunden, der eine Sinusschwingung mit einer Frequenz von 500 bis 1000 Hz und einer Amplitude von einigen Volt erzeugt (eine Rechteckschwingung eignet sich ebenfalls). Der Generator ist außerdem mit einer im Wasser befindlichen Rückelektrode verbunden. Die Vorwiderstände Rv sind so hochohmig gewählt, dass nur geringe Spannungen an den nicht invertierenden Eingängen der Operationsverstärker (OP) zu verzeichnen sind, wenn zwischen Messelektroden und Rückelektrode sich elektrisch leitendes Wasser befindet.

Befinden sich an den Spitzen der Messelektroden Luftblasen, ist der Stromkreis aufgrund des hohen elektrischen Widerstandes der Luft praktisch unterbrochen. Dadurch steigt die Spannung an den Operationsverstärkern auf die Generatorausgangsspannung an. Das Vorhandensein von Luftblasen im Wasser bewirkt eine Amplitudenmodulation der Generatorspannung (siehe Bild 9-2).

Aufgrund der Tatsache, dass die Luftblasen nach der Erzeugung im Wasser aufsteigen, genügt es, die Messelektrode an einem festen Ort im Wasser zu positionieren. Relativ zum Blasenfeld bewegt sich die Messsonde auf einem Messpfad durch das Wasser-Blasengemisch (siehe Bild 9-3).

Wenn eine Luftblase auf eine der beiden Messsonden trifft, steigt das zugehörige Signal an den Ausgängen A oder B an (siehe Bild 9-2). Die Amplitude bleibt solange erhöht, bis die Blase vollständig die Messspitze passiert hat. Die Zeitspanne, in der das Ausgangssignal erhöht ist, ist somit ein Maß für die Blasengröße. Wenn die Aufstiegsgeschwindigkeit der Blase bekannt ist, kann aus der Zeitspanne eindeutig auf die Länge geschlossen werden.

Die Aufstiegsgeschwindigkeit der Blase wird mithilfe einer zweiten Elektrode, die im Abstand Δx zur ersten Elektrode angebracht ist, gemessen. Die Elektroden werden in Strömungsrichtung ausgerichtet. Eine Blase, die auf die erste Elektrode trifft, wird in der Regel auch die zweite Elektrode passieren. Dadurch erhält man am Ausgang B zeitversetzt ebenfalls ein Signal (rote Kurve in Bild 9-2). Aus der Zeitdifferenz und dem Elektrodenabstand Δx lässt sich die Relativgeschwindigkeit der Elektroden zu den Blasen berechnen.



Bild 9-1: Prinzipskizze des Blasengrößenmessgerätes



Bild 9-2: An den nicht invertierenden Eingängen der Operationsverstärker gemessene, durch eine Luftblase amplitudenmodulierte Wechselspannung



Bild 9-3: Relativ zu den Luftblasen bewegt sich die Messelektrode auf einem Messpfad durch das Medium

9.4 Aufbau des Messgerätes

Das Messsystem besteht aus einem handelsüblichen PC bzw. Laptop mit einem kleinen Zusatzgerät, das über ein USB-Kabel verbunden wird, sowie der Messsonde. Das nachfolgende Bild zeigt den prinzipiellen Aufbau des Systems. Das Gerät enthält die erforderliche Verstärker- und Steuerelektronik, eine externe Soundkarte und eine Stromversorgungseinheit. Die für die Messungen verwendeten Signalstärken und –frequenzen werden so gewählt, dass sie von einer handelsüblichen externen Soundkarte erzeugt bzw. verarbeitet werden können. Die Stromversorgung des Gerätes erfolgt über die USB-Verbindung zum PC. Ein DC-DC Wandler erzeugt alle benötigten Betriebsspannungen aus der USB-Spannung von 5 V.



Bild 9-4: Prinzipschaltbild des Messgerätes

Das Bild 9-5 zeigt den Aufbau der Messelektrode. In der Laborversion sind die Messelektroden aus Kupfer-Lackdraht hergestellt. Die Rückelektrode ist aus nicht isoliertem Kupferdraht mit 2 mm Durchmesser hergestellt. Die Sonde wird mit einem dreiadrigen seewasserfesten Kabel verbunden.

Das Elektrodenmaterial wird in Zukunft durch V4A-Stähle ersetzt, um Korrosionsprobleme zu vermeiden.



Bild 9-5: Aufbau der Messelektrode (Prinzipskizze und Foto)

Die Messsonde wird zur Vermeidung von Beschädigungen während des Messvorgangs in einen Schutzkorb eingebaut. Dieser Korb sorgt auch für den notwendigen Abtrieb der Sonde. Der Korb ist in Bild 9-7 gezeigt. Er besteht aus V4A – Stahl-Abtriebskörper und Kunststoff-Verbindungsteilen. Innerhalb des Korbs sind dünne Seile gespannt, die die Befestigung mehrerer Sonden ermöglichen.

Der mechanische Aufbau der gesamten Messsonde wird in Zukunft noch geändert. Es sind mehrere Varianten mit einer oder mehreren Sonden in der Planung. Die Verwendung besserer Materialien für die Sensorspitzen wird derzeit untersucht.



Bild 9-6: Foto des Messsystems,

das zurzeit aus einem Laptop (oder PC), einer externen Soundkarte und dem Blasendetektor (kleine Box links außen) besteht. Die externe Soundkarte ist inzwischen in das Gehäuse des Blasendetektors integriert.



Bild 9-7: Foto des Schutzkorbes für den Sensor

In den im Bild 9-7 gezeigten Schutzkorb können bis zu 9 Messsonden befestigt werden. Durch die gleichzeitige Verwendung von mehreren Sonden kann die Messzeit deutlich verringert werden. Allerdings hat der Korb einen relativ hohen Strömungswiderstand, sodass die Sonde bei Vorhandensein von starken Wasserströmungen stark abgelenkt wird. Aus diesem Grund wurde die im Bild 9-8 gezeigte Sondenhalterung in Auftrag gegeben. Die aus V4A Stahl gefertigte Halterung kann nur eine Sonde tragen, ist aber sehr kompakt und wird aufgrund der geringen Oberfläche und des hohen spezifischen Gewichts weniger durch eine eventuell vorhandene Strömung beeinflusst.



Bild 9-8: Halterung für eine Messsonde



Bild 9-9: Benutzungsoberfläche des Messsystems

9.5 Messung der Blasengrößenverteilung

9.5.1 Funktionstest des Gerätes im Labor

Das Gerät wurde mit einem einfachen Aufbau im Labor getestet. Zu diesem Zweck wurden mit einer Aquariumpumpe in einem wassergefüllten Glasgefäß Luftblasen mit möglichst gleichmäßiger Größe erzeugt. Die Blasen wurden vom Messsystem detektiert. Es wurde das in Bild 9-10 gezeigte Histogramm ermittelt.



