

***Belastungskollektive von  
Schiffsantriebsanlagen und ihr  
Einfluss auf die Zuverlässigkeit  
- I N T A C T -  
Forschungsvorhaben MTK 0604***

**Bericht Nr. FM 99.108**

**Version 2/2000-06-13**

**Abteilung FM**

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie unter dem Förderkennzeichen MTK 0604 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.



**Germanischer Lloyd**



# Germanischer Lloyd

## Berichtskontrollblatt

<b>Auftraggeber:</b> Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF)		<b>Bestell-Nr. / Auftragseingang:</b> Förderkennzeichen MTK 0604	
<b>Titel:</b> Belastungskollektive von Schiffsantriebsanlagen und ihr Einfluss auf die Zuverlässigkeit			
<b>Kurzbeschreibung:</b> <p>Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden an Bord mehrerer Schiffe Langzeitmessungen zahlreicher Betriebsparameter (z. B. Wellendrehmoment, Wellendrehzahl, Propellersteigung) vorgenommen. Die erfassten Daten wurden nach der Rainflowmethode klassiert.</p> <p>Ausgehend von diesen Daten werden unterschiedliche Fahrtabschnitte und Manöver hinsichtlich ihrer Schädigungswirkung verglichen. Die eingesetzte Messtechnik sowie die angewendeten Verfahren der Datenreduktion und Betriebsfestigkeitsanalyse werden vorgestellt.</p> <p>Für ausgewählte Schiffsantriebsanlagen werden Simulationsmodelle entwickelt, die eine Grundlage für die Ermittlung von Belastungskollektiven einzelner, messtechnisch nicht zugänglicher Anlagenkomponenten bilden. Die mit diesen Modellen für unterschiedliche stationäre und instationäre Fahrtabschnitte berechneten Zeitverläufe verschiedener Betriebsparameter werden mit Messdaten verglichen.</p>			
<b>Abteilung:</b> Maschinenbau / FM (Research and Advanced Engineering Division, Mechanical Engineering Department)			
<b>Bearbeiter</b>		<b>freigegeben</b>	
Dipl.-Ing. H.-J. Götze	Dr.-Ing. R. Hamann	Dr.-Ing. R. Krapp	
Dr.-Ing. M. Lunding	Dr.-Ing. Th. Plonski		
Dr. rer. nat. J. Rebel	Dipl.-Ing. N. Wöhren		
<b>Ausgabe Nr.:</b> 1	<b>Datum der letzten Ausgabe:</b> 2000-06-13		
<b>Schlüsselwörter</b>	<b>Seitenzahl</b>	<b>Status</b>	
Schiffsantriebsanlage, Lastkollektiv, Langzeitmessung, Klassierverfahren, Betriebsfestigkeit, Simulation, Modellentwicklung, Motormodell, Propulsionsanlage	im Hauptteil : 181	<input type="checkbox"/> Entwurf <input checked="" type="checkbox"/> abgeschlossen <input type="checkbox"/> GL intern	
	im Tabellenteil : -		
	im Bildteil : -		
	in Anhängen : 20		
	<b>Bericht Nr.:</b> FM 99.108 Version 2		
	<b>GL Auftrags-Nr.:</b> 6130 97 89630 72		
	<b>GL Reg. Nr.:</b> -		

## INHALT

<b>Abkürzungen und Symbole</b>	<b>3</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>7</b>
<b>2 Allgemeines</b>	<b>8</b>
2.1 Aufgabenstellung	8
2.2 Voraussetzungen	9
2.3 Planung und Ablauf	10
2.4 Stand von Wissenschaft und Technik	11
2.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen	13
<b>3 Ergebnisse</b>	<b>14</b>
3.1 Messtechnische Erfassung der Belastungen	14
3.1.1 Datenerfassungs- und -verarbeitungskonzept	15
3.1.1.1 Hardware- und Datenvorverarbeitungskonzept	16
3.1.1.2 Messmodus Dauermessung	26
3.1.1.3 Messmodus Einzelmessung	27
3.1.2 Auswertekonzept	27
3.1.2.1 Kombination von Teilfolgen	27
3.1.2.2 Ermittlung der Schädigungssummen	28
3.1.2.3 Auffinden und Behandeln von Störungen im Messsignal	29
3.1.3 Durchführung der Messungen	33
3.1.3.1 Auswahl der Schiffe	34
3.1.3.2 Schwerpunkte und Besonderheiten der einzelnen Messungen	37
3.2 Betriebsfestigkeitsanalyse	38
3.2.1 Einführung	38
3.2.2 Vergleich zweier ausgewählter Verfahren	40
3.2.2.1 Analyse eines Querschnitts mit der FKM-Richtlinie	40
3.2.2.2 Analyse des Querschnitts mit Hilfe der synthetischen Wöhlerlinie und Palmgren-Miner	43
3.2.2.3 Ergebnis der Vergleichsberechnungen	44
3.2.3 Die Schädigungsmatrix	47
3.2.3.1 Ableitung einer Einflussmatrix	47
3.2.3.2 Ermittlung der Schädigungsmatrix	50
3.2.4 Extrapolation der Rainflow-Matrizen / Belastungskollektive	51
3.3 Analyse der Messdaten	60
3.3.1 Auswertung der Langzeitmessungen	61
3.3.1.1 Zeitverläufe der Messgrößen	61
3.3.1.2 Fahrprofil der Schiffe	69
3.3.1.3 Rainflowzählung des Propellerwellendrehmomentes	73
3.3.1.4 Schädigung der Propellerwellen	79

**Bericht FM 99.108**

Datum 2000-06-13

3.3.1.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	114
3.3.2	Sonderereignisse	115
3.3.3	Spezielle Aspekte	119
3.3.3.1	Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit	120
3.3.3.2	Entwicklung der mittleren täglichen Schädigungssumme	126
3.3.3.3	Bedeutung des Residuums	129
3.3.3.4	Einfluss der Abtastrate auf die Schädigungssumme	131
3.3.3.5	Plausibilitätskontrolle	133
3.4	Numerische Analyse der Schiffsantriebsanlage (Modellierung)	135
3.4.1	Allgemeine Vorgehensweise bei der Modellentwicklung	136
3.4.1.1	Motormodell	136
3.4.1.2	Modellierung der Kupplung	138
3.4.1.3	Modellierung des Getriebes	139
3.4.1.4	Modellierung der Wellenleitungen	139
3.4.1.5	Modell für die Propulsionsanlage	140
3.4.1.6	Approximation der Steuerung/Regelung des Flügelanstellwinkels	145
3.4.2	Modellverifikation	146
3.4.3	Numerische Simulation der Schiffsantriebsanlage	146
3.4.3.1	Ergebnisse für Schiff 1	146
3.4.3.2	Ergebnisse für Schiff 3	151
<b>4</b>	<b>Nutzen der Ergebnisse</b>	<b>176</b>
<b>5</b>	<b>Veröffentlichungen</b>	<b>177</b>
<b>6</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>178</b>

**ANHANG**

## Abkürzungen und Symbole

### *Abkürzungen*

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AMW	Amplituden-Mittelwert-Matrix
Bb	Backbord
CIMAC	Int. Council on Combustion Engines
EM	Einflussmatrix
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM 1998)
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
KGÜZ	Klassengrenzenüberschreitungszählung
LZF	Last-Zeit-Funktion
RES	Residuum
RFM	Rainflowmatrix
SE	Sonderereignis
SM	Schädigungsmatrix
SMW	Schwingbreiten-Mittelwert-Matrix
Stb	Steuerbord
SP	Superposition
USV	Unterbrechungslose Stromversorgung
SK	Startklasse
ZK	Zielklasse

## *Symbole*

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
a	Ausnutzungsgrad nach FKM	-
$A_0$	Propellerkreisfläche	m <sup>2</sup>
$A_E$	ausgebreitete Flügelfläche (Projektion auf Propellerebene)	m <sup>2</sup>
B	Breite Schiff	m
$c_D$	Widerstandsbeiwert für Schiffsrumpf	-
$c_{D_W}$	Widerstandsbeiwert für Berechnung des Windwiderstandes	-
$C_m$	Beiwert für Berechnung hydrodynamische Drehmassenträgheit	-
$c_W$	Widerstandsbeiwert für Berechnung des Wellenwiderstandes	-
D	Propellerdurchmesser	m
D	Schädigung	-
$D_e$	Schädigung des extrapolierten Norm-Kollektivs	-
$D_F$	Gesamtschädigung eines Fahrtabschnittes	-
$D_{ges}$	Gesamtschädigung des extrapolierten Kollektivs	-
$D_m$	Mittlere Schädigungssumme	-
$D_{zulässig}$	zulässige Schädigung nach FKM	-
$f_\tau$	Schubfestigkeitsfaktor	-
$F_m$	Mittelspannungsfaktor	-
$Fr$	Froudezahl	-
$F_R$	Reibungswiderstand des Schiffes	N
$F_W$	Wellenwiderstand des Schiffes	N
g	Beschleunigungskonstante	m/s <sup>2</sup>
h	Anzahl der Schwingspiele in einer Kollektivstufe	-
H	Überschreitungshäufigkeit einer Kollektivstufe	-
$H_0$	niedrigste Überschreitungshäufigkeit, Anzahl der Schwingspiele bei $S_{a,max}$	-
he	Lastwechselzahl einer Kollektivstufe im extrapolierten Kollektiv	-
He	Überschreitungshäufigkeit im extrapolierten Kollektiv	-
$He_{max}$	Größte Überschreitungshäufigkeit im extrapolierten Kollektiv	-
$H_m$	mittlere Steigung am Propellerflügel	mm
$H_{max}$	Summe aller Schwingspiele des Kollektivs	-
J	Fortschrittsgrad Propeller	-
$j_{erf}$	Gesamtsicherheitsfaktor nach FKM	-
$J_{hydr}$	hydrodynamische Drehmassenträgheit	kgm <sup>2</sup>
k	Neigung der Wöhlerlinie	-
k	Parameter	-
$K_{p,t}$	Plastische Formzahl	-
$K_Q$	Schubbeiwert	-
$K_T$	Momentenbeiwert	-

L	Länge Schiff	m
L	Lebensdauer	Jahre
M	Mittelspannungsempfindlichkeit	-
N	Ertragbare Schwingenspielzahl aus Wöhlerlinie	-
N	Lastwechselzahl	-
n	Schwingenspielzahl	-
$n_{ext}$	Extrapolationsfaktor	-
p	Exponent des Normkollektivs	-
$P_{Komp}$	Zylinderdruckverlauf isentrope Kompression	N/m <sup>2</sup>
$P_{Mess}$	gemessener Zylinderdruckverlauf	N/m <sup>2</sup>
PÜ	Überlebenswahrscheinlichkeit	%
$P_{Verbr}$	der Verbrennung zugeordneter Zylinderdruckverlauf	N/m <sup>2</sup>
R	Propellerradius	m
R	Spannungsverhältnis	-
$R_{ges}$	Gesamtwiderstand Schiff	N
$R_m$	Zugfestigkeit	N/m <sup>2</sup>
$R_p$	Fliessgrenze	N/m <sup>2</sup>
s	Füllung	-
$S_{a,max}$	Maximale Spannungsamplitude des Kollektivs	N/m <sup>2</sup>
$S_a$	Spannungsamplitude	N/m <sup>2</sup>
$S_{BK}$	Maximal zulässige Spannungsamplitude nach FKM	N/m <sup>2</sup>
$Se_{a,max}$	Maximale Spannungsamplitude des extrapolierten Kollektivs	N/m <sup>2</sup>
$Se_a$	Spannungsamplituden des extrapolierten Kollektivs	N/m <sup>2</sup>
$S_m$	Mittelspannung	N/m <sup>2</sup>
$S_o$	Oberspannung	N/m <sup>2</sup>
$S_u$	Unterspannung	N/m <sup>2</sup>
T	Tiefgang Schiff	m
$T_{BK,t}$	Bauteilbetriebsfestigkeit nach FKM (Torsion)	N/m <sup>2</sup>
v	Schiffsgeschwindigkeit	m/s
V	Verdrängung Schiff	m <sup>3</sup>
$v_e$	Eintrittsgeschwindigkeit des Fluids	m/s
z	Anzahl der Propellerflügel	-
$\delta$	Blockkoeffizient	-
$\Delta d$	Schädigung eines Schwingspiels (Einzelschädigung)	-
$\nu$	kinematische Viskosität	mm <sup>2</sup> /s
$\varphi$	lokaler Steigungswinkel am Propellerflügel	Grad
$\phi$	Kurbelwellenwinkel	Grad
$\Psi$	Nachstromziffer	-
$\Omega$	Benetzte Oberfläche des Schiffsrumpfes	m <sup>2</sup>

**Bericht FM 99.108**  
Datum 2000-06-13

$\rho$	Dichte des Wassers	kg/m <sup>3</sup>
$\vartheta$	Sogziffer	-



## ***1 Einleitung***

Der Einfluss der tatsächlichen Belastung, insbesondere durch Sonderereignisse, auf Wartungs- und Instandhaltungspläne ist in der Vergangenheit beim Schiffsbetrieb nicht berücksichtigt worden. Nachdem ursprünglich Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten nach festen Zeitplänen durchgeführt worden sind, werden in jüngerer Vergangenheit als Belastungsmerkmal die geleisteten Betriebsstunden zur Festlegung von Wartungszeitpunkten mit herangezogen. Eine *optimale* zustandsabhängige Wartungs- und Instandhaltungsstrategie lässt sich erst entwickeln, wenn das Belastungskollektiv einer Anlage mit ausreichender Genauigkeit erfasst und prognostiziert werden kann.

Bis heute liegen über tatsächlich auftretende Belastungen der Antriebsanlage im realen Schiffsbetrieb nach Größe und Häufigkeit keine hinreichenden systematischen Analysen vor. Mit dem Vorhaben „Belastungskollektive von Schiffsantriebsanlagen und ihr Einfluss auf die Zuverlässigkeit“ sollen erste methodische Grundlagen für eine solche systematische Langzeiterfassung und damit die Basis für eine zukünftige beanspruchungsgerechte Wartungs- und Instandhaltungsstrategie von Schiffsantriebsanlagen geschaffen werden.

Im Rahmen des Vorhabens wurden:

- Konzepte zur Messung und Speicherung der Belastungskollektive ausgearbeitet,
- Langzeitmessungen auf verschiedenen Schiffen durchgeführt,
- Belastungskollektive ermittelt, bewertet und für Betriebsfestigkeitsanalysen verwendet,
- Numerische Modelle für die Simulation der Antriebsanlagen entwickelt,
- Signifikante Sonderereignisse im Zeitbereich aufgenommen und mit den Ergebnissen aus den Simulationsrechnungen verglichen.

Wegen der Bedeutung des Projektes für die internationale Seeschifffahrt wurde ein interner Projektname mit dem Akronym **INTACT** geschaffen. **INTACT** steht für „Intelligent Tracing of Ship Machinery Loads by Means of Advanced Computerised Tools“.

Mit den Ergebnissen des Vorhabens soll die Grundlage für den sicheren und wirtschaftlichen Betrieb von Schiffen, die Zuverlässigkeit der Schiffsantriebsanlage, unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Aspekte verbessert werden. Die genaue Kenntnis der Belastungen und deren Bewertung verbessert die Treffsicherheit der Beurteilung ihrer Zuverlässigkeit, auch hinsichtlich der verbleibenden Lebensdauer. Wie in der Vergangenheit aufgetretene Schäden zeigen, kommt hierbei Ereignissen besondere Bedeutung zu, die vom normalen stationären Betrieb abweichen. Zu solchen Sonderereignissen werden beispielsweise auch Zündaussetzerbetrieb, Kuppelvorgänge u.ä. Belastungen gezählt, die während der Betriebszeit einer Schiffsantriebsanlage häufiger vorkommen.

## ***2 Allgemeines***

Bei der Entwicklung des Welthandels wird in absehbarer Zukunft mit weiter steigenden Warenströmen gerechnet, die zu einem erheblichen Teil und nicht zuletzt aus Gründen des Umweltschutzes zunehmend durch das Transportsystem „Schiff“ bewältigt werden müssen. Durch das Verlangen nach größerer Mobilität verzeichnet auch der Personentransport mit Schiffen starke Zuwächse, wie die weltweite Auftragslage bei großen Fährschiffen sowie die rasante Entwicklung und Verbreitung von „High-Speed-Craft“ (HSC) belegen. Es ist deshalb davon auszugehen, dass im Schiffsverkehr (Güter- und Personentransport), insbesondere in Verkehrsballungsbereichen wie beispielsweise der westlichen Ostsee, der Deutschen Bucht oder dem Ärmelkanal, die Verkehrsdichte erheblich zunimmt und die einzelnen Einheiten größer und leistungsstärker werden. Daher wachsen die Anforderungen an die Sicherheit des Seeverkehrs und somit an die Zuverlässigkeit von Schiffsantriebsanlagen.

Um die Zuverlässigkeit von Schiffsantriebsanlagen zu erhöhen, ist es notwendig, möglichst genaue Kenntnis über die tatsächlichen Belastungen der einzelnen Komponenten der Antriebsanlage zu haben. Solche Daten bieten zusätzlich die Möglichkeit die Schiffsantriebsanlage bezüglich der während der gesamten Lebensdauer auftretenden Belastungen zu optimieren.

### ***2.1 Aufgabenstellung***

Mit dem Forschungsvorhaben *INTACT* sollten die methodischen Grundlagen für eine erstmalige systematische Erfassung und Beurteilung der tatsächlich im Schiffsbetrieb über die gesamte Lebensdauer auftretenden Belastungen von Schiffsantriebsanlagen geschaffen werden.

Dazu waren folgende Teilziele zu erarbeiten:

#### **1. Entwicklung eines geeigneten Hard- und Softwarekonzeptes zur messtechnischen Erfassung der Belastung im Schiffsbetrieb**

Das Ziel einer Langzeit-Datenerfassung über Wochen bis hin zu Jahren zwingt aufgrund der begrenzten Kapazität der zur Verfügung stehenden Speichermedien und aufgrund der begrenzten Auswertbarkeit großer Datenmengen zu einer starken Reduktion des zu speichernden Datenumfanges. Hierfür waren die bekannten Reduktions-/Klassierverfahren auf ihre Anwendbarkeit hin zu untersuchen und die für das Vorhaben am besten geeigneten auszuwählen.

Die parallel zur Messung durchzuführende Datenreduktion benötigte eine ausreichende Rechenleistung, um die erforderlichen Rechenoperationen in Echtzeit zu bewältigen. Wegen ihrer Bedeutung für die Schädigung der Bauteile mussten zusätzlich zur permanenten Online-Datenreduktion Sonderereignisse erkannt und in geeigneter Art und Weise verarbeitet werden. Das gesamte Datenerfassungssystem hatte erhöhte

Anforderungen hinsichtlich Robustheit und Mobilität für den Einsatz an Bord von Schiffen zu erfüllen. Für die Bordmessungen waren geeignete Schiffe mit möglichst unterschiedlichem Fahrtgebiet und Einsatzprofil auszuwählen und die jeweils für die Erfassung der Belastung des Antriebsstranges geeigneten Messgrößen zu bestimmen.

## **2. Identifikation der für die Schädigung der Schiffsantriebsanlage relevanten Fahrtabschnitte/Manöver/ Sonderereignisse anhand vergleichender Schädigungsrechnungen sowie Untersuchungen zur Extrapolation von Lastkollektiven**

Aus den vorhandenen Theorien zur Betriebsfestigkeit war der für das Vorhaben am besten geeignete Ansatz anhand von Vergleichsberechnungen auszuwählen.

Vergleichende Schädigungsrechnungen auf Basis der gemessenen Lastkollektive für ein repräsentatives Bauteil des Antriebsstranges sollten Aufschluss über die für die Schädigung der Schiffsantriebsanlage relevanten Fahrtabschnitte, Manöver bzw. Sonderereignisse geben.

Sonderereignisse waren auf ihre Herkunft, Häufigkeit und ihren Schädigungsbeitrag hin zu analysieren.

Für die Extrapolation von Lastkollektiven sollte ein geeignetes Verfahren gefunden werden. Vergleiche von extrapolierten Lastkollektiven mit den tatsächlich gemessenen sollten Aufschluss über die minimale Messdauer geben, die für die Ermittlung eines repräsentativen Lastkollektivs einer Schiffsantriebsanlage erforderlich ist.

## **3. Erstellen eines Simulationsmodells für ausgewählte Schiffsantriebsanlagen**

Um die Möglichkeit der Transformation von Beanspruchungen an messtechnisch nicht oder nur schwer zugängliche Stellen zu untersuchen, sollten für ausgewählte Schiffsantriebsanlagen Simulationsmodelle entwickelt werden.

Ausgangsbasis für die jeweiligen Simulationsmodelle sollten die mit den Konstruktionsunterlagen vorliegenden Daten sein. Fehlende Parameter mussten auf Basis geeigneter Annahmen theoretisch ermittelt oder mit Hilfe der durch die Probefahrt vorliegenden Messungen identifiziert werden. Durch Vergleiche mit Messergebnissen war der erforderliche Detaillierungsgrad für die einzelnen Teilmodelle zu ermitteln.

### *2.2 Voraussetzungen*

Ein für die Durchführung des Vorhabens notwendiges, an die Bedürfnisse des Schiffsbetriebes angepasstes Datenerfassungssystem mit entsprechenden Möglichkeiten zur Online-Datenreduktion war zu Beginn des Vorhabens nicht verfügbar. Es waren jedoch hard- und softwareseitig Bausteine vorhanden, die an die gestellten Anforderungen angepasst werden konnten. Aufgrund der langjährigen messtechnischen Erfahrungen des

Germanischen Lloyd im Bereich des Schiffsmaschinenbaus waren die Voraussetzungen für eine erfolgreiche Konzeption des Datenerfassungssystems gegeben.

Aufgrund der in vorangegangenen Forschungsvorhaben geknüpften Kontakte und der Beziehungen aus der klassifikatorischen Tätigkeit zu Reedern, Werften und Motorenherstellern war sichergestellt, dass die Bordmessungen erfolgreich durchgeführt werden konnten.

### *2.3 Planung und Ablauf*

Im ersten Jahr des Vorhabens wurde das Hardwarekonzept für die messtechnische Erfassung der Daten erstellt, nach umfangreicher Information über die am Markt erhältlichen Geräte wurde ein Standard-Messsystem ausgewählt, welches in enger Zusammenarbeit zwischen dem Germanischen Lloyd und dem Gerätehersteller an die in *INTACT* gestellten Anforderungen angepasst wurde. Die nach einer eingehenden Literaturrecherche ausgewählten Datenreduktionsverfahren wurden in das System implementiert. Die Lieferung des Datenerfassungssystems verzögerte sich aufgrund der zahlreichen erforderlichen Änderungen am Gerät bis September 1997. In den sich anschließenden Labortests traten technische Probleme auf, so dass sich die endgültige Fertigstellung weiter verzögerte. Parallel zu den Arbeiten am Datenerfassungssystem wurde die Sensorik für die Bordmessungen ausgewählt.

Die Auswahl der Simulationssoftware verzögerte sich aufgrund der veränderten Marktsituation. Nach umfangreichen Vergleichen der zur Verfügung stehenden Produkte erfolgte die Bestellung mit einer Verspätung von fünf Monaten gegenüber dem Arbeitsplan. Die ersten Bordmessungen konnten erst nach endgültiger Fertigstellung des Messdatenerfassungssystems im Frühjahr 1998 durchgeführt werden. Dadurch ergab sich gegenüber dem Arbeitsplan eine Verspätung von fast einem Jahr. Für die geplante Langzeitmessung wurde im Sommer ein Stückgutfrachter ausgewählt, der sich zu diesem Zeitpunkt noch im Bau befand. Mit der Erfahrung von den ersten beiden Schiffen wurde die Konzeption für die Datenerfassung auf diesem Schiff erarbeitet. Das neue Datenerfassungssystem wurde im September geliefert und noch auf der Werft auf dem Neubau installiert, so dass bereits auf der technischen Probefahrt Messdaten erfasst werden konnten.

Für die Antriebsanlage des ersten Schiffes wurde ein Simulationsmodell erstellt, mit dem zahlreiche Parameterstudien durchgeführt wurden. Bereits bei diesen Simulationsrechnungen ergaben sich aufgrund des unerwartet hohen erforderlichen Detaillierungsgrades des Modells sehr lange Rechen- und Modellentwicklungszeiten. Diese führten zu weiteren Verzögerungen gegenüber dem Arbeitsplan. Die Ergebnisse wurden durch den Vergleich mit den Messdaten bewertet. Nach Fertigstellung dieses Modells wurde mit der Modellierung der Antriebsanlage des Stückgutfrachters (Langzeitmessung) sowie mit der Entwicklung eines allgemeinen Modells für einen n-Zylinder 4-Takt-Motor begonnen.

Im Frühjahr 1999 fanden Messungen auf zwei Ostseefahrten statt, wobei bei einem Schiff auch Fahrten durchs Eis erfasst werden konnten. Im Sommer wurde eine 10-wöchige Messung auf einem großen Containerschiff mit langsamlaufendem 2-Takt-Motor durchgeführt. Die Langzeitmessung auf dem Stückgutfrachter verlief währenddessen ohne größere Probleme, ca. alle acht Wochen wurden die gemessenen Daten von Bord abgeholt und in die laufende Auswertung einbezogen.

Für die Bewertung der an Bord gemessenen Daten hinsichtlich der Betriebsfestigkeit für das ausgewählte Bauteil wurden verschiedene Verfahren verglichen. Es stellte sich heraus, dass die Methode der linearen Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner auf der Basis von synthetischen Bauteilwöhlerlinien geeignet ist, Einflussmatrizen zu erstellen, mit deren Hilfe die ermittelten Rainflowmatrizen hinsichtlich ihres Schädigungspotentials bewertet werden können.

Für die einfachere Erstellung von Simulationsmodellen wurde ein Modell eines n-Zylindermotors für 2- und 4-Takt-Motoren entwickelt. Die Modellierung der Antriebsanlage des Stückgutfrachters mit einer Verstellpropelleranlage wurde abgeschlossen, und anhand der Drehschwingungsrechnung und der Messdaten validiert.

Die geplante Untersuchung der Abhängigkeiten zwischen mechanischen und nichtmechanischen Betriebsparametern zur Berechnung der Betriebsfestigkeit anhand dieser i.d.R. in der Maschinenüberwachung ohnehin vorhandenen Messgrößen konnte aufgrund der im ersten Teil des Vorhabens aufgetretenen Verzögerungen nicht mehr eingehend bearbeitet werden.

#### *2.4 Stand von Wissenschaft und Technik*

In den Bereichen Kraftwerkstechnik (z. B. Bath et al. 1995), Antriebstechnik (z. B. Jung et al. 1993), Automobilbau (z. B. Schütz et al. 1990, Tunker 1999) und Landmaschinenbau (Cottin 1999) werden Verfahren zur Ermittlung von Belastungskollektiven und zur Berechnung der Beanspruchungen mit dem Ziel eingesetzt, den im Entwicklungsprozess erforderlichen Betriebsfestigkeitsnachweis zu erbringen. In der Schiffstechnik konzentrierten sich die Langzeituntersuchungen bisher auf die lokalen Beanspruchungen von Schiffsstrukturen unter Seegangs- und Beladungseinfluss (MTK 580). Im Bereich der Schiffsdieselmotoren werden bereits von Seiten der Hersteller Feldversuche zur Zustandsbewertung von Dieselmotoren durchgeführt (Haußmann 1997). Systematische Analysen der Größe und Häufigkeit der im realen Schiffsbetrieb tatsächlichen Belastungen der Antriebsanlage wurden bisher nicht bekannt.

Zur Ermittlung der Belastungskollektive werden in der Regel Langzeitmessungen durchgeführt. Um die dabei anfallenden großen Datenmengen sinnvoll zu reduzieren, werden Klassierverfahren eingesetzt, die es erlauben, die für die Betriebsfestigkeitsrechnung relevanten Daten in geeigneter Form abzuspeichern. Als besonders geeignet hat sich hier das Rainflowzählverfahren (z. B. Clormann & Seeger 1986, Amzallag et al. 1994) erwiesen.

Datenerfassungssysteme, die Last-Zeit-Funktionen in Echtzeit nach der Rainflowmethode klassieren, sind heute auf dem Markt erhältlich. Allerdings entsprachen die Standardgeräte zu Beginn des Vorhabens nicht den Anforderungen, die in *INTACT* gestellt wurden ( z. B. Stand-alone-Betrieb über mehrere Wochen, getrennte Erfassung der Sonderereignisse), so dass hier umfangreiche Anpassungen erforderlich wurden.

Um die Ausnutzung eines Bauteils unter Betriebsfestigkeitsgesichtspunkten zu ermitteln, haben sich unterschiedliche Konzepte bewährt. Beim *Nennspannungskonzept* werden die Spannungen im ungestörten Bauteilbereich bestimmt und den Bauteilwöhlerlinien, die entweder aus Bauteilversuchen oder synthetisch ermittelt werden, gegenübergestellt (Haibach 1989, DVM 1997). Dieses Konzept kommt insbesondere bei einfachen Bauteilgeometrien zur Anwendung. Beim *Kerbspannungskonzept* werden die Spannungen in der Kerbe einer Materialwöhlerlinie gegenübergestellt, das *örtliche Konzept* bestimmt den Ausnutungsgrad des Bauteils über die Dehnungen anstatt über die Spannungsverhältnisse. Diese Vorgehensweisen bewähren sich bei der Anwendung von numerischen Methoden (Finite- oder Rand-Element-Methoden) und bei komplexen Bauteilen, bei denen die Definition eines Nennquerschnitts schwierig ist (DVM 1997).

Je nach Bewertungskonzept kann für ein Kollektiv, das aus dem Last-Zeit-Verlauf der Beanspruchungen ermittelt wurde, die Schädigung auf Basis der Lastwechselzahlen berechnet werden (Palmgren-Miner, z. B. in Haibach 1989) oder es werden Ausnutungsgrade bezüglich der maximalen Spannung des Kollektivs bestimmt (FKM1998).

In Peter & Zenner (1999) wird eine Strategie zur Ermittlung der während der Betriebszeit einer Shredder-Anlage auftretenden Belastungen auf der Grundlage von Langzeitmessungen vorgestellt. Die dort beschriebene Vorgehensweise für diese stationäre Anlage deckt sich in Teilen mit der in diesem Vorhaben entwickelten Verfahren. Die dort durchgeführte Berechnung der Lebensdauer auf Grundlage einer Extrapolation von Kurz- auf Langzeitkollektive weist starke Abweichungen gegenüber der auf gemessenen Daten beruhenden auf. Diese Unterschiede zeigen die Schwierigkeiten bei der Wahl der Extrapolationsparameter sowie bei der Extrapolation der Sonderereignisse auf. Ausdrücklich wird auf die Notwendigkeit einer repräsentativen Kurzzeitmessung hingewiesen.

Für den Bereich Simulation/Modellierung existiert eine größere Anzahl von Veröffentlichungen, die sich entweder mit einzelnen Komponenten oder der gesamten Schiffsantriebsanlage befassen. So sind zum Beispiel für die Simulation des Dieselmotors die Arbeiten von Betz (1985), Schwarz (1993) und Gerstle (1999) zu nennen. In diesen Arbeiten wird das statische und transiente Verhalten von Dieselmotoren mit Turboaufladung beschrieben. In allen Fällen sind die Modelle auf eine Kreisprozessrechnung zurückzuführen und es werden Einflüsse wie der Wärmeübergang innerhalb des Verbrennungsraumes, des Zündverzuges, der Spülung und der Turboladercharakteristik approximiert. Betz und Schwarz erzielten mit ihren Modellen eine sehr gute Übereinstimmung mit

den Versuchsstanddaten. Es wird jedoch auch deutlich, dass eine Simulation auf Basis der Kreisprozessrechnung eine erhebliche Steigerung der Rechenzeit bewirkt. Gerstle schlägt deshalb vor, mit solchen Modellen Kennfelder für die Motorcharakteristik gesondert zu berechnen und in der Simulation für eine gesamte Antriebsanlage zu verwenden. Er verwendet diese n-dimensionalen, über ein Arbeitsspiel gemittelten Kennfelder für dynamische Untersuchungen von mittelschnell und langsam laufenden Zwei- und Viertakt-Großdieselmotoren.

Einen anderen Weg beschreitet Ulken (1995), der, analog zum Vorgehen in der Regelungstechnik, einen langsamlaufenden 2-Takt-Dieselmotor durch einen Streckensimulator beschreibt. Den Dieselprozess approximiert Ulken durch Modelle auf Basis gemittelter Betriebsfunktionen der einzelnen Komponenten. Hierdurch ist es nach seiner Aussage nicht möglich den entwickelten Streckensimulator für Untersuchungen des Drehschwingungsverhaltens einzusetzen.

Eine gesamte Antriebsanlage eines Schiffes betrachtet Pflingsthor (1986) in seiner Arbeit. Für seine Untersuchungen entwickelt er ein Simulationsmodell für den Dieselmotor, das die Kinematik des Kurbeltriebes vollständig berücksichtigt und approximiert den Zylinderdruckverlauf auf Basis des indizierten und des effektiven Mitteldruckes. Die Gegenüberstellung von Messung und Simulation zeigt relativ gute Übereinstimmung.

Zusätzlich zu den oben aufgeführten Arbeiten existiert eine Zahl von Veröffentlichungen in denen Simulationsmodelle von Antriebsanlagen oder einzelner Komponenten beschrieben werden. Diese Arbeiten werden im Rahmen der Beschreibung der innerhalb dieses Vorhabens entwickelten Modelle erläutert.

### *2.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen*

Aufgrund der positiven Resonanz auf die Vorstellung des geplanten Forschungsvorhabens durch den Germanischen Lloyd anlässlich einer Sitzung des Deutschen Nationalen CIMAC-Komitees wurde zur fachlichen Begleitung des Vorhabens ein FVV – Arbeitskreis gebildet. Diesem gehören neben dem Germanischen Lloyd Hersteller von Schiffsdieselmotoren und anderen Komponenten der Schiffsantriebsanlage an.

Weiterhin wurde das Forschungsvorhaben durch Reedereien und andere Schiffsbetreiber, die ihre Schiffe für die Bordmessungen zur Verfügung stellten und durch Komponentenhersteller, die wichtige Daten für die Erstellung der Simulationsmodelle lieferten, unterstützt.

### ***3 Ergebnisse***

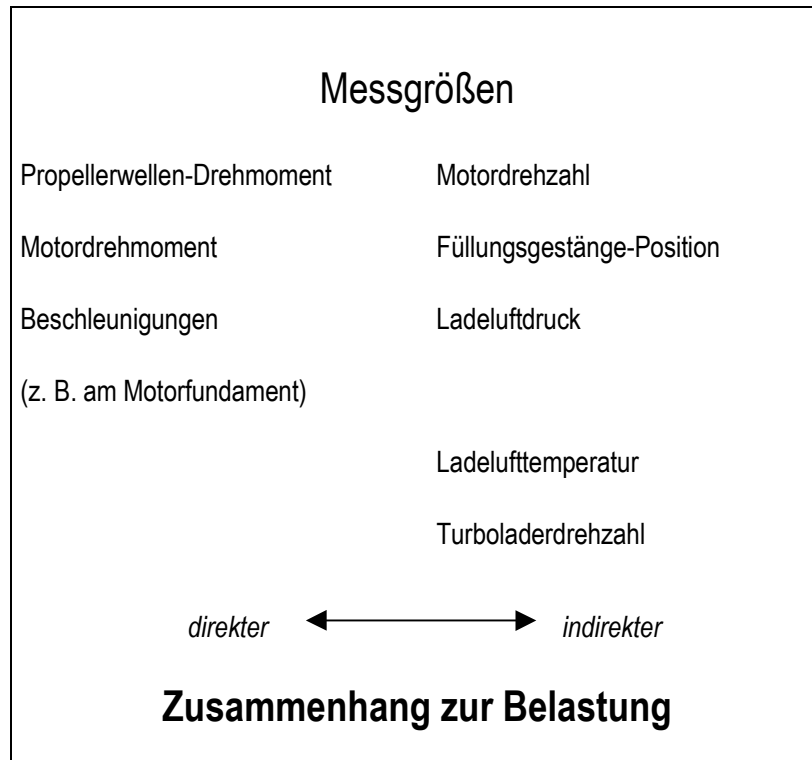
In den folgenden Abschnitten werden ausgewählte Ergebnisse des Forschungsvorhabens *INTACT* dargestellt. Abschnitt 3.1 beschreibt das Datenerfassungs- und -verarbeitungskonzept und die Aufbereitung der Daten für die Schädigungsrechnung. Die dafür benötigten Methoden der Betriebsfestigkeitsanalyse werden in Abschnitt 3.2 erläutert. In Abschnitt 3.3 werden die Ergebnisse der Schädigungsrechnung für ausgewählte Fahrtabschnitte der einzelnen Schiffe dargestellt sowie einige methodische Aspekte diskutiert. Simulationsmodelle der Antriebsanlagen zweier Schiffe werden in Abschnitt 3.4 vorgestellt.

#### ***3.1 Messtechnische Erfassung der Belastungen***

Da es in *INTACT* in erster Linie um die Entwicklung von Methoden geht, konzentrieren sich die Untersuchungen zur Schädigung hier auf die Propellerwelle. Diese ist aufgrund ihrer einfachen Geometrie und der guten Messbarkeit des Drehmomentes als Belastungsgröße für die durchzuführenden Messungen und Berechnungen besonders geeignet. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse der Schädigungsrechnung für die Propellerwelle auf andere Komponenten des Antriebsstrangs wird im Rahmen dieses Forschungsvorhabens nicht untersucht. Für die Ermittlung der Schädigungssummen anderer Bauteile sind voraussichtlich zusätzliche Belastungsgrößen zu ermitteln, genannt sei hier z. B. die thermische Belastung des Motors durch An- und Abfahrvorgänge.

Für die Ermittlung der mechanischen Belastung der Antriebsanlage sind geeignete Messgrößen auszuwählen. Als direktes Maß für die Belastung der Propellerwelle wird das Wellendrehmoment gemessen. Unter Verwendung der zugehörigen Wellendrehzahl lässt sich daraus die vom Propeller aufgenommene Leistung berechnen. Belastungen, die über die Schiffsstruktur auf den Antriebsstrang einwirken, z. B. bei Seegang oder Fahrt durchs Eis, werden mittels Beschleunigungssensoren am Motor- und Getriebefundament sowie am Stevenrohr erfasst. Weiterhin werden Anlagenbetriebsparameter (z. B. Füllung, Propellersteigung, Ladeluftdruck und -temperatur) erfasst, um zu klären inwieweit aus solchen „indirekten“ Größen auf die Belastung der Anlage geschlossen werden kann. Da diese Größen ohnehin im Rahmen der Betriebsüberwachung registriert werden, könnte für spätere Untersuchungen auf die Installation zusätzlicher Sensoren verzichtet werden. Welche Messgrößen auf den einzelnen Schiffen erfasst wurden und welche Sensoren dafür eingesetzt wurden ist den Anhängen A und B zu entnehmen.





**Abbildung 3.1-1: Direkter und indirekter Zusammenhang zwischen Messgrößen und Belastung**

### 3.1.1 Datenerfassungs- und -verarbeitungskonzept

Mit dem eingesetzten System sollten Daten erfasst werden, die mit der Belastung der Schiffsantriebsanlage in direktem oder indirektem Zusammenhang stehen (Abbildung 3.1-1). Um die für die Betriebsfestigkeit entscheidenden dynamischen Vorgänge (Lastwechsel) zu erfassen, war eine ausreichend hohe Abtastrate erforderlich. Da Langzeitmessungen durchgeführt werden sollten, musste das System in der Lage sein, während der Messung eine Vorverarbeitung der Messwerte durchzuführen, um die Datenmenge sinnvoll zu reduzieren. Ferner musste das Gerät trotz der schwierigen Umgebungsbedingungen im Maschinenraum (hohe Temperaturen, Vibrationen, ölhaltige Luft) zuverlässig arbeiten und z. B. nach einem Spannungsausfall in der Lage sein, die Messung automatisch wieder zu starten. Da Messungen auf mehreren Schiffen durchgeführt werden sollten, musste für *INTACT* ein tragbares Gerät eingesetzt werden.

### *3.1.1.1 Hardware- und Datenvorverarbeitungskonzept*

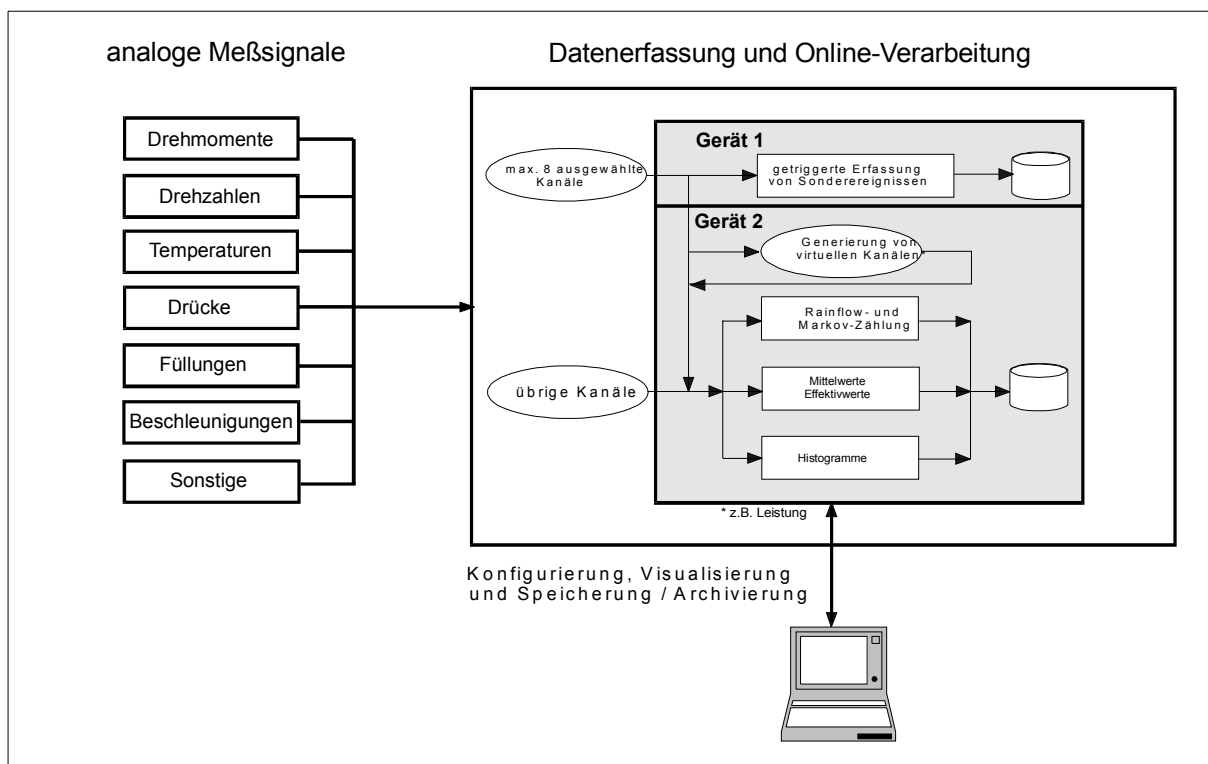
Für die Datenerfassung in *INTACT* wurde eine Kombination aus stand-alone-Gerät und PC-gestütztem Messdatenerfassungssystem auf Basis eines kommerziell verfügbaren Standard-Messsystems ausgewählt. Die Parametrierung der Messaufgabe erfolgt über eine MS Windows Software. Die Messaufgabe wird vollständig am PC definiert (Abtastraten, Messdauer, Speicherintervalle) und dann komplett auf das Meßsystem heruntergeladen. Danach arbeitet das Datenerfassungssystem autark, d.h. der PC kann vom Messgerät getrennt werden, wenn keine Online-Visualisierung realisiert werden soll. Das System verfügt über integrierte PCMCIA-Wechselfestplatten (zur Zeit max. 520 MB), auf denen die Messdaten in PC-lesbarem Datenformat gespeichert werden können. Die notwendige Konditionierung der Signale (z. B. Potentialtrennung, Verstärkung, Filterung) wird über Einsteckkarten im Gehäuse des Datenerfassungssystems realisiert (Details im Anhang B.2).

Da in *INTACT* eine kontinuierliche Aufnahme aller Datenkanäle mit konstanter Abtastrate von 2 kHz sowie eine umfangreiche online-Verarbeitung (Mittelwertbildung, Klassierung etc.) realisiert werden sollte und zusätzlich bei Überschreitung vordefinierter Schwellwerte einige Kanäle mit 10 kHz aufgezeichnet werden sollten, konnte die Messaufgabe nicht von einem einzelnen Gerät erfüllt werden. Deshalb wurde in enger Zusammenarbeit zwischen dem Germanischen Lloyd und dem Messgerätehersteller ein speziell auf die Anforderungen zugeschnittener Sonderbau angefertigt. Dieser besteht aus zwei Messdatenerfassungsgeräten, die in einem Gehäuse untergebracht und miteinander über Ethernet verbunden sind. Auf einem Gerät (Gerät 2) wird die Datenerfassung mit einer Abtastrate von 2 kHz pro Messkanal sowie sämtliche online-Berechnungen (Mittelwertbildung, Klassierung) durchgeführt. Wird auf diesem Gerät eine Schwellwertüberschreitung festgestellt, wird ein Bit gesetzt, welches eine kurze Messung mit erhöhter Abtastrate (10 kHz pro Kanal) auf dem anderen Gerät (Gerät 1) auslöst. In Abbildung 3.1-2 ist der Aufbau des Systems schematisch dargestellt. Gerät 1 (Sonderereignisse) verfügt über acht Eingänge mit programmierbaren Differenzverstärkern inkl. Anti-Aliasingfiltern und Potentialtrennung. Diese sind intern auf Eingänge von Gerät 2 (Klassierung) geschaltet. Jedes Gerät verfügt über eine integrierte PCMCIA- Wechselfestplatte mit einer Speicherkapazität von 520 MB. Die Erzeugung der errechneten (virtuellen) Datenkanäle (Gerät 2) wird mit Hilfe eines Onlineprogrammes realisiert, in dem neben den mathematischen Grundfunktionen auch statistische Verfahren und Klassierverfahren zur Verfügung stehen.

Eine externe unterbrechungslose Stromversorgung (USV) sorgt bei Ausfall des Bordnetzes dafür, dass die Messgeräte für ca. 15-30 Minuten weiterlaufen. Unterschreitet die Batterie der USV einen vorgewählten Spannungswert, wird ein Bit gesetzt und die Messung auf beiden Geräten gestoppt. Nach Wiederkehr der Bordspannung wird zunächst die Batterie der USV aufgeladen und bei Erreichen des gewählten Ladungszustands wird, wieder über ein Bit gesteuert, eine neue Messung gestartet.

Für die Langzeitmessung auf Schiff 3 wurde ein weiteres Messsystem angeschafft, welches in den Grundfunktionen dem oben beschriebenen entspricht. Zusätzlich können bei diesem Gerät Messdaten vom GPS-Navigator und vom Log erfasst werden. Dazu wird das von Log und GPS-Navigator über eine RS-422-Schnittstelle gesendete NMEA-Protokoll über ein Gateway auf CAN-Bus umgesetzt und über die CAN-Bus-Schnittstelle des Datenerfassungssystems erfasst.

Da dieses Datenerfassungssystem ausschließlich für den Einsatz auf Schiff 3 konzipiert wurde, ist es auch nicht portabel, sondern zusammen mit der USV und den erforderlichen Lüftern in einem 19-Zoll-Schrank untergebracht. Fotos der beiden Systeme befinden sich im Anhang C.



**Abbildung 3.1-2: Schematische Darstellung der Datenerfassung und -vorverarbeitung**

Auslösung von Sonderereignismessungen

Die Gesamtbeanspruchung einer Anlage setzt sich aus Normalbeanspruchungen und Sonderereignissen zusammen. Sonderereignisse führen u. U. zu selten auftretenden hohen Beanspruchungen (Überlasten). Die Ursache solcher Überlasten können Störungen der Anlage, Resonanzen bei bestimmten Betriebszuständen, Fehlbedienung oder Missbrauch sein (FVA 344 1991).

## **Bericht FM 99.108**

Datum 2000-06-13

Um auftretende Sonderereignisse von Störungen im Messsignal sicher unterscheiden zu können, wird bei Überschreitung vorgewählter Schwellwerte für 5 Sekunden eine Aufzeichnung des Zeitverlaufes mit erhöhter Abtastrate (10 kHz) gestartet. Da die Zeitverläufe der Messdaten stets für einige Zeit in einem Pufferspeicher gehalten werden, kann auch die Vorgeschichte dieses Ereignisses aufgezeichnet werden. Aus der Form des aufgezeichneten Signals und unter Berücksichtigung des Verlaufes anderer Messgrößen lässt sich später offline entscheiden, ob ein Sonderereignis oder eine Fehlmessung vorlag. Dateien, die Fehlmessungen enthalten, können dann von bestimmten Auswertungen, deren Ergebnis durch die Fehlmessung stark verfälscht würde, ausgenommen werden.

Die Schwellwerte zur Auslösung einer Sonderereignismessung wurden für jedes Schiff in Abhängigkeit von den Anlagenparametern und Probemessungen gewählt und bei Bedarf im Laufe der Messung angepasst.

### Bildung virtueller Kanäle

Das eingesetzte Messsystem erlaubt es, die Signale während der Messung mathematischen Operationen zu unterziehen. Hier wird z. B. in Echtzeit die Motorleistung aus dem Drehmoment und der Drehzahl berechnet. Virtuelle Kanäle können für die weitere Datenverarbeitung wie alle anderen Kanäle behandelt, also z. B. auch klassiert werden.

### Bildung von Sekundenmittelwerten

Um einen Überblick über den zeitlichen Verlauf der Messgrößen zu erhalten, werden von allen Messgrößen Sekundenmittelwerte abgespeichert. Dazu wird für alle Messgrößen, mit Ausnahme der Beschleunigungen, alle 2000 Werte der Mittelwert über die vorangegangenen 2000 Werte (Abtastrate 2 kHz) gebildet. Für die Beschleunigungssignale wurde einmal pro Sekunde der gleitender Effektivwert mit exponentieller Mittelung (Zeitkonstante  $\tau=0,125$  s) über jeweils 2000 Werte abgespeichert.

### Datenreduktion durch Klassierung

Um die große Menge der anfallenden Daten speichern und auswerten zu können, ist es erforderlich eine sinnvolle Datenreduktion durchzuführen. Für die Belange der Betriebsfestigkeit interessiert in erster Linie die Größe der Beanspruchungen und deren Häufigkeit. Der Frequenzinhalt der gemessenen Last-Zeit-Funktion (LZF) und die Reihenfolge des Auftretens der Ereignisse können i.d.R. vernachlässigt werden. Dadurch können die in der Last-Zeit-Funktion enthaltenen Informationen erheblich reduziert werden, z. B. auf die Größe und Häufigkeit der auftretenden Minima und Maxima. Für diese Art der Datenreduktion stehen verschiedene Zählverfahren, auch Klassierverfahren genannt, zur Verfügung.

Jedes Klassierverfahren zählt bestimmte Ereignisse innerhalb der LZF. Grundsätzlich gibt es sechs Möglichkeiten Ereignisse einer Last-Zeit-Funktion zu zählen (FVA 0/14 1999):

1. die Messgröße erreicht einen Umkehrpunkt (Minimum, Maximum),
2. die Messgröße überstreicht einen Bereich, d.h. sie geht von einem Minimum zum nächsten Maximum und umgekehrt,
3. die Messgröße schließt Hysteresen in positiver und negativer Richtung,
4. die Messgröße kreuzt oder überschreitet einen vorgegebenen Horizont in positiver oder negativer Richtung,
5. die Messgröße wird zu äquidistanten Zeitpunkten bestimmt,
6. die Messgröße wird zu Zeitpunkten bestimmt, die von einer anderen Größe vorgegeben werden.

Die kennzeichnenden Größen für die Beanspruchung sind die Amplitude und der Mittelwert eines Schwingenspieles bzw. das Minimum und das Maximum (vgl. Abschnitt 3.2). Je nachdem ob eine Kenngröße (z. B. Amplitude) allein gezählt wird, oder eine Kombination zweier Kenngrößen (z. B. Amplitude und Mittelwert) spricht man von ein- oder zweiparametrischen Zählverfahren. Der Vollständigkeit halber werden hier alle gängigen Verfahren genannt, diejenigen, die in *INTACT* genutzt werden, werden im folgenden detailliert beschrieben.

Die gängigen Zählverfahren sind in DIN 45667 (1969) standardisiert. Die Norm wurde allerdings seit 1969 nicht überarbeitet und die dort angegebenen Namen der Zählverfahren haben sich in der Literatur z.T. nicht durchgesetzt, daher werden in der folgenden Aufzählung zusätzlich in der Literatur gebräuchliche Namen angegeben (kursiv).

#### Einparametrische Zählverfahren:

1. Spitzenzählung, *Spitzenwertverfahren*
2. Klassengrenzenüberschreitungs-zählung, *Klassendurchgangsverfahren*
3. Bereichszählung, *Spannenverfahren*
4. Bereichspaar-zählung, *Spannenpaarverfahren*
5. Verweildauerzählung
6. Momentanwertzählung

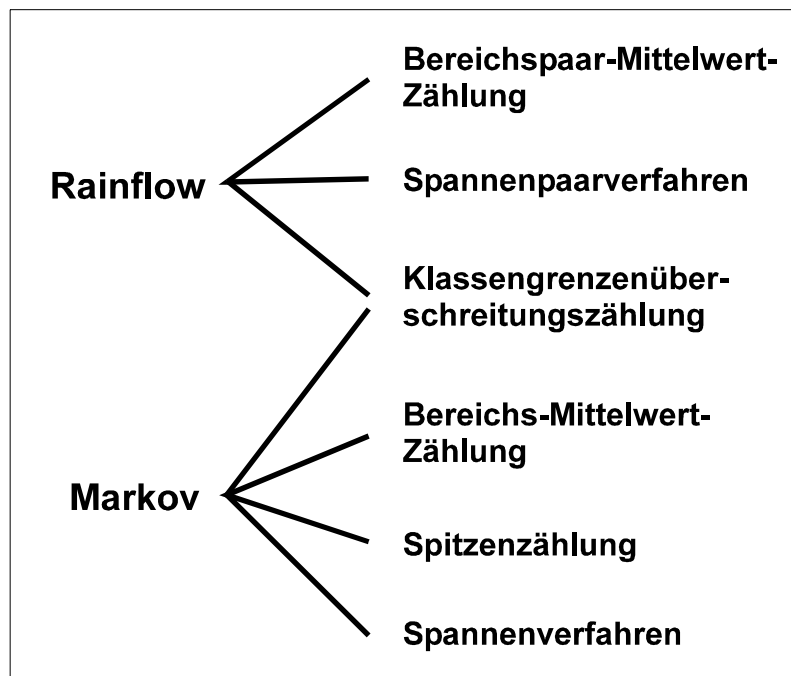
#### Zweiparametrische Zählverfahren

7. Bereichs-Mittelwert-Zählung
8. Von-Bis-Zählung in Übergangsmatrix, *Markovzählung*
9. Bereichspaar-Mittelwert-Zählung
10. Rainflowzählung
11. Zweiparametrische Verweildauerzählung
12. Zweiparametrische Momentanwertzählung

Eine umfangreiche Literaturrecherche ergab, dass die Rainflowzählung das Klassierverfahren ist, das die für die Betriebsfestigkeit maßgeblichen Ereignisse am besten erkennt und zählt (z. B. Clormann & Seeger 1986,

Amzallag et al. 1994, Leitfaden 1995). Die Rainflowzählung hat außerdem den Vorteil, dass sich aus der Rainflowmatrix die meisten einparametrischen Zählverfahren ableiten lassen (FVA 0/14 1999). Steht zusätzlich die Markovmatrix zur Verfügung, lassen sich alle wichtigen einparametrischen Klassierverfahren ermitteln (Abbildung 3.1-3).

Aus diesen Gründen wurden die Rainflow- und die Markovzählung zur Datenreduktion in *INTACT* ausgewählt. Zur besseren Interpretierbarkeit der Ergebnisse werden parallel zu den Ergebnissen der Rainflow- und Markovzählung eine Momentanwertzählung durchgeführt, sowie gleitende Sekundenmittelwerte aller klassierten Last-Zeit-Funktionen abgespeichert.