Bild 9-10: Histogramm der gemessenen Blasengröße Die Kurve zeigt, dass die überwiegende Zahl der Blasen einen Durchmesser von 3 mm hat. Die Messung wird durch die folgenden Fotos bestätigt, die zeigen, wie drei verschiedene Luftblasen die Messelektroden passieren



Bild 9-11: Testanordnung im Glasgefäß bei der Detektion von drei verschiedenen Blasen

9.5.2 Funktionstest des Gerätes im Versuchstank

Weitere Tests des Gerätes wurden am Versuchstank vorgenommen. Zu diesem Zweck wurden am Boden des Tanks Düsen mit unterschiedlichen Öffnungen positioniert. Durch die Düsen wurde Pressluft mit variablen Drücken geleitet. Die entstehenden Luftblasen wurden mit dem Messsystem erfasst und gleichzeitig über ein Sichtfenster in der Tankwand fotografiert. Der Tank war mit Leitungswasser gefüllt. Die Wassertiefe betrug ca. 1,2 m.



Bild 9-12: Messaufbau am Versuchstank

Versuch 1: Düsengröße 1 mm, Druck 0,12 bar



Messung Blasengrößen



Bild 9-13: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen

Versuch 2: Düsengröße 1 mm, Druck 1 bar



Messung Blasengrößen



Bild 9-14: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen

Versuch 3: Düsengröße 2 mm, Druck 0,12 bar



Messung Blasengrößen



Bild 9-15: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen

Versuch 4: Düsengröße 2 mm, Druck 1 bar



Messung Blasengrößen

Histogramm, Messzeit 300 s



Bild 9-16: Gemessenes Histogramm der Blasengrößen (oben) und Foto der aufsteigenden Blasen

Messung Blasengrößen



Bild 9-17: Vergleich der Messergebnisse bei unterschiedlichen Düsengrößen

9.6 Bestimmung der Blasendichte im Wasser

Das beschriebene Messsystem kann die Anzahl der Blasen in einem bestimmten Bezugsvolumen nicht direkt erfassen. Erfasst werden nur die Blasen, die sich auf dem Messpfad der Sonde befinden (siehe Bild 9-3). Wie viele Blasen der verschiedenen Größenklassen sich im Bezugsvolumen befinden, kann nur mit Hilfe von statistischen Überlegungen aus den Messdaten berechnet werden.

Entsprechende mathematische Auswertungsalgorithmen sind in der Entwicklung und werden in Kürze in die vorhandene Software integriert. Diese Algorithmen korrigieren auch die Messabweichungen, die dadurch entstehen, dass die Sonde auf dem Messpfad die Blasen nicht immer zentral trifft. Wenn eine Blase nur mit dem Rand in den Messpfad hineinragt, wird der Detektor eine zu kleine Blase registrieren.

9.7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Projektes "Schall 3" wurde ein Messsystem zur Ermittlung der Größenverteilung und Dichte von Luftblasen in Seewasser entwickelt, als Prototyp gebaut und im Labormaßstab getestet.

Das Messsystem nutzt die unterschiedliche elektrische Leitfähigkeit von Luft und Wasser zur Detektion von Luftblasen im Wasser. Das sehr kompakt aufgebaute System besteht nur aus einer kleinen Box (ca. 2 cm x 8 cm x 20 cm), die über ein USB Kabel mit einem PC oder mit einem Laptop verbunden wird und dem Messsensor, der mithilfe eines Seiles ins Wasser abgelassen wird. Eine externe Stromversorgung ist nicht erforderlich.

Die Mess- und Auswertesoftware stellt eine einfache Benutzungsoberfläche bereit und generiert sämtliche für die Messungen notwendigen Signale. In der jetzigen Version werden Histogramme erzeugt, die die Größenverteilungen der Blasen im Wasser widerspiegeln.

Die Handhabung des Gerätes ist einfach. Nach dem Start der Messsoftware wird die Messsonde an der Stelle ins Wasser gelassen, an der die Blasenverteilung gemessen werden soll und einige Minuten dort belassen (ein bis fünf Minuten, je nach Blasendichte). Anschließend gibt die Software alle relevanten Daten auf dem Bildschirm aus und speichert sie parallel als Excel Datei.

Zukünftige Aufgaben

Für die Weiterentwicklung des Systems ist geplant, einen Algorithmus zu integrieren, der über statistische Berechnungsverfahren die Dichte der einzelnen Blasengrößenklassen im Wasser ermittelt. Anschließend ist das gesamte System unter Offshore-Bedingungen zu testen. Abschließend muss im Labor eine weitere Kalibrierung der Algorithmen für die Ermittlung der Blasendichte durchgeführt werden.

10 Erprobung des lärmarmen Bauverfahrens "Herrenknecht Vertical Shaft Machine"

von Rainer Matuschek (itap)

10.1 Aufgabenstellung

Zur Gründung von Offshore-Forschungsplattformen, wie auch von Windkraftanlagen, besteht der Stand der Technik aus dem Einsatz von Impulsrammen, mit denen Stahlrohre in den Meeresboden gerammt werden. Dabei werden naturgemäß sehr hohe Schalldrücke im Wasser erzeugt, die zu einer Schädigung der in der Umgebung der Baustelle befindlichen Schweinswale u. a. mariner Säuger führen können.

Die Herrenknecht AG entwickelt u. a. Bohrgeräte zur Errichtung von vertikalen Schächten, die z. B. für die Belüftung von U-Bahn-Anlagen benötigt werden. Da das Bohrgerät auch bei Bauvorhaben an Land unter Wasser arbeiten muss, sobald der Grundwasserspiegel unterschritten ist, stellt sich die Frage, ob nicht auch ein Einsatz im Meer zur Gründung von Offshore-Anlagen möglich ist. Ein Vorteil dieser Errichtungsmethode könnte darin liegen, dass die Wasserschallimmissionen, speziell die kurzzeitigen Spitzenschalldrücke, wie sie beim Einsatz von Impulsrammen auftreten, niedriger und damit weniger schädlich für die in Baustellennähe schwimmenden Schweinswale u. ä. sind.

Um das zu verifizieren, wurden an einer Vertikal-Schachtabsenkanlage (Vertical Shaft Machine, VSM) die während der verschiedenen Betriebsphasen auftretenden Körperschallund Wasserschallerregungen gemessen. Mit den so ermittelten Schwingamplituden und Schalldrücken soll der zu erwartende Hydroschallpegel beim Einsatz einer VSM zur Errichtung eines Offshore-Fundaments prognostiziert werden.

Die Auswertung der Messdaten sowie die Prognose sollen sich hierbei an den Vorgaben des "StUK 3" (StUK 3, 2007) orientieren, um so einen Vergleich der Bauschallemissionen mit denen von Impulsrammen zu ermöglichen. Eventuell auftretende Tonhaltigkeit, Impulshaltigkeit sowie der Dauerschalldruckpegel und der auf eine Sekunde bezogene Schallereignispegel werden breitbandig als Einzahlwerte und auch terzaufgelöst (1/3-Oktav) angegeben.

10.2 Verwendete Richtlinien, Normen und sonstige Literatur

Die Schallemissionsmessungen werden auf der Grundlage folgender Richtlinien, Normen Gesetze und Verordnungen durchgeführt:

- Standard Untersuchung der Auswirkungen von Offshore-Windenergieanlagen auf die Meeresumwelt (StUK 3), Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie (BSH), Hamburg und Rostock 2007
- DIN 45 681: Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung des Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschemissionen, Beuth Verlag, März 2005
- Handbook of Acoustics, M. J. Crocker (ed.), Wiley-Interscience, New York, 1998
- Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen, L. Cremer, M. Heckl, Springer Verlag Berlin, 1996

Hersteller:	Herrenknecht AG			
Typenbezeichnung:	Vertikal-Schachtabsenkanlage V-006			
Fräswalze:				
Nennleistung:	400 kW			
Drehmoment:	0 – 60 kNm			
Drehzahl:	0 – 90 U/min			
Tauchmotorpumpe:				
Volumenstrom:	200 – 300 m³/h			
Druck:	5 bar			
Korngröße:	max. 90 mm			
Schacht:				
Durchmesser:	5 m			
Tiefe:	ca. 35 m			
Messort:	Piazza Carrita, Neapel			

Wesentliche Angaben zur vermessenen Anlage:

10.3 Durchführung der Messungen

Die vermessene Anlage war in der Innenstadt von Neapel zur Errichtung eines Belüftungsund Versorgungsschachts für eine neue U-Bahn-Linie eingesetzt. Der Schacht besaß eine Tiefe von ca. 39 m, wobei der Grundwasserspiegel bei einer Tiefe von etwa 14 m unter GOK liegt. Die unteren ca. 25 m des Schachts standen daher während der Messung unter Wasser.

Zur Messung der Hydroschallemissionen der Anlage wurde ein Hydrophon vom Typ B&K 8105 ungefähr in der Mitte des Schachtes an einem Kabel bis zu einer Tiefe von etwa 7,5 m unterhalb des Wasserspiegels herabgelassen (s. Bild 10-1). Das Hydrophonsignal wurde mit einem Ladungsverstärker aufbereitet und digital auf einem Recorder vom Typ Marantz PMD 620 aufgezeichnet.



Bild 10-1: Zuleitung zum mittig im Schacht abgesenkten Hydrophon

Zur Messung der Schwingungen der Schachtwand wurden mehrere Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt. Es wurde ein fester Messpunkt am Tübbing gewählt, der als Referenz gegenüber den Wasserschall- und den Schwingungsmessungen an anderen Positionen dient. Dazu wurde eine Gewindestange in den obersten Tübbing eingeschraubt und daran eine kleine Stahlplatte angeschweißt (s. Bild 10-2). Auf dieser Stahlplatte wurden zwei Beschleunigungsaufnehmer mit Hilfe von Magneten befestigt.

Ein uni-axialer Aufnehmer wurde zur Messung der radialen Beschleunigung der Schachtwand zeitgleich auf dem 2-Kanal-Recorder, der das Hydrophonsignal aufzeichnete, angeschlossen. Diese beiden Messsignale ("z3 u. Hydrophon" in Bild 10-3) liegen über einen Zeitraum von mehreren Stunden für alle verschiedenen Betriebsphasen vor. Punktuell wurde ein tri-axialer Aufnehmer, der die Beschleunigungen in alle drei Raumrichtungen misst und ebenfalls auf der Stahlplatte angebracht war, eingesetzt ("x1, y1, z1 Triaxial" in Bild 10-3). Er war an einem 4-Spur-Aufzeichnungsgerät angeschlossen, dass zeitgleich auf dem vierten Kanal die Radialkomponente der Beschleunigung ("z2" in Bild 10-3) an verschiedenen Positionen auf demselben bzw. darunterliegenden Tübbing aufzeichnete.



Bild 10-2: Befestigung der beiden Beschleunigungsaufnehmer an der festen Messposition auf dem Tübbing. Links ein triaxialer (x1-, y1- u. z1-Komponente) und rechts ein uniaxialer Aufnehmer (z3-Komponente)

Die Messung erfolgte am 28.11.2008 während der Zeit von ca. 9:20 – 16:00 Uhr. Zur Bestimmung des Fremdgeräuschpegels wurde an der abgeschalteten Anlage etwa 5 Minuten gemessen. Zu diesem Zeitpunkt war lediglich der Generator in Betrieb. Die Separationsanlage war ebenso wie der Rest der Anlage abgeschaltet.

Übersicht über die Messung:

Das folgende Bild 10-3 zeigt schematisch den jeweiligen Betriebszustand der Anlage und die Einsatzzeiten der Beschleunigungsaufnehmer und des Hydrophons. Die z-Beschleunigungskomponenten bezeichnen die Radialkomponente, also eine Beschleunigung senkrecht zur Zylinderachse, die einem atmenden Zylinder entspricht.



Bild 10-3: Übersicht über den zeitlichen Ablauf der Messungen und die jeweils eingesetzten Sensoren

Verwendete Messgeräte

Tabelle 10-1 listet die bei der Messung bzw. Laborauswertung zum Einsatz gekommenen Messgeräte auf.

Messgerät	Hersteller, Typ
Hydrophon	B&K 8105
2-Kanal-Digitalrecorder	Marantz PMD 620
4-Kanal-Digitalrecorder	Head acoustics, SQuadriga
Triaxialer Beschleunigungssensor	PCB 356 15
Uniaxialer Beschleunigungssensor	DJB 2740 A/120
Uniaxialer Beschleunigungssensor	PCB U353/003
Spannungs- u. Ladungskalibrator	itap Eigenbau
ICP-Versorgungseinheit	itap Eigenbau

Tabelle 10-1: Verwendete Mess	- und Aufzeichnungsgeräte
-------------------------------	---------------------------

10.4 Messergebnisse

10.4.1 Hydroschallmessungen

Um den Einfluss der Umgebungsgeräusche und –schwingungen, die durch die unmittelbar benachbarte, stark befahrene Straße einkoppeln, zu ermitteln, wurde zunächst eine Messung bei abgeschalteter VSM und Separationsanlage durchgeführt. Lediglich der Generator war in Betrieb.



Bild 10-4: Zeitlicher Verlauf des Hydroschallpegels während der Fremdgeräuschmessung

Zu beachten ist in Bild 10-4, wie auch im Folgenden, dass der Bezugsschalldruck zur Berechnung des Schalldruckpegels bei Unterwasserschall 1 μ Pa beträgt. Dies verbietet einen direkten Vergleich der Unterwasserschalldruckpegel mit Luftschalldruckpegeln, die auf 20 μ Pa bezogen werden. Wegen der größeren Schallkennimpedanz (Verhältnis von Druck zu Schnelle) von Wasser ergibt sich ein weiterer Unterschied zwischen Luft- und Hydroschallpegeln. Bei gleichem Intensitätspegel (gleiche akustische Leistung) eines akustischen Feldes ist der Wasserschallpegel um 61,4 dB höher.

In Bild 10-5 ist die aus dem zeitlichen Schalldruckverlauf aus Bild 10-4 berechnete spektrale Leistungsdichte des Hydroschallpegels bis 1000 Hz dargestellt. Die Frequenzauflösung des Spektrums beträgt 2 Hz. Die Peaks im Spektrum sind allesamt Vielfache der Netzfrequenz von 50 Hz und werden durch elektrische Einstreuung in das Hydrophonkabel verursacht. Abgesehen von diesen elektrisch verursachten Signalen erkennt man, dass oberhalb von etwa 145 Hz keine nennenswerten Hydroschallpegel auftreten. Der maßgebliche Anteil des Fremdgeräusches stammt aus dem Frequenzbereich zwischen ca. 20 Hz und 145 Hz.



Bild 10-5: Spektrale Leistungsdichte des Hydroschallpegels während der Fremdgeräuschmessung

Bei der weiteren Auswertung wurde zur Bestimmung des Schalldruckpegels und auch des Beschleunigungspegels jeweils die spektrale Leistungsdichte zwischen 10 Hz und 145 Hz integriert. Somit verfälschen die starken elektrischen Einstreukomponenten bei 150 Hz und darüber den Summenpegel nicht.