**Abbildung 3.1-3: Ableitungsdiagramm für Klassierverfahren**

#### Vorbehandlung der Daten für Rainflow- und Markovzählung

Der Messbereich wird für die Klassierung in ausreichend viele gleich breite Klassen eingeteilt. Die Anzahl der Klassen sollte nach DIN 45667 (1969) mindestens 10 betragen. Für *INTACT* wurden 64 Klassen gewählt (Amzallag et al. 1994).

Die gemessene Last-Zeit-Funktion wird online einer Min-Max-Filterung unterzogen, dabei werden alle Funktionswerte gestrichen, die kein lokales Minimum oder Maximum sind. Das Ergebnis der Min-Max-Filterung ist eine Umkehrpunktfolge.

Bei beiden Zählverfahren werden Schwingungen, die innerhalb einer Klasse auftreten nicht erkannt und damit automatisch unterdrückt. Würde eine Schwingung gleicher Amplitude jedoch eine Klassengrenze überschreiten, würde eine Zählung ausgelöst. Um solche Zufälligkeit auszuschließen und gleichzeitig kleine Schwingungen, die nicht schädigungsrelevant sind, herauszufiltern, wird eine Rückstellbreite (Hysterese) eingestellt. In diesem Projekt wird für die Hysterese jeweils eine Klassenbreite gewählt.

Anhand der Beispielfunktion aus Abbildung 3.1-4 soll das Prinzip der Markovzählung, der Rainflowzählung und der Klassengrenzenüberschreitungszählung (KGÜZ) erläutert werden. Der Einfachheit halber werden hier lediglich acht Klassen gewählt.

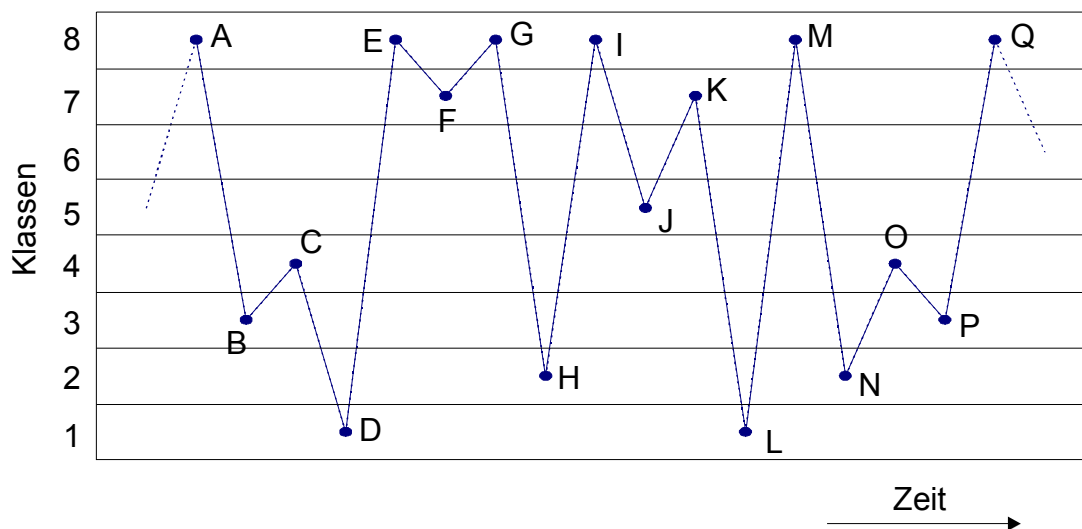


Abbildung 3.1-4: Beispiel LZF als Umkehrpunktfolge

Markovzählung

Die Zählung wird vom ersten Extremwert (A) aus gestartet. Für jede zu zählende Flanke werden der Start- und Zielwert folgendermaßen ermittelt:

Flanke	Startklasse	Zielklasse
A - B	8	3
B - C	3	4
C - D	4	1
D - E	1	8

Die Ergebnisse werden in eine Matrix, die sogenannte Markovmatrix, eingetragen. Die Hauptdiagonale der Matrix (in Abbildung 3.1-5 durch „x“ gekennzeichnet) ist definitionsgemäß nicht besetzt. Für das Beispiel aus Abbildung 3.1-4 ergibt sich die folgende Markovmatrix:

		Zielklasse							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Startklasse	1	X							2
	2		X		1				1
	3			X	1				1
	4	1		1	X				
	5					X			
	6						X		
	7	1						X	
	8		2	1		1		1	X

**Abbildung 3.1-5: Markovmatrix für die LZF aus Abbildung 3.1-4**

Rainflowzählung

Bei der Rainflowzählung werden mit Hilfe eines Vierpunktealgorithmus Zwischenschwingungen in der Min-Max-gefilterten LZF erkannt, in die Rainflowmatrix gezählt und aus der LZF gestrichen. Nach dem Herausstreichen aller Zwischenschwingungen bleibt eine Folge von Werten übrig. Diese Wertefolge wird als Residuum bezeichnet und zusätzlich zur Rainflowmatrix abgespeichert. Die Rainflowzählung wurde 1968 in einer japanischen Publikation vorgeschlagen (Matsuishi & Endo 1968). Seither sind zahlreiche Veröffentlichungen erschienen, in denen neue Rainflowalgorithmen vorgestellt wurden, z. B. (Clormann & Seeger 1986, ASTM 1991, Amzallag et al. 1994). Die verschiedenen Varianten unterscheiden sich im wesentlichen in der Bewertung des Residuums oder in der Programmieretechnik. Aufgrund seiner weiten Verbreitung und der einfachen Programmierung wird in *INTACT* der in Amzallag et al. (1994) vorgeschlagene Algorithmus eingesetzt. Aus werkstoffmechanischer Sicht zählt das Rainflowverfahren geschlossene Hystereseschleifen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm und berücksichtigt damit das modellhafte Werkstoffverhalten (Clormann & Seeger 1986). Damit alle geschlossenen Hystereseschleifen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm erkannt werden, wurde die *Clormann-Seeger-Korrektur* (Nulllagenabhängigkeit) vorgeschlagen. Diese findet in *INTACT* ebenfalls Verwendung. In Abbildung 3.1-6 ist das Ablaufschema des gewählten Rainflow-Algorithmus dargestellt.

Der Name „Rainflow“ ist darauf zurückzuführen, dass sich der oben beschriebene Algorithmus modellhaft auch durch das Herabfließen von Regen an Dächern beschreiben lässt. Hierzu sei auf die Literatur, z. B. (FVA 0/14 1999), verwiesen.



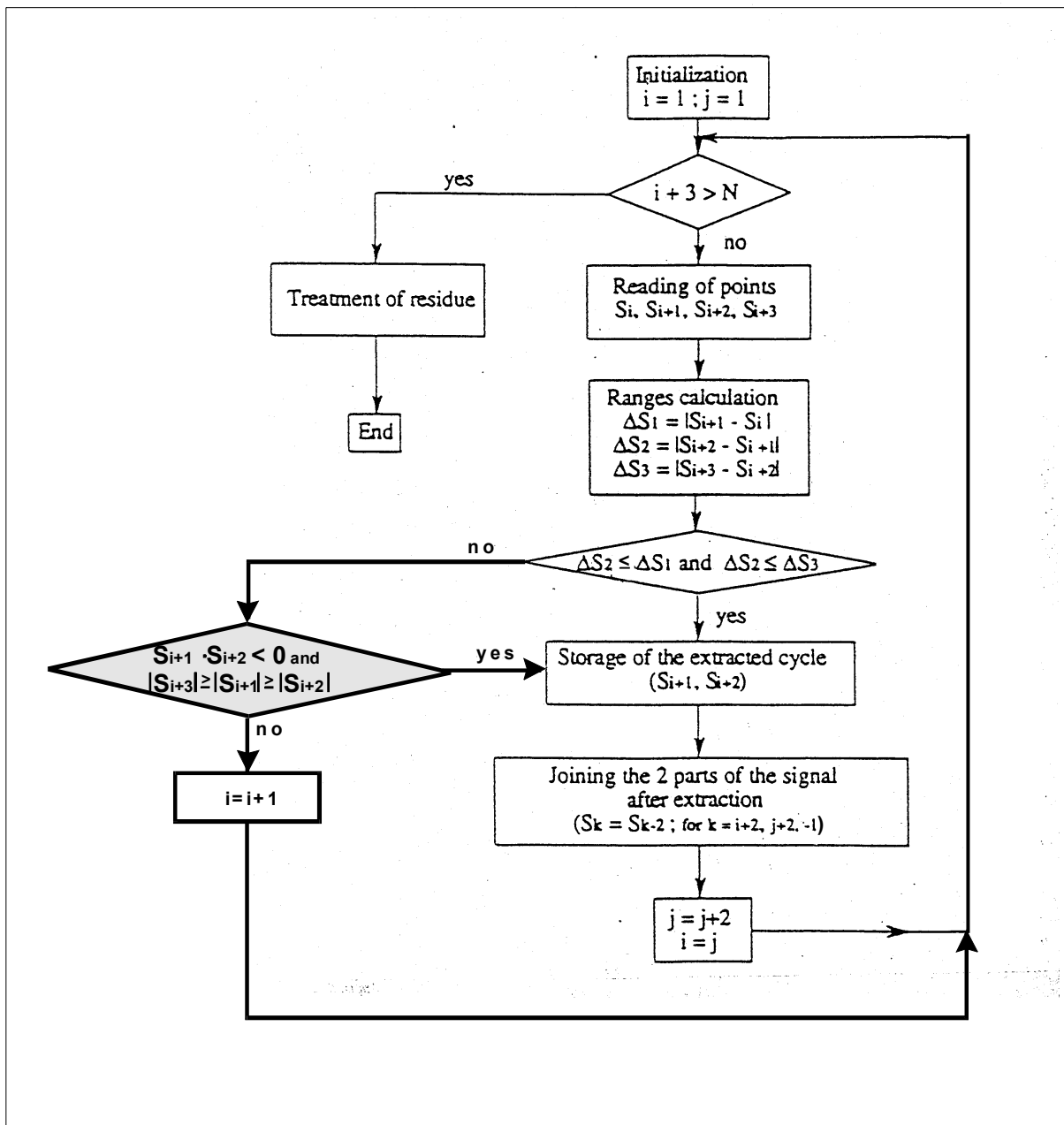


Abbildung 3.1-6: Ablaufschema des Rainflowalgorithmus (Amzallag et al. 1994) hier mit Clormann-Seeger-Korrektur (grau hinterlegt). Abweichend von obiger Darstellung wird im Projekt der von Clormann & Seeger (1986) vorgeschlagenen Konvention folgend die Zwischenschwingung  $(S_{i+2}, S_{i+1})$  gespeichert.

## Bericht FM 99.108

Datum 2000-06-13

Für die in Abbildung 3.1-4 dargestellte Beispielfunktion verläuft die Rainflowzählung folgendermaßen:

Einlesen der ersten vier Punkte  $S_i, S_{i+1}, S_{i+2}, S_{i+3}$  (A, B, C, D)

Berechnung der Schwingbreiten  $\Delta S$

$$\Delta S_1 = |S_{i+1} - S_i| = 5, \Delta S_2 = |S_{i+2} - S_{i+1}| = 1, \Delta S_3 = |S_{i+3} - S_{i+2}| = 3$$

Vergleich der Schwingbreiten  $\Delta S$

In diesem Falle gilt die Bedingung  $\Delta S_2 \leq \Delta S_1 \wedge \Delta S_2 \leq \Delta S_3$ .

Also wird B-C als Zwischenschwingung erkannt und in die Rainflowmatrix (RFM) eingetragen.

Da per Definition von Clormann & Seeger (1986) jede geschlossene Schleife in der Zielklasse beginnt, in der Startklasse (SK) umkehrt und sich in der Zielklasse (ZK) schließt, wird die erkannte Schleife in der RFM unter Startklasse 4 (Umkehrpunkt C) und Zielklasse 3 (Umkehrpunkt B) eingetragen (nach Amzallag wäre es umgekehrt!).

1. Streichen der Zwischenschwingung und Zusammensetzen der verbleibenden Punkte

2. Einlesen der nächsten vier Punkte  $S_i, S_{i+1}, S_{i+2}, S_{i+3}$  (A, D, E, F)

3. Berechnen der Schwingbreiten  $\Delta S$

$$\Delta S_1 = 7, \Delta S_2 = 7, \Delta S_3 = 1$$

4. Vergleich der Schwingbreiten  $\Delta S$

In diesem Falle gilt die unter 3 angegebene Bedingung nicht, auch die Bedingung der Nullagenabhängigkeit (Clormann-Seeger-Korrektur)  $S_{i+1} \cdot S_{i+2} < 0 \wedge |S_{i+3}| \geq |S_{i+1}| \geq |S_{i+2}|$  ist nicht erfüllt, also liegt keine Zwischenschwingung vor.

5. Einlesen der nächsten vier Punkte D, E, F, G

6. weiter wie oben beschrieben, bis der letzte Punkt des Signals erreicht ist.

Für das Beispiel aus Abbildung 3.1-4 ergibt sich die in Abbildung 3.1-7 dargestellte Rainflowmatrix. Die RFM ist hier in zwei verschiedenen Darstellungsformen abgebildet, links in der Startklasse/Zielklasse-Form mit der definitionsgemäß unbesetzten Hauptdiagonale und rechts als Schwingbreite/Mittelwert-Matrix (SMW), die sich aus der Startklasse/Zielklasse-Form ermitteln lässt. Für die Umrechnung wird für jeden Matrixeintrag die Schwingbreite (SK-ZK) sowie der Mittelwert  $((SK+ZK)/2)$ , bei Bedarf wird aufgerundet) ermittelt und in die SMW eingetragen.

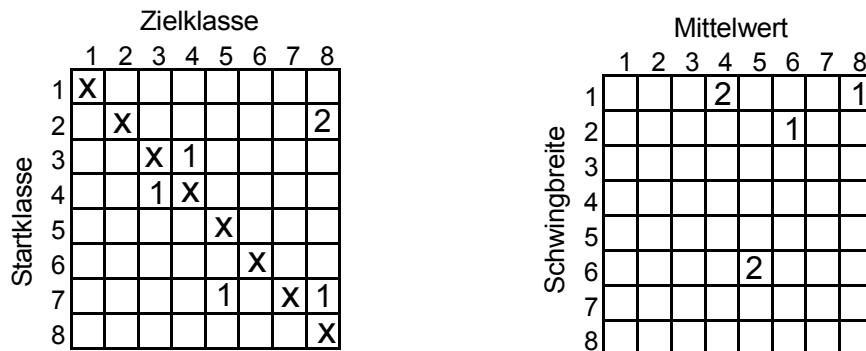


Abbildung 3.1-7: Rainflowmatrix der LZF aus Abbildung 3.1-4 in Startklasse/Zielklasse-Form (links) und in Schwingbreite/Mittelwert-Form (rechts)

Die nach Streichung aller Zwischenschwingungen verbliebenen Punkte bilden das Residuum, für oben genanntes Beispiel ist das die Wertefolge (A, L, Q) (aus Abbildung 3.1-4).

Klassengrenzenüberschreitungs-zählung

Diese Zählung liefert als Ergebnis die Überschreitungshäufigkeit von Klassengrenzen auf den positiven Flanken des Signals. Für das Beispiel aus Abbildung 3.1-4 wird folgendermaßen gezählt: Auf der Flanke B – C wird die Klassengrenze 3 einmal überschritten, auf der Flanke D – E werden die Klassengrenzen 1, 2, 3, 4, 5, 6 und 7 je einmal überschritten u.s.w.. Für das Gesamtsignal erhält man folgendes Ergebnis:

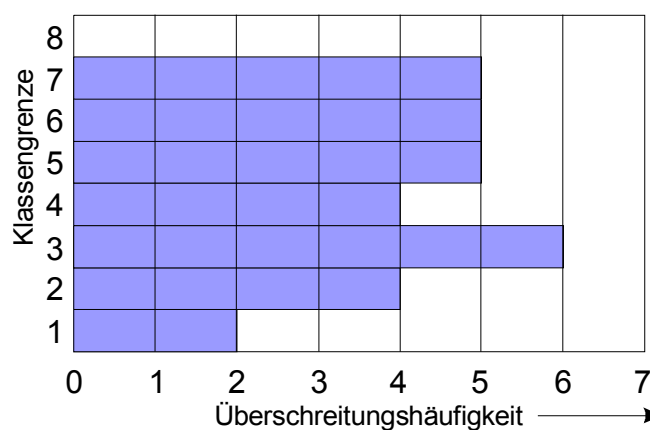


Abbildung 3.1-8: Ergebnis der Klassengrenzenüberschreitungs-zählung für die LZF aus Abbildung 3.1-4

Für die übersichtliche Darstellung von Ergebnissen der KGÜZ langer Zeitabschnitte wird für die Überschreitungshäufigkeit u. U. eine logarithmische Skalierung gewählt.

### Momentanwertzählung

Bei diesem Zählverfahren wird die Anzahl der Messwerte pro Klasse ermittelt. Für dieses Verfahren werden ebenfalls 64 Klassen gewählt, das Ergebnis der Zählung wird in ein Histogramm eingetragen. Bei langen Zeitabschnitten wird zur übersichtlichen Darstellung für die Ordinate des Histogramms u.U. eine logarithmische Skalierung gewählt. Da ein Histogramm keine Informationen über die Größe und Häufigkeit von Schwingungen enthält, kann es nicht für Betriebsfestigkeitsberechnungen genutzt werden. Es gibt jedoch Aufschluss über die Fahrprofile der Schiffe. Zusätzlich kann es für Plausibilitätsuntersuchungen eingesetzt werden (vergleiche Abschnitt 3.3.3.5). Bei ausreichend hoher Abtastrate kann aus der Momentanwertzählung durch Multiplikation der Zählerträge mit dem zeitlichen Abstand zwischen zwei Abtastungen die Verweildauerzählung abgeleitet werden.

#### *3.1.1.2 Messmodus Dauermessung*

Im normalen Messablauf wird das Meßsystem nach der Installation und Inbetriebnahme für einen Zeitraum von einigen Wochen im stand-alone-Betrieb an Bord eingesetzt.

Ein Gerät erfasst über einen festen Zeitraum (meistens wurden 24 Stunden gewählt) alle Kanäle mit einer Abtastrate von 2 kHz. Auf diesem Gerät werden online die virtuellen Kanäle berechnet, sowie die Mittelwertbildung und die Klassierung der Daten durchgeführt. Nach Erreichen der gewünschten Messdauer werden automatisch die gesammelten Mittelwerte und Klassierungsergebnisse auf der Festplatte des Systems abgelegt und eine neue Messung wird gestartet. Wenn eine Messgröße einen zuvor definierten Schwellwert überschreitet, wird zusätzlich für fünf Sekunden die Messung auf dem anderen Gerät mit einer Abtastrate von 10 kHz gestartet. Das Erfassungssystem erlaubt hierbei auch die Abspeicherung der Vorgeschichte des Ereignisses. Als Pretriggerbereich werden bei diesen Messungen zwischen 1 und 1,5 Sekunden gewählt.

Eine zeitliche Grenze für diesen Messmodus setzt die Speichergröße der verfügbaren Festplatten. In Abhängigkeit davon und von der Anzahl der Messstellen ergibt sich eine maximale Messzeit. Vor Ablauf dieser Zeit werden die Daten durch den Betreuer vom Meßsystem auf die Festplatte eines Notebooks kopiert und von den Festplatten des Meßsystems gelöscht. Auf eine Fernübertragung der Daten über Modem wurde aus Kostengründen verzichtet.

### 3.1.1.3 Messmodus Einzelmessung

Neben den oben beschriebenen Langzeitmessungen im stand-alone-Betrieb wurden auf allen Schiffen zusätzlich Messungen mit hoher Abtast- und Speicherrate (1 kHz bzw. 2 kHz) für ausgewählte Betriebszustände durchgeführt. Für diese Messungen war die Anwesenheit eines Betreuers erforderlich.

Bei allen Schiffen wurden einzelne Hafenmanöver mit hoher Abtastrate erfasst. Diese Daten dienen zur detaillierten Untersuchung bestimmter Vorgänge (z. B. Kuppel- oder Umsteuervorgänge). Ausgewählte Zeitabschnitte können so offline klassiert und in Hinblick auf ihre Schädigungswirkung bewertet werden.

Bei einigen Schiffen wurden darüber hinaus Stufenfahrten durchgeführt, um Daten für die Verifikation des numerischen Modells (Abschnitt 3.4) zu erhalten. Zu diesem Zweck werden u.a. Frequenzanalysen von Signalabschnitten durchgeführt und Vergleiche zwischen Messung und Simulation angestellt.

### 3.1.2 Auswertekonzept

#### 3.1.2.1 Kombination von Teilfolgen

Im Messmodus „Dauermessung“ (vgl. Abschnitt 3.1.1.2) wird die Messung alle 24 Stunden (bei Schiff 4 alle sechs Stunden) beendet, für diesen Zeitraum werden die Rainflowmatrix und das Residuum abgespeichert und anschließend wird eine neue Messung gestartet. Um die Rainflowmatrix und das Residuum für einen längeren Zeitraum zu ermitteln, müssen die Teilergebnisse geeignet zusammengefügt werden. Am folgenden Beispiel wird gezeigt, dass dies wegen der Residuen nicht durch eine Addition der Rainflowmatrizen allein gelingt: Die LZF aus Abbildung 3.1-4 bestehe aus zwei Teilfolgen. Die erste Teilfolge enthalte die Umkehrpunkte A bis J, die zweite Teilfolge die Umkehrpunkte K bis Q. Die Rainflowzählung dieser Teilfolgen ergibt die unten dargestellten Rainflowmatrizen:

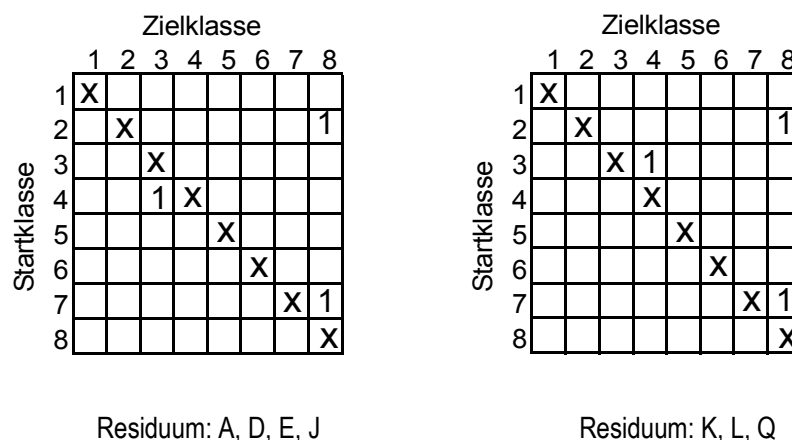
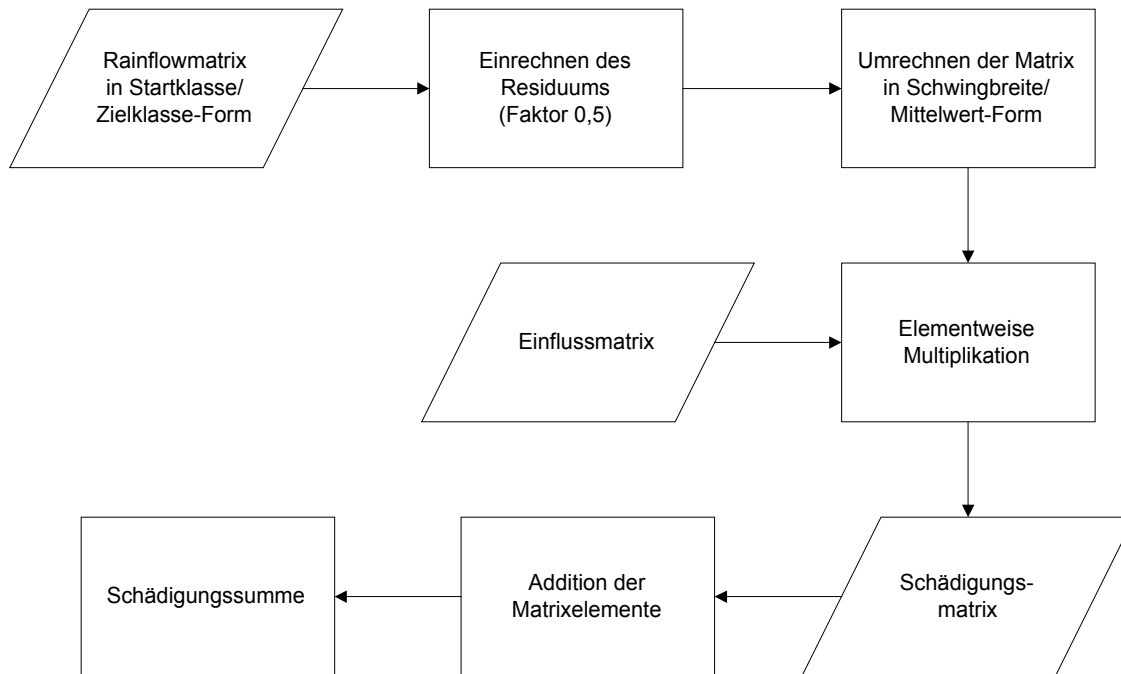


Abbildung 3.1-9: Rainflowmatrizen und Residuen der Teilfolgen (links Teilfolge A bis J, rechts Teilfolge K bis Q) aus Abbildung 3.1-4

Werden diese beiden Rainflowmatrizen addiert und die Residuen aneinandergehängt, erhält man ein anderes Ergebnis als bei der Rainflowzählung der Originalfunktion (vgl. Abbildung 3.1-7 links). Erst wenn das aneinandergehängte Residuum ebenfalls nach der Rainflowmethode gezählt wird und die Ergebnismatrix zu den Rainflowmatrizen der Teilfolgen addiert wird, erhält man das gleiche Ergebnis wie bei der Klassierung der Originalfunktion. Dieses Verfahren wird als Superposition bezeichnet. Inwieweit die Schädigungsbewertung von der Wahl des Verfahrens (Addition oder Superposition) betroffen ist, hängt von der Bedeutung des Residuums für die Schädigungssumme ab. Wenn das Residuum einen großen Anteil an der Schädigungssumme hat, liegt die durch Addition ermittelte Schädigungssumme erheblich unter der, die sich aus der Superpositionsmethode ergibt. Spielt das Residuum nur eine untergeordnete Rolle, hat das gewählte Verfahren nur geringe Auswirkung auf die Schädigungssumme. Bei den in *INTACT* durchgeführten Klassierungen des Propellerwellendrehmomentes hat das Residuum bei den meisten Schiffen einen großen Einfluss auf die Schädigungssumme (vgl. Abschnitt 3.3.3.3). Entsprechend wird für alle Auswertungen die Superpositionsmethode angewendet. Für einzelne Schiffe ist der Einfluss des Verfahrens auf die Schädigungssumme im Anhang G dargestellt.

### *3.1.2.2 Ermittlung der Schädigungssummen*

Zur Ermittlung der Schädigungssumme für ein Bauteil wird das Residuum des Zeitabschnittes in die dazugehörige Rainflowmatrix eingezählt. Da es sich bei den Einträgen im Residuum um nicht geschlossene - also halbe - Schleifen handelt, werden sie mit dem Faktor 0,5 in die Rainflowmatrix eingerechnet (Clormann & Seeger 1986). Anschließend werden die Rainflowmatrizen von der Startklasse-/Zielklasse-Form in die Schwingbreite-Mittelwert-Form umgerechnet und elementweise mit der Einflussmatrix (vgl. Abschnitt 3.2) multipliziert. Das Ergebnis wird hier als Schädigungsmatrix (SM) bezeichnet, die Summe der Elemente dieser Matrix ist die Schädigungssumme D, die sich für den betrachteten Zeitabschnitt für das Bauteil ergibt. Der Ablauf der Schädigungsrechnung ist in Abbildung 3.1-10 dargestellt.



**Abbildung 3.1-10: Ablaufschema der Schädigungsrechnung**

### 3.1.2.3 Auffinden und Behandeln von Störungen im Messsignal

Störungen im Messsignal können in der Rainflowmatrix zu Einträgen führen, die weit entfernt von der Hauptdiagonale liegen (große Schwingbreite). Da solche Einträge in sehr starkem Maße in die Schädigungsrechnung Eingang finden, ist es wichtig, derartige Störungen im Messsignal zu erkennen und nach Möglichkeit zu eliminieren.

#### Erkennen von Störungen

Störungen im Messsignal können viele Ursachen haben, beispielsweise können Sensoren zeitweilig ausfallen oder elektromagnetische Einflüsse können sehr kurzzeitige, pulsartige Störungen im Signal verursachen. Eine Möglichkeit die Plausibilität von Messdaten zu überprüfen ist die visuelle Kontrolle der Daten am Bildschirm oder in ausgedruckter Form. Allerdings sind kurze Störungen im Messsignal häufig in den Sekundenmittelwerten nicht erkennbar, außerdem ist wegen der Fülle der erzeugten Daten eine „automatisierte“ Plausibilitätskontrolle anzustreben. In Columbus (1992) wird ein System zur Bewertung der Qualität von Messdaten im Bereich der Automobilerprobung vorgestellt. Das dort vorgeschlagene System beruht auf der online durchgeführten Kontrolle von Klassendurchgangskollektiven. Allerdings sind dort die überprüften Kriterien von der Teststrecke abhängig und müssen für jede neue Strecke durch umfangreiche Messungen neu bestimmt werden. Für die Beurteilung der Messdaten in *INTACT* ist ein solches System daher nicht geeignet.

In *INTACT* wurde die Plausibilität der Messdaten daher offline untersucht. Zum Erkennen längerer Sensorausfälle wurden die Korrelationen der Sekundenmittelwerte verschiedener Sensoren betrachtet, zum Erkennen kurzzeitiger Störungen wurde der Signalverlauf bei Auslösung von Sonderereignismessungen herangezogen. Beide Verfahren sind sehr zeitaufwendig, da alle Daten am Bildschirm oder in ausgedruckter Form vom Bearbeiter kontrolliert werden müssen. Zur Erkennung bestimmter Messfehler wurde deshalb ein automatisches Verfahren entwickelt. Bei diesem Verfahren werden die online ermittelten Histogramme auf Plausibilität überprüft. Das Verfahren wird in Abschnitt 3.3.3.5 beschrieben.

### Behandlung von Störungen

Das folgende Beispiel macht deutlich, dass durch messtechnische Störungen sich sowohl die RFM als auch das Residuum von den Klassierergebnissen des ungestörten Signals erheblich unterscheiden können.

In Abbildung 3.1-11 ist dreimal dieselbe LZF dargestellt. Signalverlauf A ist störungsfrei, B enthält eine und C drei Störungen. In Abbildung 3.1-12 sind die Rainflowmatrizen und Residuen dieser Signale dargestellt. Man erkennt, dass diese Störungen sowohl Einfluss auf die Rainflowmatrix (grau hinterlegte Elemente) als auch auf das Residuum haben. Eine Korrektur des Klassierergebnisses durch einfaches Streichen von Einträgen ist nicht möglich.

Aufgrund der hier aufgezeigten Schwierigkeiten wurde in *INTACT* auf eine nachträgliche Korrektur der Rainflowergebnisse verzichtet. Tagesdateien, in denen Störungen aufgetreten sind, wurden von der Auswertung hinsichtlich Schädigungswirkung ausgenommen.



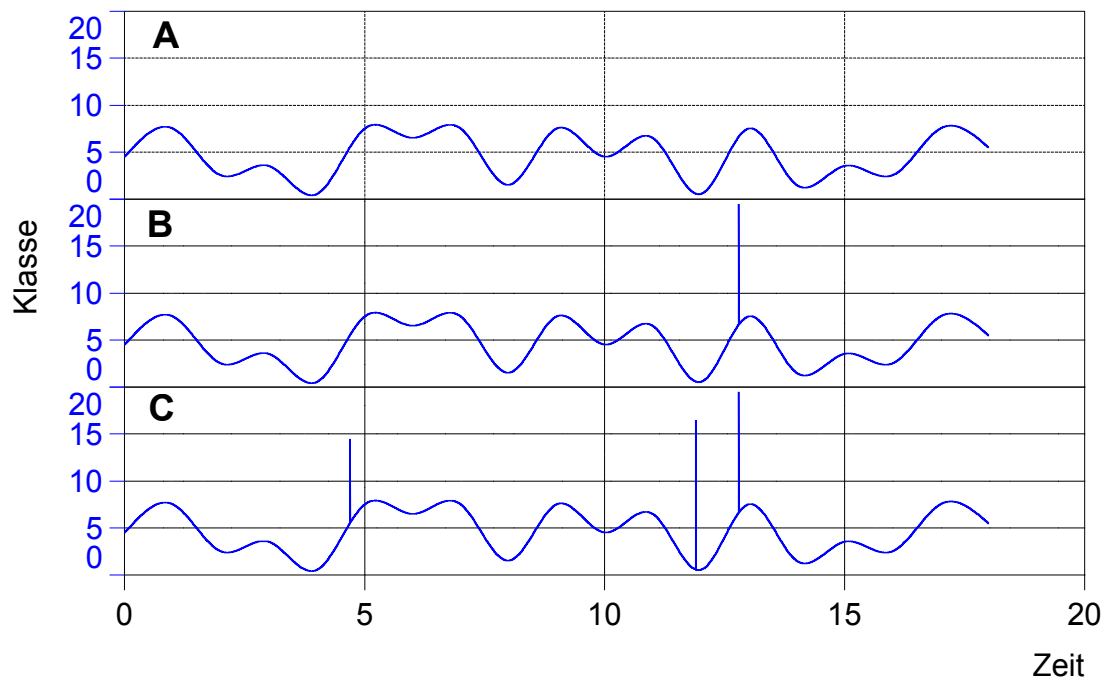


Abbildung 3.1-11: Beispiel LZF zur Untersuchung der Auswirkung von Störungen auf die Rainflowzählung

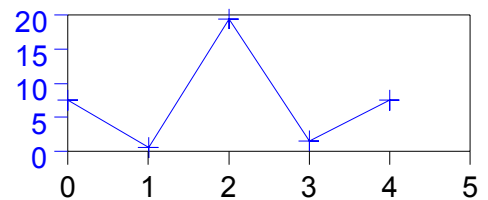
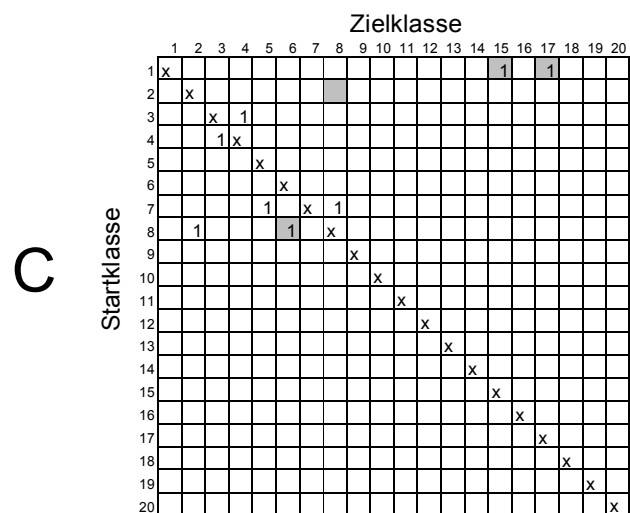
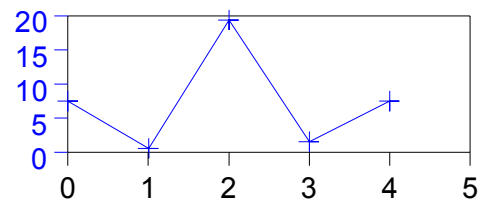
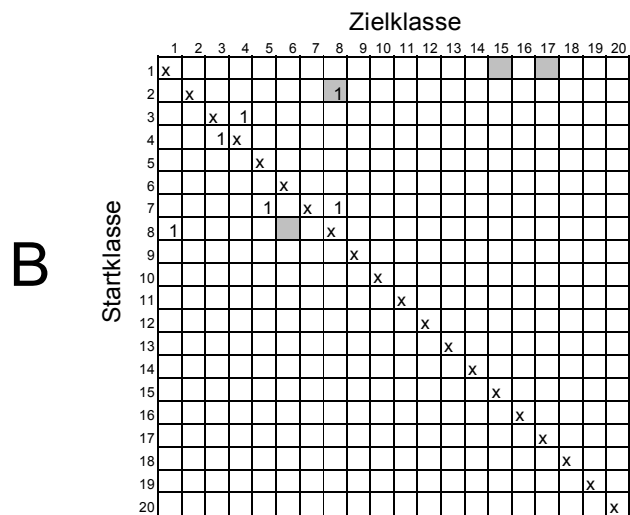
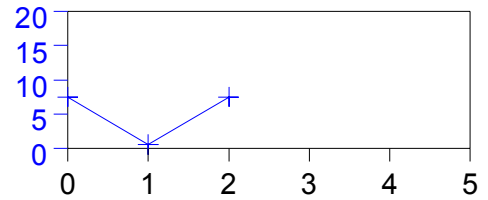
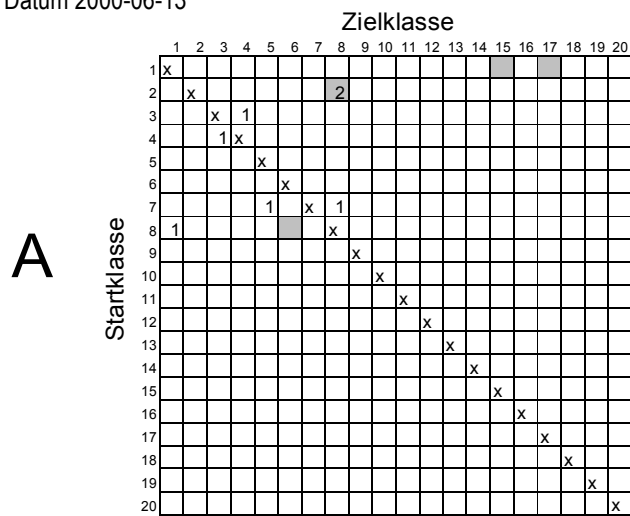


Abbildung 3.1-12: Rainflowmatrizen und Residuen der LZF aus Abbildung 3.1-11, die durch die Störungen beeinflussten Matrixelemente sind grau hinterlegt)

### *3.1.3 Durchführung der Messungen*

Auf sechs ausgewählten Schiffen wurden Messkampagnen durchgeführt. Die einzelnen Messungen dauerten mehrere Wochen und wurden nach Aufbau und Inbetriebnahme der Messtechnik unbeaufsichtigt durchgeführt. Bedingt durch die lange Messdauer und um den Schiffsbetrieb nicht zu beeinträchtigen, war eine sehr sorgfältige Messstelleninstallation und Kabelverlegung erforderlich. Die einzelnen Messstellen wurden gegen mechanische Einflüsse sowie Feuchtigkeit und Öl geschützt. Die Aufstellung des Messdatenerfassungssystems mit Verstärkern und USV wurde den örtlichen Gegebenheiten entsprechend gewählt. Während auf den Schiffen 3 und 5 die Möglichkeit bestand, die Kabel in den klimatisierten Maschinenkontrollraum zu führen, musste das System auf den Schiffen 2, 4 und 6 direkt im Maschinenraum stehen. Auf Schiff 1 war der Aufbau in der Bordwerkstatt möglich.

Die wichtigsten technischen Daten der ausgewählten Schiffe sind im Abschnitt 3.1.3.1 zusammengestellt, der Aufbau der Antriebsanlagen und die Anordnung der Drehmomentmessstellen ist schematisch im Anhang A dargestellt. Die Zusammenstellung der Messstellen für die einzelnen Schiffe befindet sich ebenfalls im Anhang A, die Beschreibung der eingesetzten Sensoren und Verstärker im Anhang B, Fotos einiger Aufbauvarianten des Messdatenerfassungssystems im Anhang C. In Abschnitt 3.1.3.2 wird kurz auf die Besonderheiten der einzelnen Messungen eingegangen.

### 3.1.3.1 Auswahl der Schiffe

Um ein möglichst breites Spektrum von Fahrzyklen und den davon abhängigen Beanspruchungen von Schiffsantriebsanlagen zu gewinnen, wurden folgende Schiffe für die Messkampagnen ausgewählt:

#### **Schiff 1:**



Patrouillenboot

Fahrtgebiet Unterelbe, Hamburger Hafen

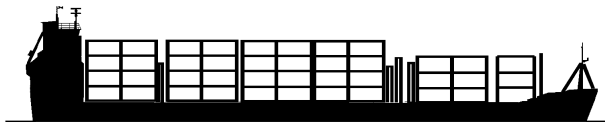
drei Viertaktmotoren, je 654 kW, 2300 min<sup>-1</sup>

2-Gang Wende-Untersetzungsgetriebe  $i=3,8:1$  bzw.  $i=3,456:1$

drei Festpropeller

Messdauer 8 Wochen

#### **Schiff 2:**



Containerschiff, 294 TEU

Fahrtgebiet Nordsee, Skagerrak

Viertaktmotor 2940 kW, 600 min<sup>-1</sup>

Untersetzungsgetriebe  $i=3,286:1$

Verstellpropeller

Messdauer 2 Wochen

**Schiff 3:**



Stückgutfrachter, 309 TEU  
Fahrtgebiet Europa  
Viertaktmotor 3840 kW, 600 min<sup>-1</sup>  
Untersetzungsgetriebe  $i=3,619:1$   
Verstellpropeller  
Langzeitmessung (Messbeginn Okt. 1998)

**Schiff 4:**



Fähre (Ostsee Kurzstrecke)  
diesel-elektrischer Antrieb, zwei E-Motoren je 6500 kW, 135 min<sup>-1</sup>  
zwei Festpropeller, direkt gekuppelt  
Messdauer 2 Wochen

**Bericht FM 99.108**  
Datum 2000-06-13

**Schiff 5:**



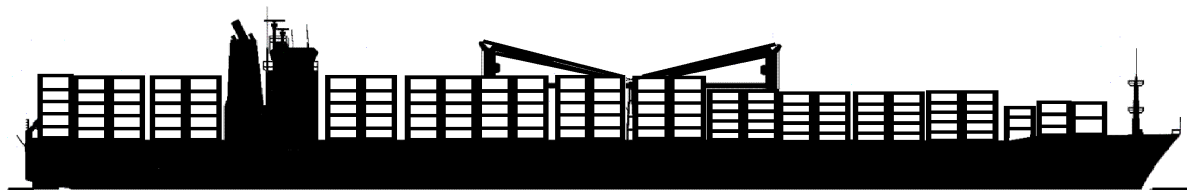
Fähre (Ostsee Langstrecke mit Fahrt in Eisgebieten)

zwei Zweitaktmotoren je 7250 kW, 175 min<sup>-1</sup>

zwei Verstellpropeller, direkt gekuppelt

Messdauer 7 Wochen

**Schiff 6:**



Containerschiff (Langstrecke), 2640 TEU

Fahrtgebiet: Europa - Südamerika

Zweitaktmotor 21625 kW, 85 min<sup>-1</sup>

Festpropeller, direkt gekuppelt

Messdauer 13 Wochen (2 Rundreisen)

### 3.1.3.2 *Schwerpunkte und Besonderheiten der einzelnen Messungen*

Die Messungen auf Schiff 1 dienten in erster Linie zum Testen des neu entwickelten Datenerfassungssystems. Deshalb wurde ein Schiff ausgewählt, das aufgrund seines Fahrtgebietes nahezu täglich zugänglich war und bei dem aufgrund seines Einsatzes in kurzen Zeiträumen viele verschiedene Manöver gefahren wurden.

Die Messungen auf Schiff 2 musste bereits nach 2 Wochen abgebrochen werden, da das Schiff einen außerplanmäßigen Werftaufenthalt hatte. Wegen eines Problems mit der Hardware liegen nur die Messdaten von einer einwöchigen Rundreise vor. Diese Daten werden überwiegend für Korrelationsuntersuchungen und wegen der sehr ähnlichen Anlagenkonfiguration zum Vergleich mit Schiff 3 herangezogen.

Auf Schiff 3 (Langzeitmessung) wurden überwiegend bereits standardmäßig an Bord installierte Messsensoren genutzt (Motordrehzahl, Ladelufttemperatur, Ladeluftdruck, Füllung, Propellersteigung, Abgastemperatur, Wellengeneratorleistung). Zusätzlich installierte Sensoren erfassten das Propellerwellendrehmoment sowie Beschleunigungen an Stevenrohr, Getriebe- und Motorfundament. Weiterhin wurden bei diesem Schiff Daten aus der Navigationsanlage (Kurs, Geschwindigkeit, Position) in die Datenerfassung eingebunden, um Informationen über die äußeren Randbedingungen zu erhalten. Da auf dem Schiff keine Windmessanlage installiert ist, konnten Wetterinformationen lediglich nachträglich aus den Logbucheinträgen bzw. aus meteorologischen Datenbanken gewonnen werden.

Die auf Schiff 4 gemessenen Daten sind aufgrund des festen Fahrplanes dieser Fähre (Pendelverkehr zwischen zwei Ostseehäfen) besonders für Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit von Lastkollektiven geeignet, außerdem sollten die Besonderheiten des diesel-elektrischen Antriebes herausgearbeitet werden.

Auf Schiff 5 wurden zu Beginn des Messzeitraumes Fahrten durch Eis erfasst. Aus diesen Daten sollte der Einfluss solcher äußeren Belastungen auf die Antriebsanlage untersucht werden. Zusätzlich sollten auch für dieses Schiff Korrelations- und Reproduzierbarkeitsuntersuchungen angestellt, sowie die Besonderheiten der Antriebsanlagen (2-Takt-Motoren und Verstellpropeller) untersucht werden.

Schiff 6 ist mit einem 2-Takt-Motor und fest gekuppeltem Festpropeller ausgestattet. Die Anlage besitzt einen Drehzahlsperrbereich. Zudem unterscheidet sich dieses Schiff durch seine lange Rundreisendauer von ca. 7 Wochen und zwei Atlantiküberquerungen pro Rundreise erheblich von den anderen Schiffen. Die Messung erstreckte sich über zwei Rundreisen. Wegen Problemen mit der Spannungsversorgung des Meßsystems liegen die Daten der zweiten Rundreise allerdings nicht vollständig vor. Da das Schiff als Wetterstation dient, standen stündlich Wetterinformationen und die Position des Schiffes zur Verfügung.

### *3.2 Betriebsfestigkeitsanalyse*

Im folgenden Kapitel soll ein Verfahren erarbeitet werden, das es ermöglicht, die bei der Messung gewonnenen Daten hinsichtlich Ihrer schädigenden Wirkung zu beurteilen. Dafür werden aus in der Literatur angegebenen Verfahren zur Betriebsfestigkeitsrechnung zwei Verfahren gegenübergestellt und hinsichtlich Ihrer Eignung im Projekt *INTACT* untersucht. Hauptaugenmerk liegt hierbei in der einfachen Anwendbarkeit des Verfahrens bei der Analyse der umfangreichen Messdaten.

Auch die Frage nach der Möglichkeit der Extrapolation der Schädigung von kurzen Messzeiträumen auf längere Betriebszeiten wird untersucht. Gelingt eine solche Extrapolation, kann aus der Schädigung innerhalb eines kurzen Messzeitraumes auf die Schädigung sehr viel längerer Betriebszeiten geschlossen werden.

#### *3.2.1 Einführung*

Schwingend belastete Bauteile werden mit Hilfe anderer Berechnungsgrößen und Werkstoffkennwerte beurteilt als statisch beanspruchte Bauteile. Während als Beanspruchungsgrenze bei statischer Belastung meist die mit einem Teilsicherheitsbeiwert erniedrigte Streckgrenze des Materials verwendet wird, ist die Höhe der ertragbaren Spannung im Falle schwingender Beanspruchung unter anderem eine Funktion der Schwingspielzahl und des zugehörigen Spannungsniveaus, der Art des Spannungszustandes (Torsion, Biegung oder Kombinationen von Belastungsarten), der Geometrie und der Oberflächenbeschaffenheit des betrachteten Bauteilbereiches. Diese Größen haben - je nach verwendetem Konzept für die Spannungsbewertung - Einfluss auf die Wöhlerlinie. Diese gibt den ertragbaren Spannungshorizont einer in der Amplitude und Mittelspannung konstanten Beanspruchung in Abhängigkeit der Schwingspielzahl wider. Solche Bauteilwöhlerlinien lassen sich im allgemeinen aus Werkstoffwöhlerlinien ableiten, die diese Informationen für genormte Werkstoffproben liefern.

Für die Ermittlung der Ausnutzung des Bauteils unter Betriebsfestigkeitsgesichtspunkten haben sich unterschiedliche Konzepte etabliert.

Beim *Nennspannungskonzept* (Haibach 1989, Zenner 1997) werden die Spannungen im ungestörten Bauteilbereich bestimmt und den Bauteilwöhlerlinien gegenübergestellt. Die Schwierigkeit besteht in der Definition dieses durch Kerbspannungen ungestörten Bereiches. Bei Achsen und Wellen gelingt dies im allgemeinen jedoch recht einfach. Die erforderlichen Kerbwirkungszahlen, die eine Abminderung der Beanspruchbarkeit des gekerbten Querschnitts gegenüber Wechselbelastungen festlegen, liegen für Vollwellen mit Absätzen für Zug/Druck-, Biege- und Torsionsbeanspruchungen vor. Für die bei Verstellpropelleranlagen typischerweise verwendeten Hohlwellen lassen sich die Werte für die Torsion, die als dominierende schwingende Belastung der Antriebswelle angesehen werden kann, aus den Zahlen für die Vollwelle ableiten. Es können ebenfalls unter vereinfachenden Annahmen Kerbwirkungszahlen aus den Kerbformfaktoren ermittelt werden, die für komplexe Geometrien über Finite Element Analysen berechnet wurden.



Beim *Kerbspannungskonzept* (Zenner 1997) werden die Spannungen in der Kerbe einer Materialwöhlerlinie gegenübergestellt. Es wird dabei vorausgesetzt, dass das Materialverhalten in der Bauteilkerbe dem eines genormten Probestabes gleicht, an dem die ermüdungsrelevanten Materialeigenschaften bestimmt werden. Die beim Nennspannungskonzept erforderliche Kerbwirkungszahl, die den Einfluss der Kerbe auf die ertragbare schwingende Spannung widerspiegelt, ist hier nicht erforderlich.

Das *örtliche Konzept* (Zenner 1997) bestimmt den Ausnutzungsgrad des Bauteils über die Dehnungen anstatt über die Spannungsverhältnisse. Als Grundlage bei der Bewertung des Spannungszustandes in der Kerbe sind zyklische Spannungs-Dehnungs-Wöhlerlinien heranzuziehen. Die Verfügbarkeit solcher Diagramme und die Komplexität des Nachweises schränken die Anwendbarkeit dieses Konzeptes stark ein. Im weiteren soll aus diesem Grunde dieses Konzept nicht verfolgt werden.

Sowohl das Nennspannungs- als auch das Kerbspannungskonzept verwenden Wöhlerlinien für die Beurteilung der Lebensdauer. Diese Wöhlerlinien werden für unterschiedliche Materialien, Kerb-Geometrien, Oberflächenbeschaffenheiten, Belastungsarten (Zug, Biegung, Torsion) und Mittelspannungen in Betriebsfestigkeits-Versuchen ermittelt. Da es nicht möglich ist, sämtliche Parameter durch Versuche abzudecken, sind auf Basis statistischer Analysen einer Vielzahl von Wöhlerlinien verschiedene Berechnungsmethoden entwickelt worden, die eine Synthetisierung einer Wöhlerlinie für das Bauteil (Bauteil-Wöhlerlinie) erlauben.

Auf Grundlage dieser Wöhlerlinien wird die gegebene Beanspruchung des Bauteils bewertet. Das aus dem Last-Zeit-Verlauf ermittelte Beanspruchungskollektiv, das die Spannungsamplituden mit den zugeordneten Lastwechselzahlen enthält, wird der Wöhlerlinie gegenübergestellt (siehe Abbildung 3.2-1). Je nach Bewertungskonzept wird dann für dieses Kollektiv die Schädigung auf Basis der Lastwechselzahlen berechnet (klassische Vorgehensweise nach Palmgren-Miner) oder es werden Ausnutzungsgrade bezüglich der maximalen Spannung des Kollektives bestimmt (FKM-Richtlinie).

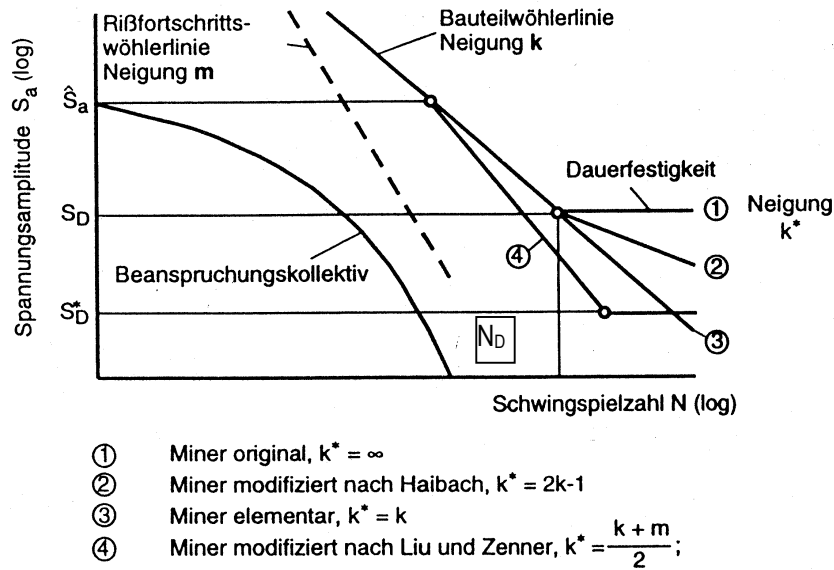


Abbildung 3.2-1: Wöhlerlinie (nach DVM 1997)

### 3.2.2 Vergleich zweier ausgewählter Verfahren

Im folgenden wird die Vorgehensweise eines Betriebsfestigkeitsnachweises für zwei unterschiedliche Betriebsfestigkeitsrechnungskonzepte exemplarisch anhand eines Beispielquerschnittes vorgestellt. Die Spannungsermittlung im betrachteten Querschnitt erfolgt jeweils nach dem Nennspannungskonzept.

#### 3.2.2.1 Analyse eines Querschnitts mit der FKM-Richtlinie

In den Jahren 1991 bis 1993 wurde am *IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH* ein Konzept für einen *Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile* erarbeitet, der auf ehemaligen staatlichen Normen der DDR (TGL-Standards) beruht. Die Ergebnisse dieses vom BMWi geförderten und vom Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) beauftragten Vorhabens wurden in einer Richtlinie zusammengefasst, die mittlerweile in einer dritten, überarbeiteten Auflage (siehe FKM 1998) vorliegt.

Die Richtlinie ist auf die rechnerische Bestimmung von statischen und dynamischen Ausnutzungsgraden ausgelegt und beschreibt in Form einer Schritt-für-Schritt Vorlage die rechnerische Analyse.

Um die Anwendbarkeit der FKM-Richtlinie auf die hier vorliegende Problematik zu prüfen, wurde auf deren Grundlage für einen Querschnitt einer Antriebswelle eine Betriebsfestigkeitsrechnung durchgeführt.

Für die Antriebswelle liegen gemessene Schwingbreiten-Mittelwert-Matrizen des Torsionsmomentes vor. Die durch die Wellenausrichtung eventuell entstehende Umlaufbiegung wird für diese Betrachtungen vernachlässigt.

Die FKM-Richtlinie bietet die Möglichkeit sowohl das Nenn- als auch das Kerbspannungskonzept für die Analyse zu verwenden. Aufgrund der einfachen Querschnitte wird hier vom Nennspannungskonzept Gebrauch gemacht.

Anstelle einer ertragbaren Lastspielzahl wird in der FKM-Richtlinie die maximale Schwingungsamplitude des vorliegenden Beanspruchungskollektivs mit einem ertragbaren Spannungswert verglichen und aus dem Quotienten ein Auslastungsgrad bestimmt.

$$a = \frac{S_{a,max}}{S_{BK} / j_{erf}}$$

Mit

$a$	Ausnutzungsgrad,
$S_{a,max}$	maximale Spannungsamplitude des Kollektivs,
$S_{BK}$	größte ertragbare Spannungsamplitude,
$j_{erf}$	Gesamtsicherheitsfaktor.