Hydroschallbetriebsgeräusch der VSM

Die zweite Messreihe zur Ermittlung der Betriebsgeräusche umfasst den Zeitraum von ca. 10:10 Uhr bis 12:40 Uhr. Der Boden bestand aus weichem Fels, in den der Fräskopf mit bis zu 200 bar Druck vorgetrieben wurde. Das folgende Bild 10-6 zeigt den zeitlichen Verlauf des Hydroschalldruckpegels. Von Messbeginn bis zur 43. Messminute, entsprechend etwa 10:53 wurde gefräst bzw. am Ende dieser Zeit die Cleaning-Prozedur betrieben. Das eigentlich daran anschließende Absenken des Schachts konnte nicht durchgeführt werden, da der Schacht feststeckte. Die Maschine und der Aggregatecontainer wurden daraufhin ausgeschaltet.



Bild 10-6: Zeitlicher Verlauf des Hydroschallpegels während des Betriebs der VSM sowie beim schrittweisen Herunterfahren der Aggregate

Die Separationsanlage lief dagegen bis ca. zur Messminute 90 weiter. Der Pegelverlauf in Bild 10-6 zeigt deutlich, dass die Separationsanlage lediglich etwa 3 dB weniger Schalldruckpegel erzeugt, als der Bohrkopf im Betrieb unter Last. Mithin erzeugen beide Vorgänge etwa gleich große Hydroschallpegel.

Nach Abschalten der Separationsanlage und dem damit verbundenen Zurückpumpen des gesäuberten Wassers in den Schacht fällt der Hydroschallpegel um mehr als 20 dB ab. Zum Ende der Messung hin war lediglich der Generator in Betrieb. Es handelt sich bei dem am Ende der Messzeit aufgezeichneten Signal also um Fremdgeräusche, die aufgrund des im Vergleich zur ersten Messung verstärkten Verkehrsaufkommens etwas angestiegen sind.



Bild 10-7: Spektrale Leistungsdichte des Hydroschallpegels für verschiedene Betriebszustände (s. Legende)

In Bild 10-7 ist die spektrale Leistungsdichte der drei Betriebszustände von Messminute 0 bis 43 (Fräsen, regulärer Betrieb), Minute 43 bis 90 (Fräse abgeschaltet, Separationsanlage läuft) und Minute 118 bis Messende (alles bis auf Generator abgeschaltet) dargestellt. Die Frequenzauflösung beträgt hier 0,045 Hz.

Die beiden erstgenannten Betriebszustände unterscheiden sich lediglich im tieffrequenten Frequenzbereich zwischen ca. 10 Hz und 40 Hz.

Die aus den Schmalbandspektren resultierenden Terzspektren des Hydroschallpegels sind in dem folgenden Bild 10-8 abgebildet. Auf die Darstellung des Terzspektrums ohne Fräsbetrieb bei laufender Separationsanlage wurde verzichtet, da es sich nur unwesentlich von dem Spektrum bei laufendem Fräskopf unterscheidet.



Bild 10-8: Terzspektren für Fräsbetrieb (Volllast) und Fremdgeräusch (nur Generator in Betrieb)

Die höchsten Pegel treten mit ca. 158 dB in der 20-Hz-Terz auf.

10.4.2 Beschleunigungsmessungen an der Schachtwand

Parallel zu den Hydrophonmessungen erfolgte die Aufzeichnung der radialen Beschleunigung der Schachtwand am obersten Tübbing (z3-Komponente).


Bild 10-9: Spektrale Leistungsdichte des radialen Beschleunigungspegels am obersten Tübbing für verschiedene Betriebszustände (s. Legende)

Die höchsten durch Vibration verursachten Beschleunigungspegel treten, wie auch im Hydroschallspektrum, im tieffrequenten Bereich zwischen ca. 15 Hz und 20 Hz auf. Der Summenpegel beträgt in diesem Frequenzbereich ca. -60 dB(g).

Die Bezugsbeschleunigung zur Berechnung wurde hier zu einem g, d. h. 9,81 m/s² gewählt. Eine Beschleunigung von 9,81 m/s² entspricht also 0 dB(g).

Die Beschleunigung im Frequenzbereich zwischen 15 Hz und 20 Hz liegt mit -60 dB(g) dementsprechend bei $9.81 \times 10-3 \text{ m/s}^2$.

Dies ist der höchste Wert der Beschleunigung, der an der Schachtwand gemessen wurde. Die Beschleunigungen in tangentiale und vertikale Richtung liegen um mindestens 3 dB, meistens jedoch um mehr als 6 dB unterhalb der Radialkomponente.

10.5 Modell für die Schallabstrahlung der Schachtwand

In Crocker (1998) und Cremer (1996) wird die Schallabstrahlung eines unendlich langen Zylinders, dessen Mantelfläche periodisch in Radialrichtung um den Ruheradius R schwingt, berechnet. Abhängig von der Helmholtz-Zahl k·R, die das Verhältnis von Zylinderradius zur Wellenlänge beschreibt (k = $2\pi \cdot f/c$), ergeben sich zwei Grenzfälle für Helmholtz-Zahlen sehr viel größer bzw. kleiner als Eins.

Im vorliegenden Fall sind die stärksten Radialkomponenten der Beschleunigung im Frequenzbereich um 20 Hz gemessen worden. Die Schallgeschwindigkeit in Beton liegt laut Literatur für Leichtbeton bei ca. 1800 m/s und für Schwerbeton bei ca. 3500 m/s. Damit liegt die Helmholtz-Zahl für den zu betrachtenden Zylinder mit 5 m Durchmesser zwischen 0,09 (Schwerbeton) und 0,17. Das bedeutet, für die Schallabstrahlung ist die Formel im "low-frequency-limit" (Cremer (1996)) anzuwenden.

Allgemein gilt, dass der Schalldruck im Fernfeld einer vibrierenden Struktur proportional zur wandnormalen Schnelle des Körpers ist. Diese Radialschnelle berechnet sich aus der gemessenen Radialbeschleunigung durch Division durch die Kreisfrequenz 2π ·f. Die gemessenen Beschleunigungen sind daher zur Berechnung der Schnelle bei 20 Hz durch 125,7 zu dividieren.

Ein gemessener Beschleunigungspegel von -60 dB(g), entsprechend einer Beschleunigung von 9,81 mm/s², bewirkt somit eine Schwinggeschwindigkeit von 78 μ m/s bei einer Frequenz von 20 Hz.

In Crocker (1998) wird die von einem in Radialrichtung schwingenden Zylinder mit Radius R abgestrahlte akustische Leistung pro Meter Zylinderlänge angegeben zu:

$$\mathbf{P}' = \mathbf{0}, \mathbf{5} \cdot \boldsymbol{\pi}^2 \cdot (\mathbf{k} \cdot \mathbf{R}) \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{c} \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{v}^2. \tag{10-1}$$

Hierin bezeichnet k die Wellenzahl, ρ die Dichte, c die Schallgeschwindigkeit des Mediums und v die radiale Schnelle.

Damit wird die abgestrahlte akustische Leistung im Betriebszustand mit den höchsten Radialbeschleunigungen von -60 dB(g) zu 23,6 mW pro Meter Zylinderlänge. Die Schallintensität I als Verhältnis der akustischen Leistung zur beschallten Fläche, nimmt bei einer von einem Zylinder abgestrahlten Welle mit 1/r, entsprechend der, proportional zum Abstand von der Zylinderachse wachsenden, Mantelfläche ab. Mit dem Bezugswert für die Intensität von $I_0 = 6,67 \cdot 10^{-19}$ W/m² ergibt sich so ein Schalldruckpegel von

$$L = 10 \cdot lg(I/I_0) = 10 \cdot lg(2\pi r / I_0)$$
(10-2)

in einem Abstand von r Metern von der Zylinderachse. Dies entspricht für den angesprochenen Betriebszustand "Fräsbetrieb" einem Hydroschalldruckpegel von 155 dB in einem Meter Abstand.

Die Hydroschallmessungen ergaben einen Terzpegel von 158 dB in der 20-Hz-Terz und liegen nur wenig oberhalb dieses aus der Beschleunigungsmessung abgeschätzten Wertes. Hierzu ist zu bemerken, dass bei abgeschaltetem Fräskopf durch den Betrieb der Separationsanlage und vor allen Dingen durch das damit verbundene Aufprallgeräusch des zurückgeleiteten Wassers, der Hydroschallpegel lediglich um ca. 3 dB abnimmt. Die Übereinstimmung der Hydroschallmessung mit den aus den gemessenen Wandbeschleunigungen berechneten Schalldruckpegeln kann daher als sehr gut bezeichnet werden.

Die Beschleunigungskomponenten in tangentiale und vertikale Richtung tragen im Modell des atmenden Zylinders nicht zu einer Schallabstrahlung bei.

10.6 Prognose der Schallimmissionen beim Offshore Einsatz

Das BSH hat im StUK 3 einen Richtwert von 160 dB re 1 μ Pa in einer Entfernung von 750 m vom Pfahl für den Wasserschall vorgesehen. Zur Abschätzung der in 750 m Entfernung zu erwartenden Hydroschallimmissionen beim Einsatz einer VSM wird von einer Schalldruckpegelabnahme von 15 dB pro Dekade ausgegangen. Entsprechend verringern sich die für einen Abstand von 1 m berechneten Pegel und auch die im Schacht gemessenen Schalldruckpegel um ca. 43 dB. Durch die VSM wird dadurch ein Dauerschalldruckpegel von ca. 160 dB - 43 dB = 117 dB erzeugt.

Hierbei blieb unberücksichtigt, dass das Maximum der Schallemissionen bei etwa 20 Hz, entsprechend einer Wellenlänge im Wasser von ca. 75 m, liegt. Die Einkopplung von derartig tieffrequentem Schall ist im Flachwasser, wie es die Nordsee mit Wassertiefen bis ca. 35 m darstellt, äußerst ineffektiv und hängt neben der Wassertiefe auch von der Bodenbeschaffenheit ab. Der tatsächlich in 750 m zu messende Hydroschallpegel wird daher sicher unterhalb des berechneten Wertes liegen.

Hinzu kommt, dass in der Absenkphase keine nennenswerten Emissionen auftreten, wodurch der Pegel des Zyklus von Fräsen, Cleaning und anschließendem Absenken, noch weiter absinkt. Spitzenschalldrücke liegen bei der Fräsmethode nur maximal 3-4 dB oberhalb des Dauerschalldruckpegels.

Vergleich der Immissionen mit denen konventioneller Schlagrammen

Tabelle 10-2 vergleicht die zu erwartenden Hydroschallpegel beim Offshore-Einsatz der Vertikal-Schachtabsenkanlage mit denen, die beim Einbringen des Pfahls mittels Impulsramme auftreten.

	VSM (D = 5 m)	Schlagramme $(D > 3,5 m)$	BSH-Richtwert (StUK 3, 2007)
Dauerschalldruckpegel	$\leq 117 \text{ dB}$	162 – 173 dB	160 dB
Spitzenpegel	$\leq 122 \text{ dB}$	$\approx 195 \text{ dB}$	-

Tabelle 10-2: Wasserschall-Immissionspegel in 750 m Entfernung zum Pfahl mit Durchmesser D

10.7 Zusammenfassung

Es wurden Messungen des Hydroschalls und der Wandbeschleunigungen an einer Vertikal-Schachtabsenkanlage der Herrenknecht AG durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen war es, zu ermitteln, welche Wasserschallimmissionen beim Einsatz dieser, für den Offshore-Einsatz neuartigen Gründungsmethode zu erwarten sind. Dazu wurde, ausgehend von den Messergebnissen, ein Modell für die Schallabstrahlung entwickelt, mit dem die Schallimmissionen in größerer Entfernung berechnet wurden. Der abschließende Vergleich der zu erwartenden Schalldruckpegel mit denen, die beim Einsatz einer konventionellen Impulsramme auftreten, zeigt, dass sich die Wasserschall-Immissionsbelastung während der Bauphase von Offshore-Gründungen mittels einer VSM wesentlich reduzieren ließ. Der gegenwärtig einzuhaltende Richtwert von 160 B re 1 μ Pa wird um mehr als 40 dB unterschritten.

11 Monitoring mit Hilfe einer Überwachungsmessstation

von Andrea Lübben (DEWI)

11.1 Messungen an FINO1

Seit Juli 2009 werden an der Forschungsplattform FINO1 (Bild 11-1) Dauerschallmessungen durchgeführt. Das Messsystem ist am Meeresboden in einer Entfernung von etwa 70 m zur Plattform aufgebaut. Mittels eines Kabels gelangen die Daten von den Messgeräten zu FINO1, wo sich ein Messrechner befindet, der die gewonnenen Daten aufzeichnet. Diese werden in regelmäßigen Abständen abgeholt oder gelangen per Internetverbindung für die weitere Auswertung und Beurteilung an Land.



Bild 11-1: Forschungsplattform FINO1

Die Dauerschallmessstation ist sowohl ausgelegt für die Aufzeichnung von nahe stattfindenden Rammarbeiten wie z. B. bei Alpha Ventus als auch für leisere Geräusche wie entfernte Rammarbeiten und Betriebsgeräusche.

Bild 11-2 zeigt die Position der Dauerschallmessstation in der Nordsee. Sie zeigt auch die jeweilige Entfernung zu den Windparks Alpha Ventus und BARD Offshore 1, dessen Rammgeräusche im Verlauf dargestellt werden.



Bild 11-2: Lage der Dauerschallmessstation in der Nordsee (links) und Bereich um die Station mit Anlagen des Windparks Alpha Ventus(AV)

Aufbau der Überwachungsmessstation

Das Messsystem besteht aus einem Gestell an dem zwei Hydrophone befestigt sind. Es ist mit Hilfe eines Gewichtes am Meeresboden verankert (Bild 11-3). Ein seewasserfestes Kabel verbindet die Sensoren mit einem Messrechner auf der FINO1 Plattform.

Die ausgewählten Hydrophone sind zwei verschiedene Typen der Firma Brüel&Kjaer. Sie sind spezifiziert für unterschiedliche Empfindlichkeiten, um die verschiedenen Pegel, die sich aufgrund der großen Bandbreite der auftretenden Geräusche ergeben, ohne Einschränkungen aufnehmen zu können.