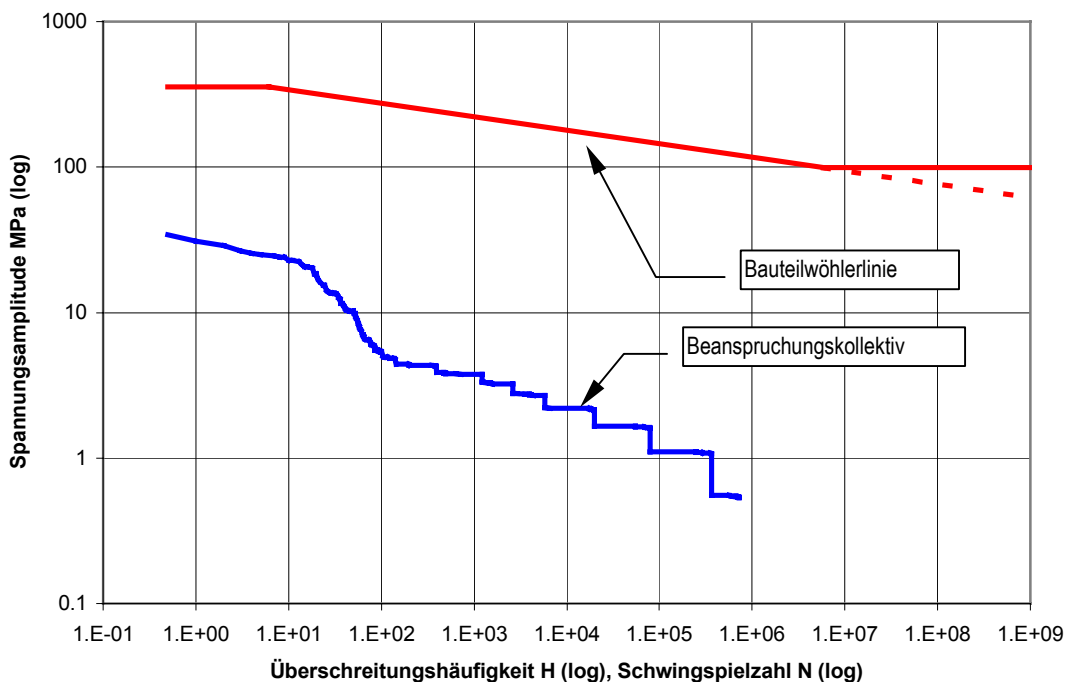
In den ertragbaren Wert  $S_{BK}$  gehen sowohl werkstoff-, konstruktions- und belastungsspezifische Beiwerte ein. In den belastungsbezogenen Beiwerten sind Einflussfaktoren für die vorliegende Mittelspannung sowie für die Form (Völligkeit) und die Lastwechselzahl des Kollektivs zu berücksichtigen. Somit wird die Schädigung des Kollektivs in der Gesamtheit betrachtet und es ist nicht ohne weiteres möglich, den Schädigungsanteil eines einzelnen Schwingespieles aus der Schwingbreiten-Mittelwert-Matrix (SMW-Matrix) zu ermitteln.

Um die Ausnutzung für den interessierenden Fahrtabschnitt zu ermitteln, ist daher ein Zwischenschritt erforderlich.

Aus der Schwingbreiten-Mittelwert-Matrix der Messung wird ein einziges Kollektiv mit einer Mittelspannung  $S_m = 0$  MPa berechnet. Dazu wird ein für jede Spalte der Matrix mit konstanter Mittelspannung ein Mittelspannungsfaktor  $F_m$  bestimmt, der den Einfluss der Mittelspannung auf die ertragbaren Spannungsamplituden festlegt. Dieser Faktor wird je nach Größe der Mittelspannung und Schwingbreite auf unterschiedliche Weise bestimmt (FKM 1998). Ein weiterer Einflussfaktor ist die Mittelspannungsempfindlichkeit des Materials. Für die Umrechnung des vorliegenden Beispiels wird die Gleichung für Stahl verwendet ( $M=0.00035 \cdot R_m - 0.1$ ), die ebenfalls im Rahmen der Ermittlung der synthetischen Wöhlerlinien angewandt wird. Mit dem Mittelspannungsfaktor werden die einzelnen Elemente (Schwingbreiten) der Matrix auf Schwingbreiten mit der Mittelspannung  $S_m = 0$  MPa umgerechnet.

Die Matrix reduziert sich somit zu einem einzigen Kollektiv von Schwingbreiten mit einer Mittelspannung  $S_m = 0$  MPa und einem Spannungsverhältnis von Unterspannung zu Oberspannung  $R = S_u / S_o = -1$ .

Für die beispielhafte Anwendung der FKM-Richtlinie wird die Rainflow-Matrix des Propellerdrehmomentes für die Probefahrt des Schiffes 3 herangezogen (siehe Abbildung 3.3-20). Durch die obige Umrechnung wird die Matrix in die in Abbildung 3.2-2 gezeigte Form überführt. Die Spannungsamplituden (halbe Schwingbreiten) sind dort in Abhängigkeit ihrer Überschreitungshäufigkeit H aufgetragen. Gegenübergestellt ist die Wöhlerlinie des Bauteils (Spannungsamplitude über Lastspielzahl N). Da es sich bei dem gegebenen Fahrabschnitt um eine relativ kurzzeitige Messung (22h) des Torsionsmomentes handelt, sind die erreichten Lastwechselzahlen im Bereich von Spannungsamplituden oberhalb von 10 MPa gering. Die erreichten Spannungshorizonte sind im allgemeinen sehr gering und liegen unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze des Bauteils. Für die Analyse des Verfahrens wird aus diesem Grund von der Dauerfestigkeitsgrenze kein Gebrauch gemacht, es wird vorausgesetzt, dass eine Schädigung des Materials auch unterhalb der Dauerfestigkeit auftritt. Dies ist normalerweise der Fall, falls das Bauteil korrosiven Medien ausgesetzt ist oder falls einige wenige Überlasten aufgetreten sind.



**Abbildung 3.2-2: Kollektiv nach der Transformation auf  $R=-1$ ,  $S_m=0$  (S-H); Wöhlerlinie des Bauteils (S-N)**

Bei Verwendung des elementaren Palmgren-Miner Ansatzes, der die Verwendung einer Dauerfestigkeitsgrenze ausschließt (gestrichelte Linie in Abbildung 3.2-2), ergibt sich ein Ausnutzungsgrad von

$$a = 0,36$$

bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5 %.

Ausnutzungsgrade von  $a < 1$  sind nach der FKM zulässig. Dieser hohe Wert resultiert unter anderem aus dem im FKM-Verfahren enthaltenen Sicherheitsfaktor von  $j = 1,5$  sowie aus der zugelassenen Palmgren-Miner-Schädigung von  $D_{\text{zulässig}} = 0,3$ .

Ersetzt man diese Werte für die Vergleichbarkeit mit anderen Verfahren durch jeweils 1, erhält man einen Ausnutzungsgrad von

$$a = 0,24.$$

Der hohe Ausnutzungsgrad ist auch durch die verhältnismäßig niedrige zulässige Spannungsamplitude zu begründen. Die errechnete Bauteilwechselfestigkeit von 125 MPa wird in diesem konkreten Fall durch den Betriebsfestigkeitsfaktor  $K_{BK}$  zunächst auf eine ertragbare Amplitude von 509 MPa erhöht. Es existiert im Regelwerk jedoch eine obere Schranke für den Wert der ertragbaren Amplitude, der sich aus der Fließgrenze und einer plastischen Formzahl errechnet. Dadurch erhält man einen Wert für  $S_{BK}$  von 145 MPa, der nur wenig über der Wechselfestigkeit liegt.

### *3.2.2.2 Analyse des Querschnitts mit Hilfe der synthetischen Wöhlerlinie und Palmgren-Miner*

Die Ausnutzung des Querschnitts hinsichtlich der Betriebsfestigkeit kann ebenfalls mit Hilfe einer synthetisch hergeleiteten Wöhlerlinie (Leitfaden 1995) ermittelt werden. Auf Grundlage der statistischen Auswertung von Versuchsergebnissen wurden Gleichungen entwickelt, die eine numerische Approximation von Bauteil-Wöhlerlinien ermöglichen. Bei der Ermittlung dieser sogenannten synthetischen Wöhlerlinien wird auf der Basis der Zugfestigkeit und der Streckgrenze des Materials eine Wechselfestigkeit des Bauteils bestimmt. Einflussgrößen sind dabei die Bauteilgestalt, -größe, Herstellungsart und Oberflächengüte. Die Belastungsseite findet durch den Einfluss der Kollektiv-Mittelspannung auf die Dauerfestigkeit Berücksichtigung. Hierbei ist es möglich, zwischen konstanter Mittelspannung  $S_m$  bzw. konstantem Spannungsverhältnis  $R$  zu unterscheiden.

Die Dauerfestigkeit, eine obere Grenze der Amplituden, die Neigung der Wöhlerlinie sowie die ermittelte Ecklastspielzahl definieren dann die Bauteil-Wöhlerlinie. Eine anschließende Schädigungsrechnung nach Palmgren-Miner liefert die Schädigung des Bauteils für das gegebene Kollektiv. Das Erreichen der Gesamtschädigung  $D = 1$  gilt dabei als Versagen des Bauteils. Die Gesamtschädigung  $D$  wird hierbei berechnet aus der Summe der Einzelschädigungen  $d_i$  der  $m$  unterschiedlichen Kollektivstufen (Spannungshorizonte). Jede Einzelschädigung  $d_i$  wird durch den Quotienten aus tatsächlicher Schwingspielzahl  $n_i$  der Spannungsamplitude  $S_i$  und der ertragbaren Schwingspielzahl  $N_i(S_i)$  bestimmt.

$$D = \sum_m d_i = \sum n_i * \Delta d_i(\sigma_i) = \sum_m \frac{n_i}{N_i(\sigma_i)}$$

Sicherheitsfaktoren für unterschiedliche Anwendungsfälle, die zum Beispiel Materialstärken, Zugänglichkeiten und Gefährdungspotential des Bauteils sind zum Beispiel in Eurocode 3 (1993) definiert.

Für den hier durchgeführten Nachweis wird Bezug auf das oben angegebene Kollektiv (Abbildung 3.2-2) genommen. Bei der Bestimmung des Mittelspannungsfaktors  $F_m$  wird ebenso wie beim Vorgehen nach FKM angenommen, dass die Mittelspannung konstant bleibt und die Amplituden variabel sind.

Ohne Berücksichtigung einer Dauerfestigkeitsgrenze ergibt sich eine Schädigung  $D$  für das gegebene Kollektiv in Abbildung 3.2-2 von

$$D = 2,04 * 10^{-12}.$$

Die geringe Schädigung resultiert aus der geringen Anzahl der Schwingspiele für das Kollektiv (22h) und dem niedrigen Spannungsniveau. Zudem gelten die hier verwendeten Daten der Wöhlerlinien für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 %. Für einen Vergleich mit der FKM-Richtlinie sind diese Werte auf eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5 % umzurechnen. Nach Leitfaden (1995) ergibt sich bei einer vorausgesetzten Streuspanne von  $T=1:5$  für die Berechnungsgrundlagen eine lebensdauerbezogene Sicherheitszahl  $i_L = 3,5$ . Die Schädigung errechnet sich dann zu

$$D = 7,14 * 10^{-12}.$$

Es sei an dieser Stelle noch einmal hervorgehoben, dass die hier betrachteten Kollektive von sehr geringem Schwingspielumfang sind und somit nur einschränkend für eine realistische Betriebsfestigkeitsanalyse verwendet werden können. Die Kollektive lassen sich jedoch bei Vergleich untereinander als Indikator für die Schädigungsrelevanz der einzelnen Fahrtabschnitte verwenden.

### *3.2.2.3 Ergebnis der Vergleichsberechnungen*

Der Nachteil bei der Auswertung nach der FKM zeigt sich in der nichtlinearen Abhängigkeit der Ausnutzung von der Anzahl der Zyklen. Da in den Wert für die ertragbare Schwingspielzahl die Form des Kollektivs eingeht, ist die Ableitung der Schädigung eines Schwingspiels in der Schwingbreiten-Mittelwert-Matrix nicht möglich. Somit ist eine Ermittlung der Gesamtschädigung durch einfache Multiplikation der Schädigung für eine Schwingung mit der Anzahl der Schwingungen nicht möglich.

Eine Veränderung des untersuchten Kollektivs kann bezüglich des Ausnutzungsgrades nur unter der Bedingung der Beibehaltung der Kollektivform (Völligkeit) einfach umgerechnet werden.

Die Völligkeit des Kollektivs ergibt sich aus der Beziehung

$$v = \sqrt[k]{\sum_i \frac{h_i}{H} \left( \frac{S_{ai}}{S_{al}} \right)^k}$$

mit

- $h_i$  Anzahl der Schwingspiele in der Kollektivstufe  $i$ ,  $h_i = H_i - H_{i-1}$   
 $H$  Überschreitungshäufigkeit  $H = \sum_i h_i$ ,  
 $S_{ai}$  Spannungsamplitude in der Kollektivstufe  $i$ ,  
 $S_{a1}$  Spannungsamplitude in der Kollektivstufe 1 (höchste Amplitude),  
 $k$  Neigung der Wöhlerlinie.

Für den Ausnutzungsgrad bedeutet dies hinsichtlich der Spannung und der Anzahl der Schwingspiele folgendes:

1. Der Ausnutzungsgrad ist proportional zur maximalen Schwingungsamplitude. Eine multiplikative Erhöhung der maximalen Amplitude und der einzelnen Kollektivstufen mit einem konstanten Spannungserhöhungsfaktor *Sfaktor* verändert die Form des Kollektivs (Völligkeit) nicht. Den Ausnutzungsgrad des veränderten Kollektivs  $a_{neu}$  erhält man über

$$a_{neu} = a_{alt} * Sfaktor.$$

2. Wird vorausgesetzt, dass das gegebene Kollektiv hinsichtlich der Schwingspiele linear multiplikativ erweitert wird, d. h. die einzelnen Stufen des erweiterten Kollektivs genügen der Beziehung  $n_{i\_neu} = n_{i\_alt} * Nfaktor$ , kann der Ausnutzungsgrad  $a_{neu}$  dieses neuen Kollektivs über

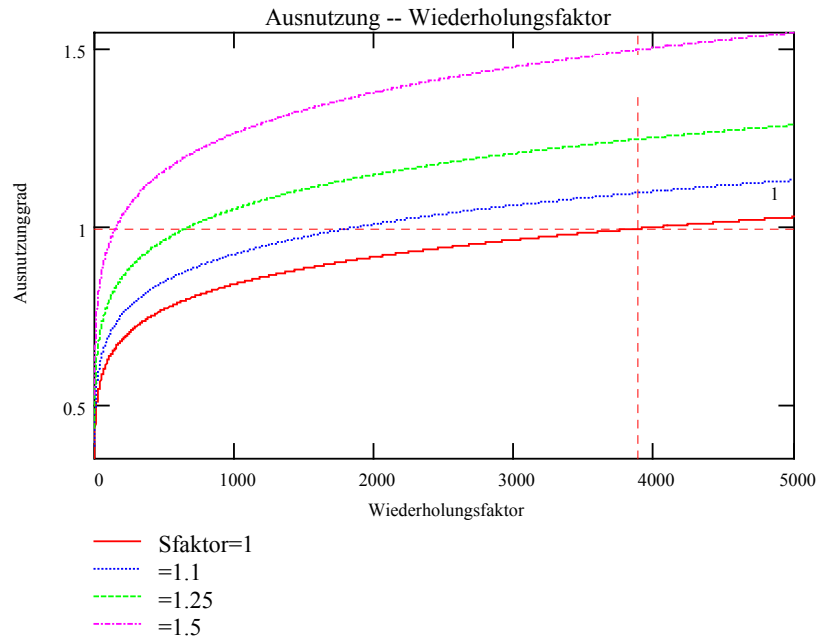
$$a_{neu} = a_{alt} * Nfaktor^{(1/k)}$$

mit der Neigung  $k$  der Wöhlerlinie ermittelt werden. Die zulässige Wiederholungsrate des Kollektivs, die durch einen Ausnutzungsgrad von 1 definiert ist, kann demnach durch

$$NFaktor_{max} = 1 / (a_{alt} * Sfaktor)^k$$

bestimmt werden.

Die Abbildung 3.2-3 zeigt in Abhängigkeit vom Spannungsfaktor *Sfaktor* und dem Wiederholungsfaktor *Nfaktor* den Ausnutzungsgrad. Demnach wäre das gegebene Kollektiv trotz des hohen Ausnutzungsgrades von 0,36 bei einem Spannungsfaktor von 1 ca. 4000 mal zu wiederholen bis eine Schädigung eintritt. Für eine Sicherheit von 1 und einer zugelassenen Schadenssumme von 1 erhöht sich dieser Wert auf 100000.



**Abbildung 3.2-3: Ausnutzungsgrad nach FKM in Abhängigkeit vom Spannungs- und Wiederholungsfaktor (Sfaktor bzw. Nfaktor)**

Ein wesentlicher Vorteil der Berechnung nach dem Leitfaden (1995) ist die Skalierbarkeit der Schädigungen für jeden Eintrag in der Rainflow-Matrix. Da für eine Schwingungsamplitude die Schwingenspielzahl der Last mit der ertragbaren des Bauteils verglichen wird, kann die für ein Schwingenspiel errechnete Schädigung mit der Anzahl der tatsächlichen Spiele multipliziert werden, um die momentane Schädigung zu ermitteln.

Ebenfalls ist der umgekehrte Weg denkbar: Der Kehrwert der Gesamtschädigung eines Kollektivs gibt die Anzahl der möglichen Wiederholungen dieses Kollektivs bis zum rechnerischen Eintreten des Schadens ( $D=1$ ) an. Ein weiterer Vorteil liegt in der Möglichkeit der Addition der einzelnen Schädigungen unterschiedlicher Kollektive zu einer Gesamtschädigung.

Es ist auffällig, dass die Verfahren für die gegebenen Beanspruchungskennwerte so unterschiedlich hohe Ausnutzungsangaben liefern. Die wesentliche Ursache hierfür ist bereits im Abschnitt 3.2.2.1 genannt. Die Begrenzung des maximal ertragbaren Nennwertes der Amplitude der Bauteilbetriebsfestigkeit  $T_{BK,t}$  über die Multiplikation der Fließgrenze  $R_p$  mit der plastischen Formzahl  $K_{p,t}$  und dem Schubfestigkeitsfaktor  $f_\tau$ ,

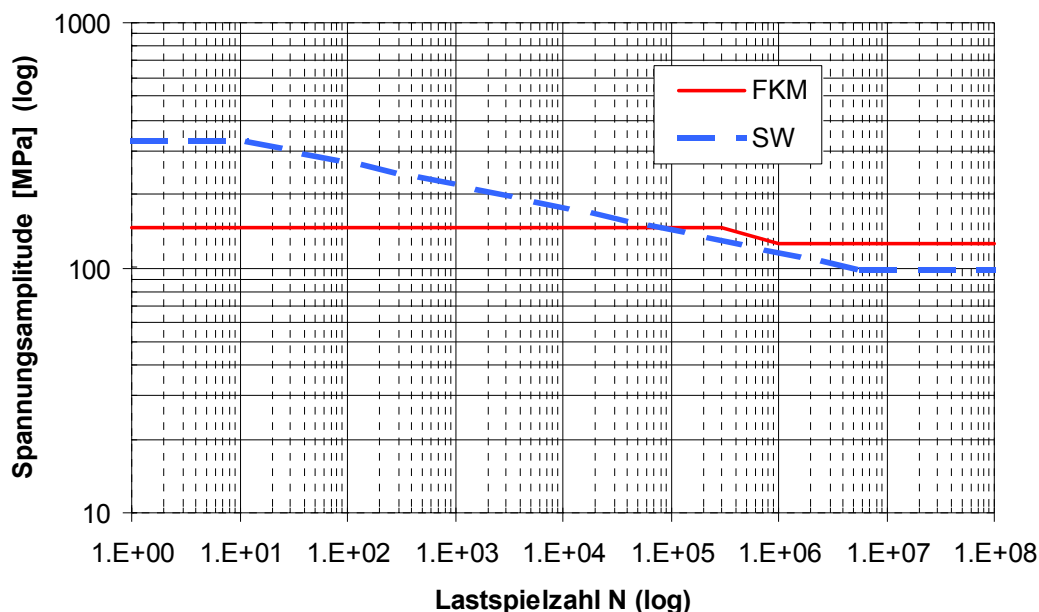
$$T_{BK,t} \leq 0,75 f_\tau R_p K_{p,t}$$

führt im betrachteten Fall zu einer niedrigen ertragbaren Amplitude. Diese liegt nur wenig oberhalb der Wechselfestigkeit des Bauteils und ist unabhängig von der Kollektivform. Somit werden die hohen Werte des



Kollektivs unabhängig von den auftretenden Lastwechselzahlen bewertet. Dies erscheint nicht schlüssig, da bekanntermaßen die Schädigung von den Lastwechselzahlen abhängt.

Das Ergebnis der Gegenüberstellung der beiden Verfahren zur Herleitung der Bauteilwöhlerlinien ist der Abbildung 3.2-4 zu entnehmen, wobei die Kurven auf unterschiedlichen Ausfallwahrscheinlichkeiten beruhen. Die Begrenzung der maximal ertragbaren Amplitude der FKM-Wöhlerlinie ist in die Abbildung als obere, waagerechte Begrenzung der Wöhlerlinie eingetragen.



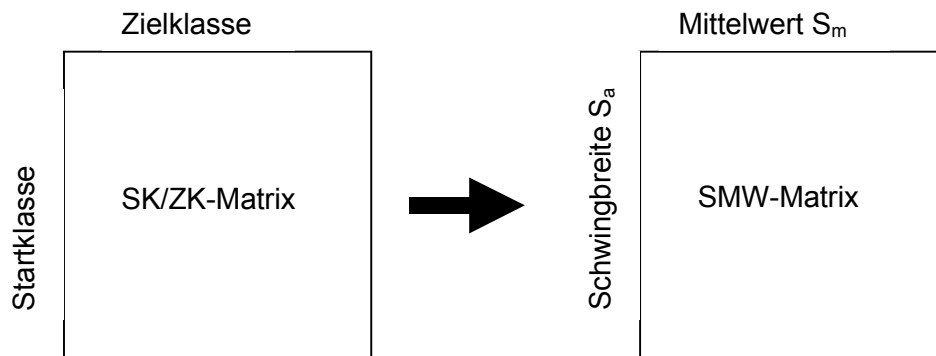
**Abbildung 3.2-4: Vergleich der Bauteilwöhlerlinien nach Leitfaden (SW) und zulässige Grenzen nach FKM**

Aufgrund der leichten Anwendbarkeit des Nachweises und der Vorteile hinsichtlich der Bewertung einzelner Schwingspiele innerhalb der Schwingbreiten-Mittelwert-Matrix wird für die weitere Betrachtung der Schädigungsrelevanz einzelner Fahrtabschnitte das Vorgehen nach dem Leitfaden für Betriebsfestigkeit gewählt.

### 3.2.3 Die Schädigungsmatrix

#### 3.2.3.1 Ableitung einer Einflussmatrix

Aus den Messungen werden Drehmomentenverläufe gewonnen, die online mit der Rainflow-Klassierung in der Form Startklasse-Zielklasse gespeichert werden (vgl. Kapitel 3.1.1). Diese Matrizen lassen sich in die Form Schwingbreite-Mittelwert überführen. Für die Betrachtung eines Querschnittes im Antriebsstrang hinsichtlich der Betriebsfestigkeit ist die Umrechnung in Spannungen erforderlich. Diese kann aufgrund der linearen Abhängigkeit von Spannungen und Torsionsmoment auch nach der Klassierung und Umsortierung erfolgen.



Für jede Spannungsschwingbreite  $S_{a,i}$  in dieser Matrix kann nun unter Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses von  $S_{m,j}$  die ertragbare Lastwechselzahl  $N(S_{a,i})$  aus der synthetischen Bauteilwöhlerlinie eines Bauteilortes ermittelt werden. Der Kehrwert dieses Wertes gibt den Schädigungsbeitrag  $\Delta_{d_{ij}}$  eines einzelnen Schwingspieles für die Schwingbreite und den Mittelwert wieder. Die Schädigungsbeiträge eines einzelnen Schwingspieles werden klassenorientiert (Schwingbreite-Mittelspannung) in eine Einflussmatrix (EM) eingetragen. Das prinzipielle Vorgehen ist in der Abbildung 3.2-5 enthalten.

Die Abbildung 3.2-6 zeigt ein Beispiel für eine solche Einflussmatrix. Die Säulen stellen dabei die Größe der Einflusszahl jedes Elementes der Matrix bezogen auf den Maximalwert der Matrix dar. Deutlich ist zu erkennen, dass die Schädigung eines Schwingspieles mit der Zunahme der Schwingbreite überproportional anwächst. Erst ab der 40. Klasse ist in diesem Beispiel ein Anstieg der Einflusszahlen zu verzeichnen. Der Einfluss der Mittelspannung macht sich in einem Ansteigen der Einflusszahlen in Richtung höherer Mittelspannungsklassen bemerkbar.

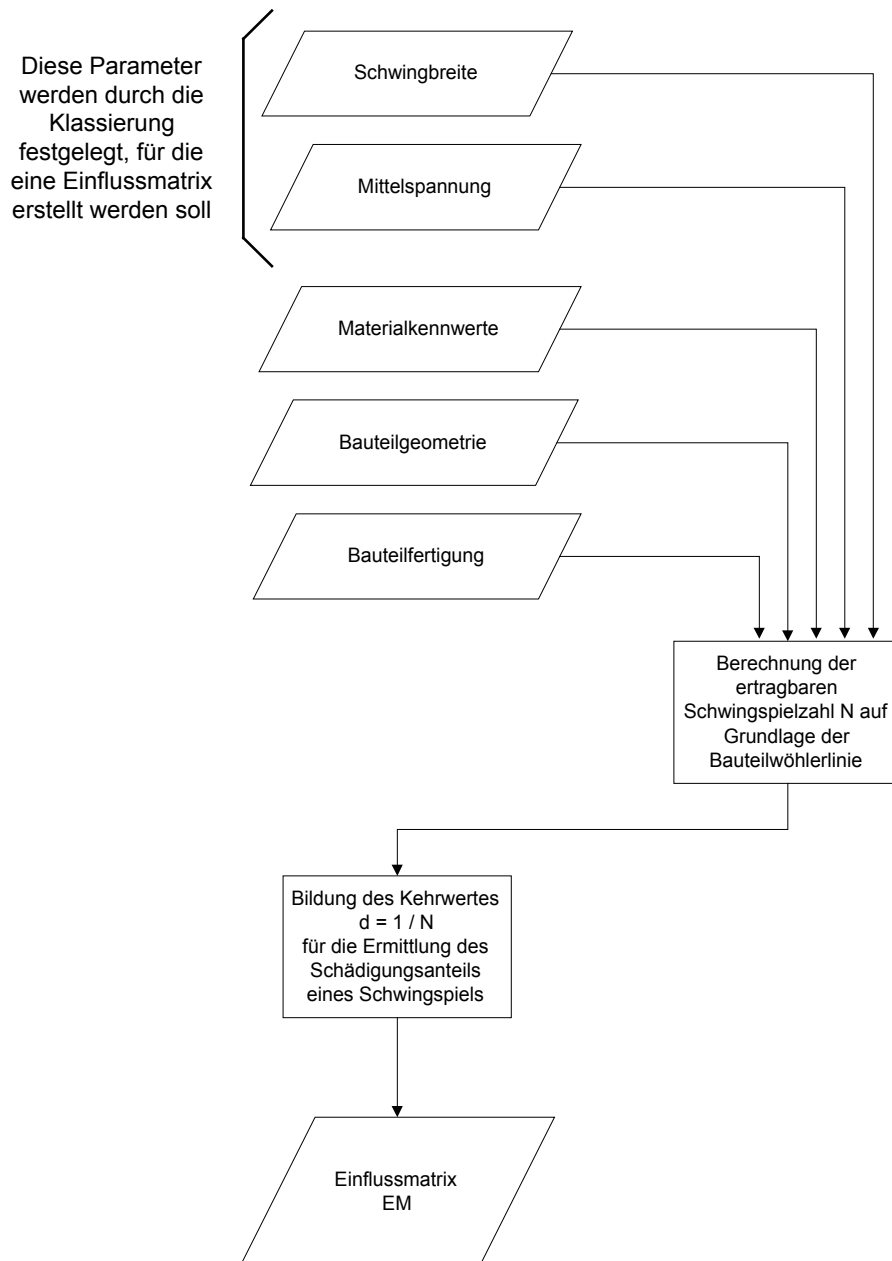


Abbildung 3.2-5: Ablaufdiagramm zur Herleitung einer Einflussmatrix

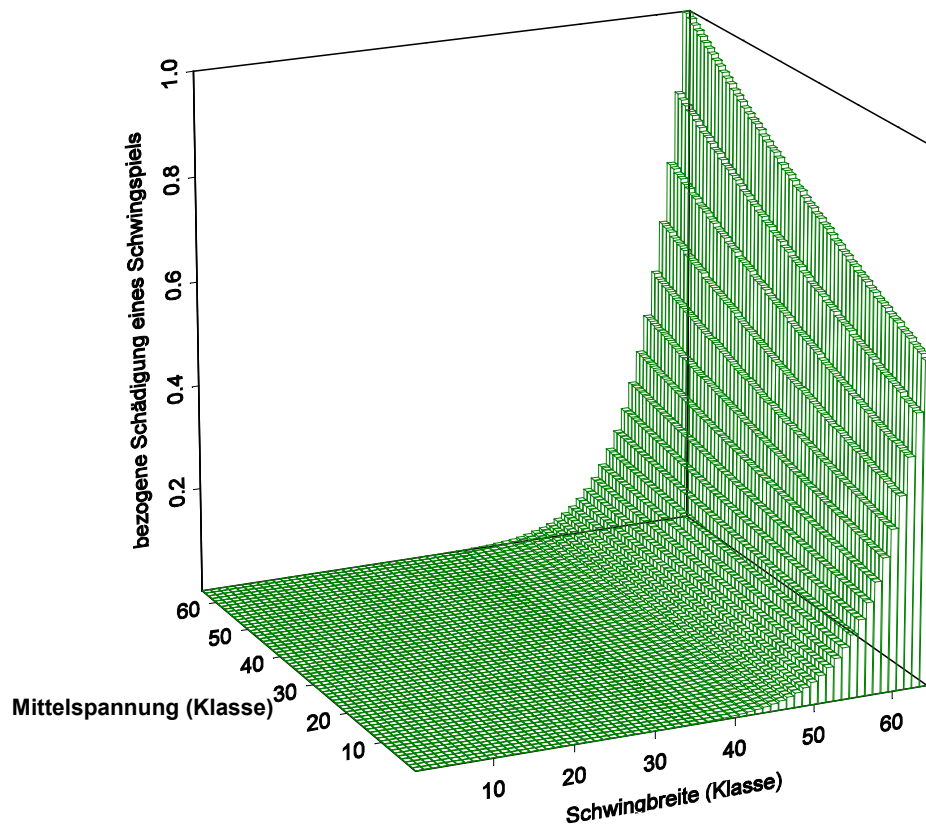


Abbildung 3.2-6: Beispiel für eine Einflussmatrix (EM) mit auf den Maximalwert bezogenen Einflusszahlen

Für die Ermittlung der Matrix lässt sich folgendes festhalten:

- Diese Berechnung der Elemente der Einflussmatrix EM ist abhängig vom betrachteten Bauteilort, aber unabhängig von der Anzahl der Schwingenspiele. Somit kann die Matrix für alle Fahrabschnitte verwendet werden, bei denen die Werte der Klassengrenzen beibehalten werden.
- Die Berechnung der einzelnen Elemente der Matrix erfolgt analog zur Berechnung der Schädigung eines Einstufenkollektivs mit der Mittelspannung  $S_{m,j}$ , der Amplitude  $S_{a,i}$  und der Schwingenspielzahl 1.

### 3.2.3.2 Ermittlung der Schädigungsmatrix

Der Schritt von der Einflussmatrix EM (Schädigungsbeitrag eines Schwingenspieles) zur Schädigungsmatrix SM eines Fahrabschnitts für den untersuchten Querschnitt erfolgt durch Multiplikation der einzelnen Schwingenspielzahlen in der SMW-Matrix mit den in den Zellen der Einflussmatrix EM enthaltenen Schädigungen pro Schwingenspiel. Entsprechend zur Gleichung für das Kollektiv

$$d_i = n_i \cdot \Delta d_i(\sigma_i)$$

gilt bei der Matrizenschreibweise

$$SM_{i,j} = SMW_{i,j} \cdot EM_{i,j}.$$

Die Gesamtschädigung  $D_F$  des Fahrtabschnitt kann durch die Summation der einzelnen Schädigungsanteile berechnet werden:

$$D_F = \sum_i^n \sum_j^m SM_{i,j}$$

mit                    n        Anzahl der Schwingbreitenstufen  
                           m        Anzahl der Mittelspannungsstufen.

Die Gesamtschädigung für eine Reihe k unterschiedlicher Fahrtabschnitte kann aufgrund des Einflusses der bei der Rainflow-Klassierung auftretenden Residuen nicht durch einfache Addition der Einzelschädigungen errechnet werden:

$$D_{ges} \neq \sum_l^k (D_F)_l.$$

Da jedoch die Einflussmatrix unabhängig vom Fahrtabschnitt ist, kann die Gesamtschädigung über

$$D_{ges} = \sum_i^n \sum_j^m EM_{i,j} \cdot SP_l^k \langle (SMW_{i,j})_l \rangle$$

berechnet werden. Statt einer einfachen Addition der SMW-Matrizen erfolgt eine Superposition (Symbol SP) mit Berücksichtigung der Residuen (vgl. Abschnitt 3.1.2.1).

### 3.2.4 Extrapolation der Rainflow-Matrizen / Belastungskollektive

Die gemessenen Kollektive liegen bezogen auf die erwartete Schiffsbetriebsdauer derzeit nur für sehr kleine Zeiträume vor. Sichere Aussagen hinsichtlich der Beanspruchungen eines Bauteils sind aber erst nach länger andauernden Messungen zu erwarten. Ein Grund dafür sind die beim Betrieb durch Sonderereignisse verursachte Extremallasten, die bei einer Schädigungsrechnung relevante Anteile liefern. Deren Auftreten ist aber bei kurzen Messabschnitten nicht ausreichend sichergestellt.

Um eine aufwendige Langzeitmessung zu ersetzen, wäre ein Verfahren wünschenswert, dass auf Grundlage der Kurzzeitmessung eine sichere Aussage über die bei einer Langzeitmessung zu erwartenden Kollektive  
*Germanischer Lloyd*

ermöglicht. Die Durchführung einer solchen Extrapolation ist mit unterschiedlichen Verfahren denkbar. Eine Möglichkeit ist die Erhöhung der Zähleinträge in der Rainflow-Matrix, wobei angenommene Streuungen und Verteilungsfunktionen auch unbesetzte Matrixeinträge mit Werten füllen. Dieses Verfahren wurde von Krüger & Petersen (1985) vorgeschlagen.

Eine andere Form der Extrapolation ist die Multiplikation der Häufigkeiten im gemessenen Kollektiv mit einem Wiederholungsfaktor und die Fortführung des Kollektivverlaufs in Richtung kleiner Häufigkeiten mit einer angenommenen Funktion (direkte Extrapolation).

Anhand eines Beispiels soll diese Art der Extrapolation erläutert werden.

An einer Antriebsanlage wurde für die Dauer von einer Woche eine Drehmomentenmessung durchgeführt. Das sich daraus ergebene Kollektiv ist in Abbildung 3.2-7 angegeben. Für dieses Kollektiv wurde eine Schädigungsrechnung durchgeführt und die Zunahme der Gesamtschädigung für die einzelnen Kollektivstufen aufgetragen (Abbildung 3.2-8). Dort erkennt man, dass die Schädigung für Spannungsamplituden unterhalb von 10 MPa nicht mehr signifikant zunimmt.

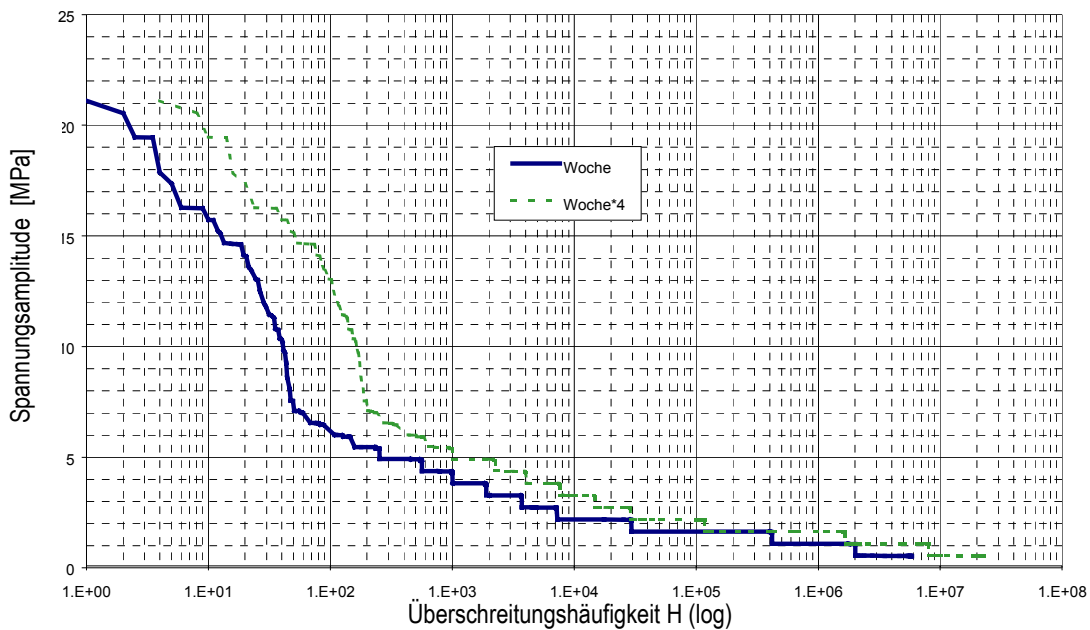
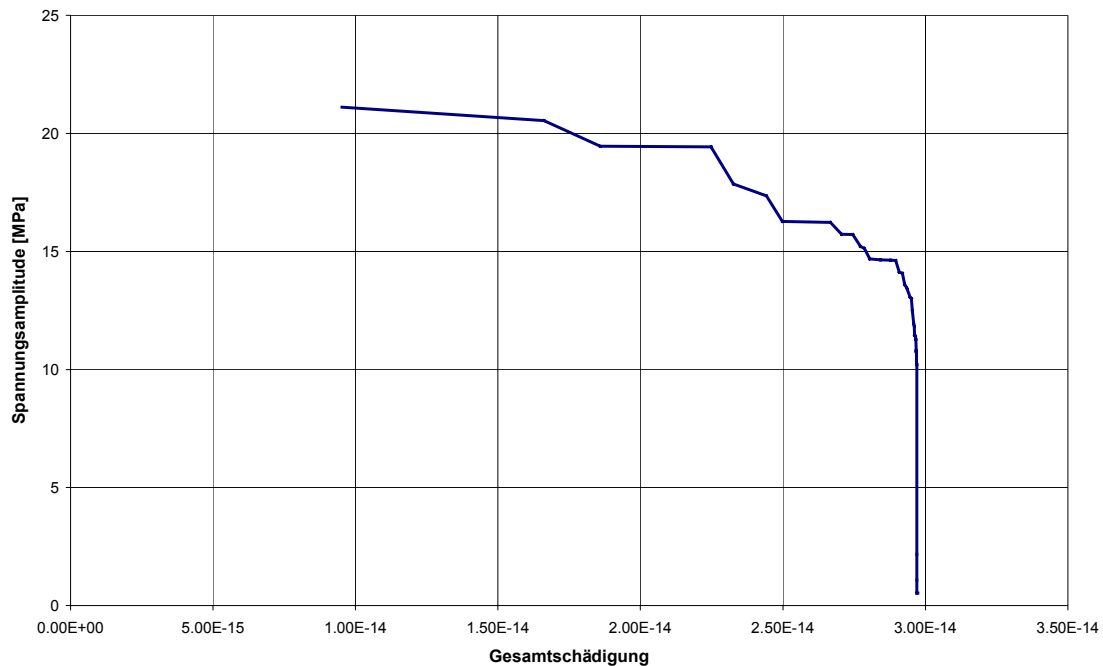


Abbildung 3.2-7: Wochenkollektiv der Torsionsspannung



**Abbildung 3.2-8: Zuwachs der Gesamtschädigung in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude für das Wochenkollektiv**

Die Kollektivform soll bei der Extrapolation in den Grundzügen erhalten bleiben. Deshalb werden die Häufigkeiten der einzelnen Spannungsamplitude zunächst mit dem Extrapolationsfaktor  $n_{\text{ext}}$  multipliziert. In der Abbildung 3.2-7 ist dies für eine Extrapolation auf einen Monat ( $n_{\text{ext}} = 4$ ) geschehen. Es wird jedoch erwartet, dass innerhalb dieses Monats höhere Amplituden ausgelöst durch Sonderereignisse mit geringeren Lastwechselzahlen auftreten werden. Für die Fortführung des Kollektivs in diesen Bereich bieten sich Normkollektive an. In GL-Tech (1997) ist als Beispiel für ein solches Kollektiv die Gleichung für eine Weibull-Verteilung,

$$S_a = S_{a,\text{max}} \left( 1 - \frac{\log(H)}{\log(H_{\text{max}})} \right)^{1/p},$$

angegeben.  $S_{a,\text{max}}$  ist der Maximalwert des Kollektivs bei  $H_0$  (erste Kollektivstufe),  $H_{\text{max}}$  der gesamte Kollektivumfang. Der Parameter  $p$  steuert die Form des Kollektivs. Werte von  $p > 2$  sind dabei als Amplitudenspektrum mit konstanten Anteilen und zusätzlich normalverteilten Komponenten anzusehen. Beispiele für solche Kollektive sind in Abbildung 3.2-9 gezeigt.

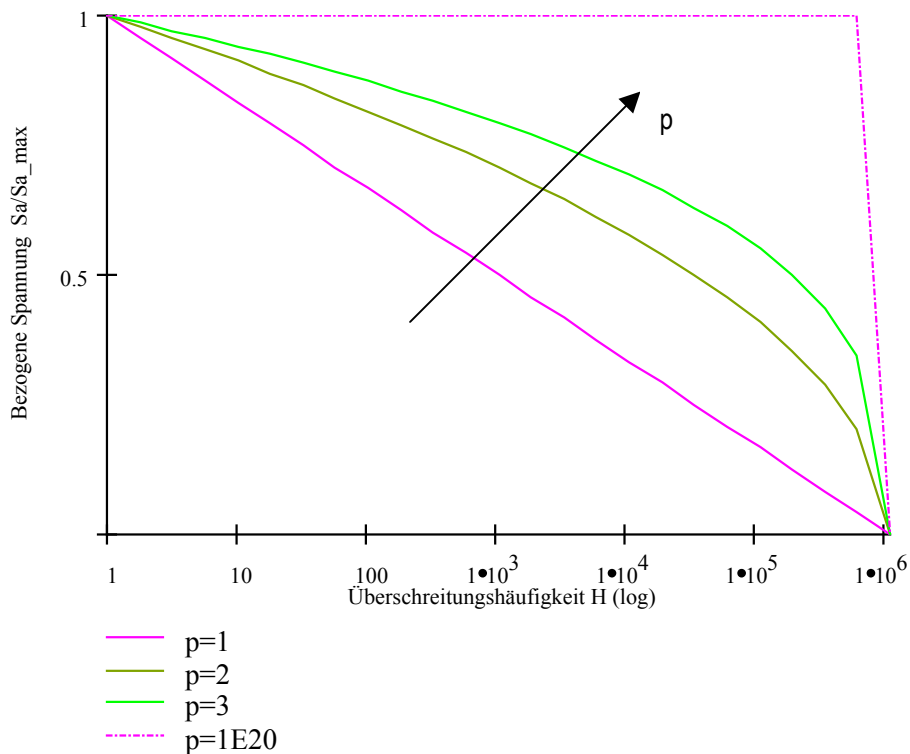


Abbildung 3.2-9: Standardkollektive mit unterschiedlichen Formparametern  $p$

Bezeichnet man die extrapolierten Amplituden mit  $Se_a$  so gilt

$$Se_a = Se_{a,max} \left( 1 - \frac{\log(He)}{\log(He_{max})} \right)^{1/p}$$

Im vorliegenden Fall soll das Standardkollektiv so aussehen, dass für den extrapolierten Wert  $n_{ext}$   $H_0$  die originale, maximale Spannungsamplitude erreicht wird und für einen gegebenen Kollektivumfang  $He_1$  die Spannung  $S_{a,1}$ . Die letztgenannten Werte werden im folgenden als der Punkt des Kollektivs definiert, in dem die Gesamtschädigung nicht mehr signifikant ansteigt. Für das obige Kollektiv wird demnach die Spannungsamplitude 10 MPa gewählt. Der Kollektivumfang  $He_1$  errechnet sich dann aus  $n_{ext} H_1$ .

Aus diesen beiden Punkten des Standardkollektivs lassen sich die Größen  $Se_{a,max}$  und  $He_{max}$  über ein nichtlineares Gleichungssystem bestimmen.

Gegeben:  $S_{a,max}$  ;  $H_0$  ;  $S_{a,1}$  ;  $H_1$  ;  $n_{ext}$ ;  $p$



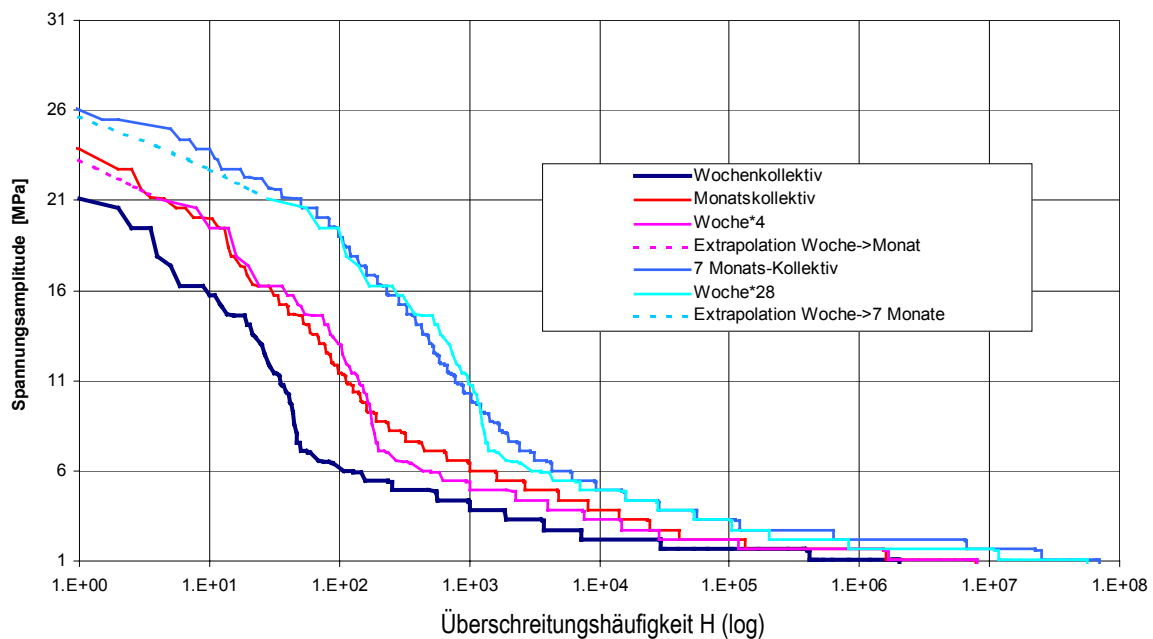
Gleichungssystem:

$$S_{a,\max} = Se_{a,\max} \left( 1 - \frac{\log(n_{\text{ext}} H_0)}{\log(He_{\max})} \right)^{1/p}$$

$$S_{a,1} = Se_{a,\max} \left( 1 - \frac{\log(n_{\text{ext}} H_1)}{\log(He_{\max})} \right)^{1/p}$$

Gesucht:  $S_{a,\max}$  ;  $He_{\max}$

Die Abbildung 3.2-10 enthält das Wochenkollektiv, dessen Multiplikation mit  $n_{\text{ext}}$ , das Standardkollektiv für die Extrapolation des Wochenkollektivs auf einen Monat mit  $p=3$  sowie das reale, gemessene Monatskollektiv. Die extrapolierten Kollektive werden nur für den Bereich oberhalb von  $S_{a,\max}$  verwendet.



**Abbildung 3.2-10: Wochen-, Monats-, 7 Monats- und extrapolierte Standard-Kollektive ( $p=3$ ,  $n_{\text{ext}}=4$  bzw. 28)**

Ein Vergleich zwischen der Messung und der Extrapolation wird im folgenden für die maximale Spannungsamplitude und die Gesamtschädigung durchgeführt.

Für die maximale Amplituden ergeben sich folgende Werte:

**Tabelle 3.2-1: Maximale Spannungsamplituden der Messung und aus der Extrapolation im Vergleich**

Kollektiv	Maximale Spannungsamplituden [MPa]		
	Messung	Extrapolation	Verhältnis Extrapol. / Messung
Woche	21,2	-	-
Monat	23,9	23,2	0,97
7 Monate	26,0	25,7	0,99

Die Extrapolation von einer Woche auf einen Monat liefert demnach eine um etwa 3 % zu niedrige maximale Spannungsamplitude, die Extrapolation von einer Woche auf das 7 Monatskollektiv trifft die gemessene Amplitude auf 1 % genau.

Wichtiger als die maximale Amplitude ist hingegen die mit der Extrapolation errechnete Gesamtschädigung und deren Vergleich mit den tatsächlichen rechnerischen Schädigungen aus der Messung.

Der Schädigungsanteil eines einzelnen Schwingspiels wird über

$$d_i = \frac{h_i}{N_i}$$

berechnet, wobei  $N_i$  die Schwingspielzahl darstellt, die rechnerisch ertragbar ist für die gültige Wöhlerlinie und der Spannungsamplitude  $S_{a,i}$ . Die Anzahl der Schwingspiele eines Amplitudenkollektivs wird bei dem obigen Vorgehen mit dem Extrapolationsfaktor multipliziert. Daher kann die Schädigung des verschobenen Teils des extrapolierten Kollektivs aus den Schädigungen des originalen Kollektivs berechnet werden,

$$d_i = \frac{he_i}{N_i} = \frac{n_{ext} h_i}{N_i} = n_{ext} d_i \quad ; \quad H_i > H_0.$$

Ein Fehler wird dabei für die erste Stufe des verschobenen Kollektivs gemacht, da sich die Anzahl der Schwingspiele in dieser Stufe wegen der vorausgehenden Stufen des extrapolierten Kollektivs nicht proportional mit  $n_{ext}$  erhöht.

Die Gesamtschädigung erhält man dann aus

$$\begin{aligned} \text{Gesamtschädigung} = & \text{Schädigung aus extrapoliertem Standardkollektiv} + \\ & + \text{Schädigung 1. Stufe des extrapoliertem Originalkollektiv} + \\ & + \text{Schädigung der Stufen 2 bis } n_{original} \text{ des extrap. Originalkollektivs} \end{aligned}$$

$$D_{ges}(n_{ext}) = De(n_{ext}) + \frac{\tilde{h}_1}{N_1} + \sum_{i=2}^{n_{original}} \frac{n_{ext} h_i}{N_i}$$

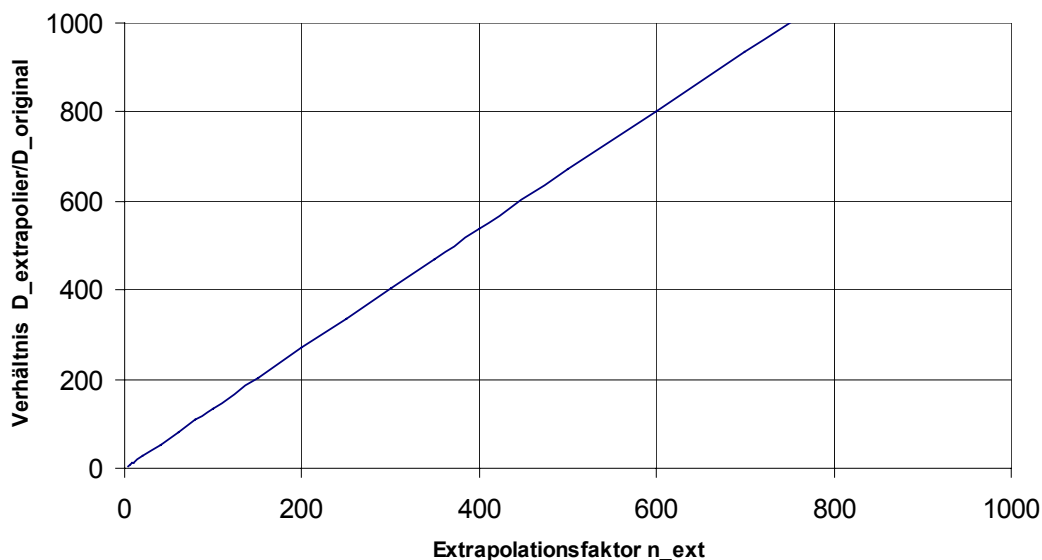
bzw. ungenauer durch die Berücksichtigung aller Schwingspiele in Stufe 1:

$$D_{ges}(n_{ext}) \approx De(n_{ext}) + \sum_{i=1}^{n_{original}} \frac{n_{ext} h_i}{N_i} = De(n_{ext}) + n_{ext} D_{original}$$

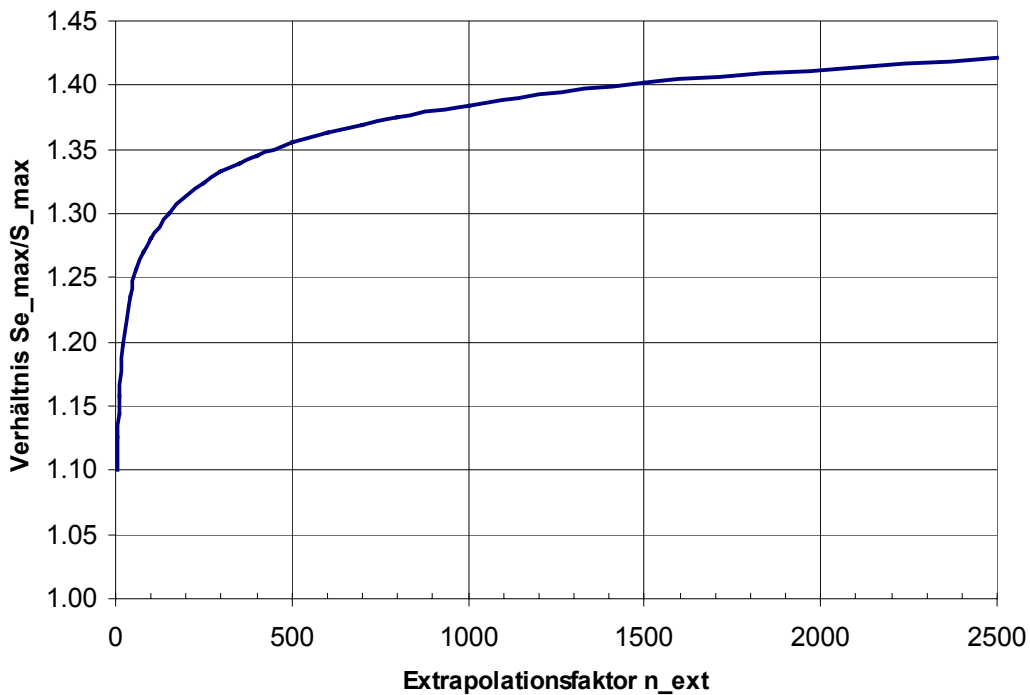
Bei dieser Art der Extrapolation erhält man bei der Anwendung auf das obige Beispiel folgende Ergebnisse:

Die Gesamtschädigung wächst annähernd linear an (Abbildung 3.2-11) und die Zunahme der Schädigungssumme verringert sich bei hohen Extrapolationsfaktoren.