Das Gestell wurde mit Hilfe eines Krans vom Schiff aus abgelassen. Die Hydrophone befinden sich in einer Wassertiefe von ungefähr 30 m und sind etwa 70 m von der FINO1 Plattform entfernt.



Bild 11-3: Gestell und Hydrophone der Unterwassermessstation

11.2 Ergebnisse des Monitorings

11.2.1 Langzeitmessungen

Die Messstation misst mit geringen Ausfällen kontinuierlich seit Anfang Juli 2009 (Bild 11-4). Die Gesamtdatenmenge beläuft sich bis heute auf etwa 16320 Stunden, dies entspricht etwa 16,3 TeraByte. Dabei liegen vom Sensor 8106 nahezu durchgängig Daten vor, vom Sensor 8105 Daten im Zeitraum Anfang Juli 2009 bis Mitte Januar 2010. Danach ist dieser Sensor ausgefallen.

Im August 2011 wurde ein redundantes System mit 2 Hydrophonen 8106 auf der westlichen Seite von FINO1 installiert. Dieses System arbeitet seitdem problemlos im operationellen Betrieb. Erste Ergebnisse werden bald vorliegen. Das System stellt die weitere Aufzeichnung von Rammgeräuschen in der südlichen Deutschen Bucht sicher.

Bild 11-4 zeigt ergänzend die Zeiträume der aufgetretenen Rammarbeiten. Für den Windpark Alpha Ventus liegen diese zwischen dem Beginn der Messungen und dem 26. August 2009, im Windpark BARD Offshore 1 begannen die Rammarbeiten am 6. April 2010 und dauern bis dato an. Seit dem 2. September 2011 werden auch die Rammpfähle des Windparks Borkum West II in den Boden eingebracht und somit von der Messstation aufgezeichnet.



Bild 11-4: Übersicht der Messzeiträume (blau, schwarz) und Zeiträume der Rammarbeiten (rot, grün, orange)

Die folgenden Abbildungen zeigen die Daten beider ausgebrachter Hydrophone. Die dargestellten Ergebnisse des äquivalenten Dauerschallpegels beziehen sich auf einen Zeitraum von 30 Sekunden.

Um die Mannigfaltigkeit der gemessenen Daten zu verdeutlichen, werden in Kapitel 11.2.2 die Aufnahme des Umgebungsschalls gezeigt sowie in Kapitel 11.2.4 und 11.2.5 zwei Beispiele von detektierten Rammaktivitäten präsentiert.

11.2.2 Umgebungsgeräusche

Die an der Messstation aufgenommenen Geräusche sind sehr vielfältig. Das Hintergrundrauschen wird neben den Rammgeräuschen überlagert von vielen verschiedenen Einflüssen wie Schiffen, Tieren, Arbeitsgeräuschen von z.B. FINO1 oder Alpha Ventus, von wind- bzw. welleninduzierten Geräuschen oder ähnlichem. Bild 11-5 zeigt unterschiedliche Spektren von an der Messstation aufgenommenen Geräuschen. Links sieht man einzelne Spektren, die die Bandbreite der Geräusche verdeutlichen, während rechts das jeweils gemittelte Spektrum zu erkennen ist. Hintergrundrauschen (schwarz) ist im unteren Pegelbereich sichtbar. Starkwindereignisse, in blau gekennzeichnet, zeigen eine Erhöhung im oberen Frequenzbereich (> 500 Hz). In rot sind Schiffsgeräusche dargestellt. Sie zeigen eine große Bandbreite sowohl auf der Pegelskala als auch im Frequenzbereich. In grün und grau sind die Rammgeräusche von BARD Offshore 1 und Alpha Ventus zu erkennen. Letztere sind aufgrund ihrer Nähe und Intensität die lautesten an der Überwachungsmessstation.



Bild 11-5: Ausgewählte Spektren von unterschiedlichen Ereignissen

Die in Bild 11-5 gezeigten Spektren bei Starkwindsituationen sind in Bild 11-6 im Detail dargestellt. Sie verdeutlichen den Zusammenhang zwischen Windgeschwindigkeit und Pegel. Der Pegel steigt bei steigender Windgeschwindigkeit. Die lokale Spitze bei etwa 100 Hz rührt vermutlich von einem Netzbrummen her.



Bild 11-6: Typische Spektren bei unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten

11.2.3 Statistische Auswertung

Bild 11-7 zeigt die Verteilung der summierten Schalldruckpegel für den Zeitraum 7. Juli 2009 bis 28. August 2009. In dem gezeigten Zeitraum wurden 4 Windenergieanlagen des Windparks Alpha Ventus gebaut. Die über 150 dB gezeigten Pegel resultieren ausschließlich aus Rammaktivitäten. Sie kommen bis zu einem Maximum von 177 dB vor. Die breite Verteilung resultiert aus der Rammenergie und der unterschiedlichen Entfernung der Anlagen zur Unterwassermessstation.

Im Bereich um etwas über 120 dB erkennt man das Hintergrundrauschen. Zwischen 130 und 150 dB auftretende lokale Maxima weisen auf Schiffe und Arbeitsaktivitäten im Nahfeld der FINO1 hin.



Bild 11-7: Häufigkeitsverteilung des L_{eq} im Zeitraum 7.7. bis 26.8.2009

Im Vergleich dazu zeigt Bild 11-8 die Verteilung der Pegel für den Zeitraum 1. bis 31. Mai 2010. In diesem Monat wurden 3 Anlagen des Windparks BARD Offshore 1 gerammt. Die entsprechenden Pegel lagen dabei über 130 dB. (Es liegen zwar keine Rammprotokolle vor, es handelt sich aber um die einzigen zu diesem Zeitpunkt in der Nordsee durchgeführten Rammaktionen, die uns bekannt sind.) Diese Quelle erkennt man in der Grafik mit einem zweiten Maximum bei 131 dB. Der erste, größere Peak bei 119 dB weist auf das Hintergrundrauschen hin. Insgesamt werden Maximalwerte bis 139 dB gemessen.



Bild 11-8: Häufigkeitsverteilung des L_{eq} im Zeitraum 1. bis 31. Mai 2010

11.2.4 Beispiel 1: Detektion einer Rammung im Nahfeld

Bild 11-9 stellt den äquivalenten Dauerschallpegel L_{eq} für den Monat August 2009 dar. In diesem Monat wurden die Fundamente dreier Windenergieanlagen des Windparks Alpha Ventus gerammt. Die AV3 (siehe Bild 11-2) im Zeitraum 1. bis 5. August, die AV5 vom 7. bis 14. August und die AV4 zwischen 19. und 26. August. Die Entfernungen von der Dauerschallmessstation zu den Anlagen betragen jeweils 2,2 km (AV3), 1,2 km (AV5) und 400 m (AV4). Diese Entfernungen spiegeln sich in der Höhe des L_{eq} wider, die Rammarbeiten bei der AV4 sind mit bis zu 180 dB deutlich am höchsten.

Die Signale im Bereich bis 145 dB sind größtenteils zurückzuführen auf Schiffsgeräusche sowie auf Arbeitsgeräusche vor und nach den eigentlichen Rammphasen.

Gut zu erkennen sind die Vorteile und auch Limitierungen beider Sensoren. Während der 8105 im niedrigen Bereich unter etwa 130 dB in Sättigung gerät, deckt er den hohen Bereich bis 180 dB und höher zuverlässig ab. Dahingegen ist der Sensor 8106 für den niedrigen Bereich spezifiziert und kommt bei etwa 130 dB in Sättigung.



Bild 11-9: Zeitserie des L_{eq} im August 2009

Um den Verlauf des L_{eq} für die Rammung im Detail zu betrachten, zeigt Bild 11-10 den Pegel beider Sensoren für den frühen Morgen des 9. August 2009. Hier wurde ein Pfahl der Anlage AV5 in den Meeresboden eingebracht. Der L_{eq} zeigt Spitzenwerte bis etwa 170 dB. Diese werden am Anfang der Rammung erzielt, hier dient noch der gesamte Pfahl als Schallquelle. Im Laufe der Rammung nehmen diese Werte ab, da sich der Pfahl nicht mehr über die gesamte Länge in der Wassersäule befindet, sondern im Boden ,verschwindet'. Hier ist die Schallabstrahlung ins Wasser geringer.



Bild 11-10: Zeitserie des L_{eq} am 9. August 2009 während Rammarbeiten

Man erkennt deutlich das unterschiedliche Verhalten beider Sensoren im Bereich über 160 dB re 1 μ Pa. Hier kommt der Sensor 8106 in die Sättigung.

Bild 11-11 zeigt den Verlauf des Schalldrucks für die Rammung bei Alpha Ventus im Detail. Innerhalb dieser 19 Sekunden erkennt man 10 Rammschläge, was eine Schlagfrequenz von etwa 1.7 s ergibt. Sowohl der Anstieg als auch der Abfall nach diesem Schlag sind sehr steil. Die Dauer der Rammschlags beträgt etwa 0.1 s. Dies wird ersichtlich im unteren Teil der Abbildung, die den Schalldruck während eines einzigen Schlages zeigt.



Bild 11-11: Schalldruck während nahen Rammens

Bild 11-12 zeigt die Darstellung eines Rammschlags im Nahbereich auf der spektralen Ebene. Signifikant ist ein breites Band mit einem Maximum von 151.6 dB bezogen 1 μ Pa. Die pegelbestimmenden Geräuschanteile liegen im Bereich zwischen 80 und 2000 Hz.



Bild 11-12: Spektrum des lauten Rammschalls bei Alpha Ventus (9. August 2009, 03:00 Uhr)

11.2.5 Beispiel 2: Detektion einer Rammung im Fernfeld

Bild 11-13 zeigt Messungen im Monat Dezember 2010. In diesem Zeitraum kann man 3 Rammphasen ausmachen. Sie finden am 22., 28. und 29. Dezember jeweils in den Abendstunden statt. Hier sind die Rammphasen allerdings nicht mehr nur über einen hohen Pegel auszumachen, sie sind mit etwa 130-134 dB in derselben Größenordnung wie viele Schiffsgeräusche. Diese müssen daher in größerer Entfernung entstanden sein.



Bild 11-13: Zeitserie des L_{eq} im Dezember 2010

Bild 11-14 präsentiert den Rammvorgang eines Tripiles einer Windenergieanlage der Firma BARD am 22. Dezember 2010. Da die Pfähle dieser Anlage stets über die ganze Wassersäule Schall abstrahlen, verändern sich die Pegel während der Rammung kaum. Der Windpark BARD Offshore 1, in dem zu diesem Zeitpunkt Installationsarbeiten der Fundamente stattfanden, ist etwa 60 km von der Dauerschallmessstation entfernt, dennoch erkennt man hier noch Pegel von über 130 dB.



Bild 11-14: Zeitserie des L_{eq} am 22. Dezember 2010 während Rammarbeiten



Bild 11-15: Schalldruck während entfernten Rammens

Bild 11-15 zeigt den entsprechenden Verlauf des Schalldrucks für die Rammung an einem Pfahl einer Windenergieanlage in einer Entfernung von etwa 60 km. Die akustische Charakteristik der Rammschläge unterscheidet sich sowohl in der Amplitude als auch in der zeitlichen Ausdehnung. Diese beläuft sich auf eine Dauer von über einer Sekunde. Ebenso erkennt man, dass für diese Rammung eine andere Schlagfrequenz mit etwa 2,4 s gewählt wurde. So werden im gleichen Zeitraum wie Bild 11-11 von 19 Sekunden nur 7 Schläge gezählt. Reflexionen der Schallwellen an Meeresoberfläche und Meeresboden führen zu unterschiedlichen Laufzeiten und ergeben diese verzerrten Signale der Rammschläge im Vergleich zum Nahbereich.

In Bild 11-16 findet man das Spektrum des entfernten Rammschlags. Die pegelbestimmenden Geräuschanteile liegen im Bereich zwischen 80 und 1000 Hz. Der maximale Pegel für dieses Beispiel beträgt 121.7 dB bezogen auf 1 μ Pa.



Bild 11-16: Spektrum des Rammschalls bei BARD Offshore 1 (22. Dezember 2010, 16:00 Uhr)

11.3 Algorithmus zur automatischen Detektion von Rammschlägen

Im weiteren Verlauf wurde ein Algorithmus entwickelt, mit Hilfe dessen eine Echtzeitauswertung der Messungen möglich ist, die Rammaktivitäten erkennt und meldet.

Wie in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt, sind die aufgenommenen Rammungen nicht ausschließlich nur über die Pegelintensität zu erkennen. Ferner sind die Rammschläge allerdings durch die steile Flanken im Pegel (siehe Bild 11-11 und Bild 11-15) und ihr Frequenzband charakterisiert. Diese Aspekte wurden daher für die automatische Erkennung einzelner Rammschläge beachtet.

Analog zum vorherigen Kapitel werden im Folgenden die Ergebnisse des Algorithmus für dieselben Beispiele für Rammungen im Nah- und Fernfeld gezeigt.

11.3.1 Beispiel 1: Detektion einer Rammung im Nahfeld

In Bezug auf Bild 11-10 präsentiert Bild 11-17 die Analyse der Rammung der Anlage AV5 des Windparks Alpha Ventus. Diese befindet sich in geringer Entfernung zur Überwachungsmessstation. Der obere Graph zeigt die maximal auftretenden Pegelwerte, sie verdeutlichen die Rammaktivitäten. Darunter erkennt man die Anzahl der durch den Algorithmus gezählten Rammschläge pro Minute, hier für Alpha Ventus circa 35. Der dritte Graph kennzeichnet die Schlagfrequenz, die in diesem Beispiel etwa 1,7 Sekunden beträgt.



Bild 11-17: L_{peak} , Anzahl und Frequenz der Rammschläge am 9. August 2009

11.3.2 Beispiel 2: Detektion einer Rammung im Fernfeld

Im Vergleich dazu präsentiert Bild 11-18 die Ergebnisse des Rammschlagalgorithmus für das Beispiel einer Messung im Fernfeld am 22. Dezember 2010. Anhand der oberen Grafik erkennt man den Zeitraum des Rammens mit dem maximalen Pegel. Deutlich sind die Rammphasen der drei Tripodrammpfähle. Dies wird auch klar in der zweiten Grafik, welche die Anzahl der Rammschläge pro Minute zeigt: während der Rammzeiten steigt diese von Null auf etwa 24. Im unteren Bild beträgt die Schlagfrequenz etwa 2,4 Sekunden. Gut zu erkennen ist auch die größere Schlagfrequenz zu Beginn jeden Rammpfahls.