Dies ist im wesentlichen auf den flachen Verlauf des Standardkollektivs ( $p=3$ ) bei kleinen Lastwechselzahlen zurückzuführen. Dadurch wachsen die Maximalamplituden der extrapolierten Kollektive unterproportional (siehe Abbildung 3.2-12)



**Abbildung 3.2-11: Schädigung des extrapolierten Kollektivs bezogen auf die Schädigung des Original-Kollektivs in Abhängigkeit des Extrapolationsfaktors**



**Abbildung 3.2-12: Maximale Schwingungsamplitude  $S_{e\_max}$  des extrapolierten Kollektivs im Verhältnis zur Maximalamplitude  $S_{max}$  des Originalkollektivs in Abhängigkeit vom Extrapolationsfaktor**

Betrachtet man die Ergebnisse der vorliegenden Extrapolation des Wochenkollektivs auf das 7-Monats-Kollektiv so scheinen die Ergebnisse hinsichtlich der maximalen Spannungsamplituden zufriedenstellend. Eine Gegenüberstellung der Gesamtschädigungen zeigt ein empfindlicheres Verhalten (Tabelle 3.2-2).

**Tabelle 3.2-2: Vergleich der Gesamtschädigungen der gemessenen und extrapolierten Kollektive; Schiff im Linienverkehr**

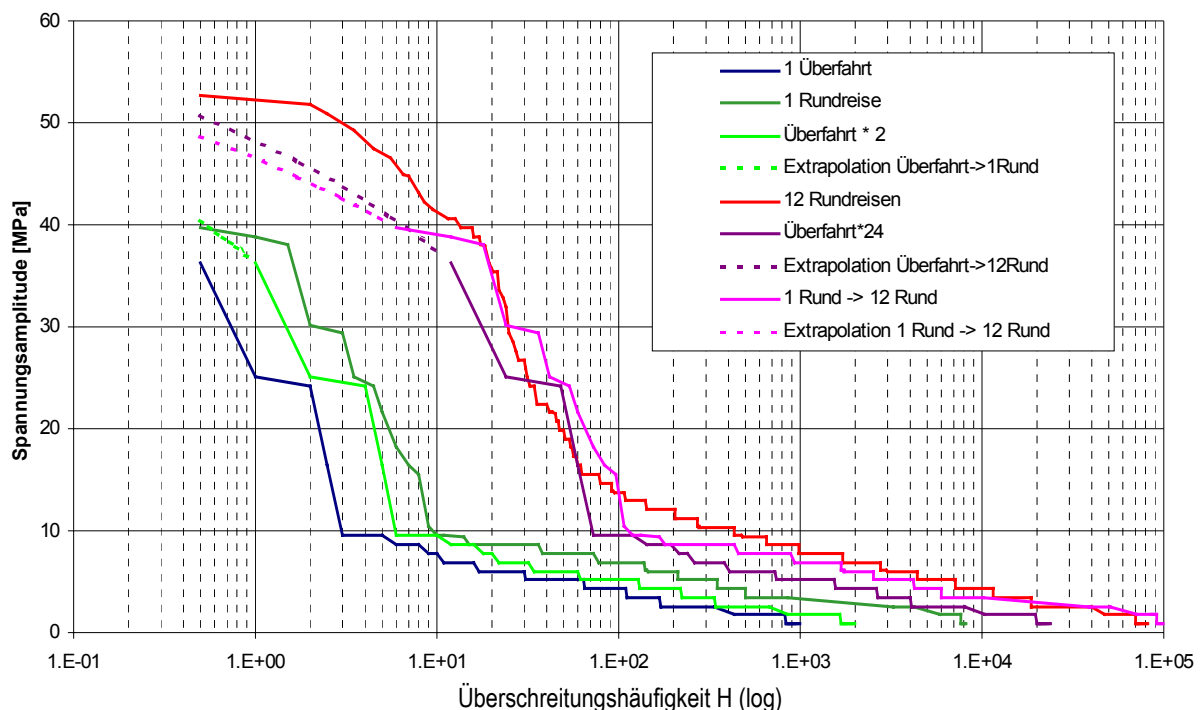
<i>Dauer</i>	<i>Schädigung des gemessenen Kollektivs</i>	<i>Auf Grundlage des Wochenkollektivs extrapolierte Schädigung Exakt / Ungenau</i>	<i>Verhältnis Extrap. / Messung</i>
Woche	2,97E-14	-	-
Monat	1,62E-13	1,50E-13 / 1,85E-13	0,93 / 1,14
7 Monate	1,61E-12	1,20E-12 / 1,37E-12	0,70 / 0,85

Da insbesondere im Bereich höherer Spannungsamplituden, in dem die Schädigungsanteile im vorliegenden Beispiel größer sind, Abweichungen zwischen Extrapolation und gemessenem Kollektiv auftreten, sind die Differenzen in der Gesamtschädigung insbesondere für die Extrapolation von 1 Woche auf 7 Monate ( $n_{ext}=28$ ) höher als bei den Spannungsmaxima des Lastkollektivs. Durch die Berücksichtigung der gesamten Schwingspiele in der 1. Stufe des extrapolierten Originalkollektivs werden die aus der Extrapolation des Standardkollektivs ermittelten zu geringen Lastspielzahlen etwas ausgeglichen, so dass die ungenaue Extrapolation in diesem Fall bessere Ergebnisse liefert.

Dies wird auch am folgenden Beispiel deutlich, bei dem die Extrapolation auf Messungen an einem Schiff im Pendelverkehr angewendet wurde. Es wurden aus der Messung für eine Überfahrt die Kollektive für eine Rundreise (1Rund entsprechend 2 Überfahrten,  $n_{ext}=2$ ) sowie 12 Rundreisen (12Rund,  $n_{ext}=24$ ) extrapoliert. Die Abbildung 3.2-13 enthält die entsprechenden Kurvenverläufe. Die Extrapolation wurde ebenfalls von 1 Rundreise auf 12 Rundreisen durchgeführt.

**Tabelle 3.2-3: Vergleich der Gesamtschädigungen der gemessenen und extrapolierten Kollektive; Schiff im Pendel-Verkehr**

Dauer	Schädigung des gemessenen Kollektivs	Auf Grundlage des Kollektivs einer Überfahrt extrapolierte Schädigung Exakt / Ungenau	Verhältnis Extrap. / Messung
Überfahrt	1,04E-08	-	-
1 Rundreise	4,61E-08	2,99E-08 / 4,47E-08	0,65 / 0,97
12 Rundreisen	1,07E-06	4,71E-07 / 6,38E-07 ( 6,55E-07 / 7,98E-07 ) <sup>1)</sup>	0,44 / 0,60 0,61 / 0,75
Anmerkungen			
1) Klammerwerte aus der Extrapolation von 1Rund auf 12Rund			



**Abbildung 3.2-13: Kollektive für eine Überfahrt, 1 Rundreise (1Rund), 12 Rundreisen (12Rund) und extrapolierte Standard-Kollektive ( $p=3$ ,  $n_{ext}=2$  bzw, 24 sowie  $n_{ext}=12$  für 1Rund->12Rund)**

Die Ergebnisse der Extrapolation zeigen, dass für genaue Aussagen bezüglich der Schädigung eine Langzeitmessung notwendig ist. Um Tendenzen aufzuzeigen, ist das gewählte Verfahren jedoch anwendbar. Die Güte der Extrapolation wächst dabei mit dem Umfang der zur Verfügung stehenden Messungen, was an der verbesserten Aussage der Extrapolation von einer Rundreise auf 12 Rundreisen zu erkennen ist. Die Extrapolationsgüte nimmt demnach mit der Betriebszeit zu, wenn die Messungen kontinuierlich fortgesetzt wird und die Anzahl der gemessenen Sonderereignisse zunimmt.

Die Schwierigkeit der Extrapolation liegt eindeutig in der Vorhersage der Sonderereignisse mit geringen Lastwechselzahlen, die bei der Schädigung die größten Anteile haben. Es ist allerdings zu erwarten, dass diese Anteile bei Zunahme des Messumfanges unterproportional zunehmen.

Die eingangs erwähnten, auf Basis der Rainflow-Matrix arbeitenden Extrapolationsverfahren, zeigen in der Praxis ebenfalls eine starke Sensitivität gegenüber den Extrapolationsparametern, wie in Peter und Zenner (1999) dargelegt ist. In Leitfaden (1995) wird eine Extrapolation über die Extremwerte, die zeit- oder ereignisbezogen gewonnen werden, beschrieben. Auch die Qualität dieser Extrapolation ist von der Auswahl des Messzeitraums und der auftretenden Extremwerte abhängig. Da die zu erwartenden Extremwerte bestimmt werden, basiert das extrapolierte Kollektiv wie beim beschriebenen Verfahren auf Standardkollektiven.

Zur Zeit liegen allerdings noch nicht genügend Langzeitmessergebnisse vor, um ein Verfahren zu entwickeln, das unterschiedliche Ausführungen von Propulsionsanlagen und Fahrtgebiete abdeckt.

### *3.3 Analyse der Messdaten*

Da der Schwerpunkt der Forschungsarbeit auf der Entwicklung einer Methode zur Erfassung und Beurteilung der im realen Schiffsbetrieb tatsächlich auftretenden Belastungen lag, konzentrieren sich die nachfolgenden Untersuchungen in der Hauptsache auf das Propellerwellendrehmoment. Die Propellerwelle ist aufgrund ihrer einfachen Geometrie und der guten Messbarkeit des Drehmomentes als Belastungsgröße für die durchzuführenden Messungen und Berechnungen besonders geeignet. Auch wenn die Propellerwellen von Schiffen in der Regel dauerfest ausgelegt werden und Schäden hier nur äußerst selten auftreten, ist zu erwarten, dass die Belastung der Propellerwelle Rückschlüsse auf die Belastung anderer Komponenten (Kupplung, Getriebe, Lager) zulässt.

Für die nachfolgend dargestellten Ergebnisse werden zumeist auf die Schiffe 3 bis 6 herangezogen, da bei Schiff 1 nicht die Messung, sondern die Erprobung des Messdatenerfassungssystems im Vordergrund stand und für Schiff 2 aufgrund eines ungeplanten Werftaufenthaltes nur sehr wenige Daten zur Verfügung stehen.

### 3.3.1 Auswertung der Langzeitmessungen

In den folgenden Abschnitten werden die während der Langzeitmessungen erfassten Daten analysiert. Um einen Eindruck von den auftretenden Fahrzuständen zu erhalten, werden in Abschnitt 3.3.1.1 Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen betrachtet. Informationen über das Fahrprofil der einzelnen Schiffe liefert die Momentanwertzählung des Wellendrehmomentes (Abschnitt 3.1.1.2). Ergebnisse dieses Zählverfahrens sind für alle Schiffe im Abschnitt **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** dargestellt. Um die Schädigungswirkung einzelner Fahrtabschnitte bewerten zu können, werden die Daten nach der Rainflowmethode klassiert (Abschnitt 3.1.1.2). Die in Abschnitt 3.3.1.3 dargestellten Rainflowmatrizen ausgewählter, typischer Fahrtabschnitte dienen zum besseren Verständnis der zahlreichen in Abschnitt 3.3.1.4 dargestellten Rainflowmatrizen für unterschiedliche Fahrtabschnitte aller untersuchten Schiffe. Aufgrund der Dauerfestigkeit der Propellerwellen ergeben sich bei den in Abschnitt 3.3.1.4 durchgeführten Schädigungsrechnungen sehr kleine Schädigungssummen. Hier steht jedoch nicht die absolute Höhe der Schädigungssummen im Vordergrund, es geht vielmehr darum, verschiedene Fahrtabschnitte hinsichtlich ihrer Schädigungswirkung zu vergleichen.

#### 3.3.1.1 Zeitverläufe der Messgrößen

In diesem Abschnitt sind für alle Schiffe die Zeitverläufe als Sekundenmittelwerte einiger Messgrößen für ausgewählte Fahrtabschnitte dargestellt. Ausgewählt wurden Propellerwellendrehmoment, Motorfüllung, Motordrehzahl, Ladeluftdruck und Ladelufttemperatur. Besonders deutlich wird bei allen untersuchten Schiffen wird die z.T. starke Korrelation der verschiedenen Messgrößen miteinander.

In Abbildung 3.3-1 sind diese Messgrößen eines 24h-Fahrtabschnittes von Schiff 1 dargestellt. Aufgrund seines Einsatzes als Patrouillenboot sind hier zahlreiche Wechsel zwischen den einzelnen Fahrzuständen zu erkennen.

Abbildung 3.3-2 zeigt einen 24h-Fahrtabschnitt von Schiff 2. Bei diesem Schiff sind Probleme mit dem Drehzahlsensor aufgetreten, diese sind in den Sekundenmittelwerten gut zu erkennen.

Die extremen Drehmomentschwankungen am rechten Bildrand bei Schiff 3 (Langzeitmessung, Abbildung 3.3-3) kommen dadurch zustande, dass das Schiff unbeladen in schwerem Seegang fährt, die Schiffsgeschwindigkeit (Fahrt durchs Wasser) wird von normalerweise ca. 17 kn auf ca. 5 kn zurückgenommen. Der hier dargestellte Fahrtabschnitt wird in Abschnitt 3.3.1.4 auf seine Schädigungswirkung untersucht.

In Abbildung 3.3-4 sind 24h-Fahrtabschnitte von Schiff 4 (Fähre) dargestellt. In diesen Zeitraum fallen zwei Überfahrten (eine Rundreise) zwischen den beiden Häfen. Da dieses Schiff Festpropeller besitzt, ist hier eine ausgeprägte Korrelation zwischen Propellerwellendrehmoment und Wellendrehzahl zu erkennen.

**Bericht FM 99.108**

Datum 2000-06-13

Für Abbildung 3.3-5 schließlich wurde ein 24h-Fahrtabschnitt von Schiff 5 ausgewählt. Im dargestellten Zeitraum traten zwischen etwa 16 h und 24 h Probleme mit dem Turbolader auf, diese Störungen sind in allen Messgrößen erkennbar. Die Schädigung der Wellen durch diesen Fahrtabschnitt wird in Abschnitt 3.3.1.4 untersucht.

In Abbildung 3.3-6 sind die Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen eines 24h-Fahrtabschnittes von Schiff 6 dargestellt. Da es sich hier ebenfalls um eine Anlage mit Festpropeller handelt, sind auch hier starke Korrelationen zwischen Propellerwellendrehmoment, Füllung und Wellendrehzahl zu erkennen.

Die Sekundenmittelwerte der Messgrößen geben einen ersten Überblick über die erfassten Daten und erleichtern die Auswahl interessanter Fahrtabschnitte für weiterführende Auswertungen. Darüber hinaus kann aus diesen Daten z. B. die Anzahl der Umsteuervorgänge ermittelt werden (vgl. Anhang D).



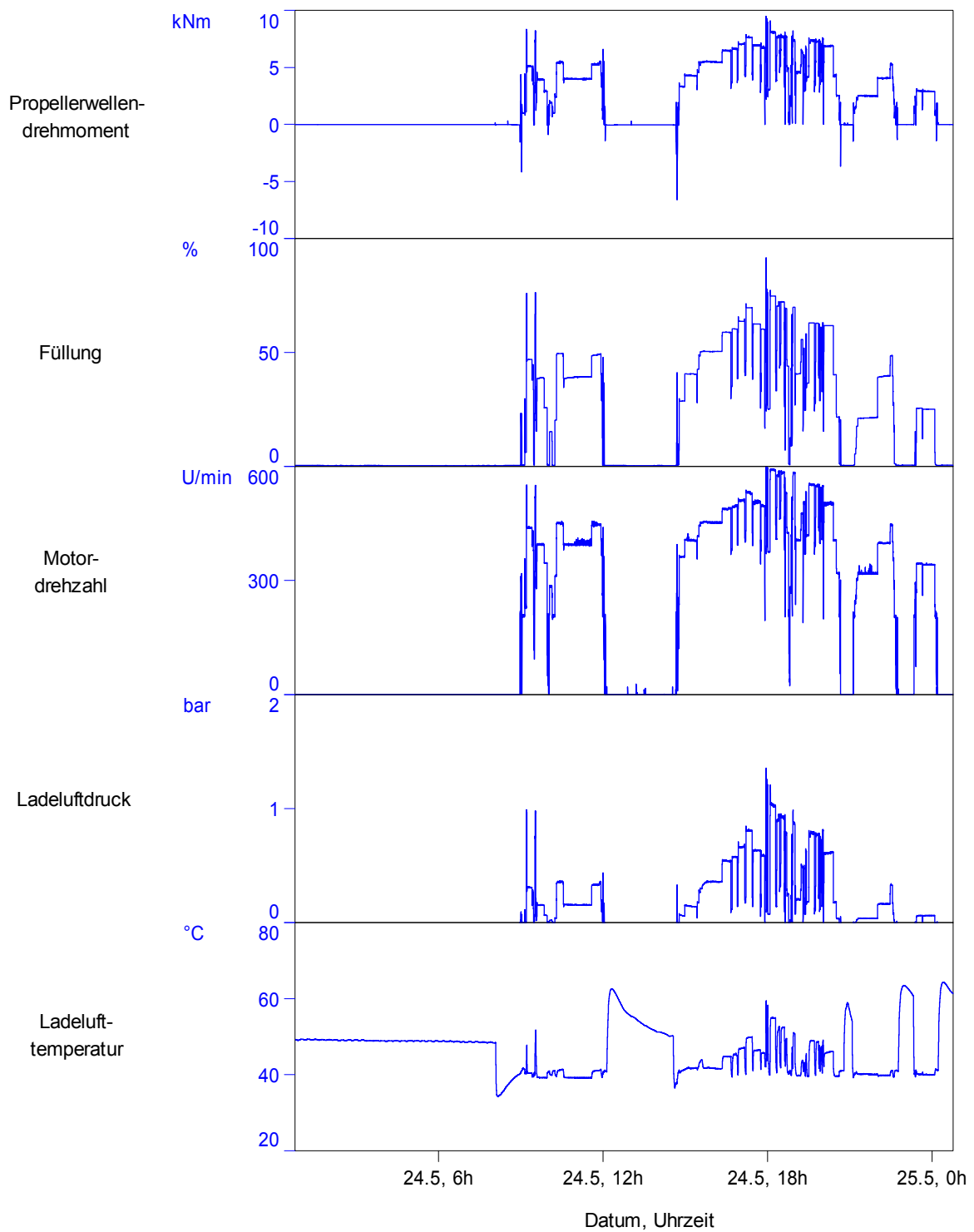


Abbildung 3.3-1: Schiff 1 (Bb) – Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen für einen 24h-Fahrtabschnitt

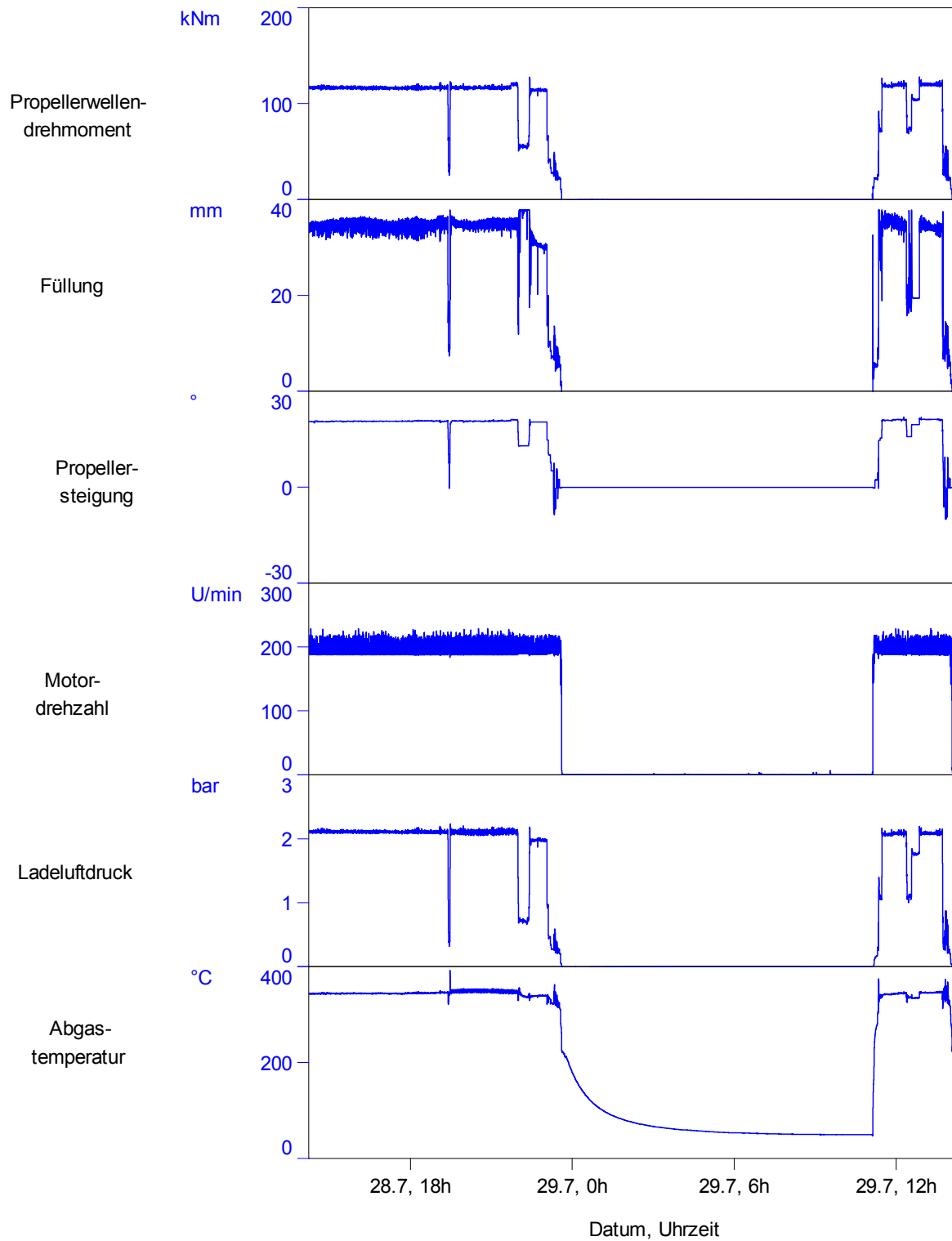


Abbildung 3.3-2: Schiff 2 – Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen für einen 24h-Fahrtabschnitt

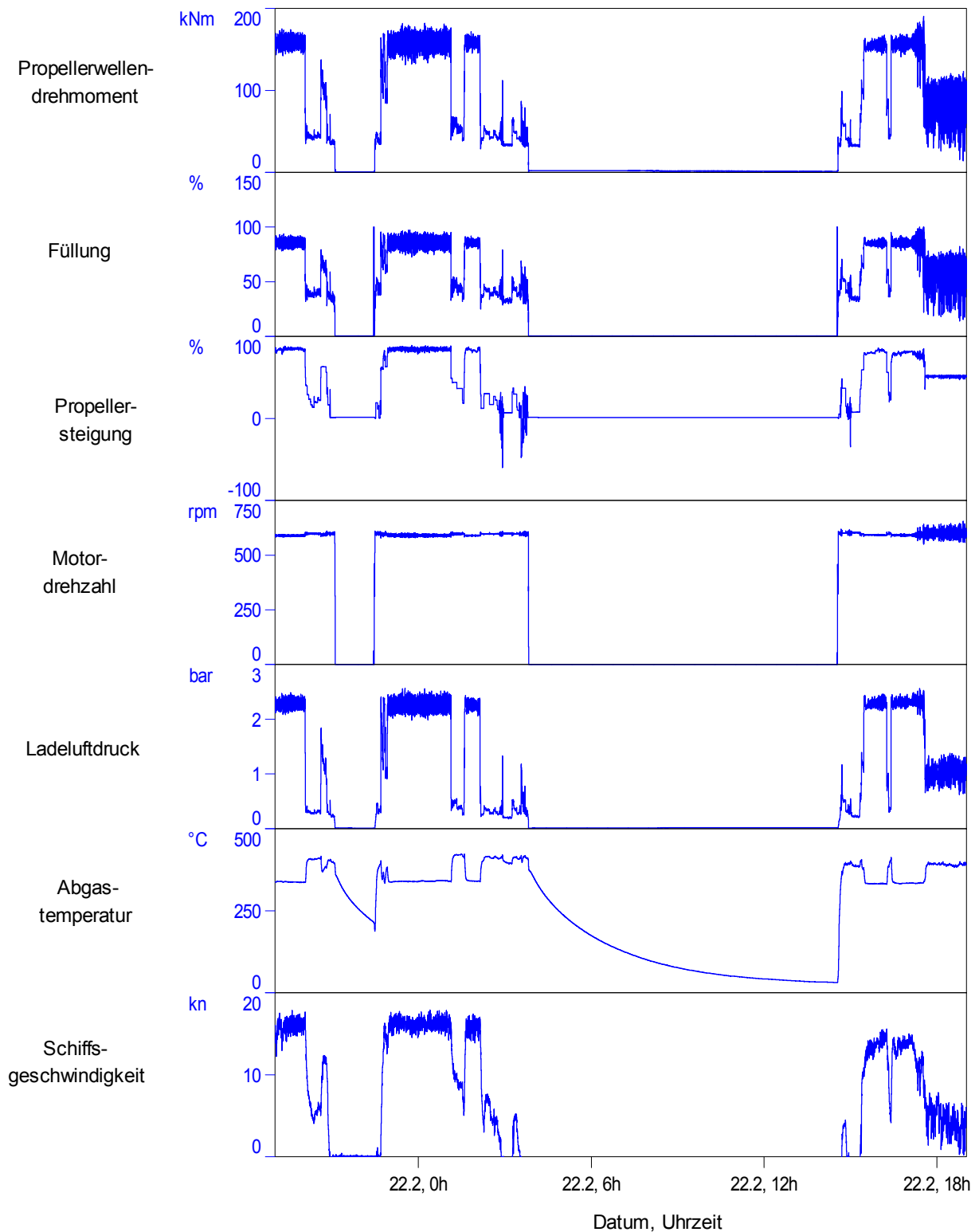


Abbildung 3.3-3: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen für einen 24h-Fahrtabschnitt

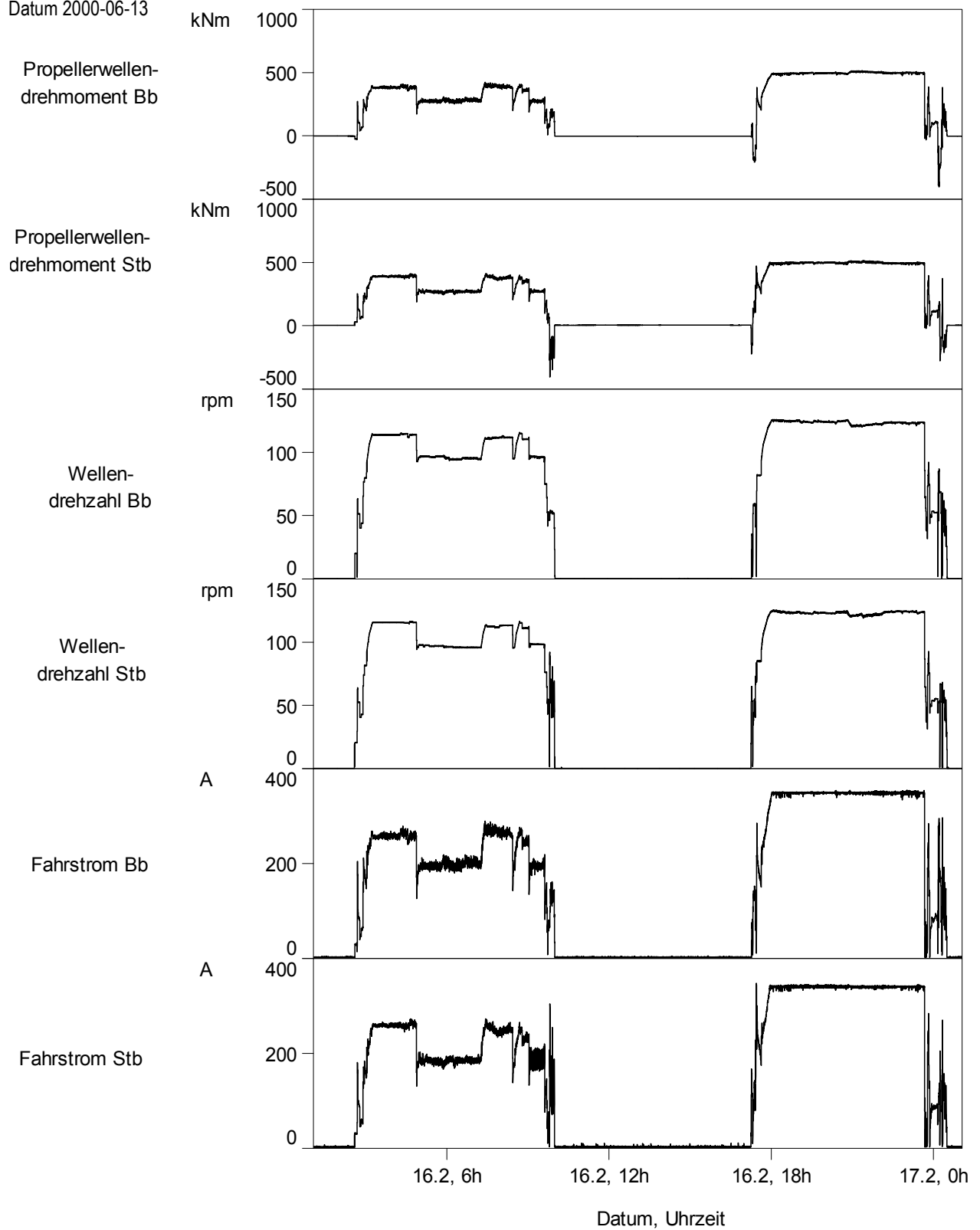


Abbildung 3.3-4: Schiff 4 – Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen für einen 24h-Fahrtabschnitt

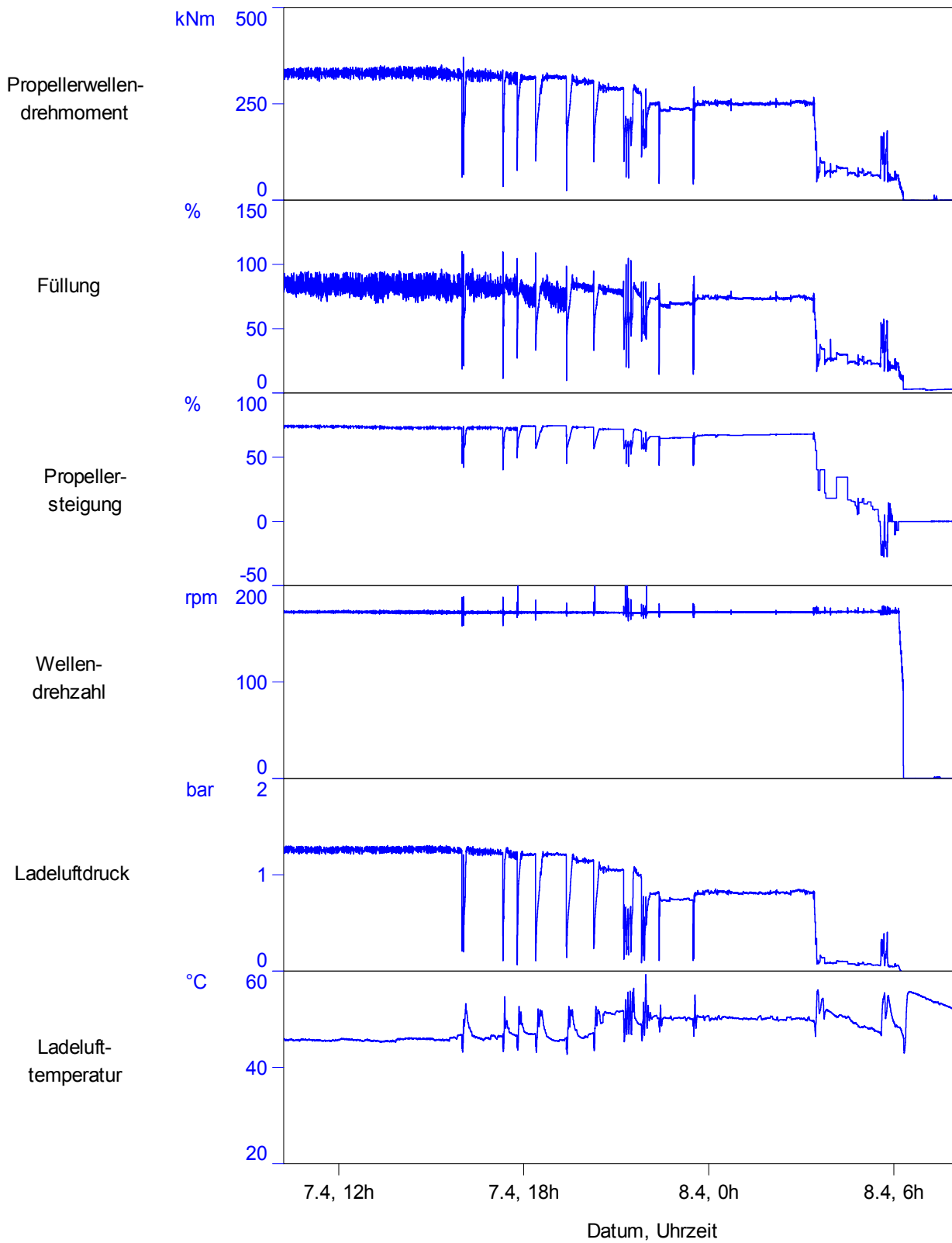


Abbildung 3.3-5: Schiff 5 (Bb) – Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen für einen 24h-Fahrtabschnitt

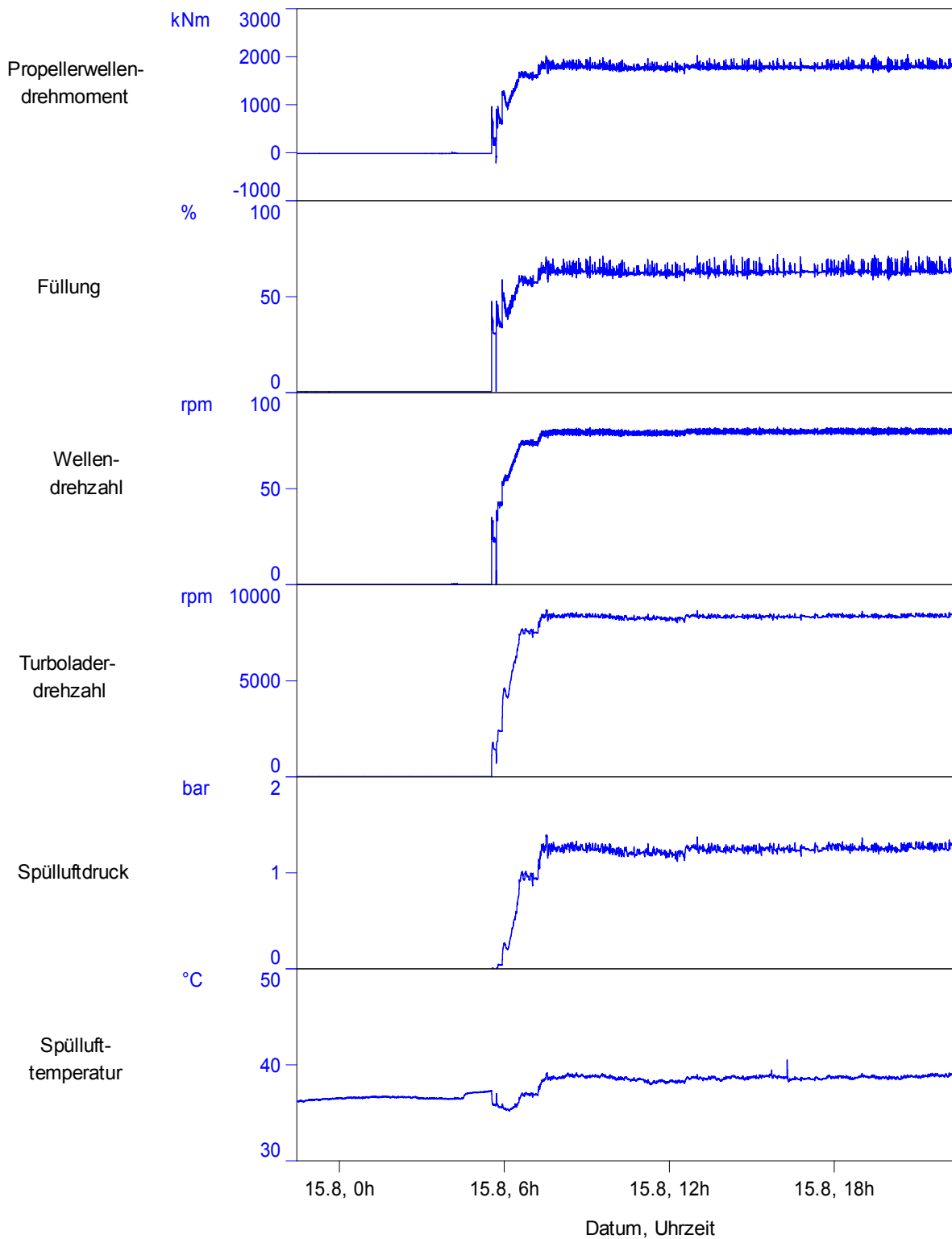


Abbildung 3.3-6: Schiff 6 - Sekundenmittelwerte ausgewählter Messgrößen für einen 24h-Fahrtabschnitt

### 3.3.1.2 Fahrprofil der Schiffe

Die Momentanwertzählung des Propellerwellendrehmomentes liefert Aussagen über das Fahrprofil der jeweiligen Schiffe. Die Ergebnisse der Momentanwertzählung werden in Histogrammen dargestellt. Wie bereits in Abschnitt 3.1.1 erläutert, kann aufgrund der ausreichend hoch gewählten Abtastrate die Verweildauerzählung aus der Momentanwertzählung abgeleitet werden. Jeder Zähleintrag wird dazu mit dem zeitlichen Abstand zwischen zwei Abtastungen (bei der in *INTACT* gewählten Abtastrate von 2 kHz sind das 0,0005 s) multipliziert. Für die nachfolgenden Abbildungen wurden die so ermittelten Verweildauern in jeder Klasse auf die Gesamtmesdauer bezogen.

Abbildung 3.3-7 und Abbildung 3.3-8 zeigen die Histogramme für die beiden untersuchten Fährschiffe (Schiff 4 und 5). Schiff 4 lag ca. 44 % des Messzeitraumes im Hafen, seine typischen Fahrzustände lagen bei ca. 85 % und ca. 105 % des Nennmomentes. Schiff 5 hatte im Messzeitraum einen Hafenanteil von ca. 27 %, seine typischen Fahrzustände lagen zwischen 50 % und 90 % des Nennmomentes, die einzelnen Fahrzustände waren hier nicht so ausgeprägt. Da dieses Schiff auch regelmäßig einen Hafen anläuft, der nur durch eine ca. 2-stündige Fahrt durch ein sehr enges Revier erreichbar ist, ist bei diesem Schiff längeres Verweilen im Schwachlastbereich (10-30 %) zu erkennen.

Bei den drei untersuchten Frachtschiffen (Schiffe 2, 3 und 6) ist im Unterschied zu den Fähren neben der Liegezeit im Hafen nur ein einziger Fahrzustand ausgeprägt, die Dauerfahrt mit ca. 72 % bei Schiff 2 (Abbildung 3.3-9), 70 % bei Schiff 3 (Abbildung 3.3-10) und ca. 75 % bei Schiff 6 (Abbildung 3.3-11). Die unterschiedlichen Fahrprofile resultieren vermutlich daraus, dass die Fährschiffe an ihre festen Fahrpläne gebunden sind und daher teilweise durch Zurücknehmen der Fahrt den richtigen Ankunftszeitpunkt im Hafen herbeiführen. Bei den Frachtschiffen steht die Wirtschaftlichkeit im Vordergrund, sie wählen in der Regel einen Fahrzustand mit geringem spezifischen Brennstoffverbrauch. Der geringste spezifische Brennstoffverbrauch wird bei Schiffsdieselmotoren bei Belastungen zwischen 70 % und 80 % erreicht (Illies 1984). Die Liegezeiten für die Frachtschiffe lagen in den untersuchten Zeiträumen zwischen 25 % und 35 %.

In Abbildung 3.3-12 ist das Histogramm für Schiff 1 dargestellt. Dieses Schiff wird als Patrouillenboot eingesetzt, meistens befindet es sich auf langsamer Kontrollfahrt durch sein Revier, die hohe Leistung ist nur für besondere, selten vorkommende Einsätze installiert. Der hohe Hafenanteil von über 60 % ist ebenfalls durch die Art des Einsatzes bedingt.

Die Anzahl der untersuchten Schiffe sowie die Dauer der einzelnen Messungen reichen jedoch nicht aus, um die ermittelten Fahrprofile als repräsentativ für die jeweiligen Schiffstypen zu bezeichnen. Die Ergebnisse liefern dennoch einen messtechnisch belegten Anhaltswert.

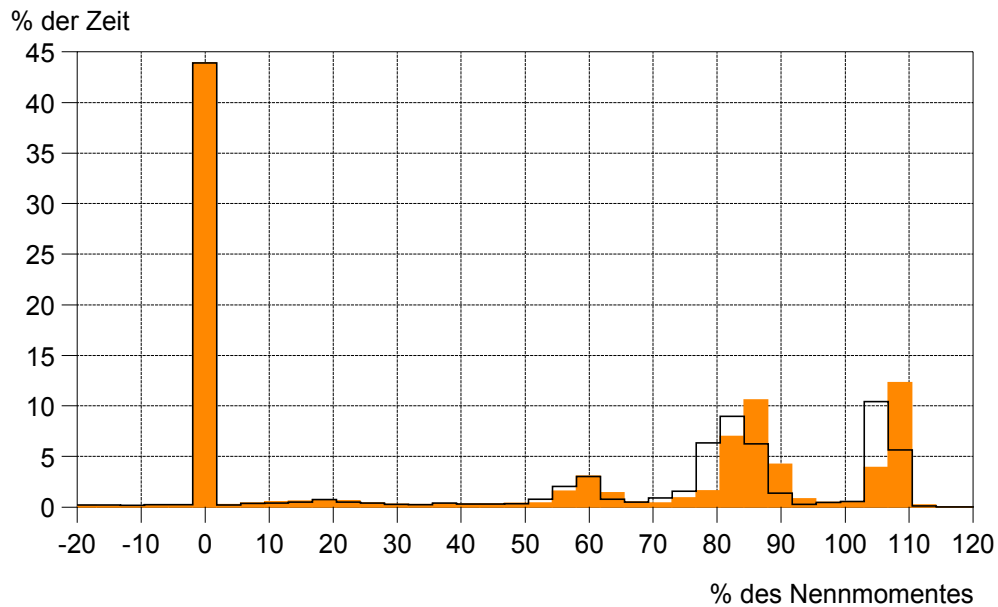


Abbildung 3.3-7: Schiff 4 (Ostseefähre Kurzstrecke) - Histogramm des Propellerwellendrehmomentes über den gesamten Messzeitraum (13 Tage; Stb: schwarz umrandet, Bb: gelb)

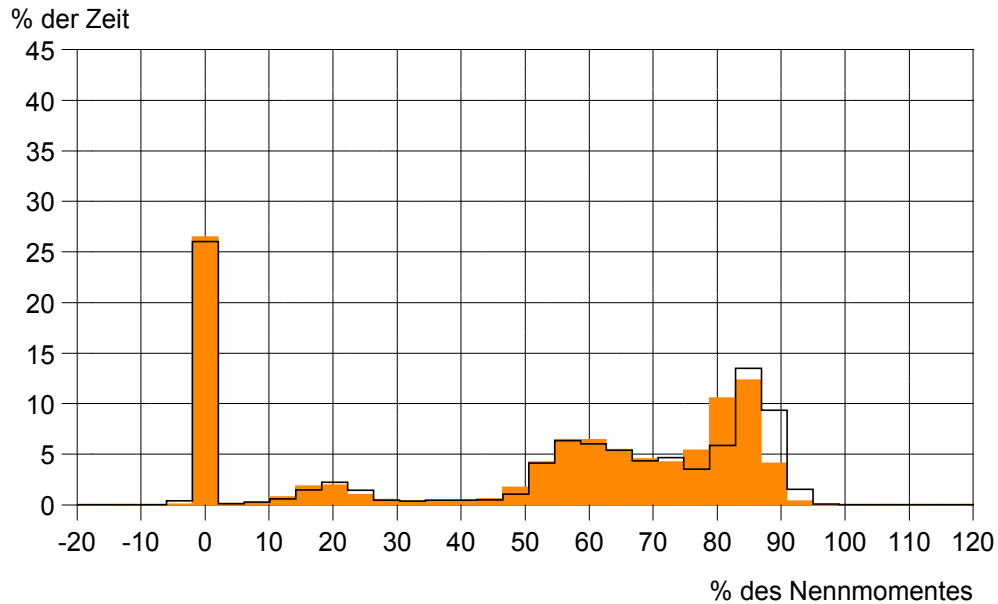


Abbildung 3.3-8: Schiff 5 (Ostseefähre Langstrecke) - Histogramm des Propellerwellendrehmomentes über den gesamten Messzeitraum (52 Tage; Stb: schwarz umrandet, Bb: gelb)



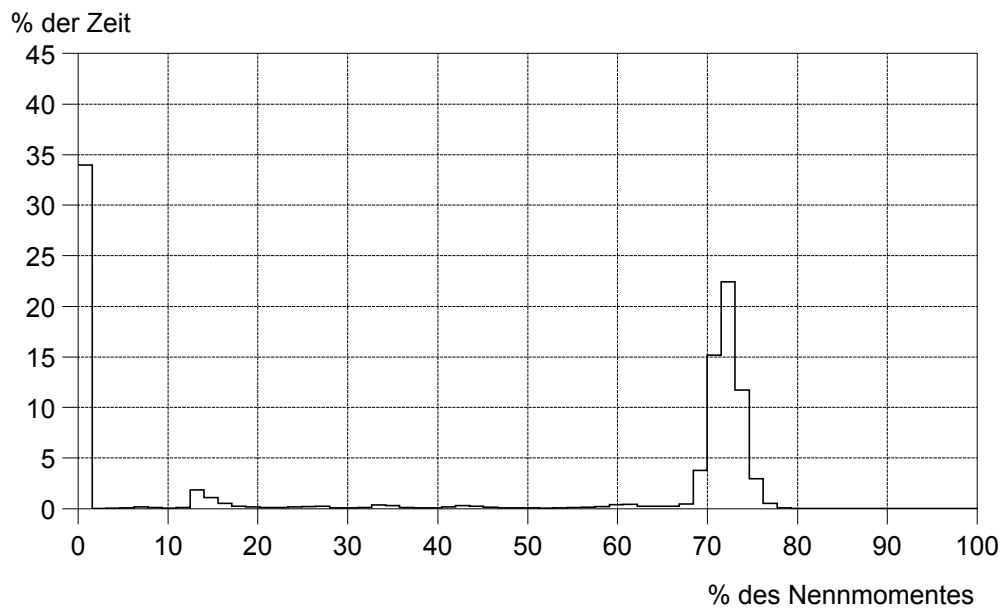


Abbildung 3.3-9: Schiff 2 ( Containerschiff)- Histogramm des Propellerwellendrehmomentes über den gesamten Messzeitraum (bei diesem Schiff nur 7 Tage)

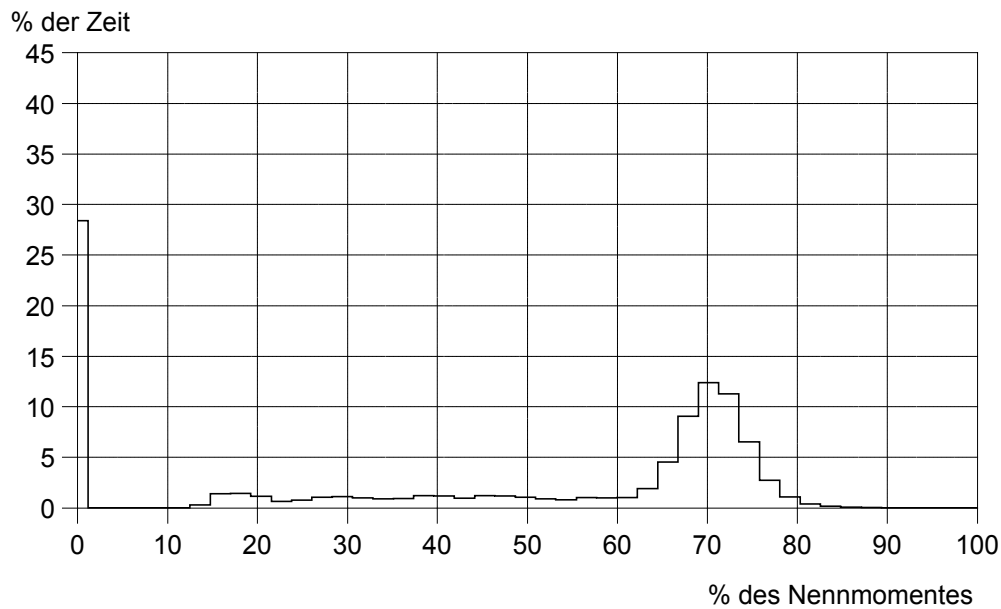


Abbildung 3.3-10: Schiff 3 (Stückgutfrachter)- Histogramm des Propellerwellendrehmomentes über 7 Monate des Messzeitraumes

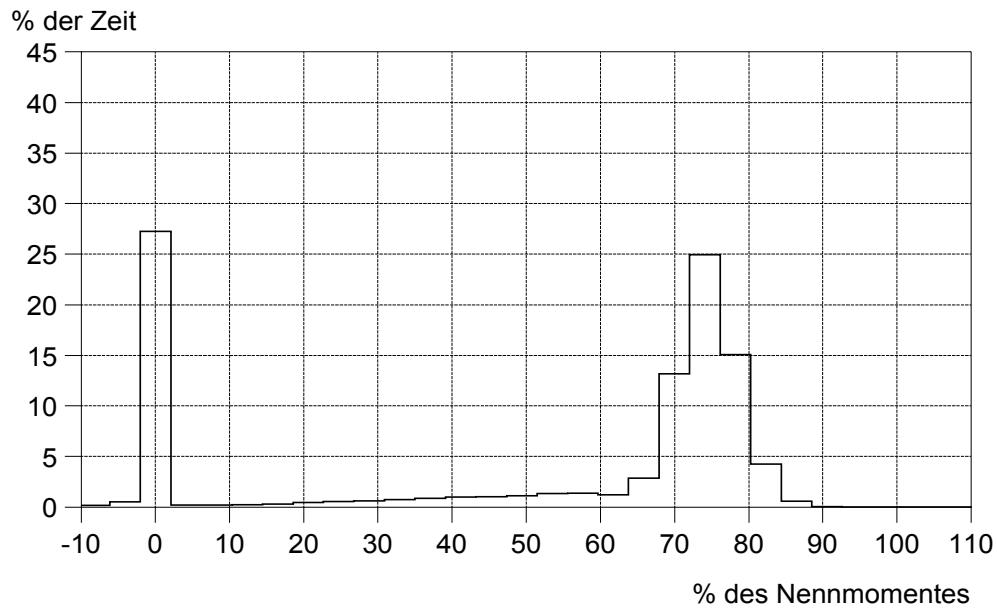


Abbildung 3.3-11: Schiff 6 (Containerschiff Langstrecke) - Histogramm des Propellerwellendrehmomentes über eine Rundreise (41 Tage)

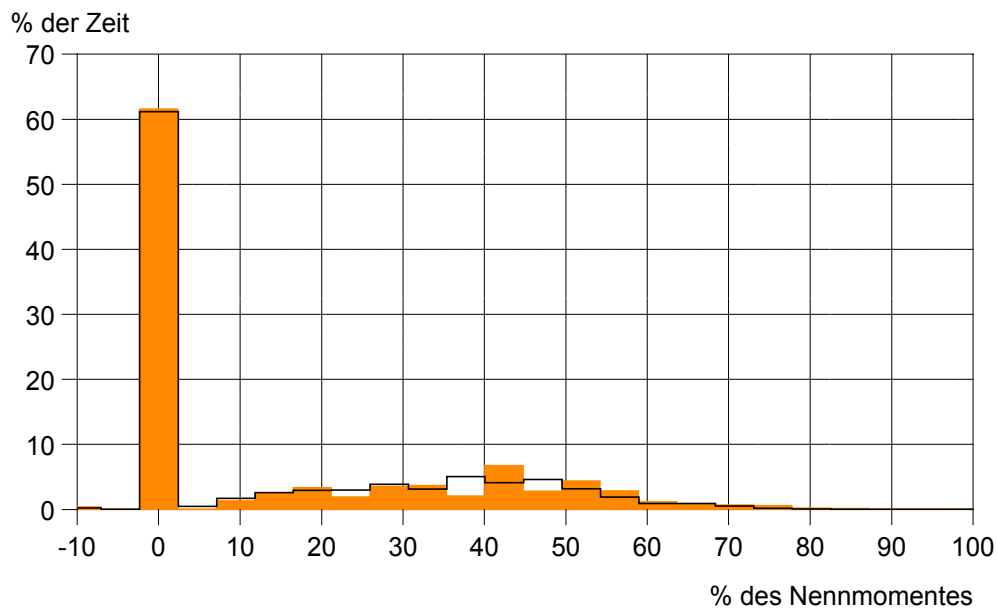
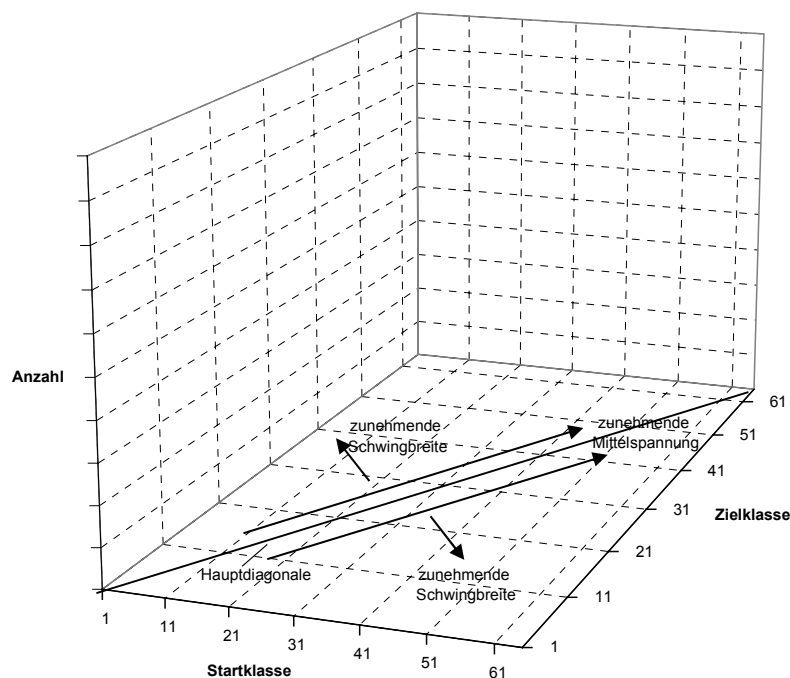


Abbildung 3.3-12: Schiff 1 (Patrouillenboot) - Histogramm der Propellerwellendrehmomente über 14 Tage des Messzeitraumes (Stb: schwarz umrandet, Bb: gelb)

### 3.3.1.3 Rainflowzählung des Propellerwellendrehmomentes

Die Rainflowzählung zählt geschlossene Schwingenspiele in der Last-Zeit-Funktion (vergleiche Abschnitt 3.1). In Abbildung 3.3-13 ist der Aufbau der Rainflowmatrix dargestellt. Die Hauptdiagonale der Matrix bleibt bei der Rainflowzählung unbesetzt, da Schwingungen innerhalb einer Klasse nicht gezählt werden. Auf den Parallelen der Hauptdiagonale befinden sich Schwingungen gleicher Schwingbreite. Je größer der Abstand eines Eintrages von der Hauptdiagonale ist, desto größer ist die Schwingbreite der gezählten Schwingung und je größer die Summe aus Start- und Zielklassenindex ist, desto höher ist die Mittelspannung der gezählten Schwingung.



**Abbildung 3.3-13: Aufbau der Rainflowmatrix**

Um die Darstellungen in Abschnitt 3.3.1.4 leichter interpretierbar zu machen, sind im Folgenden einige ausgewählte typische Rainflowmatrizen und die dazugehörigen Residuen zusammen mit den Sekundenmittelwerten des klassierten Zeitabschnittes dargestellt. Abbildung 3.3-14 zeigt die Sekundenmittelwerte und die Rainflowmatrix (RFM) des Propellerwellen-drehmomentes für eine 24h- Dauerfahrt von Schiff 3. Einträge in der RFM treten lediglich in einem abgegrenzten Bereich (36. – 44. Klasse) auf. Der quasi-stationäre Fahrzustand „Dauerfahrt“ ist geprägt von einer großen Anzahl von Schwingenspielen kleiner Schwingbreite und nahezu konstanter Mittelspannung. Abbildung 3.3-15 zeigt einen 24-stündigen Fahrabschnitt desselben Schiffes. Hier verlässt das Schiff einen Hafen und geht dann in die Dauerfahrt über. Der Fahrzustand „Dauerfahrt“ ist hier wieder deutlich durch die hohen Balken zu erkennen. Die Einträge in den unteren Klassen

werden durch das Ablegemanöver und den Beschleunigungsvorgang hervorgerufen. In dieser Abbildung ist auch die unbesetzte Hauptdiagonale gut zu erkennen.

Zum Vergleich sind in Abbildung 3.3-16 und Abbildung 3.3-17 die Rainflowmatrizen ähnlicher Fahrzustände eines anderen Schiffes (Schiff 6) dargestellt. Abbildung 3.3-16 zeigt die Sekundenmittelwerte und die Rainflowmatrix des Propellerwellendrehmomentes für einen 24-stündigen Dauerfahrtabschnitt. Die Abbildung weist große Ähnlichkeit mit Abbildung 3.3-14 auf. In Abbildung 3.3-17 ist, ähnlich wie in Abbildung 3.3-15 ein 24-stündiger Fahrtabschnitt mit einem Ablegemanöver dargestellt. Die Rainflowmatrizen dieser Fahrtabschnitte unterscheiden sich jedoch für beide Schiffe sehr stark voneinander. Während in der Rainflowmatrix in Abbildung 3.3-15 die Matriceinträge hauptsächlich in den jeweils ersten drei Parallelen zur Hauptdiagonale liegen (kleine Schwingbreiten), weist die RFM in Abbildung 3.3-17 zahlreiche Einträge mit großer Entfernung zur Hauptdiagonale auf (große Schwingbreiten). Diese Einträge kommen dadurch zustande, dass es sich bei Schiff 6 um ein Schiff mit Zweitaktmotor und direkt angetriebenem Festpropeller handelt. In einer solchen Anlage treten bei bestimmten Drehzahlen Drehschwingungen hoher Amplitude auf.

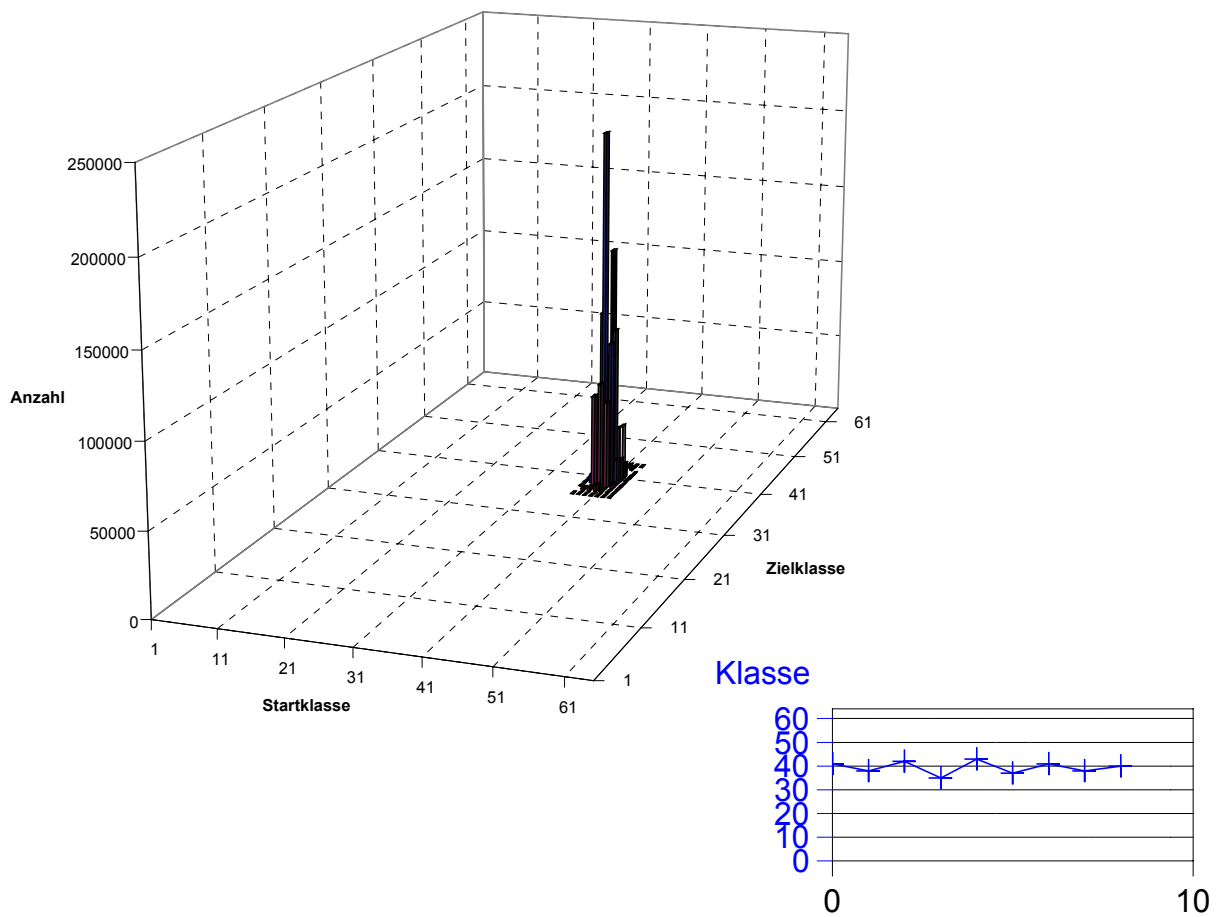
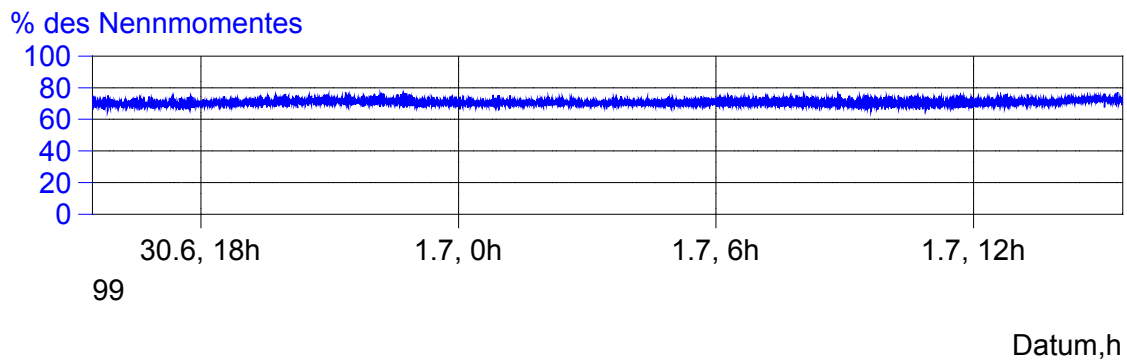
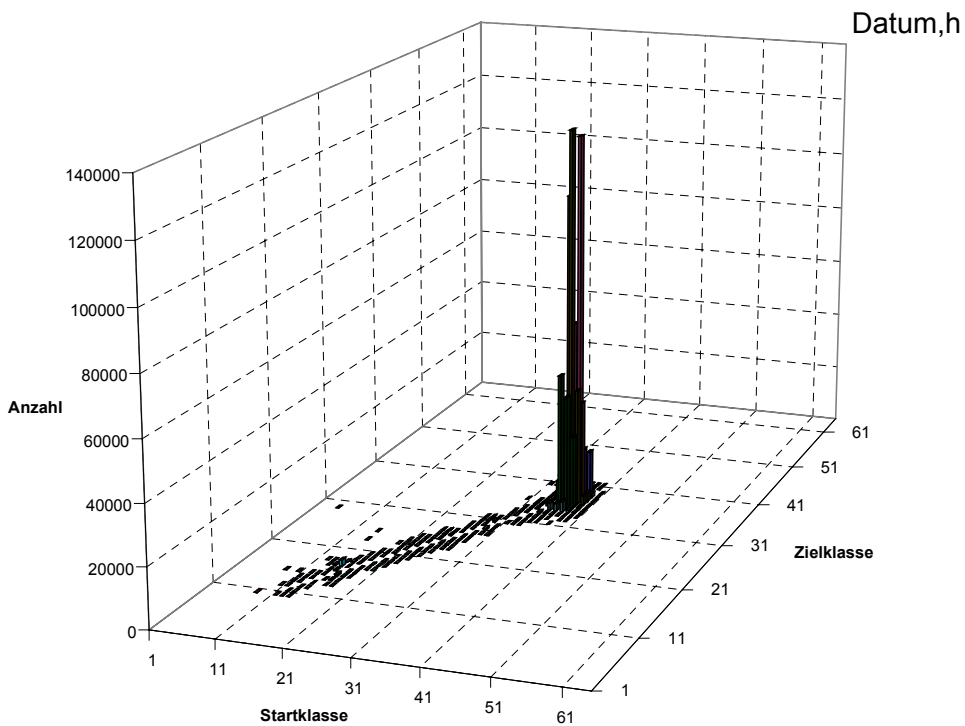
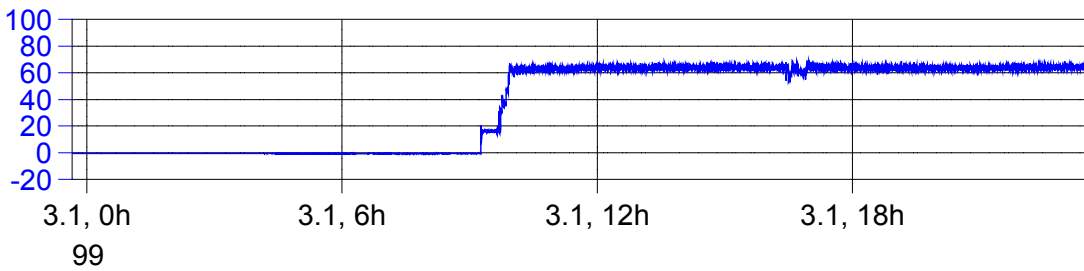


Abbildung 3.3-14: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte, RFM und Residuum des Propellerwellendrehmomentes einer 24-stündigen Dauerfahrt

% des Nennmomentes



Klasse

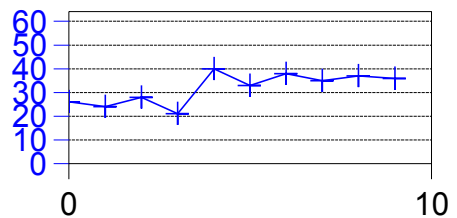


Abbildung 3.3-15: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte, RFM und Residuum des Propellerwellendrehmomentes eines 24-stündigen Fahrtabschnittes mit einem Ablegemanöver

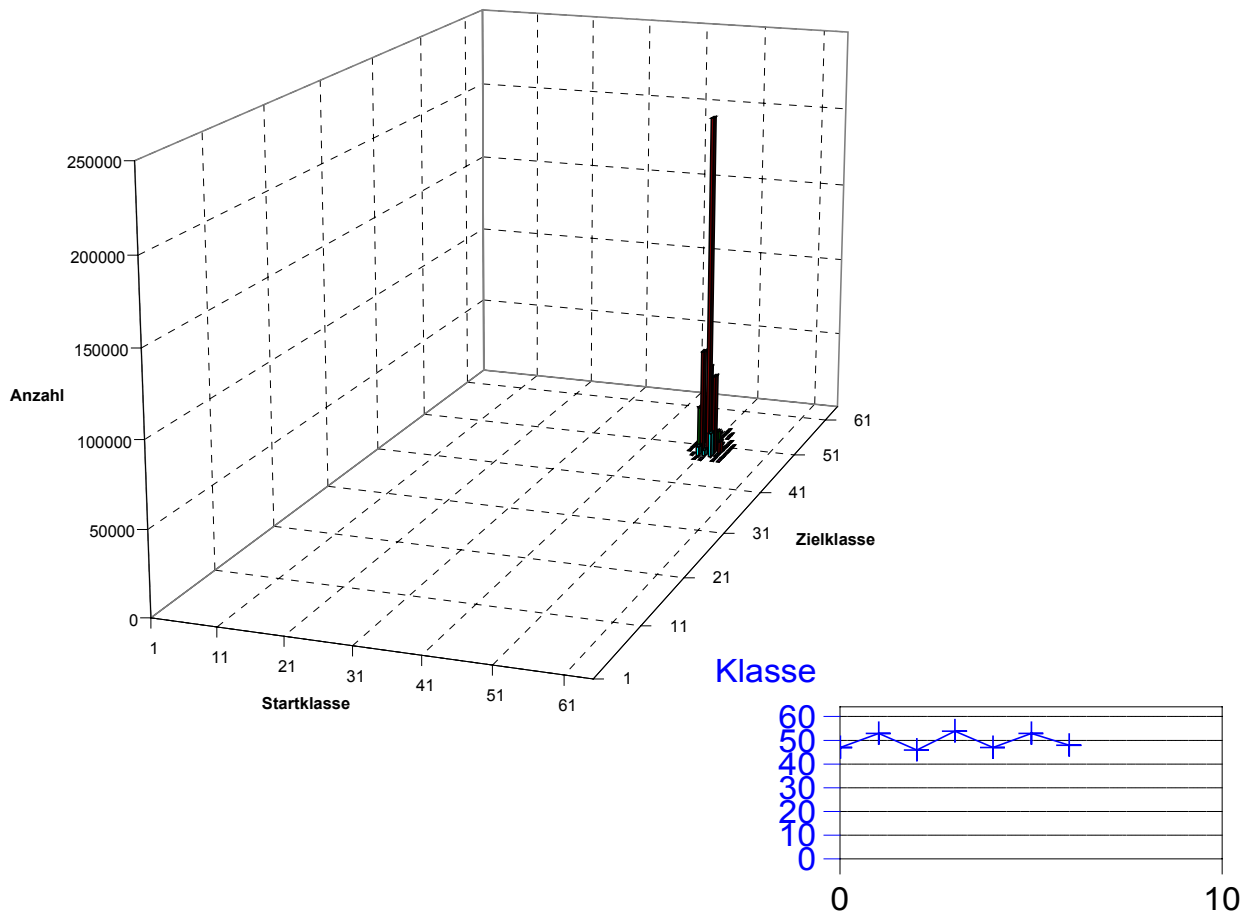
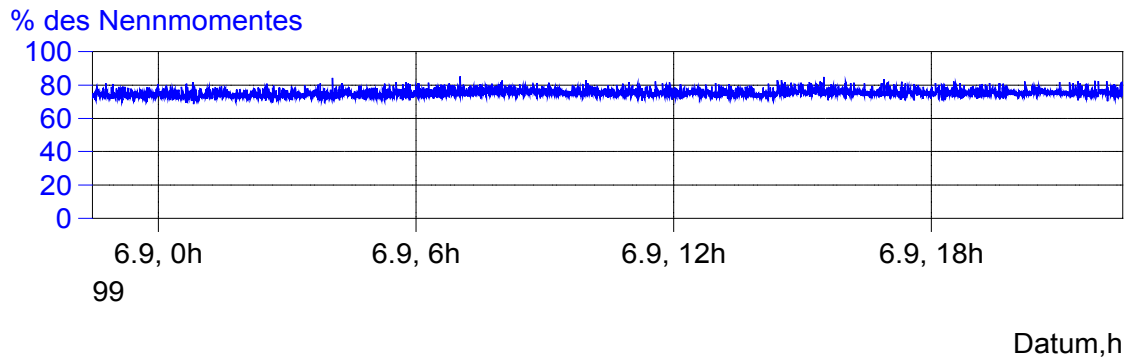
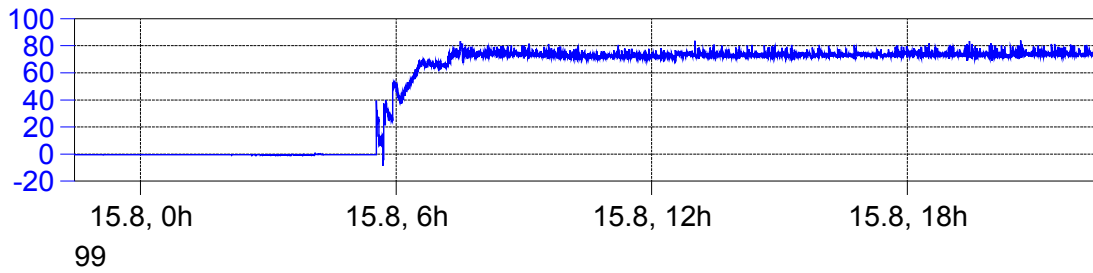
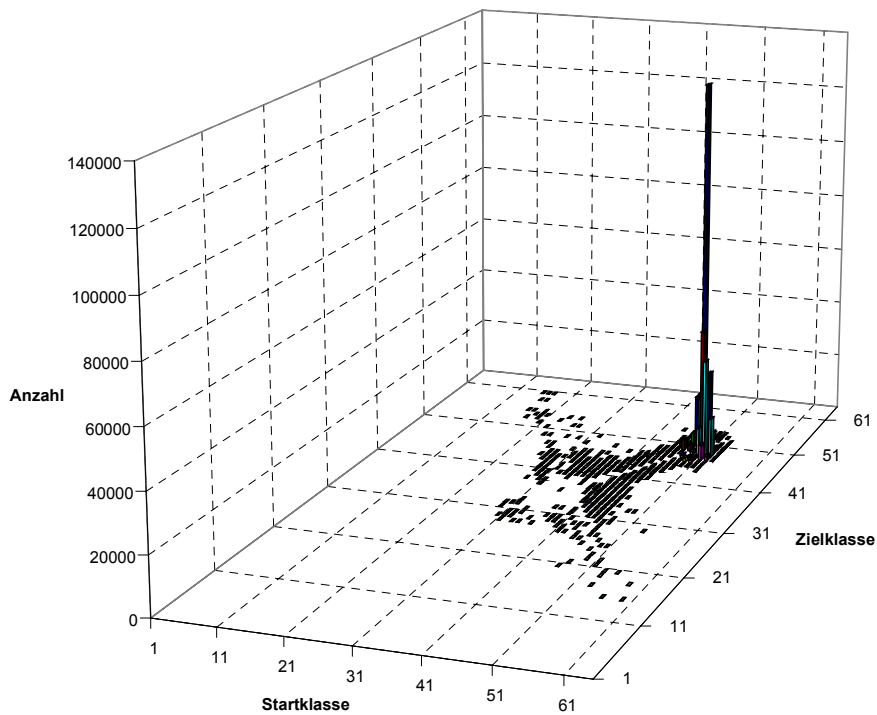


Abbildung 3.3-16: Schiff 6 - Sekundenmittelwerte und RFM des Propellerwellendrehmomentes einer 24-stündigen Dauerfahrt

% des Nennmomentes



Datum,h



Klassen

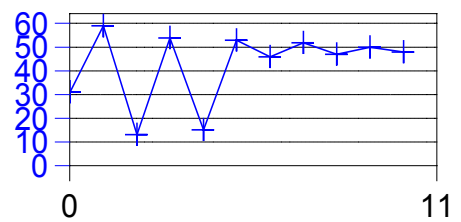


Abbildung 3.3-17: Schiff 6 - Sekundenmittelwerte und RFM des Propellerwellendrehmomentes eines 24-stündigen Fahrtabschnittes, der ein Ablegemanöver enthält



Die Abbildungen machen deutlich, dass der Fahrzustand „Dauerfahrt“ in der Rainflowmatrix eindeutig zu erkennen ist, andere Manöver aber, abhängig vom Anlagentyp, zu sehr unterschiedlichen Einträgen in der Matrix führen. Eine Zuordnung von Einträgen in der Rainflowmatrix zu bestimmten Fahrzuständen ist demnach nicht immer eindeutig möglich.

Beim Vergleich der Rainflowmatrizen verschiedener Schiffe ist neben der Lage der „Nullklasse“ (siehe Anhang I) auch die unterschiedliche Klassenbreite zu berücksichtigen. Zu diesen Unterschieden kommt es dadurch, dass stets 64 Klassen gewählt wurden und alle möglicherweise vorkommenden Betriebszustände damit erfasst werden sollten. Für Anlagen mit Festpropeller mussten Drehmomente von -130 % bis + 130 % des Nennmomentes, bei Anlagen mit Verstellpropeller lediglich Bereiche von ca. -30 % bis +130 % in 64 Klassen eingeteilt werden. In der folgenden Tabelle ist die Klassenbreite in Prozent des jeweiligen Nennmomentes angegeben:

**Tabelle 3.3-1: Klassenbreiten für Klassierverfahren in % des Nennmomentes**

Schiff	1	2	3	4	5	6
Klassenbreite in % des Nennmomentes	4,5	2,5	2	4	4	4

In den oben gezeigten Rainflowmatrizen übersteigt die Anzahl der Einträge, die durch Dauerfahrt hervorgerufen wurden, alle anderen stets um Größenordnungen. Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, dass für die Schädigung der Propellerwelle jedoch nicht die zahlreichen Einträge nahe der Hauptdiagonale, sondern die wenigen Einträge mit großer Entfernung zur Hauptdiagonale entscheidend sind.

#### 3.3.1.4 Schädigung der Propellerwellen

Wie in Abschnitt 3.1.2.2 beschrieben wurde, wird die Schädigungsmatrix (SM) durch elementweise Multiplikation der Rainflowmatrix (Residuum mit Faktor 0,5 eingerechnet) des Propellerwellendrehmomentes mit der Einflussmatrix für die jeweilige Welle berechnet. Die Summe aller Elemente der Schädigungsmatrix ergibt die Schädigungssumme D für die Propellerwelle. Das ausführliche Ablaufschema der Schädigungsrechnung ist in Anhang E dargestellt.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass bei den folgenden Darstellungen nicht die absolute Höhe der Schädigungssumme D im Vordergrund steht, sondern hier lediglich eine Methode entwickelt werden soll, die es erlaubt, unterschiedliche Manöver und Betriebszustände hinsichtlich ihrer Schädigungswirkung zu vergleichen.

Für Schiff 3 bis 6 sind in den folgenden Abbildungen jeweils die Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, die aus dem zugehörigen 2kHz-Signal ermittelte Rainflowmatrix, das Residuum und die Schädigungsmatrix für die Propellerwelle für ausgewählte Fahrtabschnitte dargestellt. Es werden jeweils die *Germanischer Lloyd*

Schädigungssummen für alle 24h-Fahrtabschnitte (bzw. 6h-Fahrtabschnitte bei Schiff 4), sowie die Schädigung für den gesamten Messzeitraum berechnet. Beim Vergleich der graphischen Darstellungen ist auf die jeweilige Skalierung der y-Achsen der Matrizen zu achten. Eine einheitliche Skalierung konnte aufgrund der großen Streuung der Ergebnisse nicht gewählt werden.

### Schiff 3

Abbildung 3.3-18 zeigt einen 24-stündigen Dauerfahrtabschnitt. Die Propellerwelle ist mit ca. 75 % des Nennmomentes belastet, es treten zahlreiche Schwingungen mit kleiner Schwingbreite auf. Diese sind jedoch nicht schädigungsrelevant. Die Schädigungssumme der Propellerwelle durch diesen 24h-Fahrtabschnitt beträgt  $D=7,08 \cdot 10^{-20}$ .

Abbildung 3.3-19 zeigt ebenfalls einen 24-stündigen Dauerfahrtabschnitt desselben Schiffes. An diesem Tag herrschte jedoch schweres Wetter (7 Bft von achtern). Der Seegang verursacht erhebliche Drehmoment-schwankungen. Diese sind sowohl in den Sekundenmittelwerten, als auch in der Rainflow- und Schädigungsmatrix zu erkennen. Die Schädigung der Propellerwelle ist erheblich größer als bei ruhiger See, die Schädigungssumme durch diesen 24h-Fahrtabschnitt beträgt  $D= 6,49 \cdot 10^{-17}$  und liegt damit fast um den Faktor 1000 höher als die Schädigungssumme des in Abbildung 3.3-18 dargestellten Fahrtabschnittes.

Noch höhere Schädigungssummen werden durch Manöver hervorgerufen, da dort die höchsten Drehmoment-schwankungen vorkommen. Als Extremfall sind in Abbildung 3.3-20 die bei der technischen Probefahrt ermittelten Daten dargestellt. Die Schädigungssumme dieses 22h-Fahrtabschnittes beträgt für die Propellerwelle  $D=2,26 \cdot 10^{-12}$ .

Abbildung 3.3-21 zeigt den 24h-Fahrtabschnitt, der nach der Indienststellung des Schiffes die höchste Schädigungssumme im Messzeitraum verursacht hat. Diese beträgt hier  $D=4,55 \cdot 10^{-14}$  und liegt damit zwar um den Faktor 50 niedriger als die Schädigungssumme der Probefahrt, aber um den Faktor 700 über der Dauerfahrt bei schwerem Wetter. Die Ursache für die hohe Schädigung dieses 24h-Fahrtabschnittes liegt in zahlreichen Manövern. In der RFM führen diese Manöver zu einzelnen Einträgen, die weit von der Hauptdiagonale entfernt liegen. An diesem Tag herrschte darüber hinaus ebenfalls schwerer Seegang, zu erkennen ist dies an den hohen Drehmomentschwankungen ab ca. 18 Uhr (rechter Rand der Sekundenmittelwerte). Dieser Fahrtabschnitt ist die Ursache für die Matrixeinträge im Bereich der 31. Start- und Zielklasse. Weiterhin ist in der Schädigungsmatrix dieser Abbildung gut zu erkennen, dass nicht die zahlreichen Einträge kleiner und mittlerer, sondern die wenigen Einträge mit großer Schwingbreite für die Schädigung maßgeblich sind. Bei diesem Schiff sind das die Einträge, die durch das Einrechnen des Residuums in die Matrix hervorgerufen werden. Die Bedeutung des Residuums für die Schädigungssumme wird im Abschnitt 3.3.3.3 näher untersucht.

Abbildung 3.3-22 zeigt den Drehmomentverlauf sowie die Ergebnisse der Rainflowzählung und der Schädigungsrechnung für die Propellerwelle beim Einkuppeln. Die Schädigungssumme dieses Vorganges beträgt  $D=1,49 \cdot 10^{-17}$ . Damit ist das Einkuppeln auf diesem Schiff für die Propellerwelle kein besonders schädigendes Ereignis.

Durch Superposition der Klassierergebnisse der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte können die Rainflowmatrix und das Residuum für längere Zeiträume ermittelt werden superponiert (vgl. Abschnitt 3.1.2.1). Abbildung 3.3-23 zeigt die Rainflowmatrix, das Residuum und die Schädigungsmatrix für den bisher 7-monatigen Messzeitraum.

Die Schädigungssummen der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte im Messzeitraum nach der Indienststellung sind in Abbildung 3.3-24 dargestellt. Die mittlere Schädigung pro 24h-Fahrtabschnitt liegt für diesen Zeitraum bei Schiff 3 bei  $D_m=5,22 \cdot 10^{-15}$ . Zur besseren Übersicht wurden die Schädigungssummen der untersuchten Fahrtabschnitte auf die mittlere Schädigungssumme  $D_m$  bezogen in Tabelle 3.3-2 dargestellt.

**Tabelle 3.3-2: Schädigungssummen der betrachteten Fahrtabschnitte normiert auf die mittlere Schädigungssumme  $D_m$**

Abbildung	Betriebszustand	Schädigungssumme D	normierte Schädigung $D/D_m$
Abbildung 3.3-18	Dauerfahrt bei ruhiger See	$7,08 \cdot 10^{-20}$	$1 \cdot 10^{-5}$
Abbildung 3.3-19	Dauerfahrt bei Seegang	$6,49 \cdot 10^{-17}$	$1 \cdot 10^{-2}$
Abbildung 3.3-21	24h-Fahrtabschnitt mit höchster Schädigungssumme	$4,55 \cdot 10^{-14}$	8,7
Abbildung 3.3-22	Einkuppeln	$1,49 \cdot 10^{-17}$	$3 \cdot 10^{-3}$

In Abbildung 3.3-25 ist die zeitliche Entwicklung der Schädigungssumme über den Messzeitraum dargestellt. Zur Ermittlung dieser Schädigungssumme wurden die Rainflowmatrizen aller 24h-Fahrtabschnitte superponiert. Die Schädigungssumme der Propellerwelle für diesen siebenmonatigen Zeitraum beträgt  $D=1,62 \cdot 10^{-12}$  und damit 71 % der Schädigungssumme durch die Probefahrt. Die durch Superposition der Rainflowmatrizen aller 24h-Fahrtabschnitte ermittelte Schädigungssumme liegt hier deutlich über der, die sich aus der Addition der Schädigungssummen aller 24h-Fahrtabschnitte ergibt. Dazu sei auf Abschnitt 3.1.2.1 und Anhang G verwiesen.

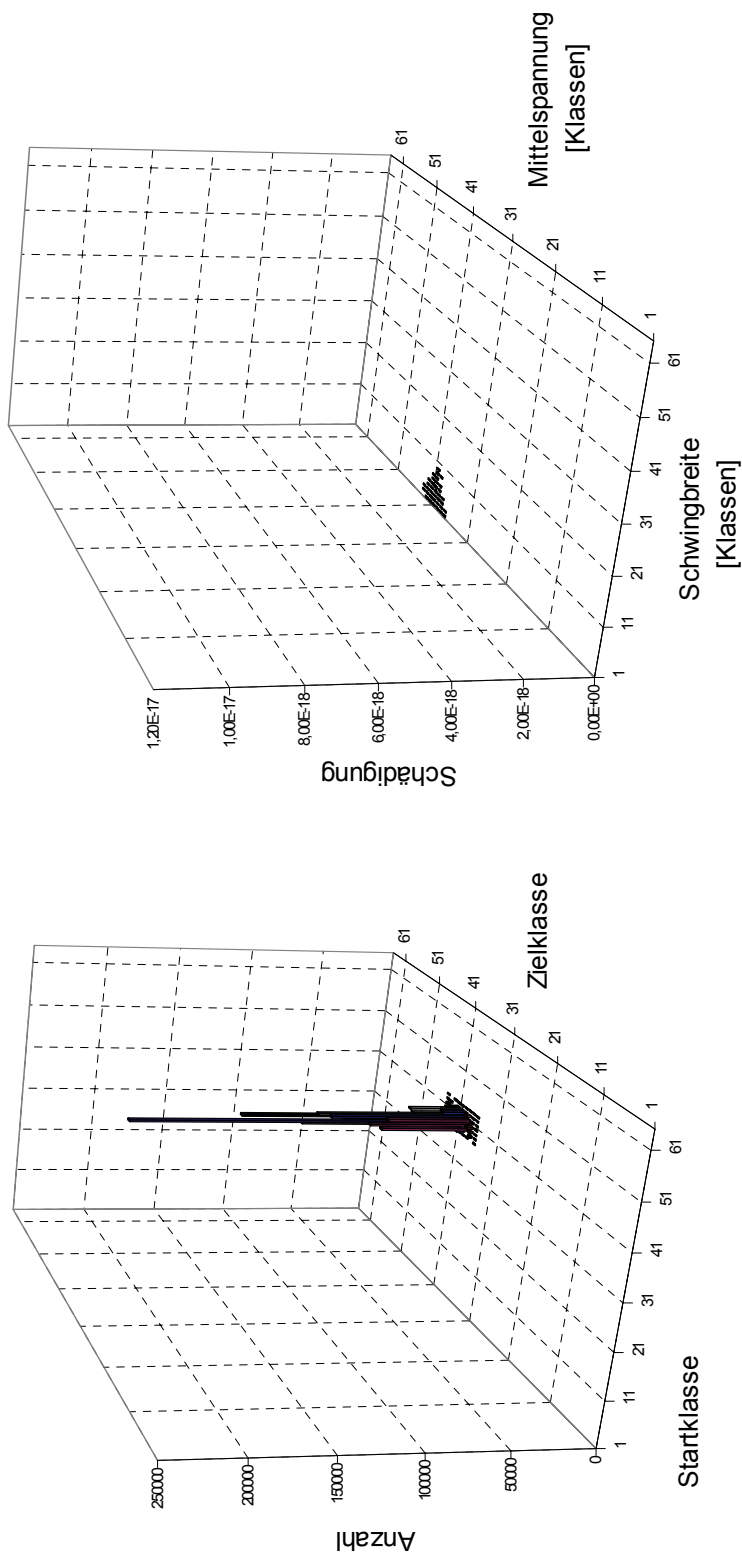
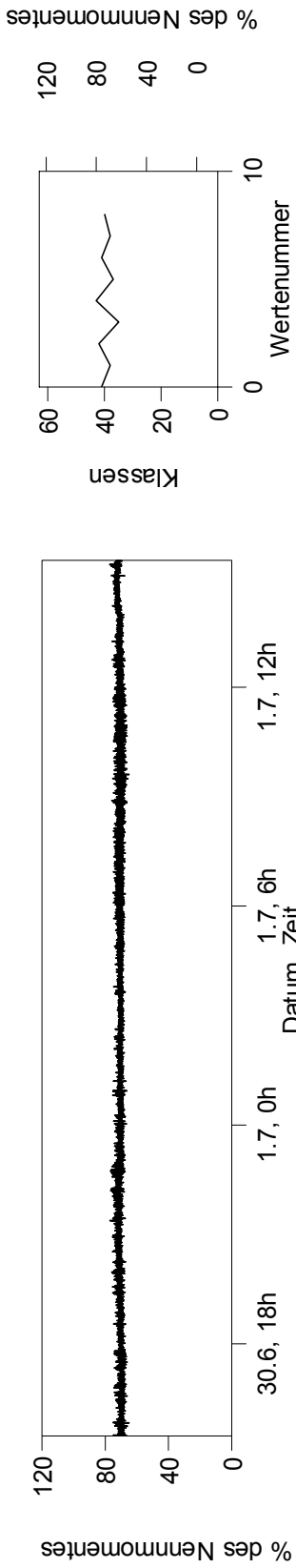


Abbildung 3.3-18: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM eines 24-stündigen Dauerfahrabschnittes

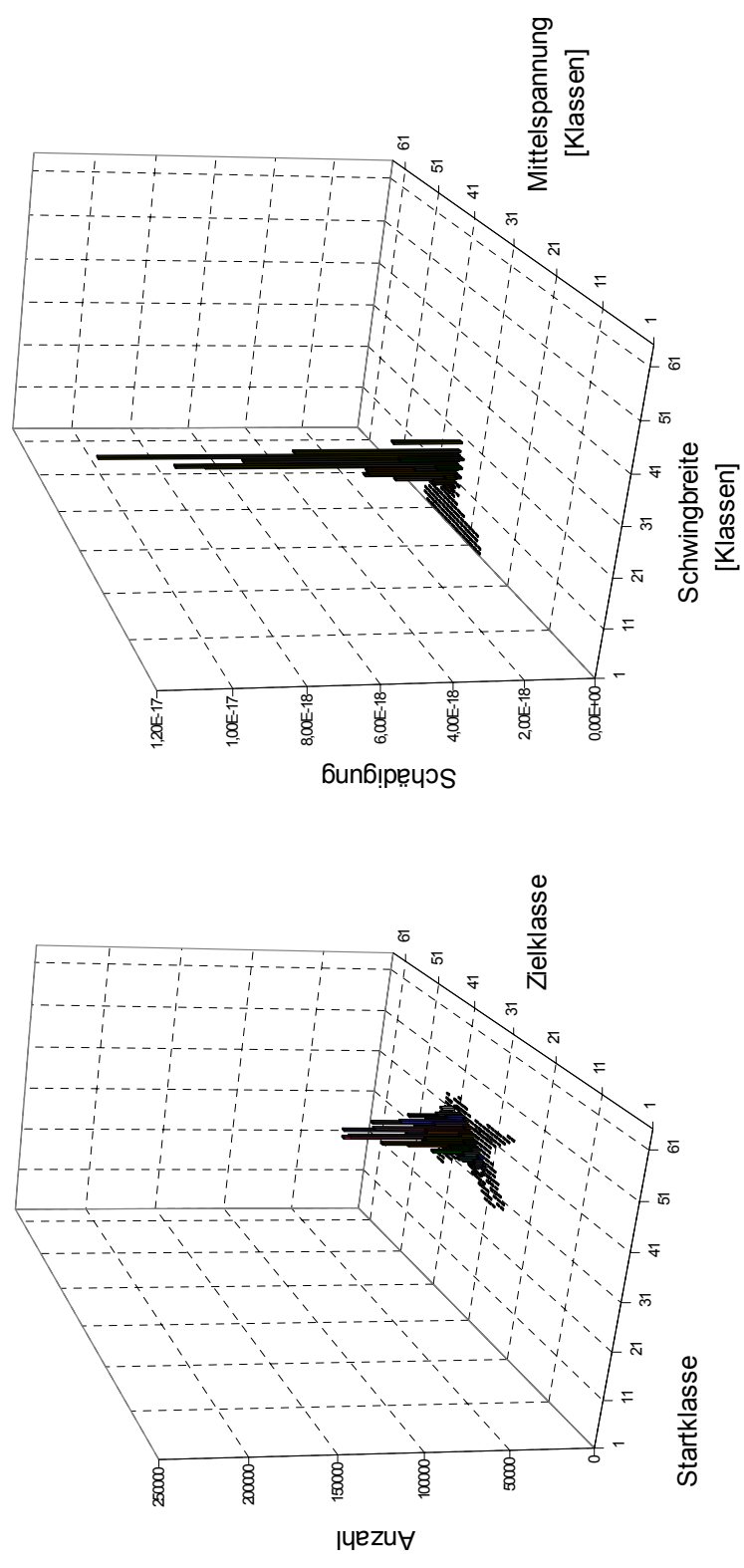
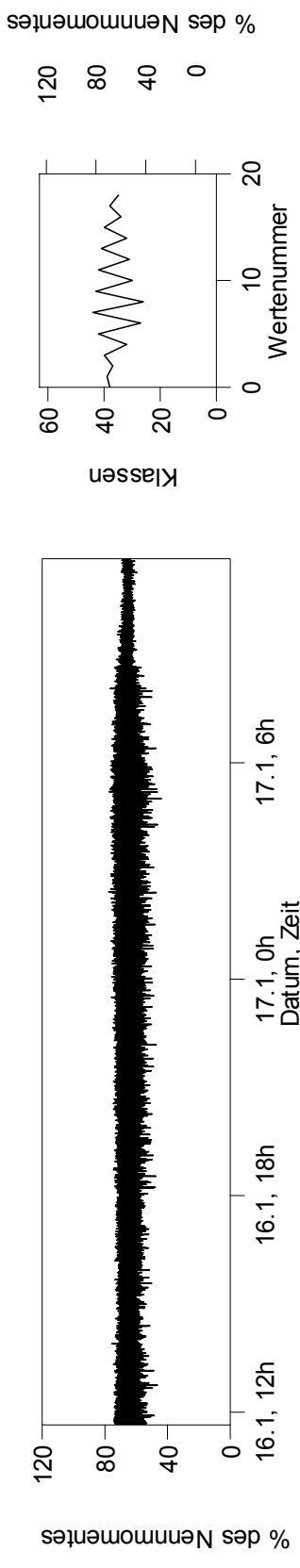


Abbildung 3.3-19: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM eines 24-stündigen Dauerfahrabschnittes bei schwerem Wetter

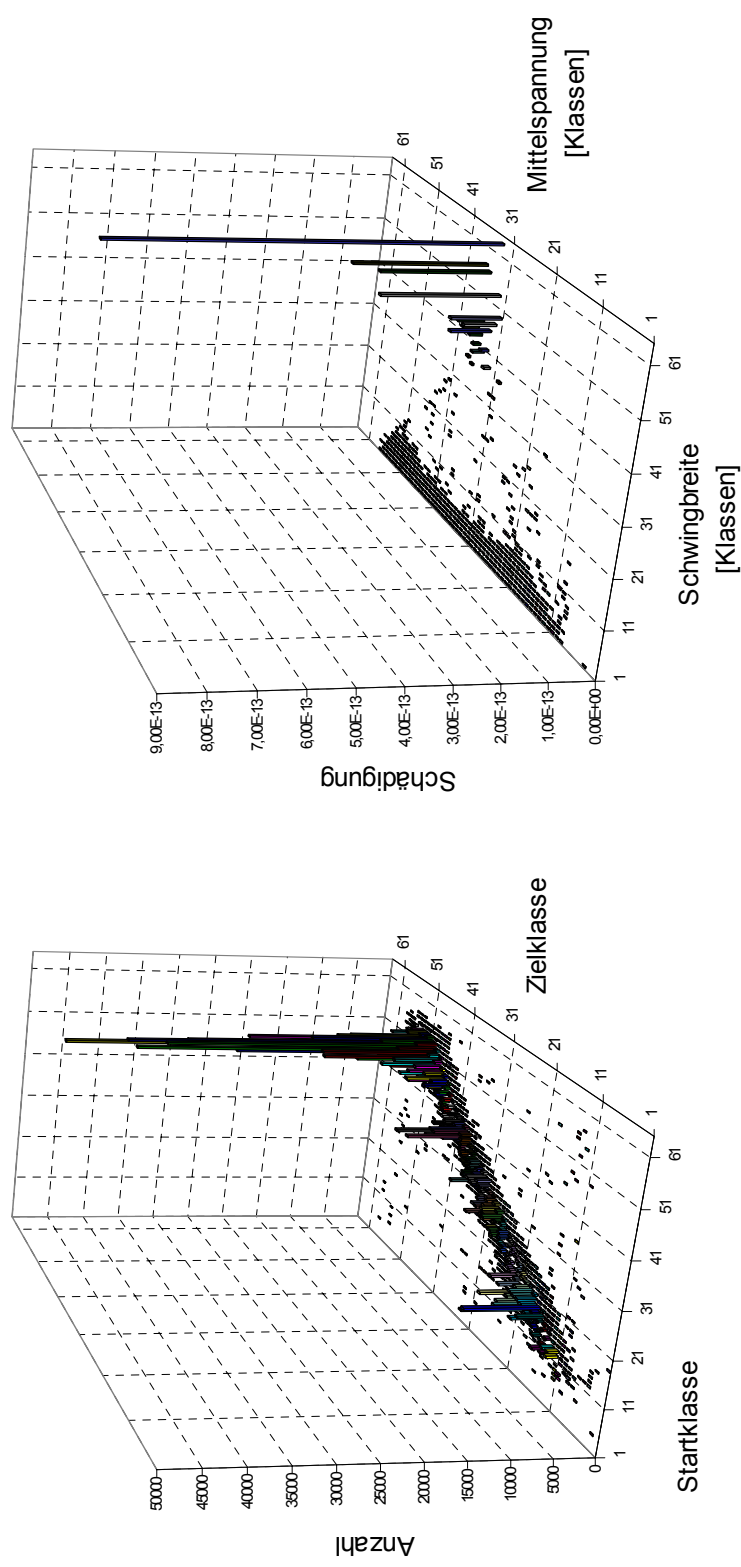
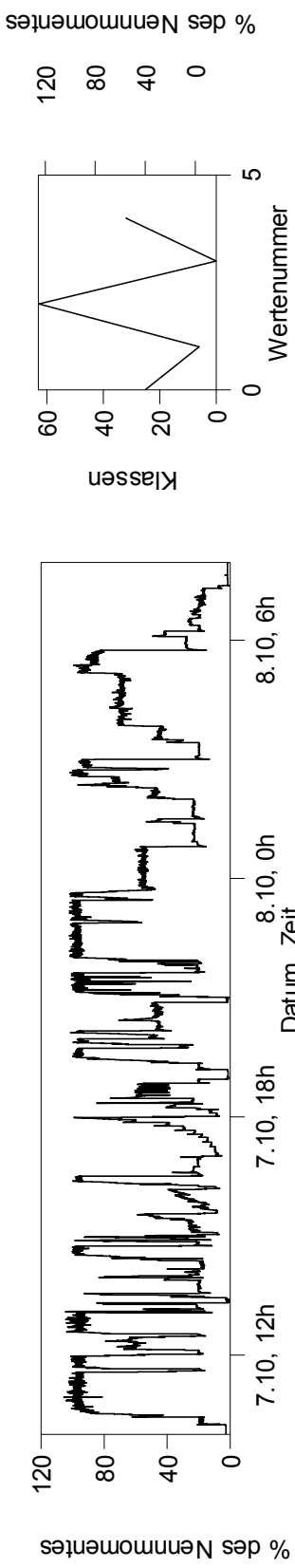
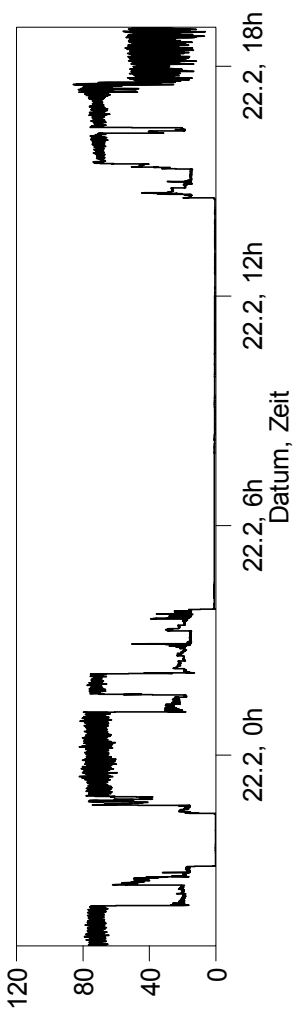
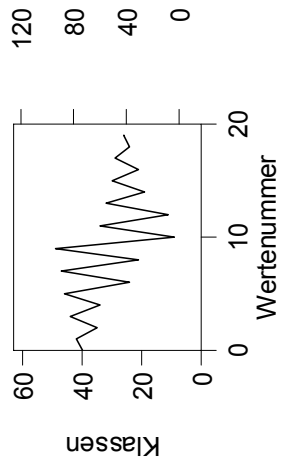


Abbildung 3.3-20: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM der technischen Probefahrt (Dauer 22h)

% des Nennmomentes



% des Nennmomentes

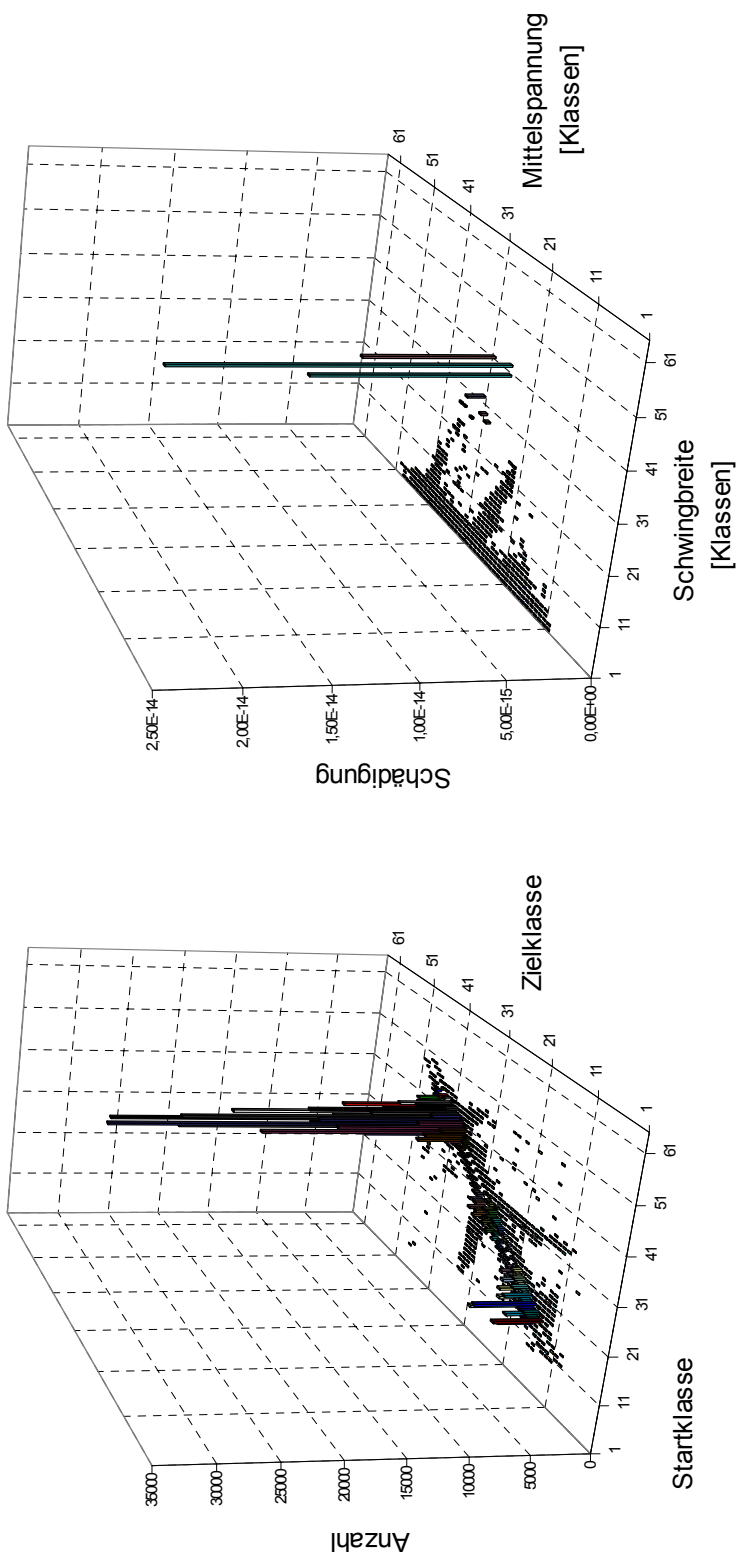


Abbildung 3.3-21: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM des 24h-Fahrabschnittes mit der höchsten Schädigungssumme

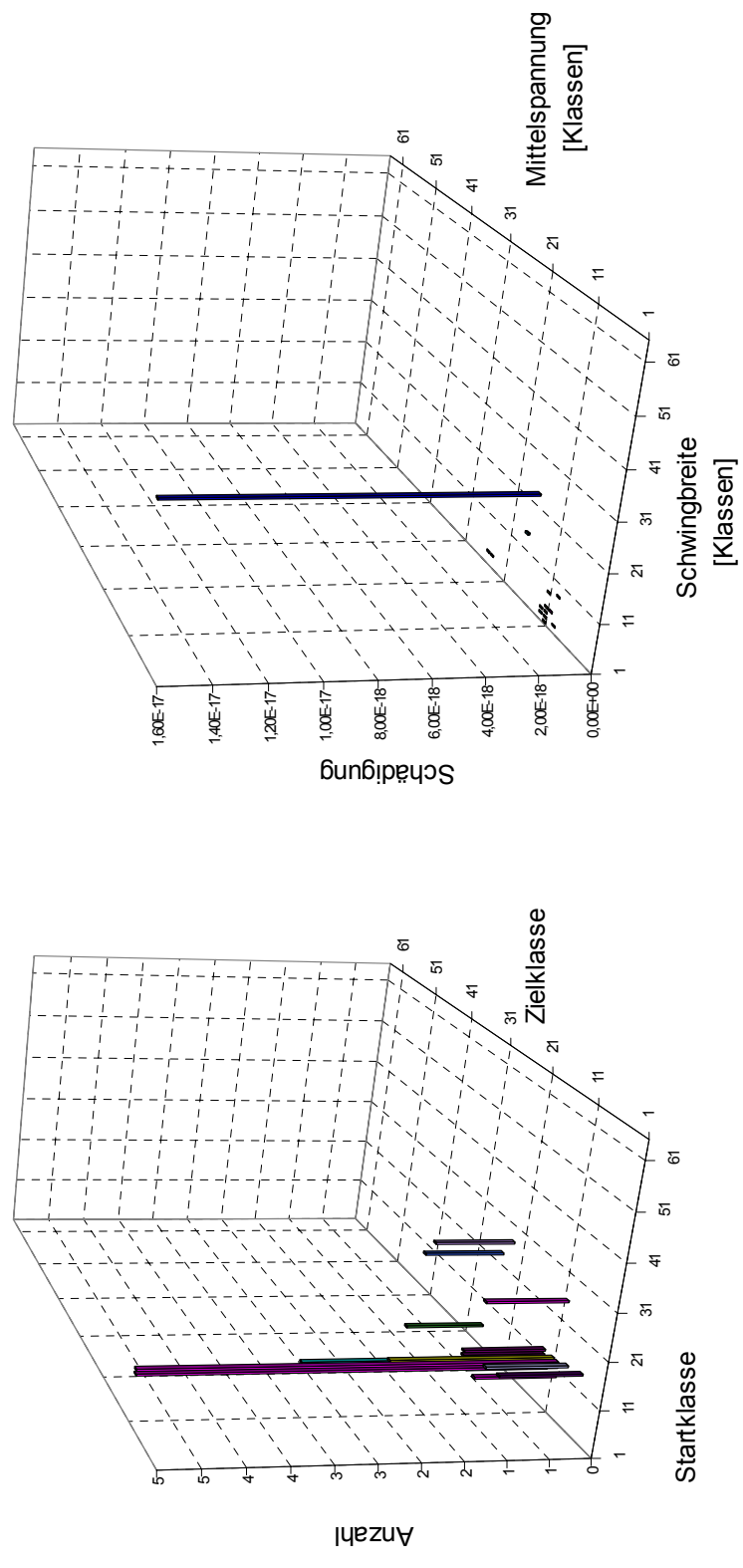
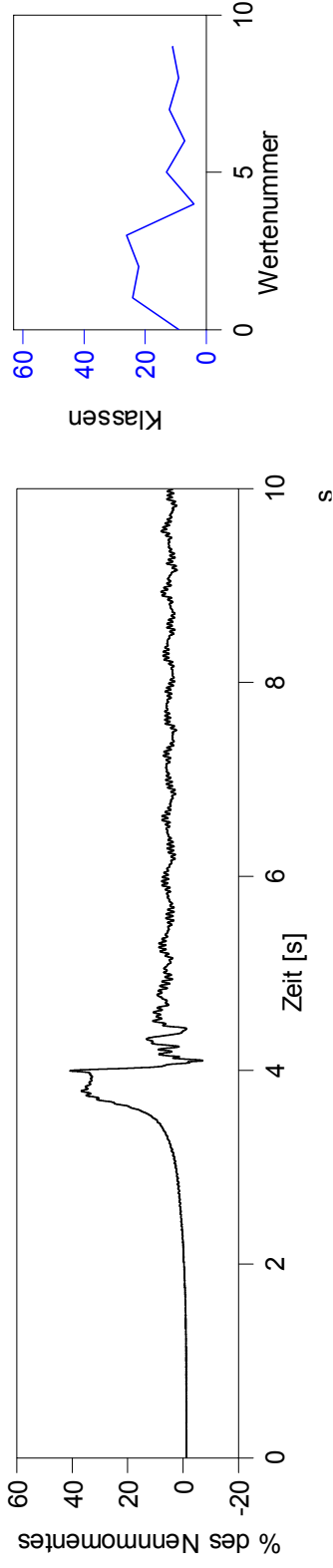