Bild 11-18: L_{peak}, Anzahl und Frequenz der Rammschläge am 22. Dezember 2010

11.3.3 Grenzfälle des Algorithmus

Die Ergebnisse für einen längeren Zeitbereich verdeutlicht Bild 11-19. Sie zeigt die Anzahl der Rammschläge pro Stunde (oben) und den L_{eq}/L_{peak} (unten) vom 1. bis 17. März 2011. In dieser Spanne erkennt man deutlich die Installation von 3 Tripods im Fernfeld: am 1./2. März, am 4./5. März und am 14./15. März. Weiterhin erkennt man auch einzelne oder kleinere Peaks bei der Anzahl der Rammschläge. Hier werden Rammschläge gezählt, die vermutlich keine sind. Sie rühren von sehr lauten bzw. nahen Schiffen oder impulshaltigen Geräuschen wie beispielsweise der Ausbringung einer Ankerkette her und werden momentan von dem Algorithmus noch nicht vollständig aussortiert.



Bild 11-19: Zeitserie des L_{eq} und der Anzahl der Rammschläge vom 1. bis 17. März 2011

11.3.4 Ausblick

Insgesamt ist es gelungen, auf der Basis von Pegelwerten und Schlagfrequenzen ein weitgehend automatisches Verfahren zur Detektion von Rammschlägen im Nah- und mittleren Entfernungsbereich zu entwickeln und erfolgreich einzusetzen. Kleinere Störungen in den Resultaten des Algorithmus gilt es noch zu eliminieren und den Algorithmus zu verfeinern, z.B. durch einen Frequenzfilter des akustischen Signals.

12 Literatur

ANSYS Mechanical APDL Element Reference, ANSYS Inc, Release 13.0, November 2010

Betke, K.; Matuschek, R. (2010): Messungen von Unterwasserschall beim Bau der Windenergieanlagen im Offshore-Testfeld "Alpha Ventus". Abschlussbericht zum Monitoring nach StUK 3 in der Bauphase. Bericht im Auftrag der Stiftung Windenergie. 15.03.2010 Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen, Springer Verlag Berlin, 1996

DEWI/CRI/ITAP: Standardverfahren zur Ermittlung und Bewertung der Belastung der Meeresumwelt durch die Schallimmission von Offshore-Windenergieanlagen. Abschlussbericht zum gleichnamigen BMU-Vorhaben, Förderkennzeichen 0327528A, 2004

Crocker, M. J.: Handbook of Acoustics, Wiley-Interscience, New York, 1998

DIN 1320: Akustik – Begriffe, 1997

DIN V 1054-100: Sicherheitsnachweise im Erd- und Grundbau, April 1996

DIN 45 681: Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung des Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschemissionen, Beuth Verlag, März 2005

Elmer, K.-H.; Betke, K.; Neumann, T.: *Standardverfahren zur Ermittlung und Bewertung der Belastung der Meeresumwelt durch die Schallimmission von Offshore-Windenergieanlagen-*, *Schall II*", Abschlussbericht zum BMU-Forschungsvorhaben 0329947, Mitteilungen des Instituts für Statik und Dynamik, Leibniz Universität Hannover, 2007

Feuillade, C.: Scattering from collective modes of air bubbles in water and the physical mechanism of superresonances, J. Acoust. Soc. Am. 98, 1178-1190, 1995

Feuillade, C.; Werby, M. F.: *Resonances of deformed gas bubbles in liquids*, J. Acoust. Soc. Am. 96, 3684-3692, 1994

Grießmann, T.; Rustemeier, J.; Betke, K.; Gabriel, J.; Neumann, T.; Nehls, G., Brandt, M.; Diederichs, A.; Bachmann, J.: *Erforschung und Anwendung von Schallminimierungsmaßnahmen bei Rammen des FINO3-Monopiles*, Abschlussbericht zum BMU-Forschungsvorhaben 0325023A und 0325077, 2010

Jensen, F. B.: *Shock-Excited Pulsations of Large Air Bubbles in Water*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 96, S. 389-393, 1974

Koschinski, S.; Lüdemann, K.: *Stand der Entwicklung schallminimierender Maßnahmen beim Bau von Offshore-Windenergieanlagen*, Studie im Auftrag vom Bundesamt für Naturschutz (BfN), Juli 2011

Leifer, I.: A Study on the Temperature Variation of Rise Velocity for Large Clean Bubbles, J. Atmos. Oceanic Technol. 17, 1392-1402, 2000

Marsh, H. W.; Schulkin, M.: Shallow-Water Transmission, J. Acoust. Soc. Am 34, 863-864, 1962

Medwin, H.; Clay, C.: Fundamentals of Acoustical Oceanography, Academic Press, San Diego, 1998

Medwin, H.: Sounds in the Sea, Cambridge University Press, Cambridge, 2005

MHU Broschüre MENCK:

http://www.menck.com/uploads/media/MHU_Brochure_English.pdf (Stand 30.11.2011)

Natke, H. G.: Baudynamik, B.G. Teubner Stuttgart, 1989

Novarini, J. C.; Keiffer, R. S.; Norton, G. V.: A Model for Variations in the Range and Depth Dependence of the Sound Speed and Attenuation Induced by Bubble Clouds Under Wind-Driven Sea Surfaces, IEEE Journal of Oceanic Engineering, Vol. 23, No. 4, October 1998

Rustemeier, J.; Grießmann, T.; Betke, K.; Gabriel, J.; Neumann, T.: *Erforschung der Schallminderungsmaßnahme Gestufter Blasenschleier (Little Bubble Curtain) im Testfeld Alpha Ventus*, Abschlussbericht des Forschungsvorhabens Nr. 0325122 A and 0325122 B, gefördert vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), 2011 (in Vorbereitung)

Schultz-von Glahn, M.; Betke, K.; Nehls, G.: *Minderung des Unterwasserschalls bei Rammarbeiten für Offshore-WEA – Praktische Erprobung verschiedener Verfahren unter Offshore-Bedingungen*. UFOPLAN Ref. No. 205 53 113, Abschlussbericht. Umweltbundesamt, Berlin, 2006

Skudrzyk, E.: Grundlagen der Akustik, Springer-Verlag, Wien, 1954

StUK 3: Standard – Untersuchung der Auswirkungen von Offshore-Windenergieanlagen auf die Meeresumwelt (StUK 3), Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie (BSH), Hamburg und Rostock, 2007

Thiele, R.: Vermeidung und Verminderung von Belastungen der Meeresumwelt durch Offshore-Windenergieanlagen im küstenfernen Bereich der Nord- und Ostsee, Mitteilung beim Fachgespräch zum UBA-Projekt am 15.01.2002

Urban, H. G.: Handbuch der Wasserschalltechnik, STN Atlas Elektronik GmbH, 2. Auflage, 2002

Urick, R. J.: Principles of underwater sound, Peninsula Publishing, Los Altos, California, 1983

Wille, P. C.; Geyer, D.: *Measurements on the origin of the wind-dependant ambient noise variablity in shallow water*, J. Acoust. Soc. Am. 75, 173-185, 1984

Würsig, B.; Greene, C. R.; Jefferson, T.A.: *Development of an air bubble curtain to reduce underwater noise of percussive piling*, Marine Environmental Research, Elsevier, 1999

Zienkiewicz, O. C.: Methode der finiten Elemente, Carl Hanser Verlag München Wien, 1984