Abbildung 3.3-22: Schiff 3 – Drehmomentverlauf, RFM, RES und SM beim Einkuppeln



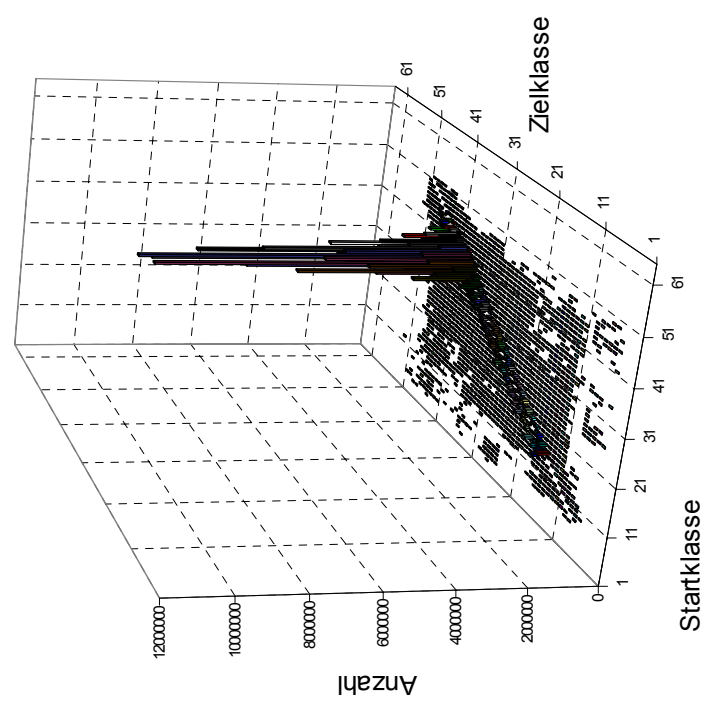
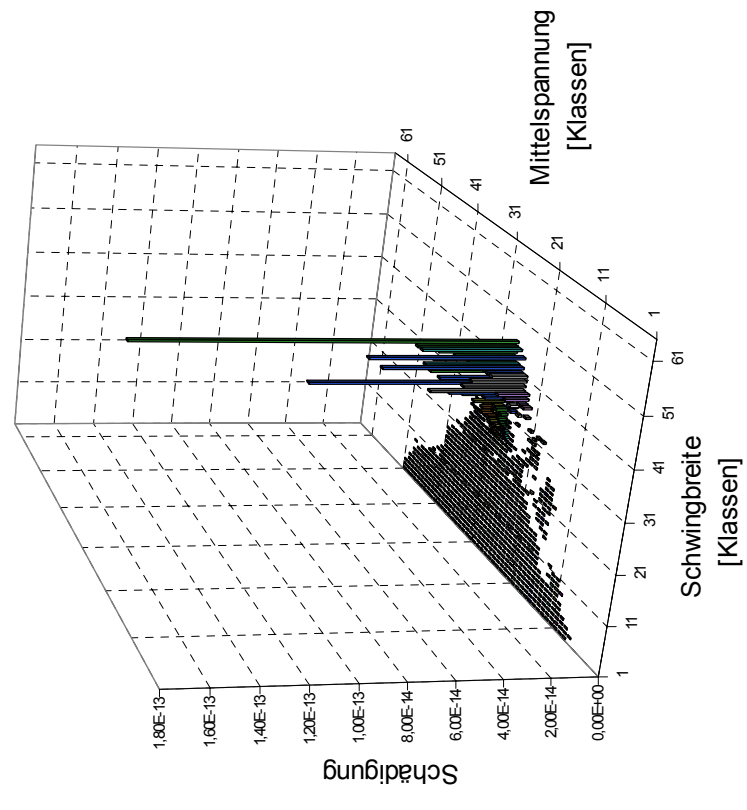
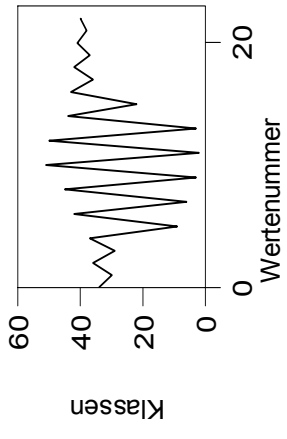


Abbildung 3.3-23: Schiff 3 – RFM, RES und SM für den gesamten Messzeitraum (7 Monate), ermittelt durch Superposition der einzelnen 24h-Fahrabschnitte

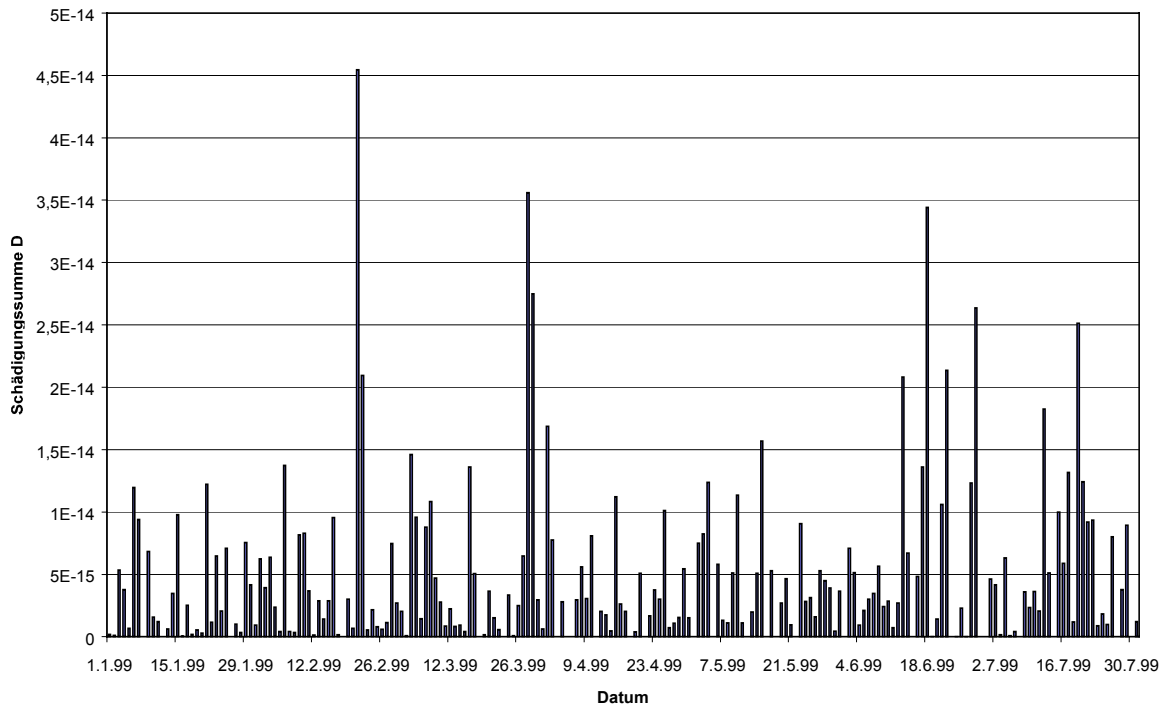


Abbildung 3.3-24: Schiff 3 - Schädigungssummen ermittelt aus dem Propellerwellendrehmoment der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte

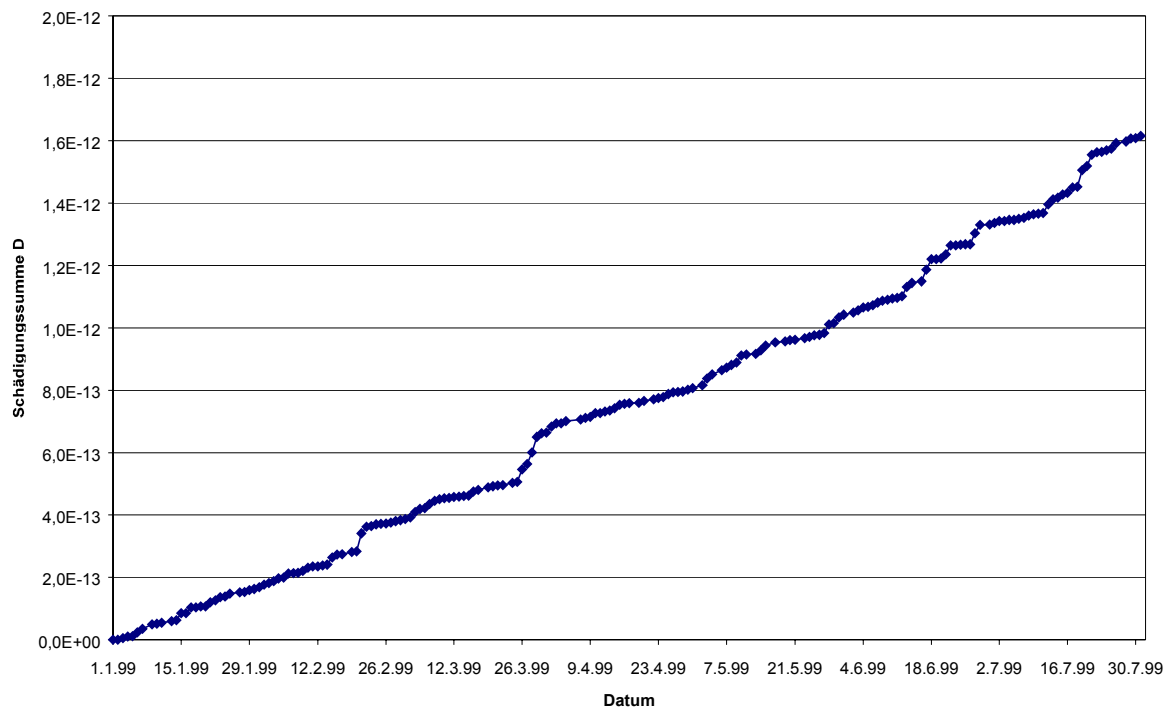


Abbildung 3.3-25: Schiff 3 – Entwicklung der Schädigungssumme für die Propellerwelle über den Messzeitraum (7 Monate), ermittelt durch Superposition der Rainflowmatrizen und Residuen der 24h-Fahrtabschnitte

#### Schiff 4

In Abbildung 3.3-26 ist der Fahrabschnitt mit der für die Bb-Propellerwelle höchsten Schädigungssumme ( $D=7,12 \cdot 10^{-8}$ ) im Messzeitraum dargestellt. Es handelt sich hier um ein Anlegemanöver im Hafen A. Bei diesem Manöver muss das Schiff auf sehr engem Raum drehen. Die Schädigungsmatrix zeigt deutlich, dass die Schädigungssumme bei diesem Schiff ebenfalls maßgeblich durch die beiden, aus dem Residuum stammenden, Einträge bestimmt wird. Zum Vergleich ist in Abbildung 3.3-27 das Anlegemanöver im Hafen A dargestellt, welches die geringste Schädigungssumme im Messzeitraum aufweist ( $D=1,29 \cdot 10^{-8}$ ). Es wird deutlich, dass das Residuum hier zwar eine sehr ähnliche Form hat, die Extremwerte jedoch nicht so ausgeprägt sind. Diese Abweichungen im Residuum sind in erster Linie für den Unterschied in der Schädigungssumme (Faktor 6) verantwortlich.

Die Schädigungssummen für die Propellerwellen durch die einzelnen 6h-Fahrabschnitte sind in Abbildung 3.3-30 dargestellt. Hier wird deutlich, dass die Schädigungssummen der einzelnen Fahrabschnitte trotz des festen Fahrplanes dieses Schiffes erheblich schwanken (siehe auch Abschnitt 3.3.3.1). Die mittlere Schädigungssumme pro 6h-Fahrabschnitt beträgt für die Bb-Welle  $D_m=1,55 \cdot 10^{-8}$  und für die Stb-Welle  $D_m=1,08 \cdot 10^{-8}$ .

In Abbildung 3.3-31 ist die Entwicklung der Schädigungssumme über den Messzeitraum dargestellt, die Schädigungssummen wurden durch Superposition der Rainflowmatrizen der einzelnen 6h-Fahrabschnitte ermittelt. Im Messzeitraum wurde die Bb-Welle ( $D=1,07 \cdot 10^{-6}$ ) um ca. 17 % stärker belastet als die Stb-Welle ( $D=9,14 \cdot 10^{-7}$ ).

Bei Schiff 4 treten im Vergleich zu den anderen Schiffen auf der Propellerwelle nur sehr geringe Drehmomentschwankungen auf. Das ist sowohl in den Sekundenmittelwerten wie auch an den Rainflowmatrizen der einzelnen 6h-Fahrabschnitte und des gesamten Messzeitraumes von 13 Tagen (Abbildung 3.3-28 und Abbildung 3.3-29) zu erkennen. Im Vergleich zu den anderen Schiffen befinden sich hier nur äußerst wenige Einträge in großer Entfernung zur Hauptdiagonale (große Schwingbreite). Vermutlich ist das zum einen auf den diesel-elektrischen Antrieb (Entkoppelung von Dieselmotor und Propellerwelle) zurückzuführen und zum anderen darauf, dass das Schiff aufgrund seiner Größe und seiner Ausrüstung mit Stabilisatoren unempfindlich für den Seegang ist, der im Fahrtgebiet Ostsee ohnehin nur gemäßigt auftritt.

**Tabelle 3.3-3: Schädigungssummen der betrachteten Fahrtabschnitte normiert auf die mittlere Schädigungssumme  $D_m$**

Abbildung	Betriebszustand	Schädigungssumme D	normierte Schädigung $D/D_m$
Abbildung 3.3-26	Anlegen Hafen A mit höchster Schädigungssumme (Bb)	$7,12 \cdot 10^{-8}$	4,6
Abbildung 3.3-27	Anlegen Hafen A mit niedrigster Schädigungssumme (Bb)	$1,29 \cdot 10^{-8}$	0,8

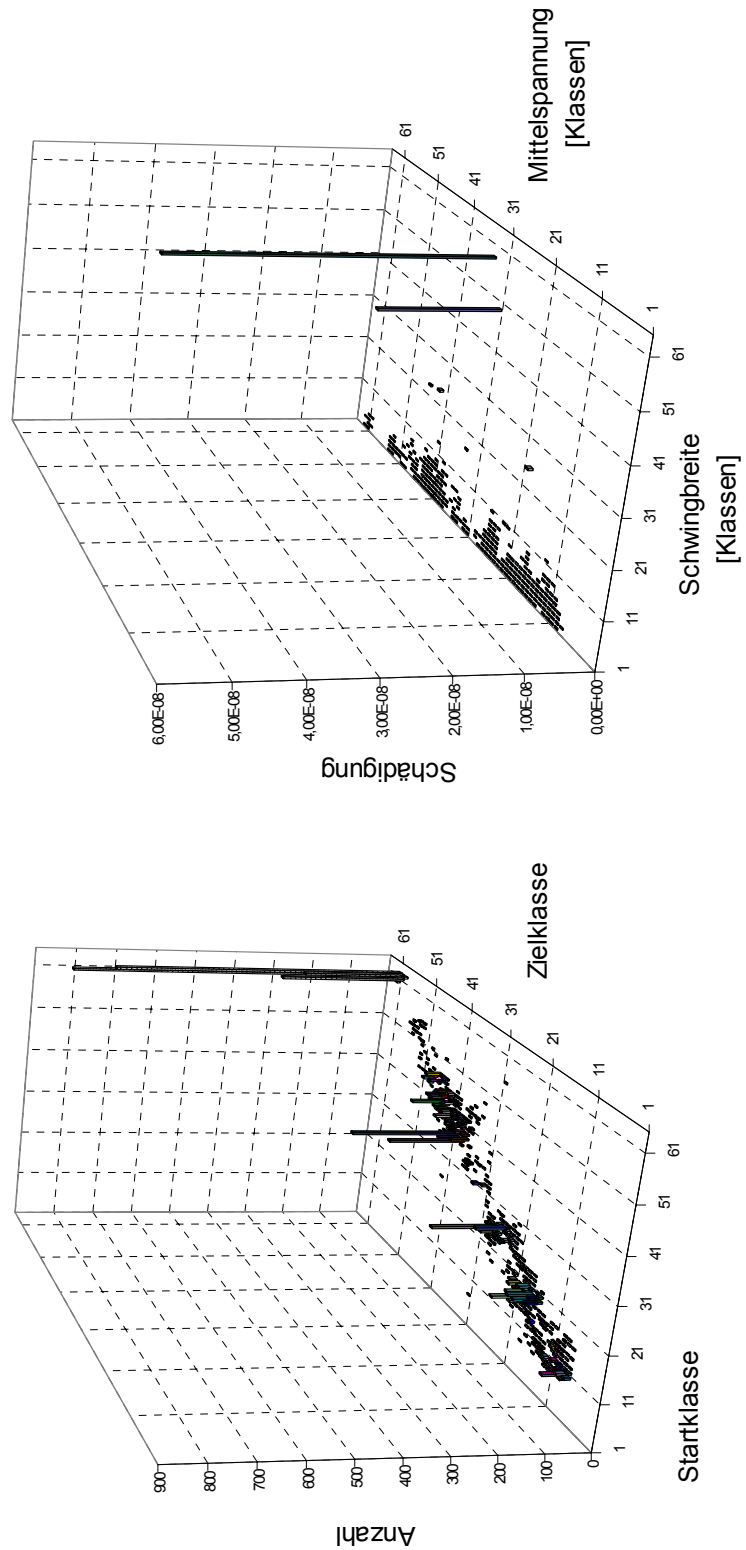
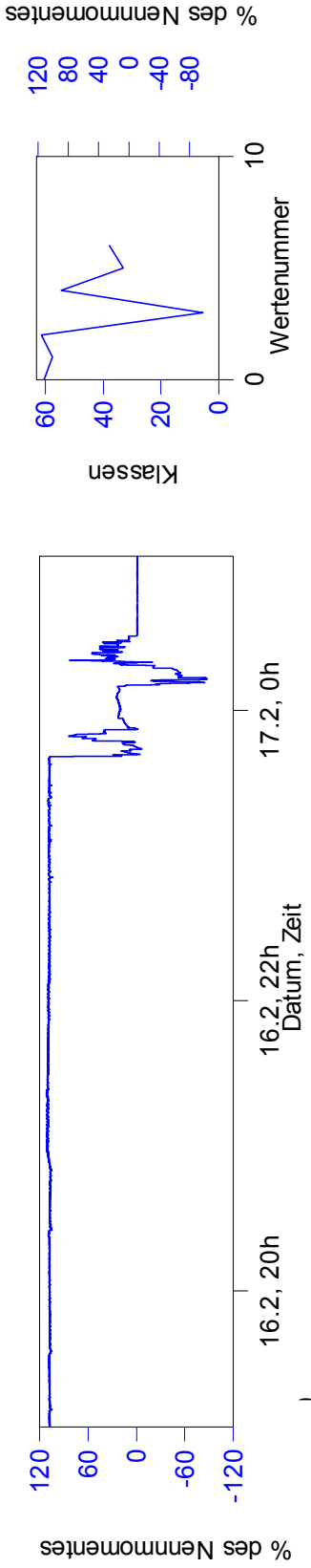


Abbildung 3.3-26: Schiff 4 (Bb) – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM beim Anlegemanöver (Hafen A) mit der höchsten Schädigungssumme

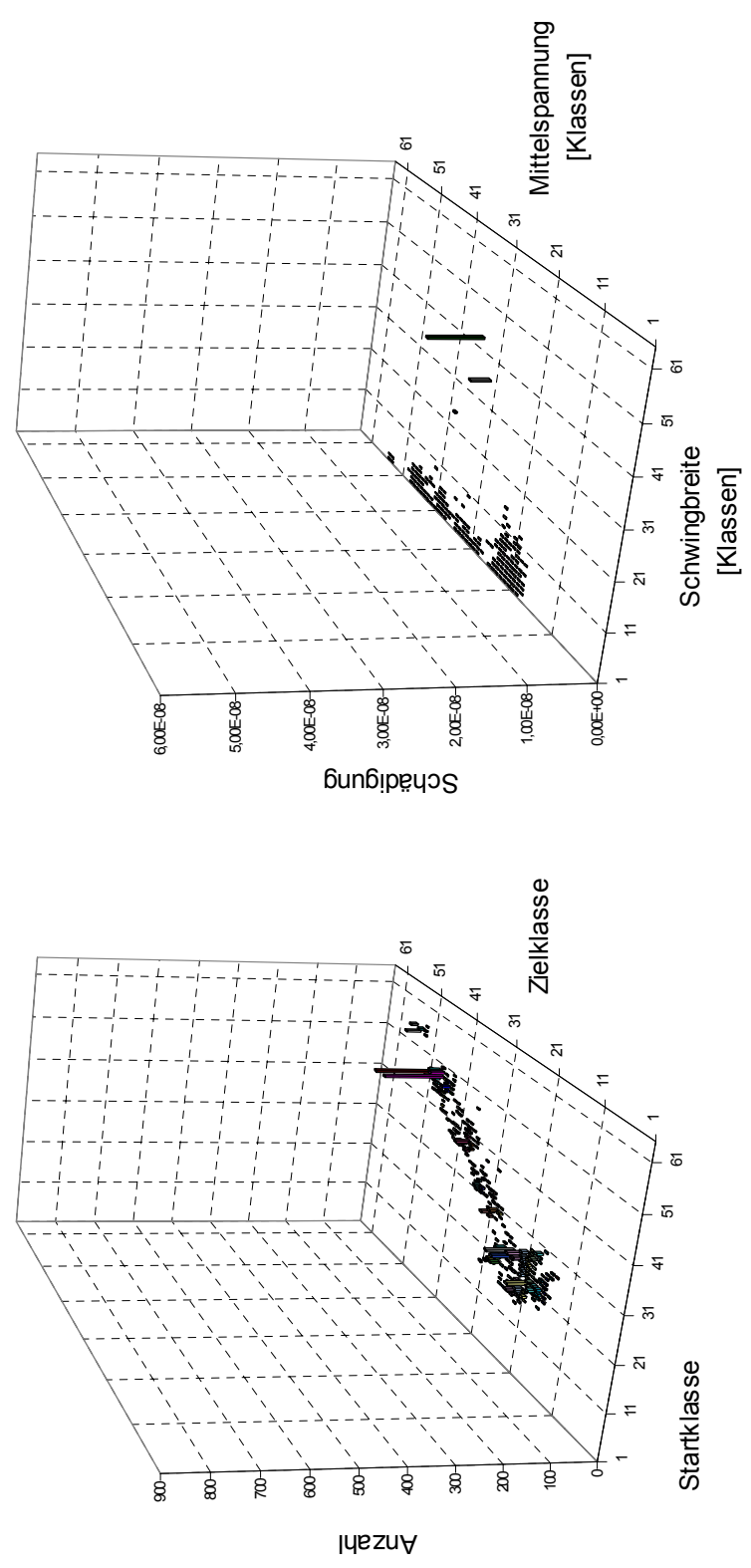
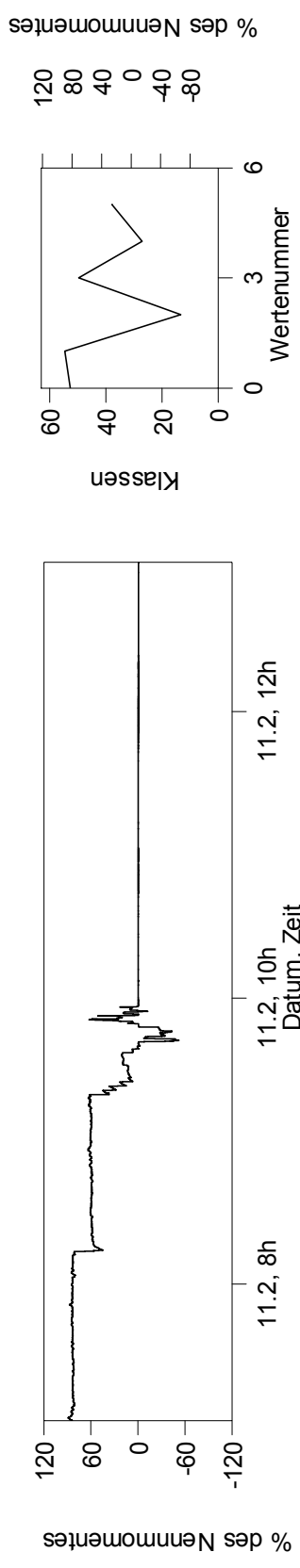


Abbildung 3.3-27: Schiff 4 (Bb) – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM beim Anlegemanöver (Hafen A) mit der kleinsten Schädigungssumme

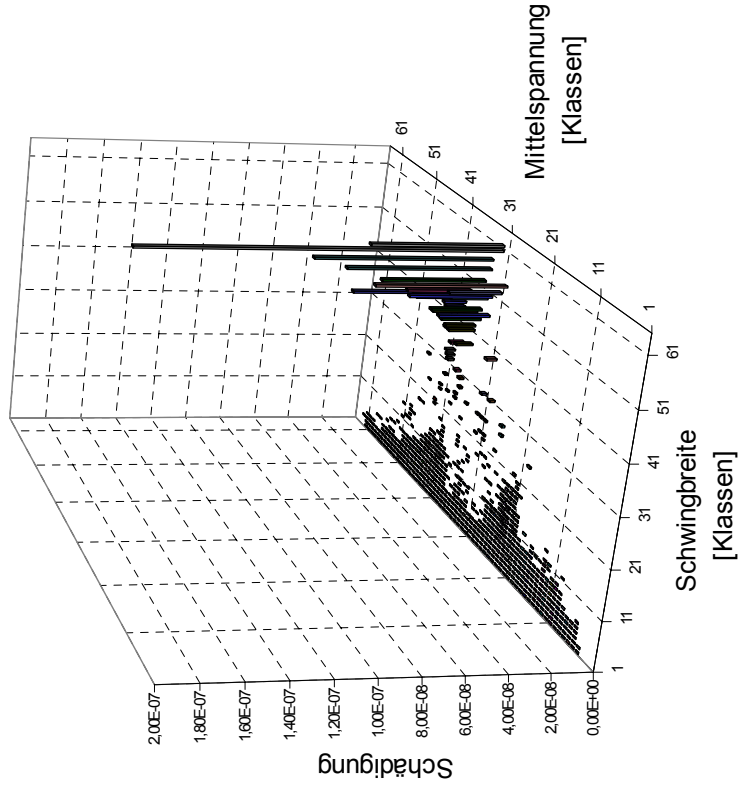
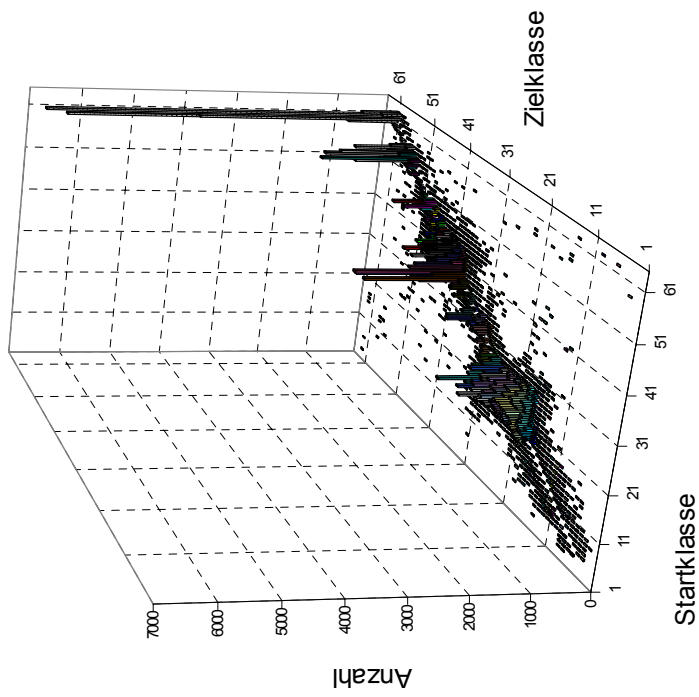
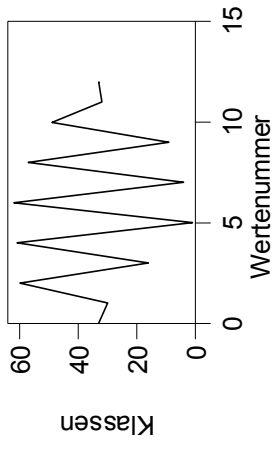


Abbildung 3.3-28: Schiff 4 (Bb) – RFM, RES und SM des Propellerwellendrehmomentes über den gesamten Messzeitraum ermittelt durch Superposition der einzelnen 6h-Dateien

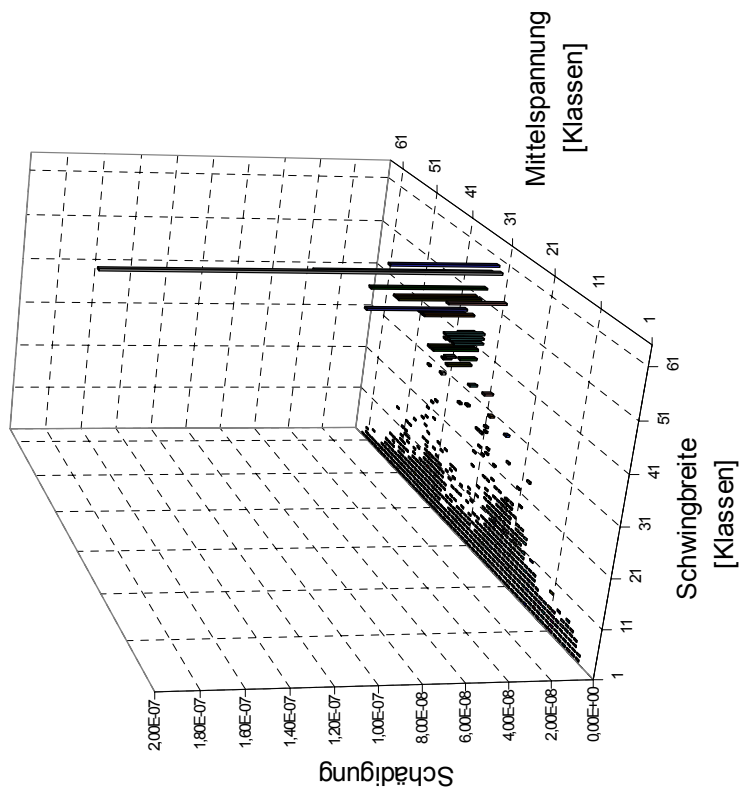
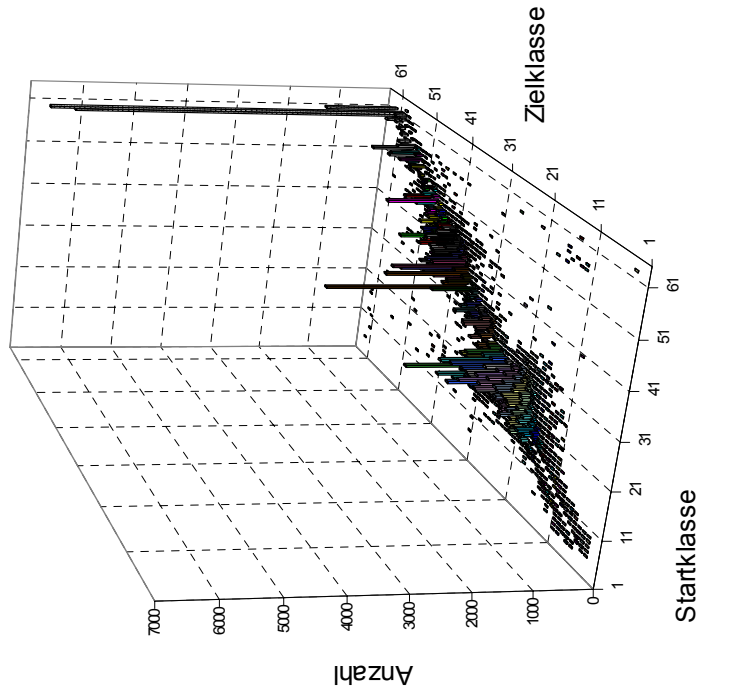
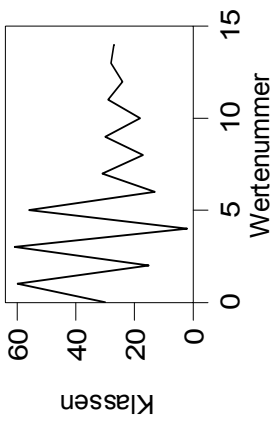


Abbildung 3.3-29: Schiff 4 (Stb) – RFM, RES und SM des Propellerwellendrehmomentes über den gesamten Messzeitraum (13 Tage) ermittelt durch Superposition der einzelnen 6h-Dateien



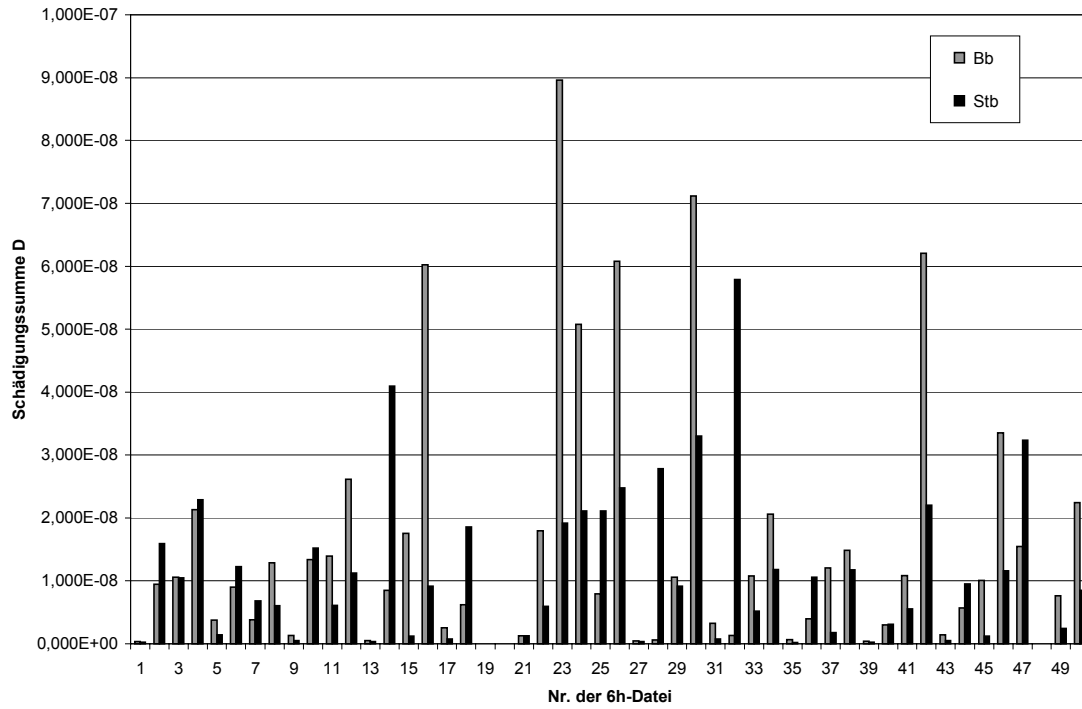


Abbildung 3.3-30: Schiff 4 – Schädigungssummen der Propellerwellen, ermittelt aus dem Propellerwellendrehmoment der einzelnen 6h-Fahrtabschnitte

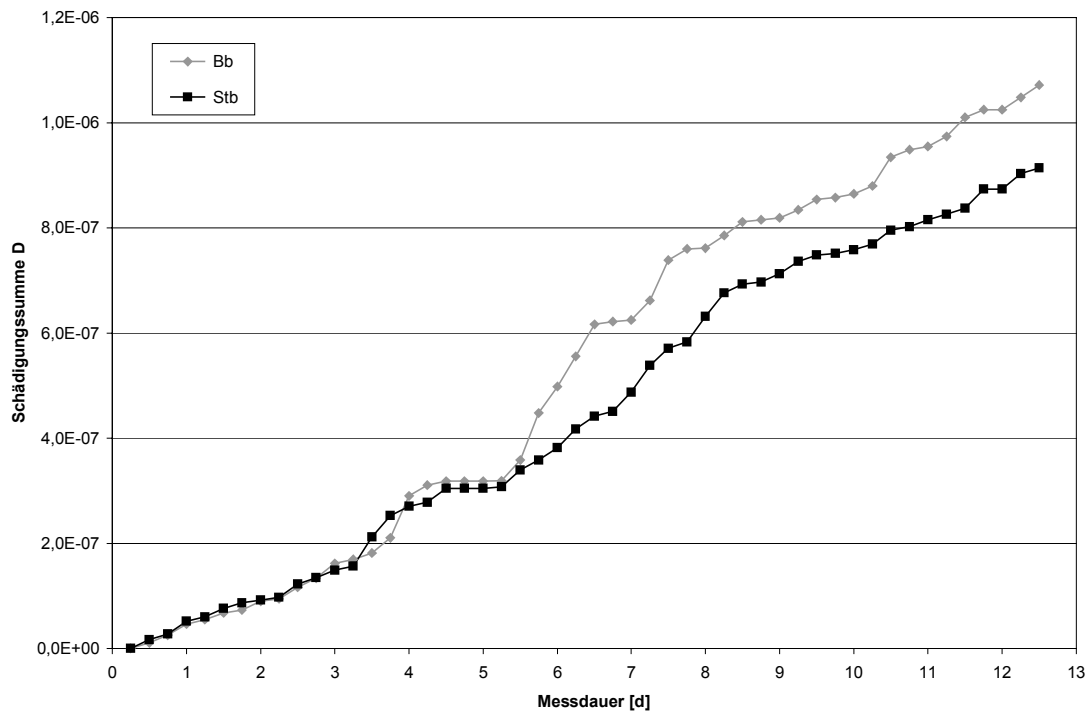


Abbildung 3.3-31: Schiff 4 – Entwicklung der Schädigungssumme über den Messzeitraum (13 Tage), ermittelt durch Superposition der einzelnen 6h-Fahrtabschnitte

### Schiff 5

Der in Abbildung 3.3-32 dargestellte 24h-Fahrtabschnitt hat im Messzeitraum die größte Schädigungssumme für die Bb-Welle hervorgerufen ( $D=5,70 \cdot 10^{-7}$ ). Nach Aussagen der Schiffsbesatzung sind an diesem Tag Probleme mit dem Turbolader aufgetreten. In der RFM sind zahlreiche Einträge mit großem Abstand zur Hauptdiagonale zu erkennen. Zum Vergleich sind in Abbildung 3.3-33 die Daten dargestellt, die beim Anlaufen desselben Hafens einige Tage zuvor aufgezeichnet wurden. Hier liegen die Matrixeinträge dicht an der Hauptdiagonalen und die Schädigungssumme beträgt  $D=9,48 \cdot 10^{-10}$  und ist damit etwa um den Faktor 600 kleiner als die aus Abbildung 3.3-32.

Der 24h-Fahrtabschnitt, der die größte Schädigungssumme für die Stb-Welle verursacht hat, ist in Abbildung 3.3-34 dargestellt. An diesem Tag ist nach Aussagen der Besatzung die Stb-Hauptmaschine kurz ausgefallen. In der Rainflowmatrix sind wieder zahlreiche Einträge mit großem Abstand zur Hauptdiagonale zu erkennen, die zusammen mit dem Residuum zu einer hohen Schädigungssumme ( $D=6,73 \cdot 10^{-7}$ ) führen.

Im Vergleich mit diesen schweren Betriebsstörungen führte Fahrt durchs Eis, dargestellt in Abbildung 3.3-35, scheinbar nicht zu großen Schädigungssummen. Ähnlich wie die Schlechtwetterfahrt von Schiff 3 (Abbildung 3.3-19) führte die Eisfahrt in der Rainflowmatrix zu einer Verbreiterung des Dauerfahrtbereiches. Die Schädigungssumme dieses 24h-Fahrtabschnittes beträgt  $D=1,13 \cdot 10^{-8}$ . Zum Vergleich ist in Abbildung 3.3-36 die gleiche Überfahrt etwa 4 Wochen später dargestellt. Zu diesem Zeitpunkt gab es dort kein Eis mehr. Die Schädigungssumme beträgt hier  $D=2,92 \cdot 10^{-9}$  und liegt damit um den Faktor 4 niedriger als bei der Fahrt mit Eisgang. Hier ist jedoch zu beachten, dass die Fahrt durchs Eis durch die Rainflowzählung unterbewertet wird. Aufgrund der gewählten Parameter für die Rainflowzählung (Breite und Anzahl der Klassen) werden alle Messwerte des Propellerwellendrehmomentes, die größer sind als 130 % des Nennmomentes in die 64. Klasse gezählt. Während der Eisfahrt traten aber auch höhere Propellerwellendrehmomente auf, wie die aufgezeichneten Sonderereignisse belegen (vgl. Abbildung 3.3-49). Dieses Problem wird im Anhang H näher betrachtet.

Die besondere Bedeutung der in Abbildung 3.3-32 und Abbildung 3.3-34 dargestellten Ereignisse wird auch in Abbildung 3.3-39 deutlich. Die Schädigungssummen dieser beiden 24h-Fahrtabschnitte liegen um ein Vielfaches über den Schädigungssummen der übrigen 24h-Fahrtabschnitte. Die durchschnittliche Schädigungssumme pro 24h-Fahrtabschnitt beträgt bei Schiff 5 für die Bb-Welle  $D_m=1,36 \cdot 10^{-8}$  und für die Stb-Welle  $D_m=1,56 \cdot 10^{-8}$ . Die auf die jeweilige mittlere Schädigungssumme  $D_m$  bezogenen Schädigungen für alle hier betrachteten Fahrtabschnitte ist in Tabelle 3.3-4 zusammengestellt.

**Tabelle 3.3-4: Schädigungssummen der betrachteten Fahrtabschnitte bezogen auf die mittlere Schädigungssumme  $D_m$**

Abbildung	Betriebszustand	Schädigungssumme D	normierte Schädigung $D/D_m$
Abbildung 3.3-32	Anlegen mit Turboladerproblemen (Bb)	$5,70 \cdot 10^{-7}$	41,9
Abbildung 3.3-33	Anlegen (Bb)	$9,48 \cdot 10^{-10}$	$7 \cdot 10^{-2}$
Abbildung 3.3-34	Ablegen mit Hauptmaschinen-ausfall (Stb)	$6,73 \cdot 10^{-7}$	43,1
Abbildung 3.3-35	Überfahrt mit Eis (Bb)	$1,13 \cdot 10^{-8*}$	0,8*
Abbildung 3.3-36	Überfahrt ohne Eis (Bb)	$2,92 \cdot 10^{-9}$	0,2

\* hierzu ist Anhang H zu beachten

In Abbildung 3.3-40 ist die durch Superposition der Rainflowmatrizen aller 24h-Fahrtabschnitte ermittelte Entwicklung der Schädigungssummen über den Messzeitraum (52 Tage) dargestellt. Auch hier ist die besondere Bedeutung der obengenannten Fahrtabschnitte mit Betriebsstörungen zu erkennen. Die Gesamtschädigungssumme der Stb-Welle beträgt über den Messzeitraum  $D=9,00 \cdot 10^{-7}$ . Die Stb-Welle war damit hinsichtlich der Betriebsfestigkeit im Messzeitraum um ca. 11 % höher beansprucht als die Bb-Welle ( $D=8,04 \cdot 10^{-7}$ ). Die 24h-Fahrtabschnitte mit den oben genannten Betriebsstörungen haben bei diesem Schiff an der Gesamtschädigung der Propellerwelle einen sehr hohen Anteil von 75 % (Stb) bzw. 71 % (Bb). Anhand der Besetzung der Rainflowmatrix für den gesamten Messzeitraum (Abbildung 3.3-37 und Abbildung 3.3-38) wird ebenfalls deutlich, dass die Parameter für die Rainflowzählung bei diesem Schiff ungünstig gewählt wurden. Wegen der langsamlaufenden 2T-Motoren waren größere Wechsellmomente in der Propellerwelle erwartet worden (vgl. Schiff 6). Offensichtlich treten diese bei dem untersuchten Schiff mit der (seltenen) Kombination von 2T-Motoren mit Verstellpropellern nicht auf.

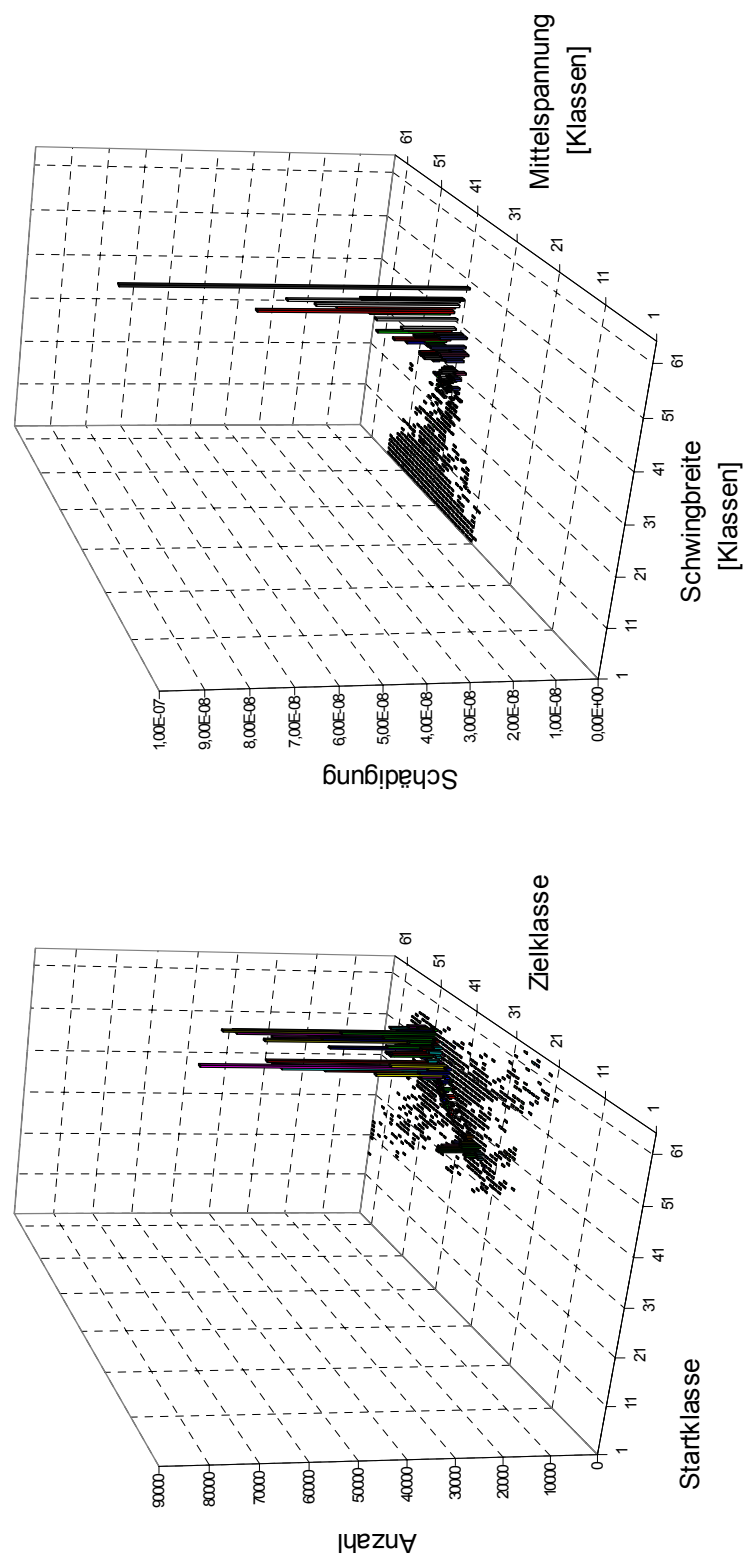
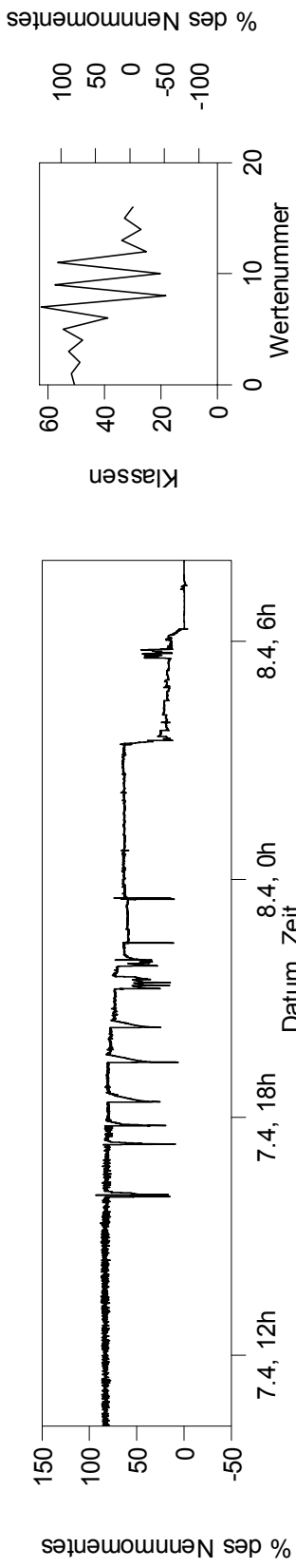


Abbildung 3.3-32: Schiff 5 (Bb) - Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RfM, RES und SM des 24h-Fahrtabschnittes mit der höchsten Schädigungssumme (Anlegemanöver Hafen A). Ursache für die Einbrüche im Drehmoment sind Probleme mit dem Turbolader.

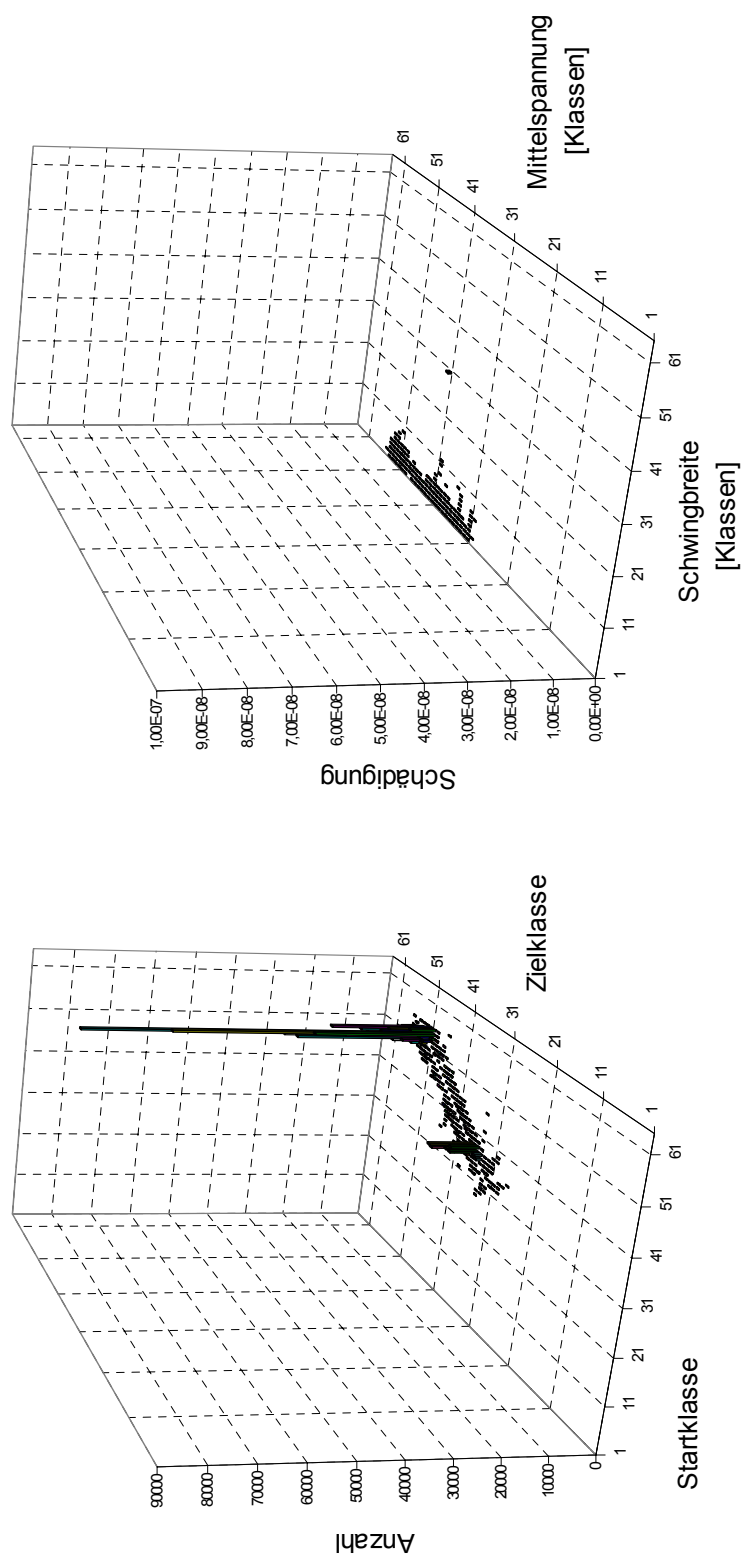
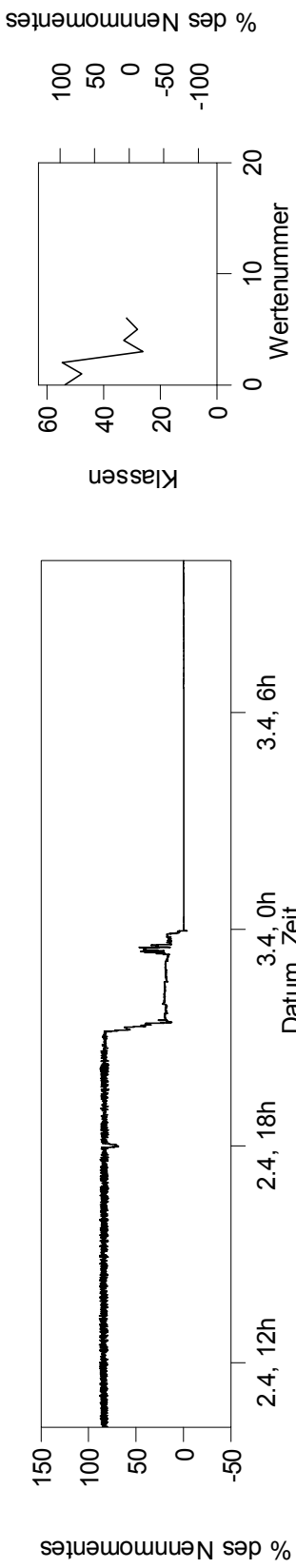


Abbildung 3.3-33: Schiff 5 (Bb) – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM beim Anlegemanöver in Hafen A

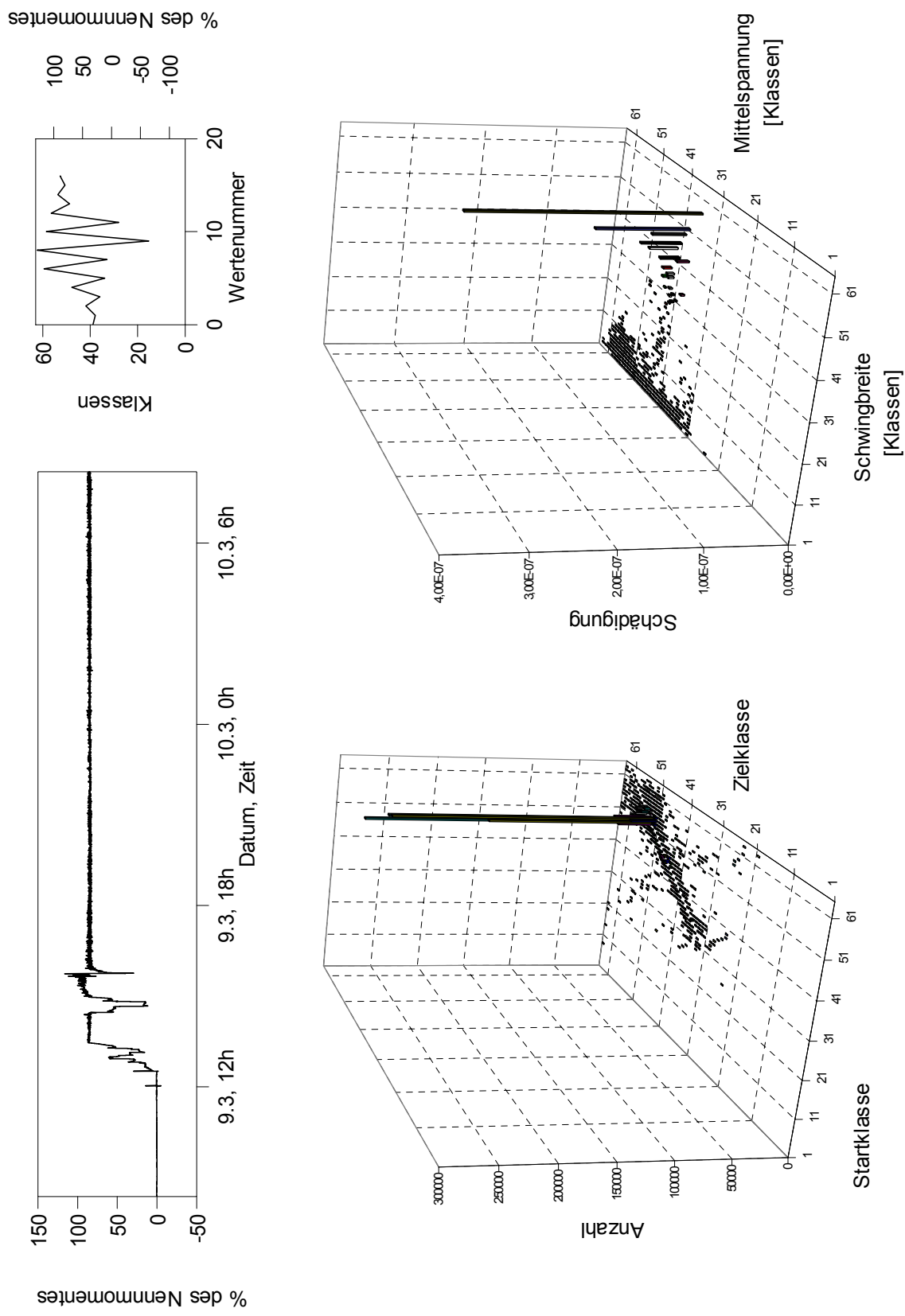


Abbildung 3.3-34: Schiff 5 (Stb) – Sekundenmittelwerte des Propellerwellenrehmomentes, RFM, RES und SM des 24h-Fahrtabschnittes mit der höchsten Schädigungssumme

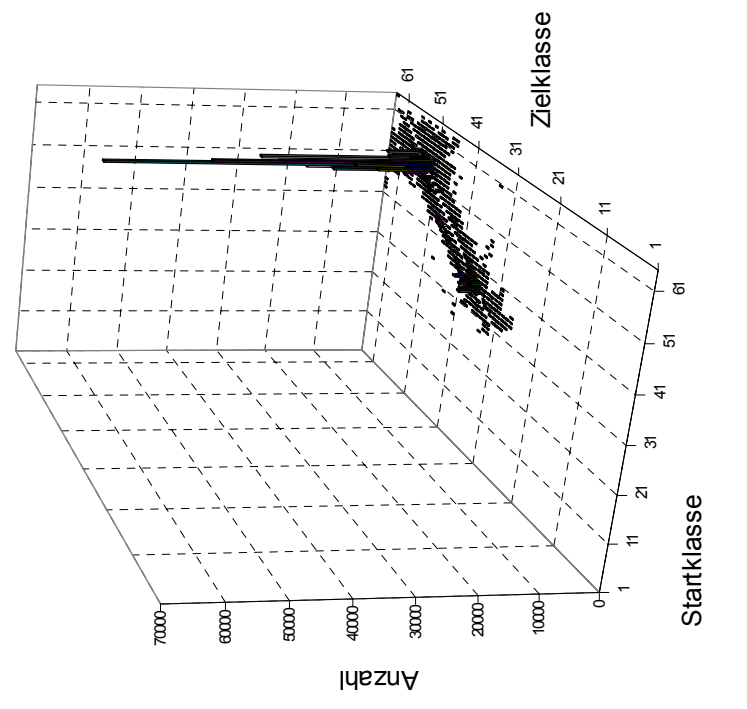
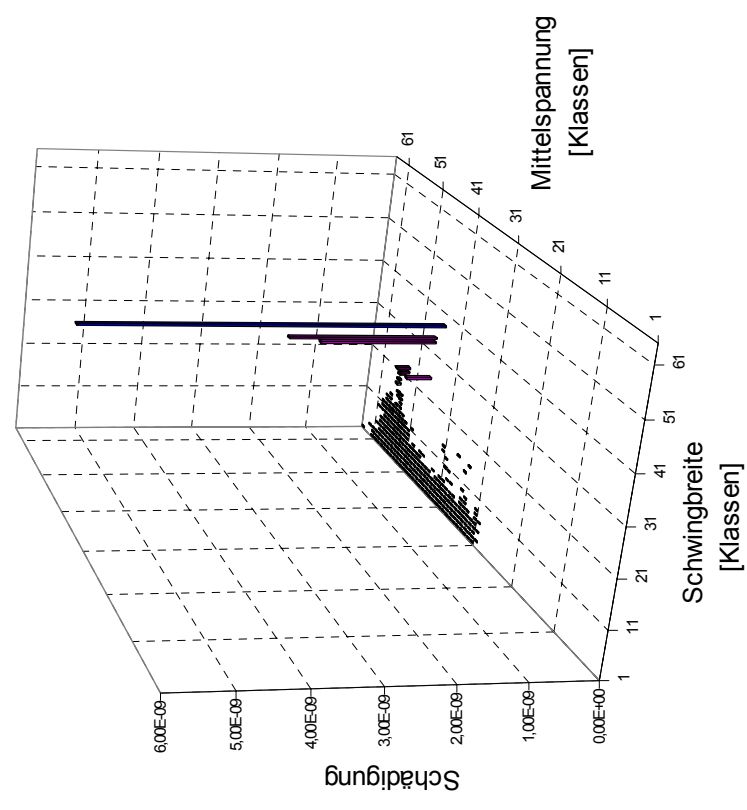
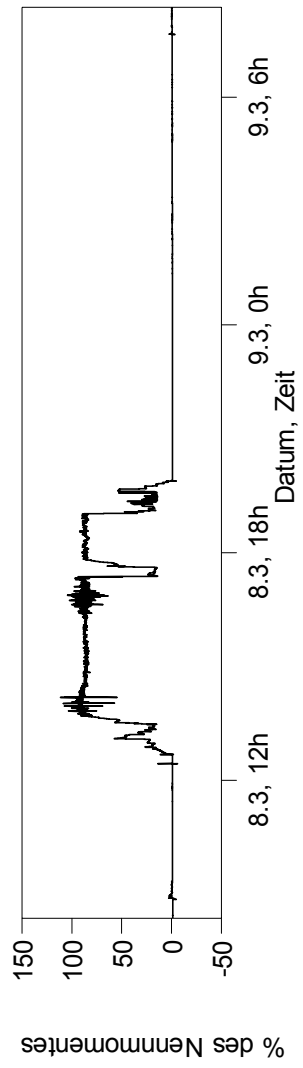
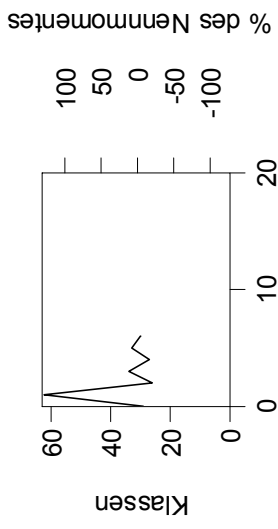


Abbildung 3.3-35: Schiff 5 (Bb) – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM für eine Überfahrt von Hafen C zu Hafen D bei Eisgang

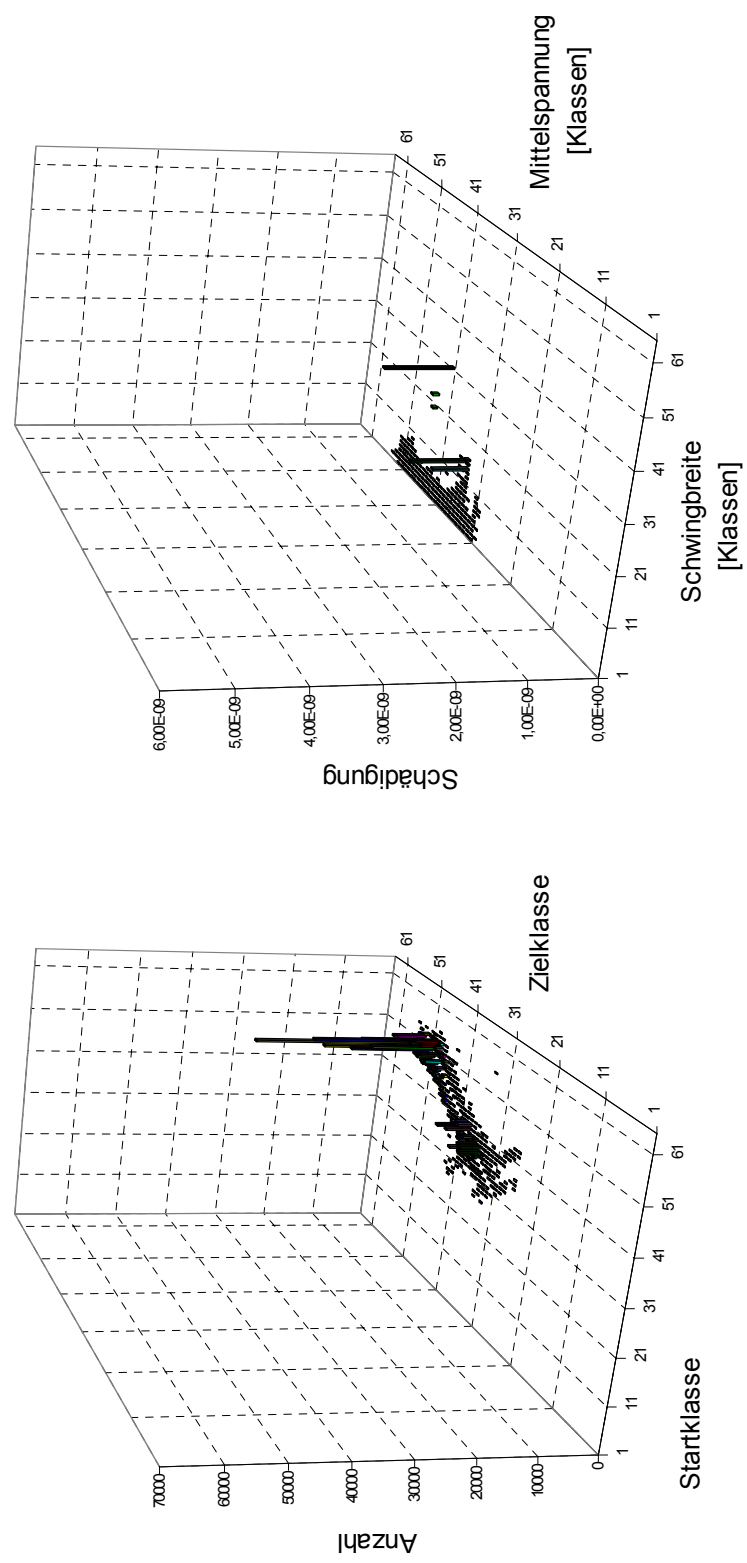
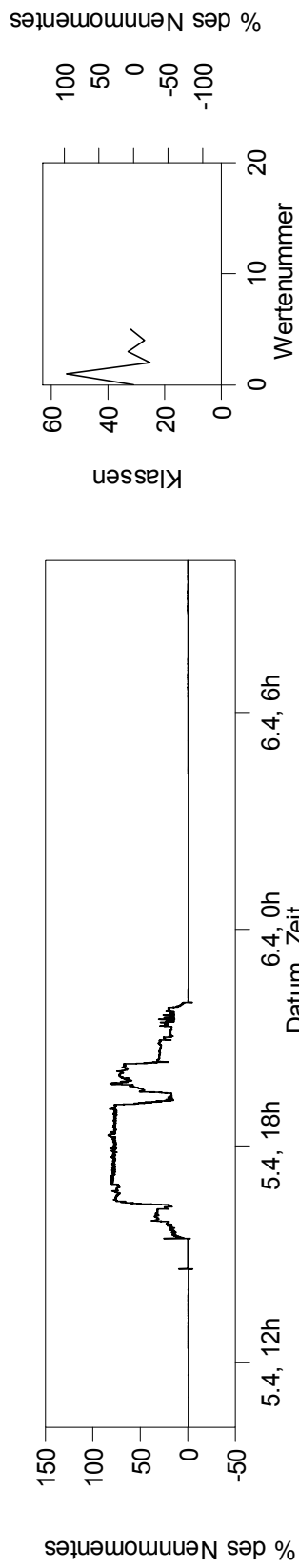


Abbildung 3.3-36: Schiff 5 (Bb) – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmoment, RFM, RES und SM für eine eisfreie Überfahrt von Hafen C zu Hafen D



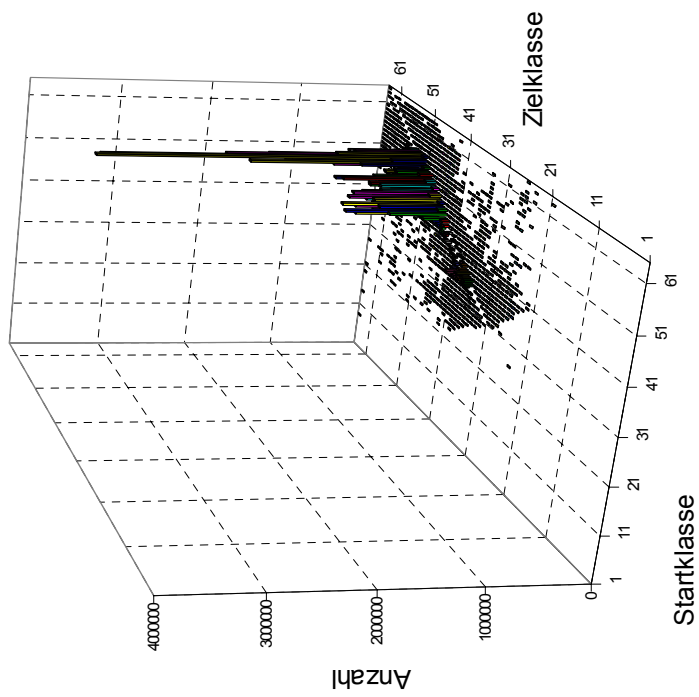
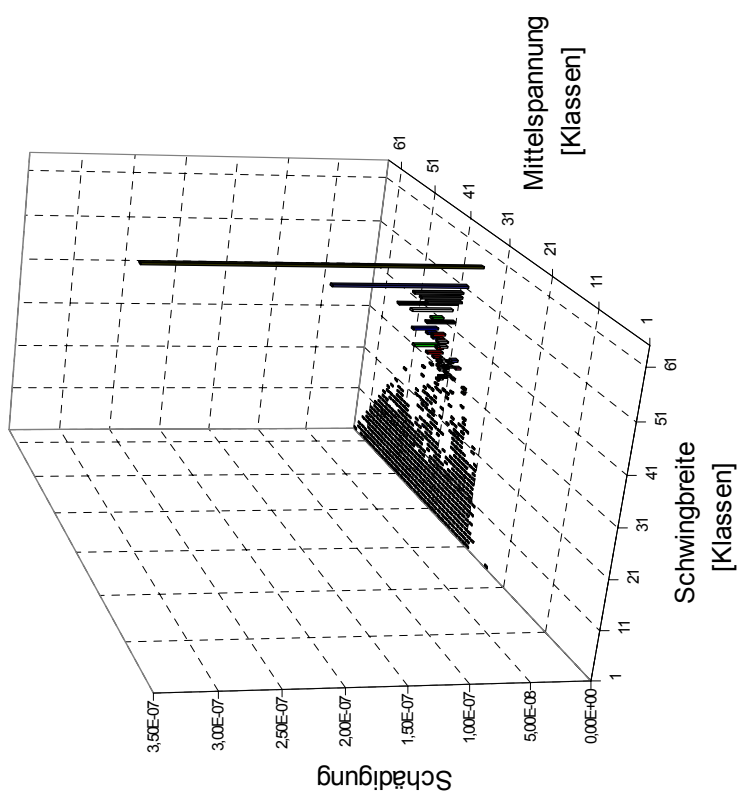
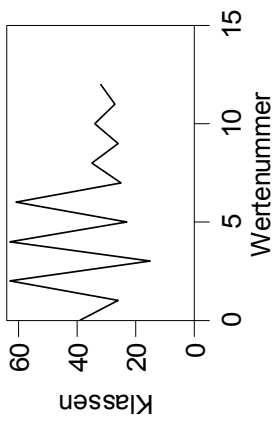


Abbildung 3.3-37: Schiff 5 (Stb) – RFM, RES und SM des Propellerwellenrehomentes für den gesamten Messzeitraum, ermittelt durch Superposition der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte

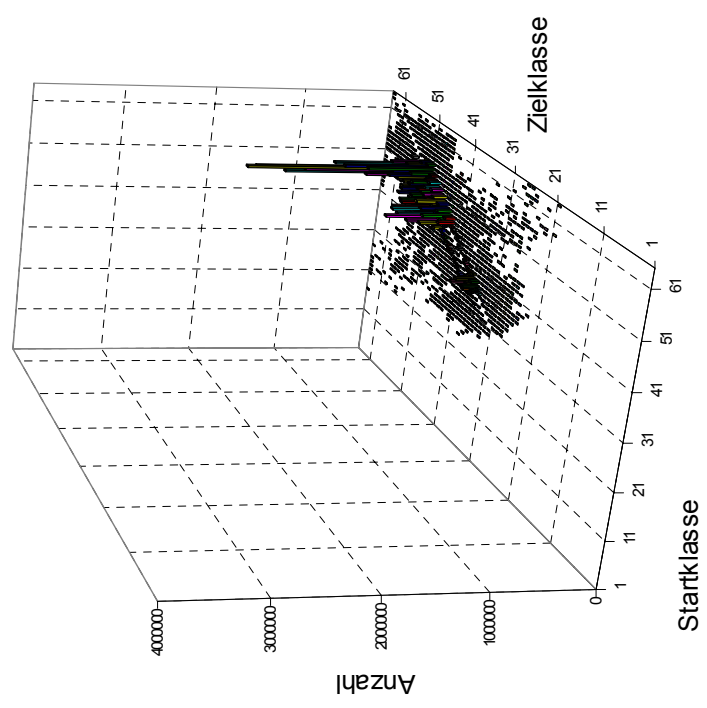
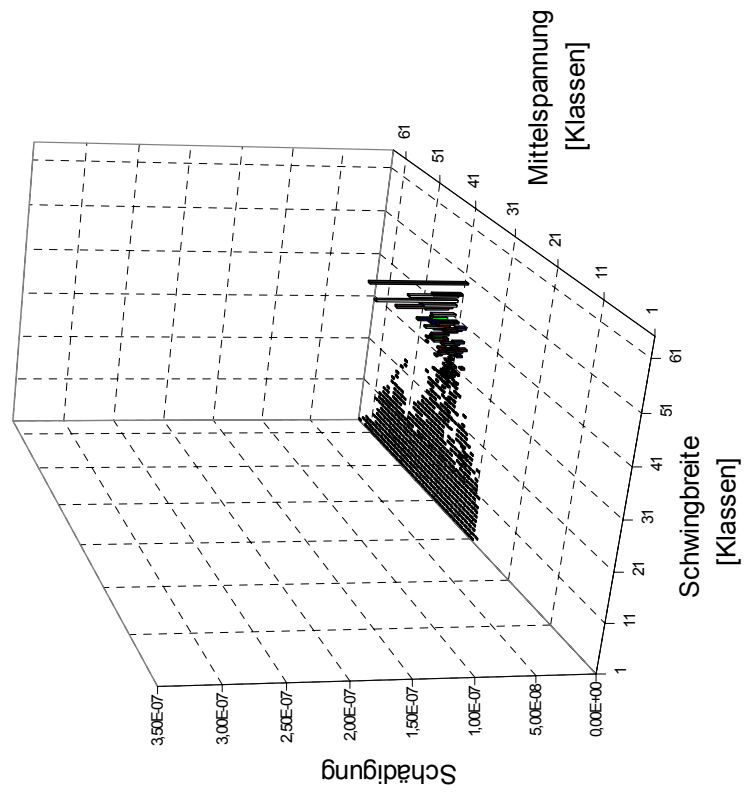
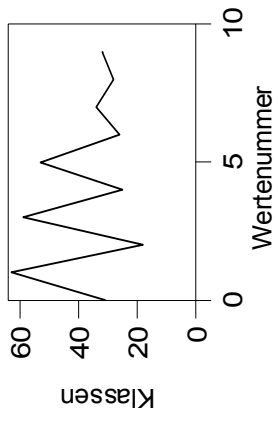


Abbildung 3.3-38: Schiff 5 (Bb) – RFM, RES und SM des Propellerwellendrehmomentes für den gesamten Messzeitraum (52 Tage), ermittelt durch Superposition der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte

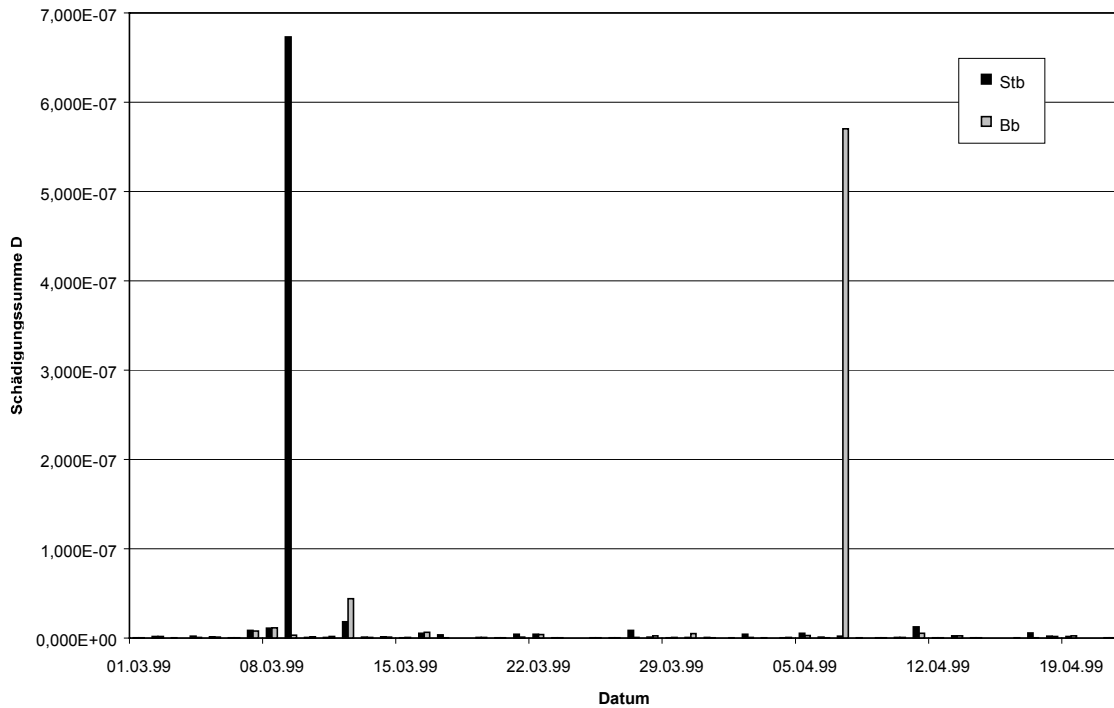


Abbildung 3.3-39: Schiff 5 – Schädigungssummen ermittelt aus dem Propellerwellendrehmoment der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte

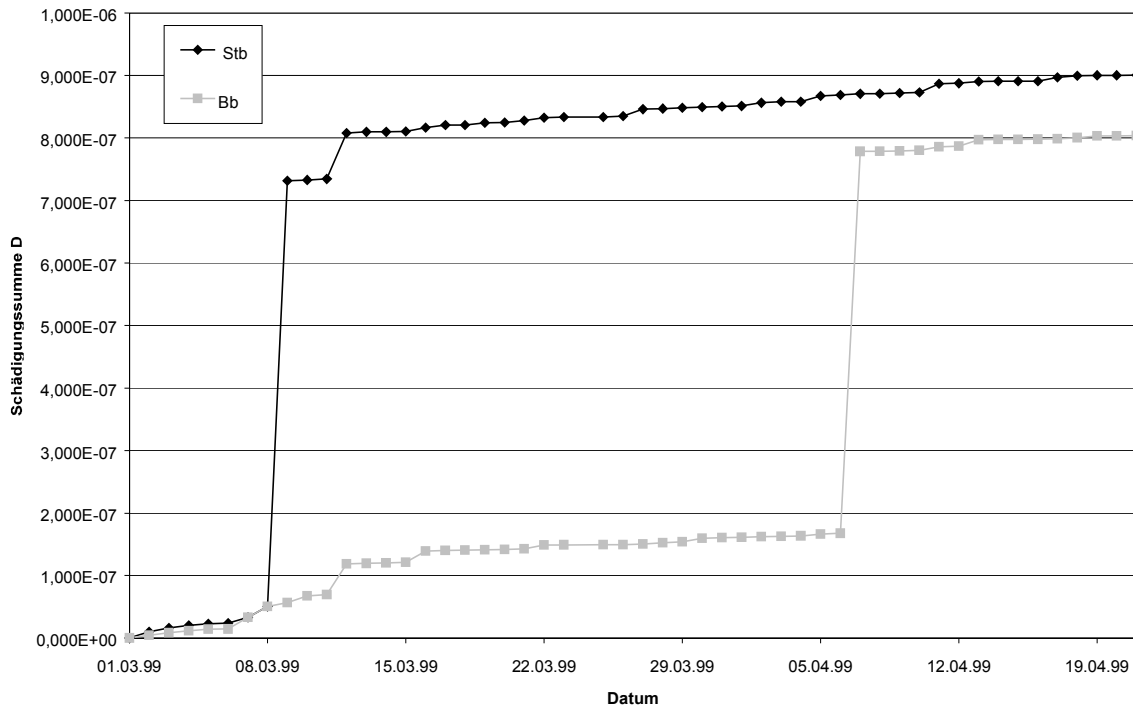


Abbildung 3.3-40: Schiff 5 – Entwicklung der Schädigungssumme über den Messzeitraum (52 Tage), ermittelt durch Superposition der einzelnen 24h-Dateien

### Schiff 6

Abbildung 3.3-41 zeigt das Propellerwellendrehmoment bei einem Anlegemanöver von Schiff 6. Im Gegensatz zu allen anderen Schiffen gibt es hier in der Rainflowmatrix auffallend viele Einträge mit großem Abstand zur Hauptdiagonale. Entsprechend hoch (im Vergleich zu den anderen Schiffen) ist auch die Schädigungssumme von  $D=8,25 \cdot 10^{-7}$ . Dies kommt dadurch zustande, dass Schiff 6 einen großen 2-Takt Motor besitzt, der direkt einen Festpropeller antreibt. Bei derartigen Anlagen kommt es beim Durchfahren von Drehschwingungsresonanzen in bestimmten Drehzahlbereichen zu sehr hohen Wechsellastmomenten in der Propellerwelle. Um hier Schäden zu vermeiden, darf in dem entsprechenden (niedrigen) Drehzahlbereich nicht im Dauerbetrieb gefahren werden. Beim Anfahr- bzw. Abstellvorgang ist ein Durchfahren des sogenannten Drehzahlsperrbereiches jedoch unvermeidbar.

In Abbildung 3.3-42 ist der Verlauf des Propellerwellendrehmomentes bei einem Abstellvorgang dargestellt. In der Rainflowmatrix und im Residuum sind Schwingenspiele mit hohen Schwingbreiten zu erkennen. Der dargestellte Abstellvorgang führt zu einer Schädigungssumme von  $D=5,22 \cdot 10^{-8}$ .

Der Drehmomentverlauf beim Fahren im Drehzahlsperrbereich ist in Abbildung 3.3-43 dargestellt. Es wird deutlich, dass sowohl in der Rainflowmatrix, als auch im Residuum Schwingenspiele mit extrem großen Schwingbreiten gezählt werden. Die zugehörige Schädigungssumme für eine Dauer von nur 5 s beträgt  $D=1,23 \cdot 10^{-6}$ .

Abbildung 3.3-44 zeigt den 24h-Fahrtabschnitt mit der höchsten Schädigungssumme für die Propellerwelle im Messzeitraum ( $D=2,09 \cdot 10^{-4}$ ). Die Ursache für die hohe Schädigungssumme ist hier ein längeres Verweilen im Drehzahlsperrbereich. In der Rainflowmatrix sind zahlreiche Einträge mit sehr hoher Schwingbreite zu erkennen (insbesondere in der hinteren linken Ecke). Die Sekundenmittelwerte zeigen gegen 14 Uhr ungewöhnlich hohe Drehmomentschwankungen an und es wurden in dieser Zeit zahlreiche Sonderereignismessungen ausgelöst. Demnach wurde hier etwa 13 Minuten lang im Drehzahlsperrbereich gefahren. Hochgerechnet von der Schädigungssumme für 5 Sekunden ergibt sich daraus eine Schädigungssumme von  $D=1,92 \cdot 10^{-4}$ , entsprechend etwa 91 % der Schädigungssumme dieses 24h-Fahrtabschnittes.

Die Schädigungssummen der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte sind in Abbildung 3.3-46 dargestellt. Hier wird deutlich, dass die Schädigungssumme des oben beschriebenen 24h-Fahrtabschnittes (längeres Verweilen im Drehzahlsperrbereich) ganz erheblich über denen der anderen 24h-Fahrtabschnitte liegt. Die mittlere Schädigungssumme pro 24h-Fahrtabschnitt beträgt bei diesem Schiff  $D_m=5,41 \cdot 10^{-6}$ . Die auf diese mittlere Schädigungssumme bezogenen Schädigungssummen der untersuchten Fahrtabschnitte sind in Tabelle 3.3-5 zusammengestellt.

**Tabelle 3.3-5: Schädigungssummen der betrachteten Fahrtabschnitte normiert auf die mittlere Schädigungssumme  $D_m$**

Abbildung	Betriebszustand	Schädigungssumme D	normierte Schädigung $D/D_m$
Abbildung 3.3-41	Anlegen	$8,25 \cdot 10^{-7}$	0,2
Abbildung 3.3-42	Abstellvorgang	$5,22 \cdot 10^{-8}$	$1 \cdot 10^{-2}$
Abbildung 3.3-43	5s Fahrt im Drehzahlsperrbereich	$1,23 \cdot 10^{-6}$	0,2
Abbildung 3.3-44	24h-Fahrtabschnitt mit höchster Schädigungssumme	$2,09 \cdot 10^{-4}$	38,6

In Abbildung 3.3-45 sind die durch Superposition der Einzelergebnisse ermittelte Rainflowmatrix, Schädigungsmatrix sowie das Residuum für den gesamten Messzeitraum (83 Tage) dargestellt. Durch die starken Drehschwingungen in dieser Anlage sind in der Rainflowmatrix im Gegensatz zu denen der anderen Schiffe nahezu alle Matrixeinträge besetzt.

Die Entwicklung der Schädigungssumme über den Messzeitraum zeigt Abbildung 3.3-47. Hier ist zu beachten, dass die Daten der zweiten Rundreise wegen Problemen mit der Spannungsversorgung des Messdatenerfassungssystems nicht vollständig vorliegen. Die Gesamtschädigungssumme für die Propellerwelle über den Messzeitraum beträgt  $D=4,44 \cdot 10^{-4}$ . Daran hat der 24h-Fahrtabschnitt mit der höchsten Schädigungssumme einen Anteil von 47 %.

Sowohl in Abbildung 3.3-46 als auch in Abbildung 3.3-47 sind die Atlantiküberquerungen (04.-12.08, 29.08.-08.09. und 16.09.-26.09.) gut zu erkennen. Die tagelange Dauerfahrt in einem Betriebspunkt trägt praktisch nicht zur Schädigung der Propellerwelle bei.

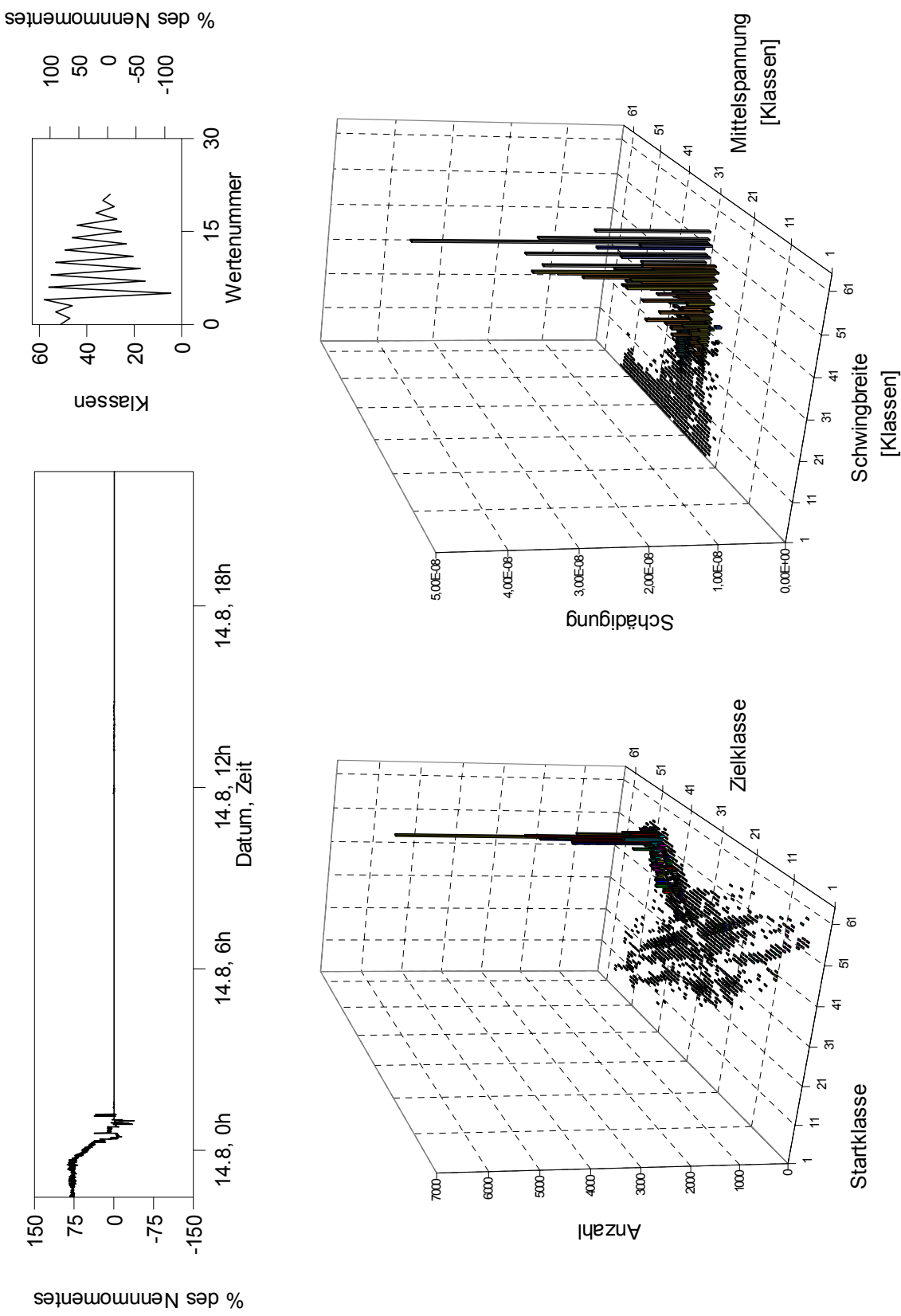


Abbildung 3.3-41: Schiff 6 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes, RFM, RES und SM eines 24h-Fahrtabschnittes mit Anlegemanöver

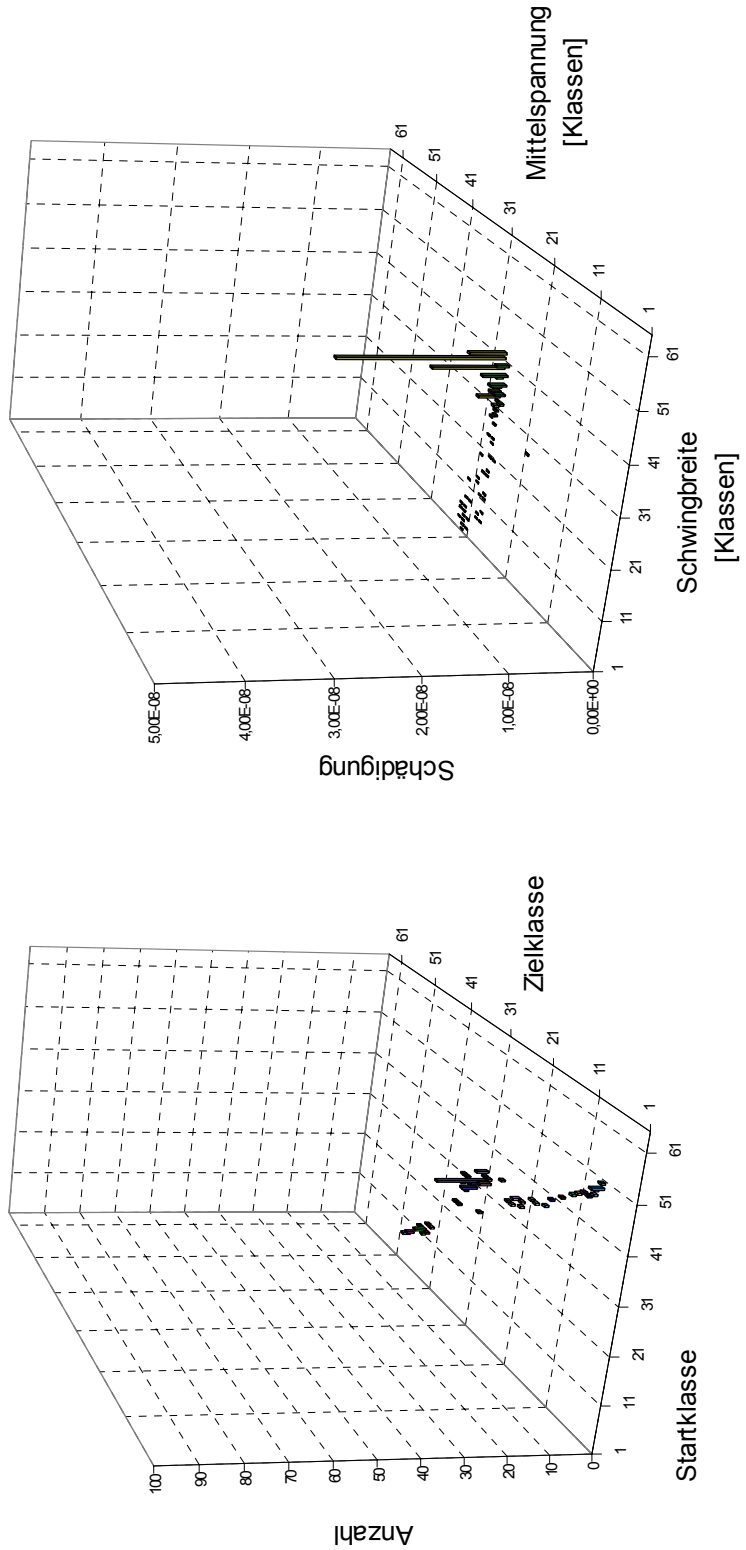
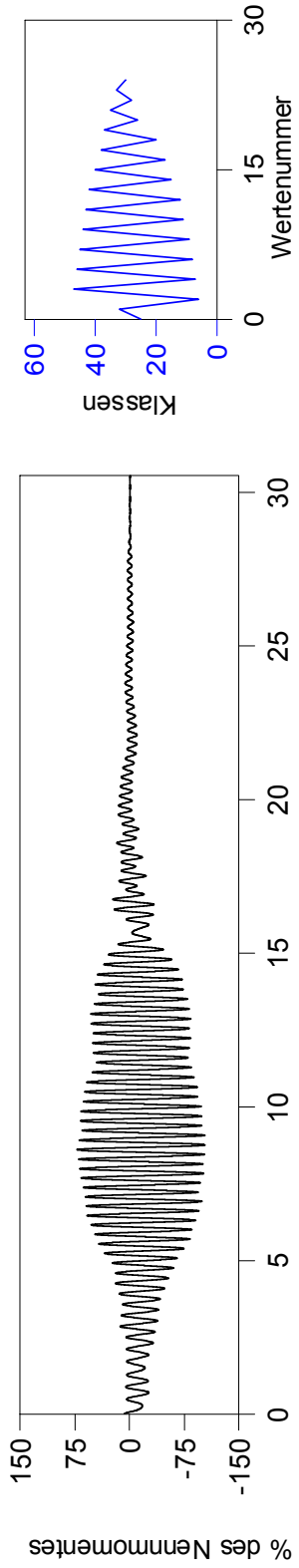


Abbildung 3.3-42: Schiff 6 – Drehmomentverlauf, RFM, RES und SM eines Abstellvorganges

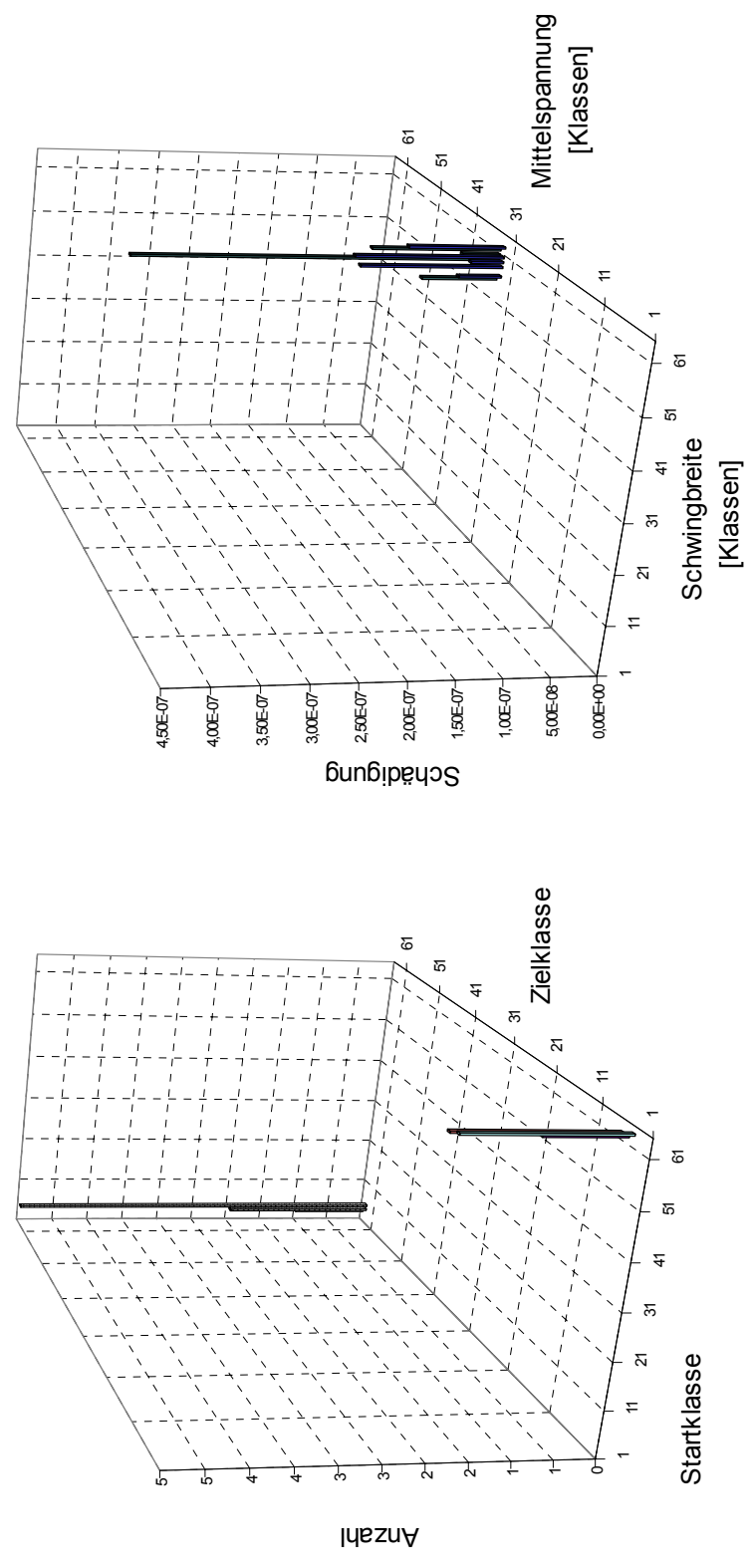
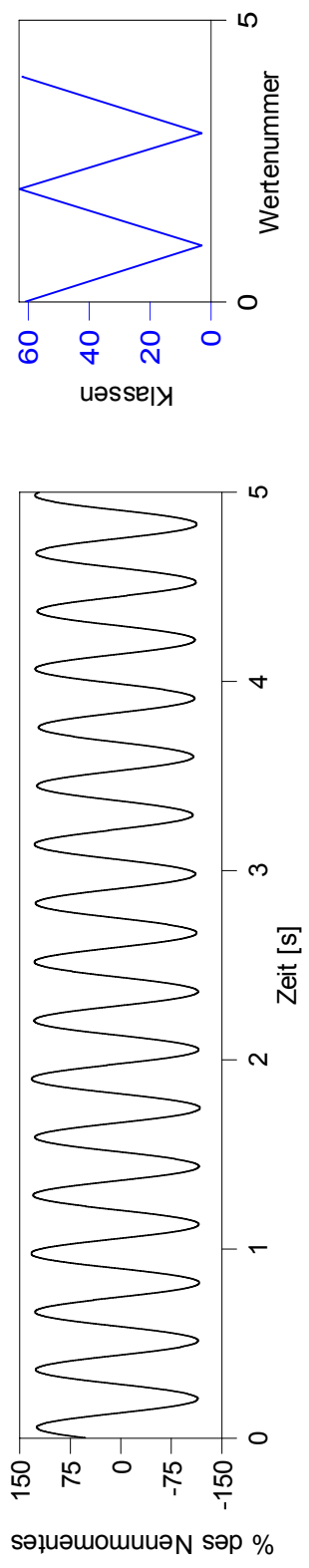


Abbildung 3.3-43: Schiff 6 – Drehmomentverlauf, RFM, RES und SM für eine Fahrt im Drehzahlsperrbereich (5s-Zeitausschnitt)



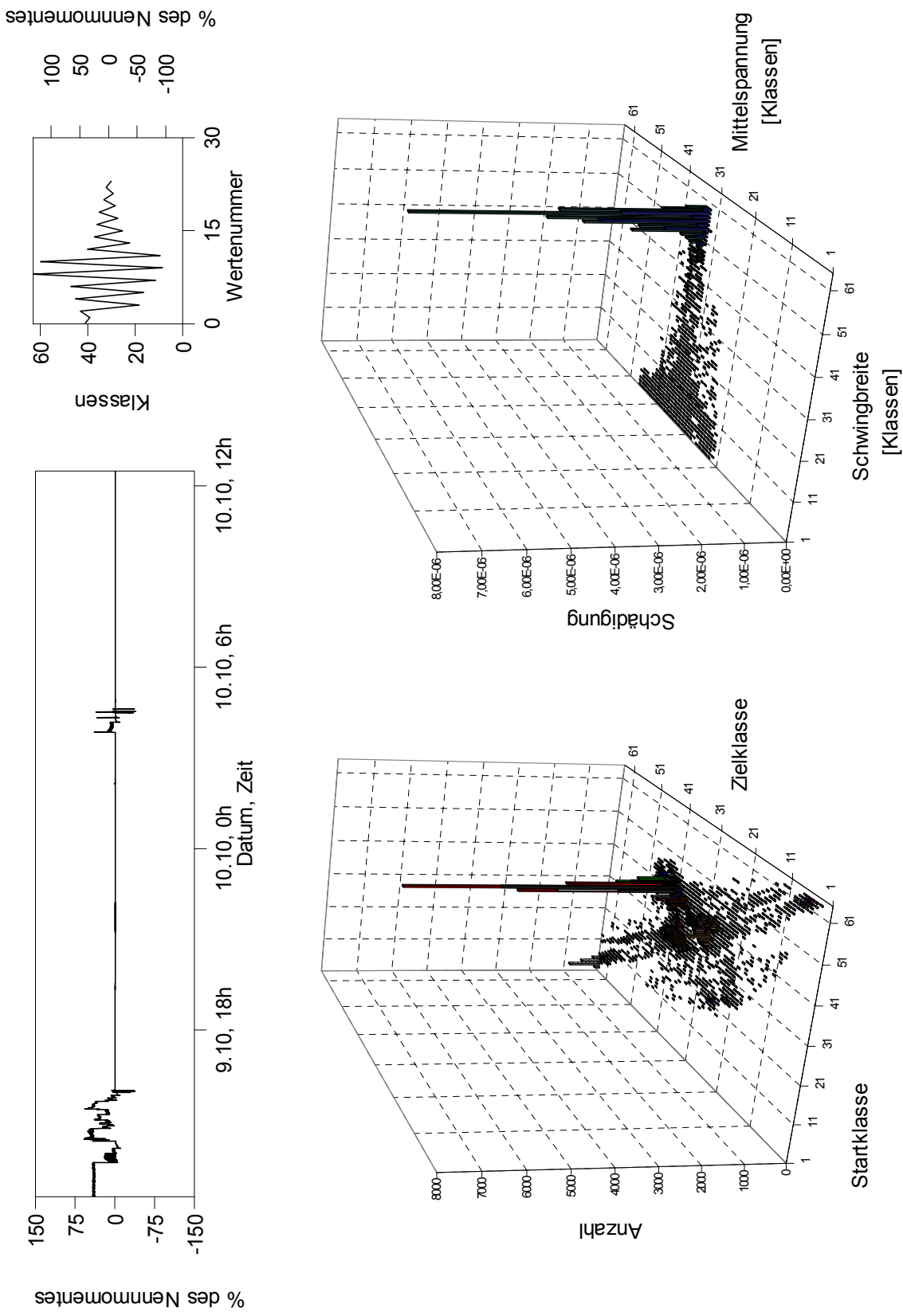


Abbildung 3.3-44: Schiff 6 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellenrehmomentes, RFM, RES und SM des 24h-Fahrtabschnittes mit der höchsten Schädigungssumme

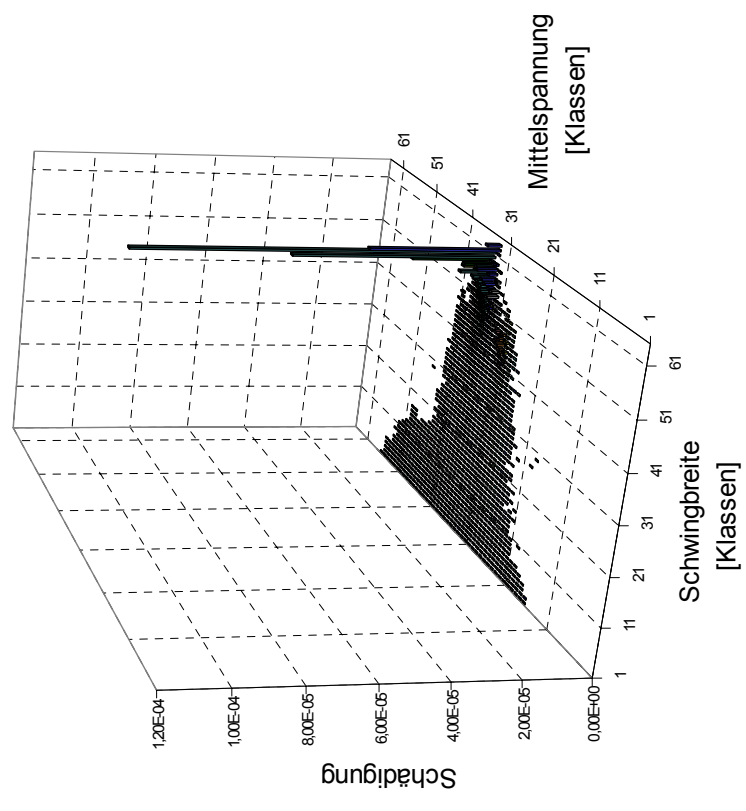
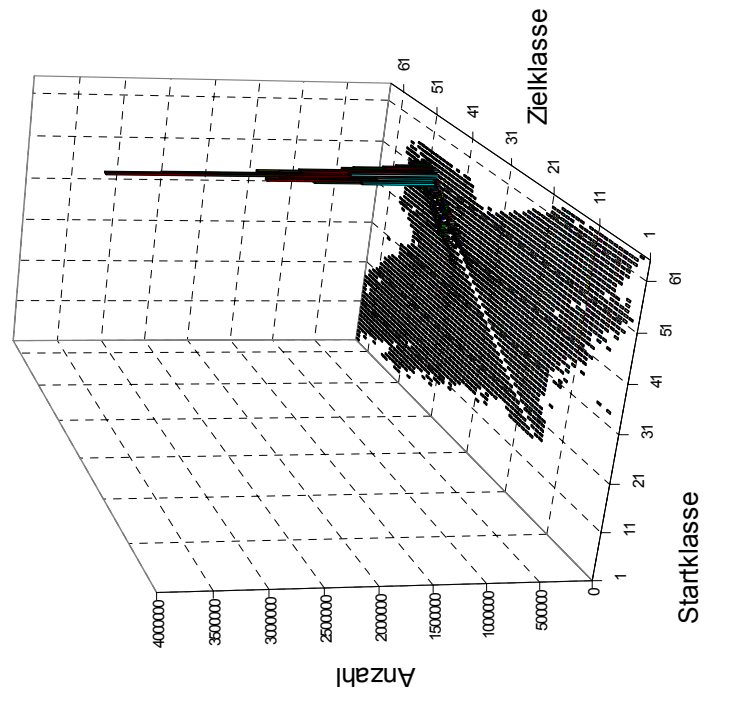
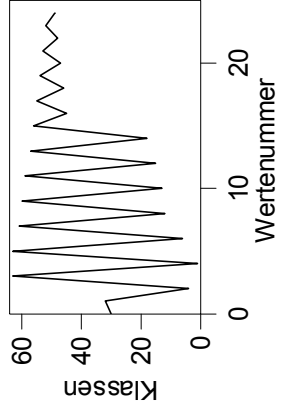


Abbildung 3.3-45: Schiff 6 – RFM, RES und SM für das Propellerwellendrehmoment über den gesamten Messzeitraum (83 Tage), ermittelt durch Superposition der einzelnen 24h-Fahrabschnitte

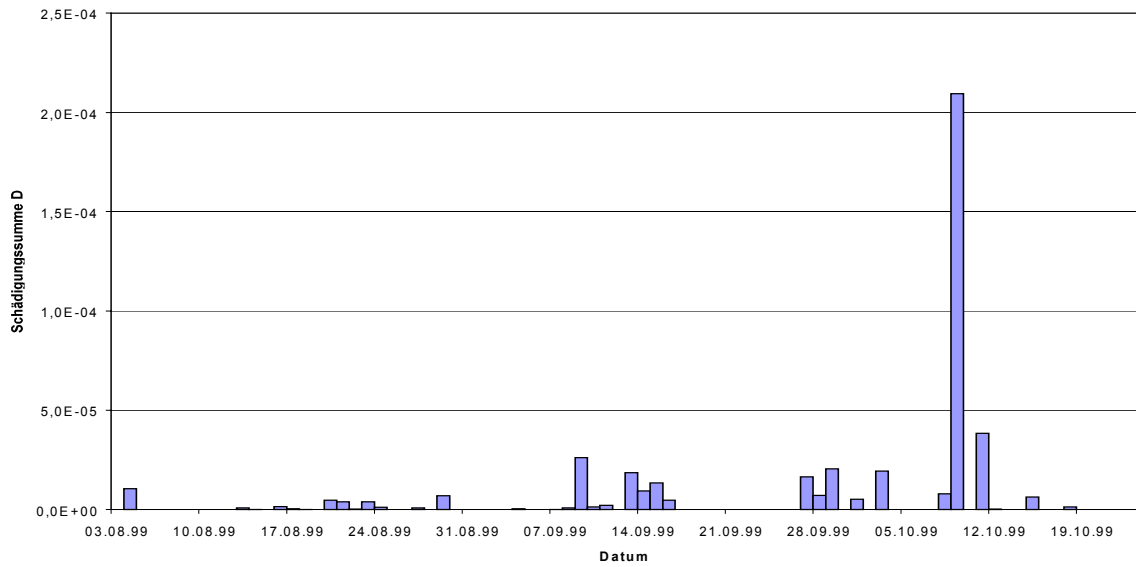


Abbildung 3.3-46: Schiff 6 – Schädigungssummen, ermittelt aus dem Propellerwellendrehmoment der einzelnen 24h-Fahrtabschnitte

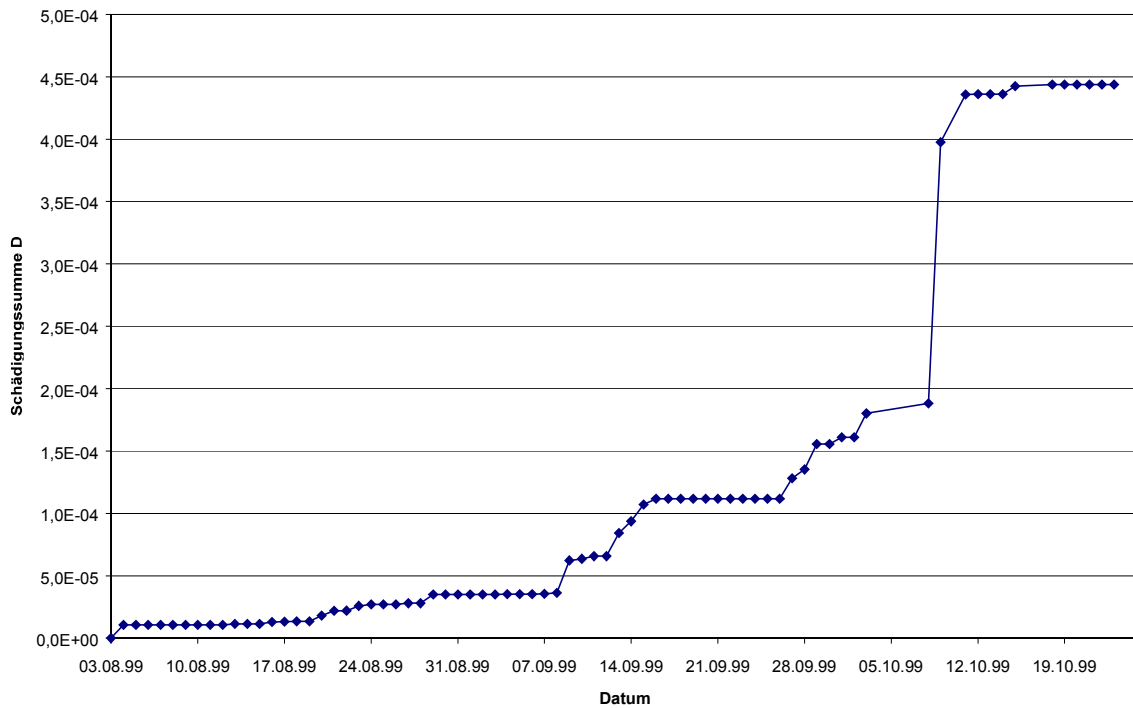


Abbildung 3.3-47: Schiff 6 – Entwicklung der Schädigungssumme über den Messzeitraum (83 Tage), ermittelt durch Superposition der einzelnen 24h-Dateien (zeitweise Ausfall des Messsystems in der zweiten Hälfte der Messung)

Die in diesem Abschnitt berechneten Schädigungssummen sind erwartungsgemäß sehr klein, eine Bewertung der Ergebnisse hinsichtlich Lebensdauerverbrauch wird in Anhang F vorgenommen.

### *3.3.1.5 Zusammenfassung der Ergebnisse*

Die in Abschnitt 3.3.1.4 aufgezeigten Untersuchungen machen deutlich,

- dass instationäre Betriebszustände, wie sie z.B. beim An- und Ablegen oder Fahren im Drehzahlsperrbereich (Schiff 6) vorkommen, erheblich größere Schädigungswirkung für die Propellerwelle haben, als die i.d.R. wesentlich länger andauernden stationären Betriebszustände, z.B. während des Seebetriebs. Für die Erfassung der Belastungen der Propellerwelle ist daher ein Klassierverfahren wie das Rainflowzählverfahren erforderlich; ein Verfahren wie das Verweildauerzählverfahren, das nur Rückschlüsse auf die Dauer der stationären Betriebszustände zulässt, ist nicht ausreichend.
- dass äußere Bedingungen (Seegang (Schiff 3), Eis (Schiff 5)) zu einer erheblichen Erhöhung der Schädigungssumme führen können,
- dass bei den untersuchten Anlagen die höchsten Beiträge zu den Schädigungssummen durch Sonderereignisse hervorgerufen werden (z. B. Turboladerprobleme auf Schiff 5),
- dass die technische Probefahrt aufgrund zahlreicher Manöver zu einer erheblich höheren Schädigungssumme führt als der Normalbetrieb über einen vergleichbaren Zeitraum (Schiff 3),
- dass für jedes einzelne Schiff ganz erhebliche Streubreiten bei den Schädigungssummen vorhanden sind, sogar dann, wenn auf den ersten Blick sehr ähnliche Fahrtabschnitte miteinander verglichen werden (siehe Abschnitt 3.3.3.1),
- dass bei den untersuchten Schiffen mit zwei Propellerwellen diese jeweils unterschiedlich hoch beansprucht werden,
- dass beim Vergleich der sechs untersuchten Schiffe untereinander ganz erhebliche Streubreiten bei den Schädigungssummen zu beobachten ist.

### 3.3.2 Sonderereignisse

Wie im Abschnitt 3.1.1 beschrieben, werden ereignisgesteuert kurze Messungen mit erhöhter Abtastrate (10 kHz) ausgelöst. Diese Messungen werden hier als Sonderereignismessungen bezeichnet. Als Auslösekriterien für diese Messungen wurden für ausgewählte Messgrößen Schwellwerte definiert. Bei Überschreitung dieser Schwellwerte werden für die Dauer von 5 s die Messdaten ohne Reduktion abgespeichert. Da das eingesetzte Datenerfassungssystem die Aufzeichnung der Vorgeschichte (in *INTACT* ca. 1 s) erlaubt, ist eine genaue Analyse der abgespeicherten Zeitverläufe möglich. Die erfassten Sonderereignisse (SE) werden hier in drei Gruppen unterteilt:

- Ereignisse, die durch den Schiffsbetrieb bedingt und unvermeidbar sind, jedoch höhere Beanspruchungen verursachen als der nachfolgende Betrieb (z. B. Kuppelvorgänge, Durchfahren von Drehschwingungsresonanzen)
- Außergewöhnliche, selten auftretende Ereignisse (z. B. Fahrt durch Eis, Betriebsstörungen, Grundberührung)
- Störungen im Messsignal, die z. B. durch Ausfall von Sensoren, durch defekte Kabel oder Stecker („Wackelkontakt“), durch elektromagnetische Störungen (Messstellen in der Nähe von Umrichtern) oder fehlerhafte Elektronik (z. B. in Verstärkern) verursacht werden können

Die Schwellwerte, deren Überschreitung zur Auslösung einer Sonderereignismessung führt, wurden für jedes Schiff individuell gewählt, sie sind in Tabelle 3.3-6 aufgeführt:

**Tabelle 3.3-6: Schwellwerte für das Propellerwellendrehmoment, bei deren Überschreitung eine Sonderereignismessung ausgelöst wurde**

Schiff	Schwellwert in % des Nennmomentes
1	± 123 %
2	± 110 %
3	± 127 %
4	± 120 %
5	± 130 %
6	± 130 %

**Bericht FM 99.108**

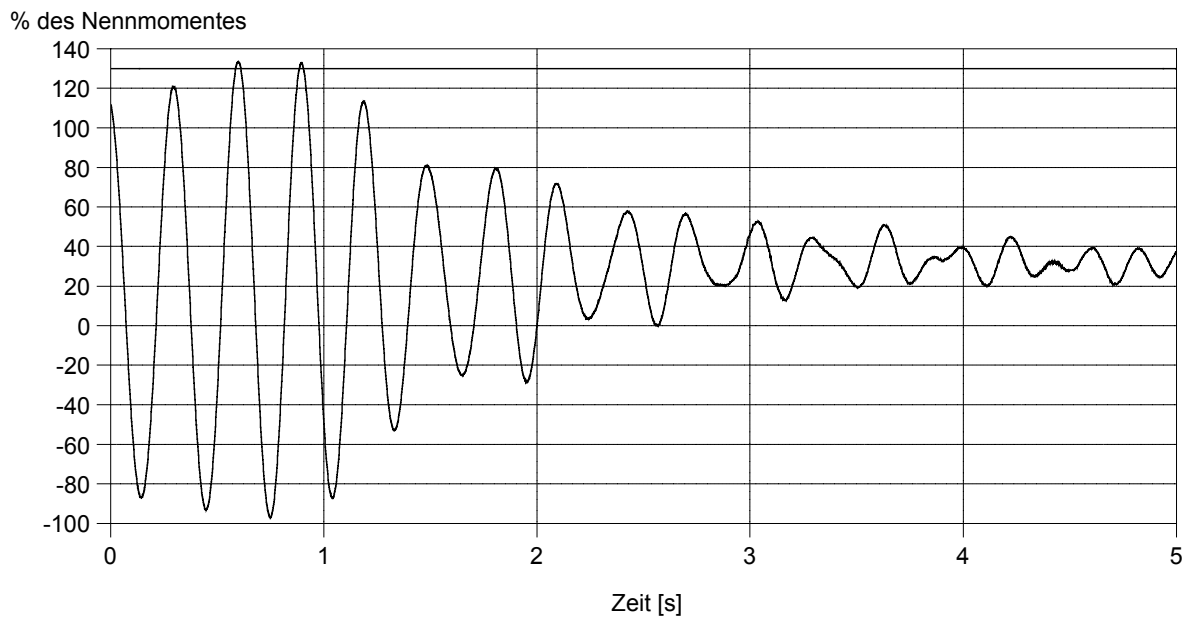
Datum 2000-06-13

Die folgenden vier Abbildungen zeigen Beispiele von Sonderereignismessungen, die dadurch ausgelöst wurden, dass das Propellerwellendrehmoment den Schwellwert überschritten hat. Der jeweilige Schwellwert ist in den Abbildungen eingezeichnet.

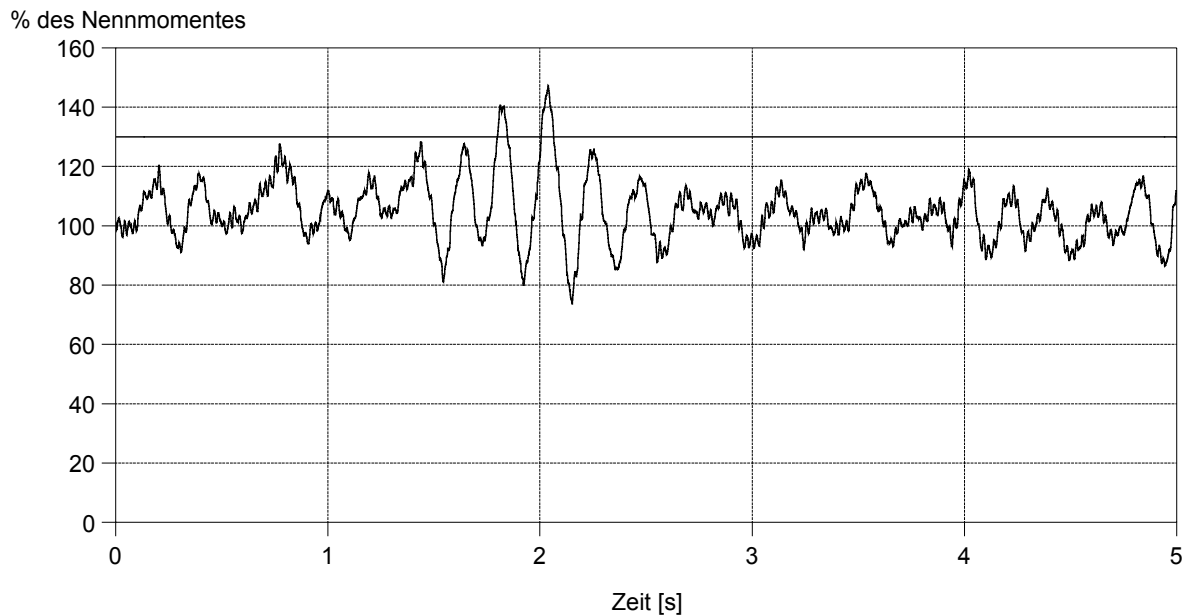
Die ersten beiden Abbildungen zeigen Sonderereignisse, deren Aufzeichnung durch mechanische Ursachen ausgelöst wurde: Abbildung 3.3-48 zeigt den Drehmomentverlauf beim Durchfahren des Drehzahlsperrbereiches auf Schiff 6, die Aufzeichnung des in Abbildung 3.3-49 dargestellten Signalverlaufes wurde auf Schiff 5 bei Fahrt durchs Eis ausgelöst.

Die in Abbildung 3.3-50 und Abbildung 3.3-51 dargestellten Messungen hingegen wurden durch Störungen im Messsignal ausgelöst. Diese beiden letzten Beispiele zeigen besonders deutlich, wie wichtig die ereignisgesteuerte Aufzeichnung von Zeitabschnitten für die Plausibilitätskontrolle ist. Der in Abbildung 3.3-50 dargestellte Signalverlauf allein führt zu einer Schädigungssumme von  $D=2,30 \cdot 10^{-16}$  und liegt damit immerhin um den Faktor 15 über der Schädigungssumme des in Abbildung 3.3-22 betrachteten Einkuppelvorganges. Da jedoch das Residuum eines 24h-Fahrtabschnittes durch eine solche Störung im Messsignal erheblich beeinflusst werden kann (vergleiche Abschnitt 3.1.2.3), kann der Fehler für die Schädigungssumme eines Fahrtabschnittes auch wesentlich höher liegen.

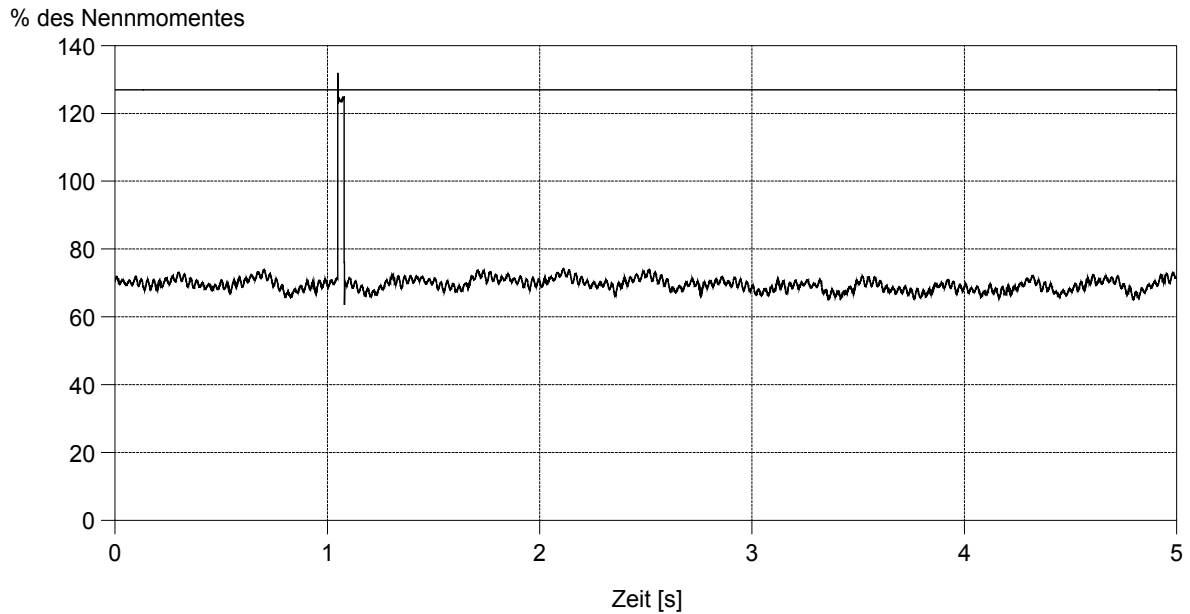
Im Verlauf des Forschungsvorhabens wurden wesentlich mehr Sonderereignismessungen durch Störungen im Messsignal als durch mechanische Ursachen ausgelöst. Die Identifizierung solcher Störungen erfolgte durch visuelle Kontrolle der abgespeicherten Sonderereignismessungen sowie durch das in Abschnitt 3.3.3.5 beschriebene automatische Verfahren zur Überprüfung der Histogramme.



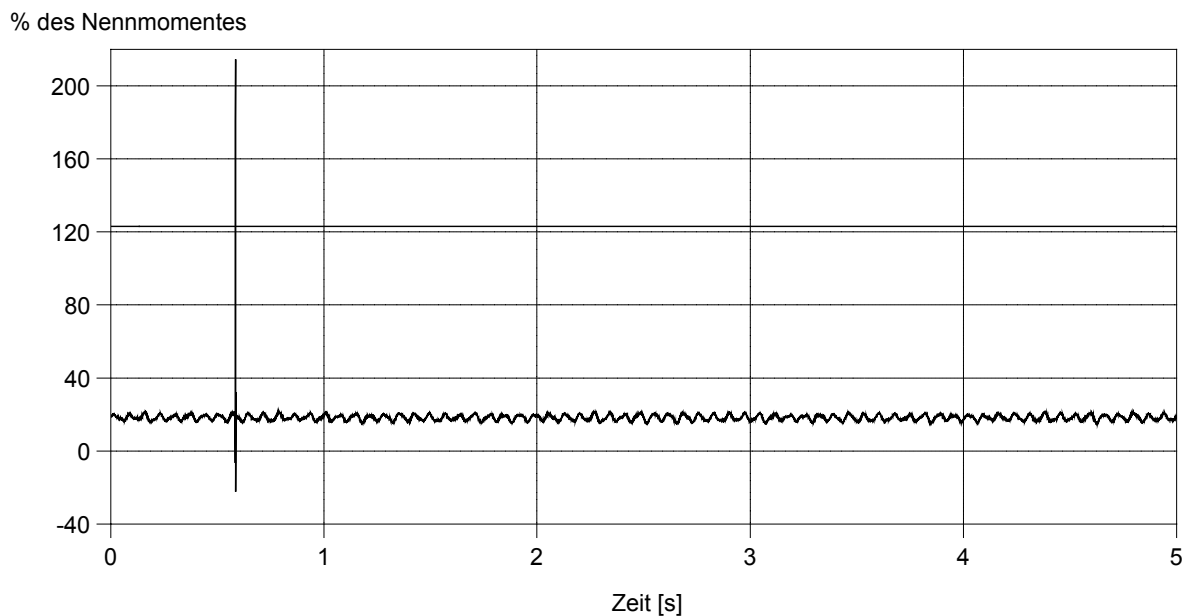
**Abbildung 3.3-48: Schiff 6 - Sonderereignismessung ausgelöst durch Überschreitung des Schwellwertes für das Propellerwellendrehmoment. Ursache ist hier das Durchfahren des Drehzahlsperrbereiches**



**Abbildung 3.3-49: Schiff 5 - Sonderereignismessung ausgelöst durch Überschreitung des Schwellwertes für das Bb-Propellerwellendrehmoment. Ursache ist hier Fahrt durch Eis**



**Abbildung 3.3-50: Schiff 3 - Sonderereignismessung ausgelöst durch Überschreitung des Schwellwertes für das Propellerwellendrehmoment. Ursache ist hier eine Störung im Messsignal.**



**Abbildung 3.3-51: Schiff 1 – Sonderereignismessung ausgelöst durch Überschreitung des Schwellwertes für das Bb-Propellerwellendrehmoment. Ursache ist hier eine Störung im Messsignal**



### 3.3.3 Spezielle Aspekte

In den folgenden Abschnitten werden die Messergebnisse hinsichtlich spezieller Gesichtspunkte untersucht, die Auswirkungen auf die Methodik zur Erfassung von Belastungskollektiven haben. Im einzelnen werden folgende Aspekte genauer betrachtet:

- Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit:

Hier wird der Frage nachgegangen, inwieweit sich charakteristische, immer wiederkehrende Fahrtabschnitte durch „mittlere“ Rainflowmatrizen bzw. Schädigungssummen beschreiben lassen.

- Entwicklung der mittleren täglichen Schädigungssumme:

In diesem Abschnitt wird untersucht, ob für die verschiedenen Schiffe jeweils ein Zeitraum angegeben werden kann, innerhalb dessen die mittlere tägliche Schädigungssumme konvergiert. Werden solche Untersuchungen auf einer breiten Datenbasis statistisch abgesichert, können hieraus Mindestmessdauern zur Ermittlung repräsentativer Lastkollektive abgeleitet werden.

- Bedeutung des Residuums:

Der Anteil der im Residuum verbleibenden Schwingspiele an der Gesamtschädigung wird für die verschiedenen Schiffe in Abhängigkeit von der Messdauer untersucht.

- Einfluss der Abtastrate auf die Schädigungssumme:

Die für eine hinreichend genaue Ermittlung der Schädigungssumme erforderliche Abtastrate bei der Datenerfassung hat direkten Einfluss auf die für die Online-Rainflowzählung erforderliche Rechenleistung und ist daher von Bedeutung.

- Plausibilitätskontrolle:

Störungen im Messsignal können zu erheblichen Fehlern der Schädigungssummen führen, sind in den online ermittelten Rainflowmatrizen jedoch nicht zweifelsfrei identifizierbar. Da der Original-Datenstrom aufgrund der großen Datenmengen nicht gespeichert wird und deshalb nicht für eine Plausibilitätsprüfung zur Verfügung steht, wird hier ein auf den Ergebnissen der Momentanwertzählung basierendes Verfahren vorgestellt und diskutiert.

### *3.3.3.1 Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit*

Das Ziel der Reproduzierbarkeitsuntersuchungen ist hier, herauszufinden, ob es möglich ist für bestimmte Fahrabschnitte charakteristische Lastkollektive und damit auch typische Schädigungssummen zu ermitteln. Solche könnten dann zur Extrapolation und Synthetisierung von Lastkollektiven und damit zur Abschätzung der Schädigungssummen für gegebene Fahrprofile sowie zur Ergänzung gemessener Lastkollektive, die aufgrund teilweise fehlender oder unplausibler Messdaten unvollständig sind, genutzt werden.

#### **Ein typischer Fahrabschnitt für Schiff 3 ist die Fahrt durch den Nord-Ostsee-Kanal. In**

Abbildung 3.3-52 sind die Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes von acht Nord-Ostsee-Kanal-Passagen dargestellt. Es handelt sich hier jeweils um Ausschnitte aus 24h-Fahrabschnitten, die außer der Kanalpassage nur Dauerfahrt bei ruhiger See enthielten. Die ermittelten Schädigungssummen dieser 24h-Fahrabschnitte, dargestellt in Abbildung 3.3-54, lassen sich also in guter Näherung dem Fahrabschnitt „Kanalpassage“ zuordnen. Die höchste Schädigungssumme ( $D=6,48 \cdot 10^{-15}$ ) wurde von der Kanalpassage C, die niedrigste Schädigungssumme ( $D=6,90 \cdot 10^{-16}$ ) von der Kanalpassage A hervorgerufen. Diese beiden unterscheiden sich hinsichtlich der Schädigung also etwa um den Faktor 9.

Für das gleiche Schiff wurden weiterhin neun Ablegemanöver untersucht. Diese liegen ebenfalls als Ausschnitte von 24h-Fahrabschnitten vor, die außer dem Manöver ausschließlich Dauerfahrt bei ruhiger See und Liegezeit im Hafen enthalten. Die Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes bei diesen Manövern sind in Abbildung 3.3-53, die Schädigungssummen für die Propellerwelle in Abbildung 3.3-55 dargestellt. Die mit A bis F bezeichneten Signalverläufe wurden beim Ablegemanöver im Hafen X, die mit G bis I bezeichneten beim Ablegemanöver im Hafen Y aufgezeichnet. Für die Ablegemanöver im Hafen X ergibt Manöver F die größte ( $D=1,23 \cdot 10^{-14}$ ) und Manöver B die kleinste ( $D=8,20 \cdot 10^{-16}$ ) Schädigungssumme für die Propellerwelle (Faktor 15). Beim Ablegen im Hafen Y wurde die größte Schädigungssumme durch Manöver I ( $D=8,63 \cdot 10^{-16}$ ), die kleinste durch Manöver H ( $D=7,23 \cdot 10^{-17}$ ) verursacht (Faktor 12). Da jedoch die charakteristische Schädigungssumme für ein Ablegemanöver idealerweise vom Hafen unabhängig sein sollte, ist auch ein Vergleich aller Ablegemanöver miteinander erforderlich. Die Schädigungssumme des Manövers F ist hier um den Faktor 171 größer als die des Manövers H.

Auch für andere Schiffe unterscheiden sich die Schädigungssummen bestimmter vergleichbarer Fahrabschnitte erheblich voneinander. In Abbildung 3.3-56 und Abbildung 3.3-57 sind die Schädigungssummen der Propellerwellen für die einzelnen 6h-Fahrabschnitte des Messzeitraumes dargestellt. Aufgrund des festen Fahrplanes dieses Schiffes lässt sich jeder 6h-Datei ein bestimmtes Manöver zuordnen. Leere Felder bedeuten, dass für diesen Tag das entsprechende Manöver wegen des wöchentlichen Fahrplanwechsels nicht in einer

separaten Datei vorliegt. Es wird deutlich, dass die Stb-Welle beim Anlegen im Hafen B und die Bb-Welle beim Anlegen im Hafen A die größte Schädigung erfährt. Dieses hängt vermutlich damit zusammen, dass das Schiff wegen seiner festen Liegeplätze immer über die gleiche Seite dreht und auch immer mit der gleichen Seite anlegt. Das Ablegen im Hafen A ist für beide Wellen das am wenigsten schädigungsrelevante Manöver. Trotz dieser erkennbaren Tendenzen schwankt die Schädigung durch diese Manöver zum Teil erheblich. Für die Bb-Propellerwelle weichen die Schädigungssummen für das Anlegemanöver in einem Hafen (Hafen B) im Extremfall um den Faktor 87 voneinander ab. Ursache könnten hier neben wechselnden Steuerleuten auch äußere Einflüsse wie z. B. Windstärke und Windrichtung sein. Über diese Bedingungen liegen jedoch bei diesem Schiff keine Informationen vor.

Fazit: Diese Ergebnisse machen deutlich, dass die Zuordnung einer charakteristischen Schädigungssumme zu einem bestimmten Fahrtabschnitt nur sehr eingeschränkt möglich ist. Die einzelnen Fahrtabschnitte und Manöver werden zu sehr von nicht messbaren Parametern bestimmt (z. B. äußere Bedingungen, persönliches Geschick), als dass sie reproduzierbar wären.

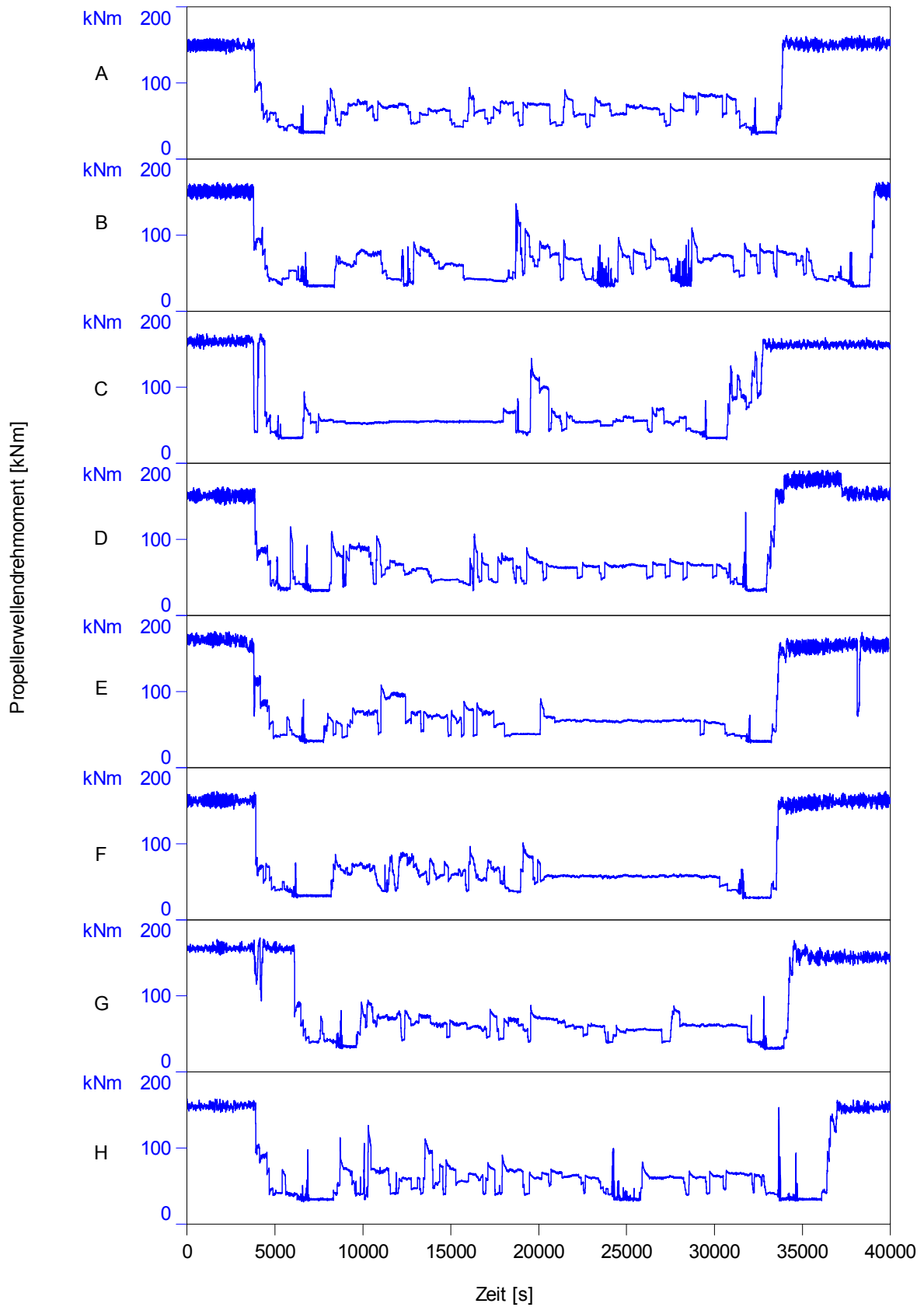


Abbildung 3.3-52: Schiff 3 – Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes von acht Nord-Ostsee-Kanal-Passagen

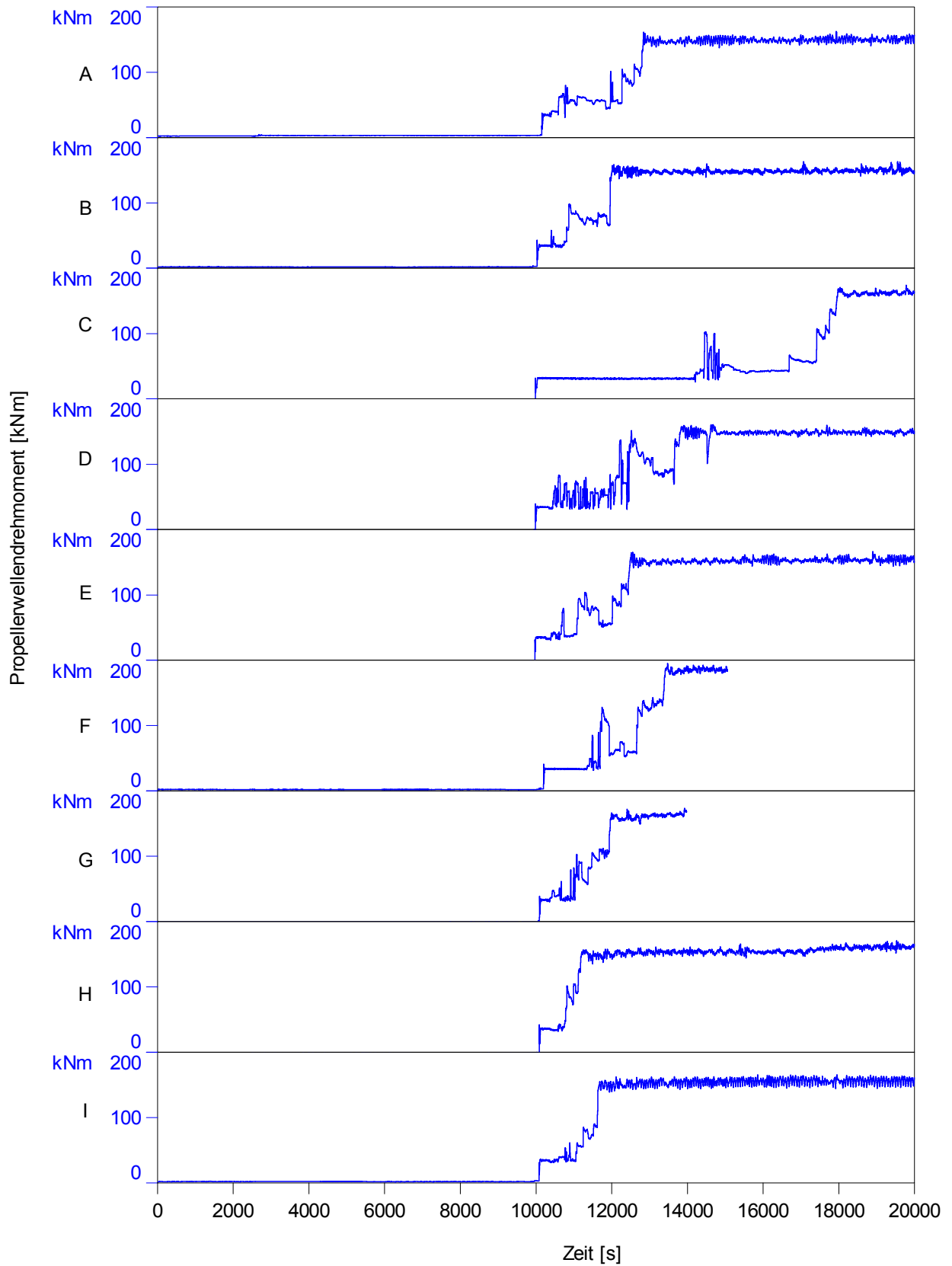


Abbildung 3.3-53: Schiff 3 - Sekundenmittelwerte des Propellerwellendrehmomentes bei neun Ablegermanövern in zwei verschiedenen Häfen (A-F: Hafen X, G-I: Hafen Y)

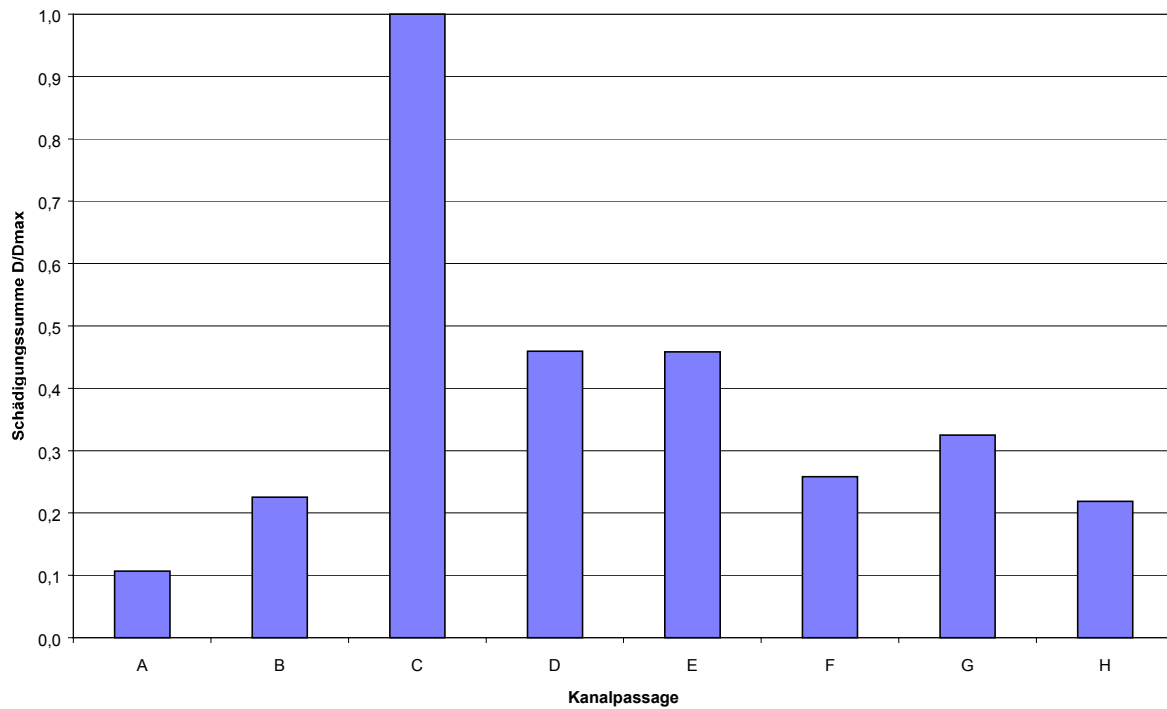


Abbildung 3.3-54: Schädigung der Propellerwelle durch Kanalpassagen aus Abbildung 3.3-52, Werte bezogen auf die Schädigungssumme durch Kanalpassage C ( $D=6,48 \cdot 10^{-15}$ )

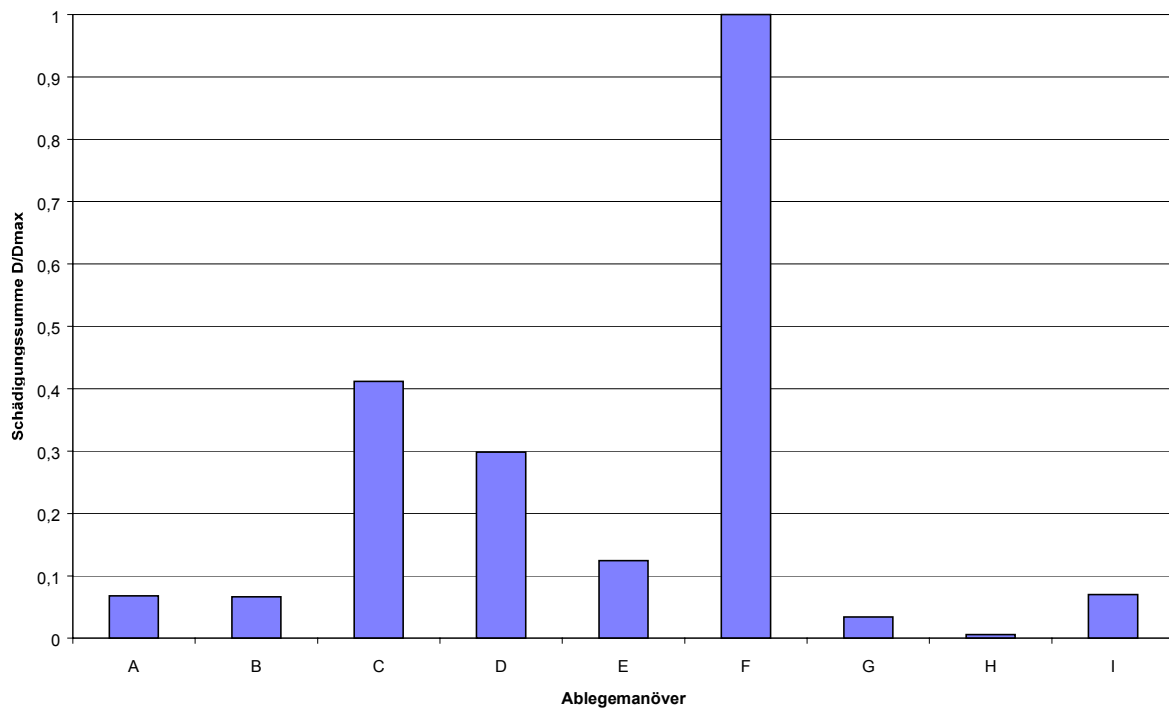


Abbildung 3.3-55: Schädigung der Propellerwelle durch die Ablegemanöver aus Abbildung 3.3-53, bezogen auf die Schädigungssumme durch Manöver F ( $D=1,23 \cdot 10^{-14}$ )

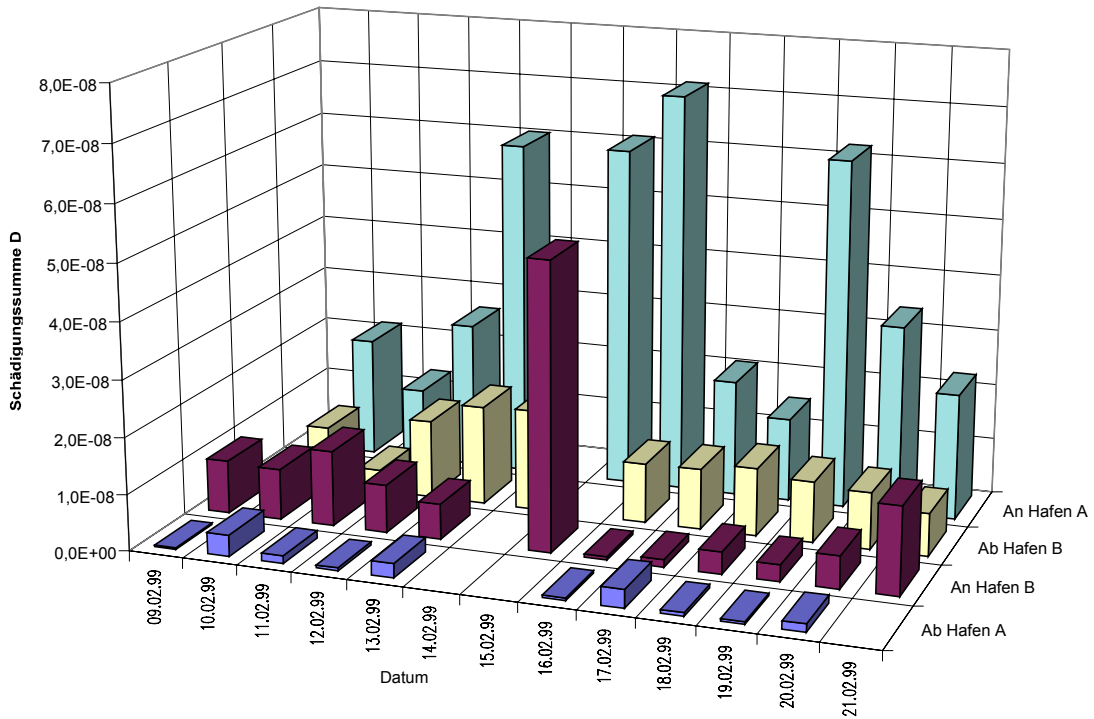


Abbildung 3.3-56: Schiff 4 – Schädigungssummen der Bb-Propellerwelle durch An- und Ablegemanöver

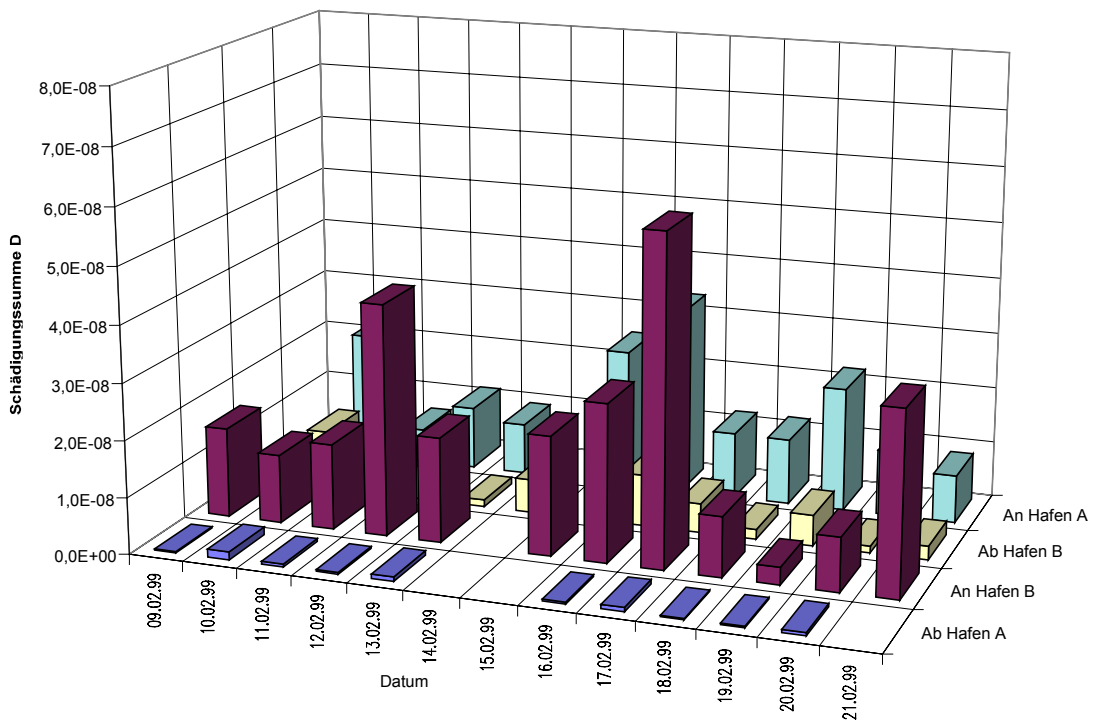


Abbildung 3.3-57: Schiff 4 – Schädigungssummen der Stb-Propellerwelle durch An- und Ablegemanöver

### 3.3.3.2 Entwicklung der mittleren täglichen Schädigungssumme

Die in Abschnitt 3.3.1.4 untersuchten Fahrtabschnitte der einzelnen Schiffe haben gezeigt, dass die sich für die Propellerwelle ergebenden Schädigungssummen stark von der Art der Fahrtabschnitte (z. B. Dauerfahrt im Vergleich zu Fahrtabschnitten mit Manövern) abhängen. Um repräsentative Lastkollektive für die einzelnen Schiffe zu ermitteln, ist deshalb eine ausreichend lange Messdauer erforderlich. Als Indikator dafür ist die mittlere tägliche Schädigungssumme geeignet. Die mittlere tägliche Schädigungssumme ist die Schädigungssumme, die sich aus der Superposition der Rainflowmatrizen für die jeweilige Messdauer, geteilt durch die Anzahl der 24h-Fahrtabschnitte ergibt. Solange sich dieser Wert noch stark verändert, ist die Messdauer noch nicht ausreichend.

In Abbildung 3.3-58 ist für Schiff 3 die mittlere tägliche Schädigungssumme über der Messdauer dargestellt. Es wird deutlich, dass dieser Wert sich mit der Messdauer verändert. Nach 7 Tagen Messung ergab sich eine mittlere tägliche Schädigungssumme von  $D=4,98 \cdot 10^{-15}$  pro Tag. Linear auf eine Messdauer von 192 Tagen extrapoliert ergibt sich daraus eine Schädigungssumme von  $D=9,56 \cdot 10^{-13}$  entsprechend 59 % der tatsächlich nach dieser Zeit ermittelten Schädigungssumme von  $D=1,62 \cdot 10^{-12}$ . Auch bei Schiff 4 ändert sich die mittlere Schädigungssumme pro 6h-Fahrtabschnitt mit zunehmender Messdauer (Abbildung 3.3-59). Nach zwölf 6h-Fahrtabschnitten (3 Rundreisen) betrug die mittlere Schädigungssumme für die Bb-Welle pro 6h-Fahrtabschnitt  $D=1,35 \cdot 10^{-8}$ . Linear auf die Messdauer von 300 Stunden (fünfzig 6h-Fahrtabschnitte) extrapoliert, ergibt sich eine Schädigungssumme von  $D=6,74 \cdot 10^{-7}$ , entsprechend 63 % der tatsächlich ermittelten Schädigungssumme. Auch bei diesem Schiff weichen die Schädigungssummen der einzelnen Überfahrten also teilweise erheblich voneinander ab, obwohl es mit festem Fahrplan zwischen zwei Häfen pendelt. Hier erkennt man ebenfalls die unterschiedliche Beanspruchung von Bb und Stb Antriebsanlage.

In Abbildung 3.3-60 und Abbildung 3.3-61 ist die Entwicklung der mittleren Schädigungssumme für Schiff 5 und 6 dargestellt. Hier wird deutlich, dass besonders schädigende Ereignisse (vgl. Abschnitt 3.3.1.4) auch auf die mittlere tägliche Schädigungssumme einen erheblichen Einfluss haben. Bei diesen beiden Schiffen kann das ermittelte Lastkollektiv aufgrund zu kurzer Messzeiträume nicht als repräsentativ bezeichnet werden.

Fazit: Um einen aussagefähigen Wert für die mittlere Schädigungssumme pro Zeitabschnitt zu erhalten, ist eine ausreichend lange Messdauer erforderlich. Die benötigte Messdauer hängt dabei stark von der Art des Einsatzes des untersuchten Schiffes ab. Es ist sicherzustellen, dass alle (normalerweise) vorkommenden Fahrzustände ausreichend häufig erfasst werden. Die Wahl der Messdauer hängt damit in erster Linie von der Dauer und Anzahl der Rundreisen ab. Da die Lastkollektive auch durch Wetterbedingungen (Eis, Seegang) beeinflusst werden, sollte der Messzeitraum so gewählt werden, dass solche jahreszeitlichen Einflüsse ebenfalls berücksichtigt werden. Verfahren zur Extrapolation von Lastkollektiven werden in Abschnitt 3.2.4 vorgestellt.



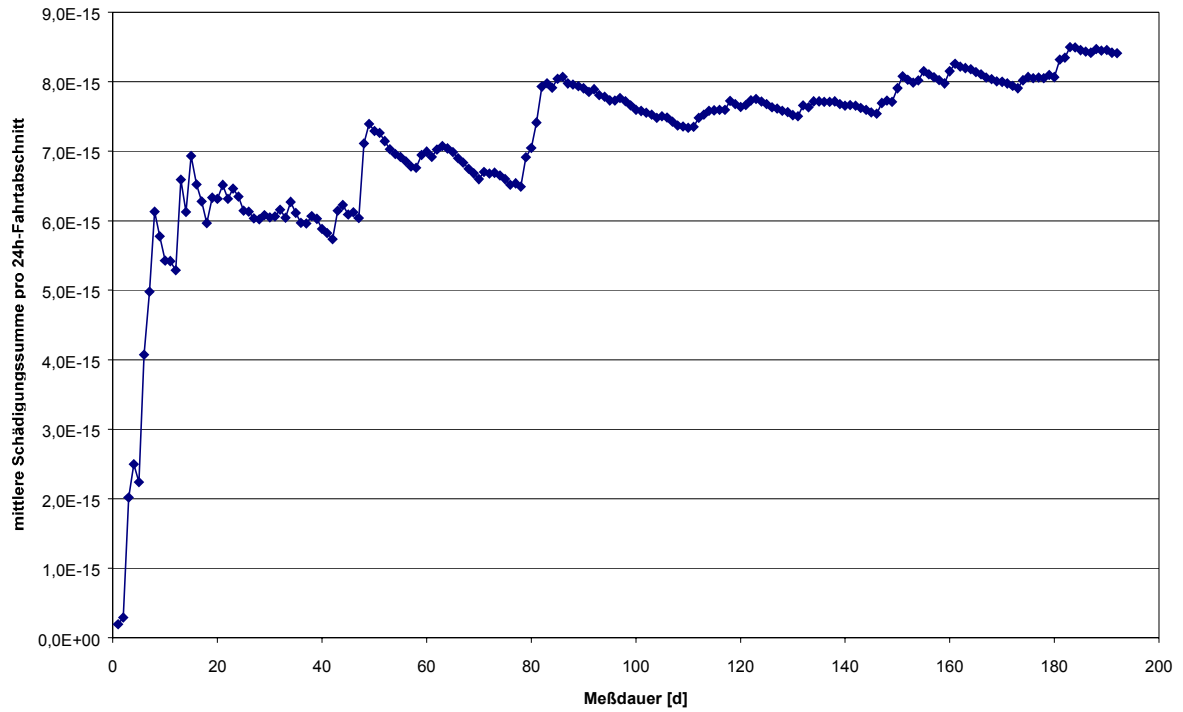


Abbildung 3.3-58: Schiff 3 – Mittlere Schädigungssumme pro 24h-Fahrtabschnitt über der Messdauer

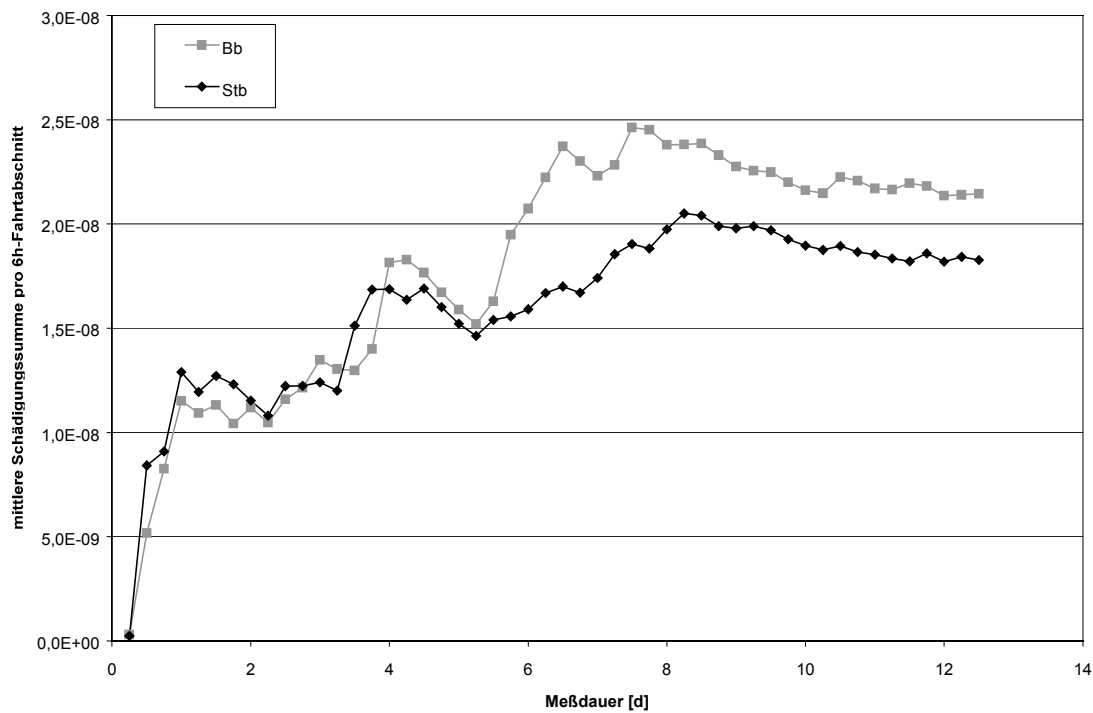


Abbildung 3.3-59: Schiff 4 - Mittlere Schädigungssumme pro 6h-Fahrtabschnitt über der Messdauer

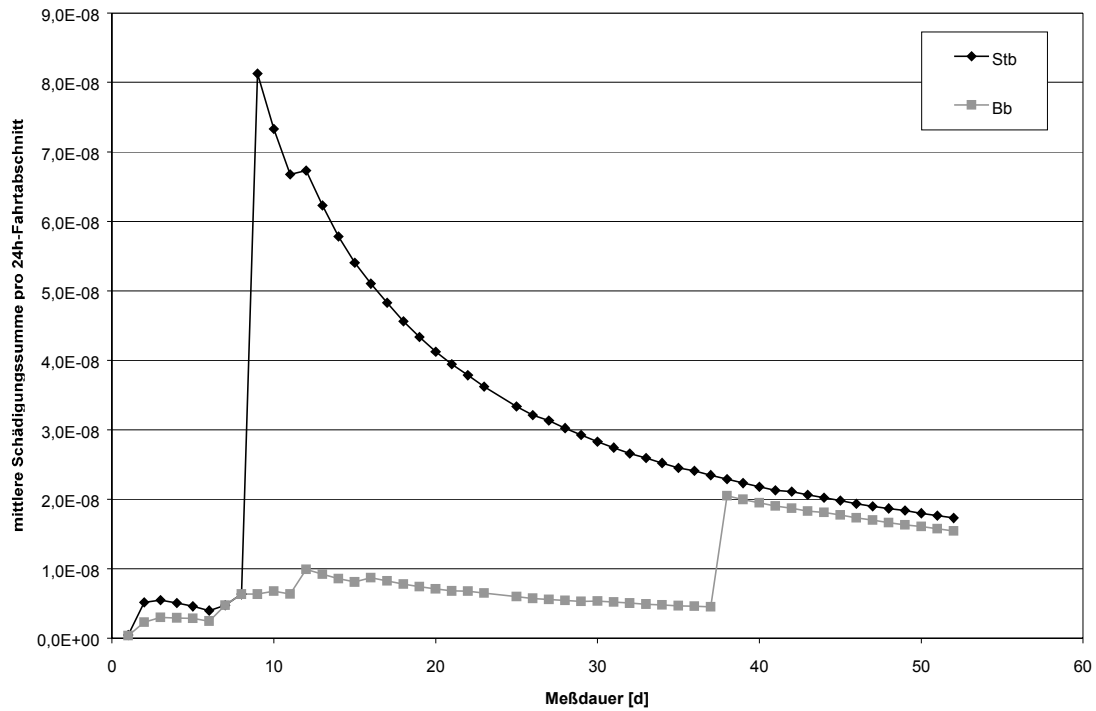


Abbildung 3.3-60: Schiff 5 - Mittlere Schädigungssumme pro 24h-Fahrtabschnitt über der Messdauer

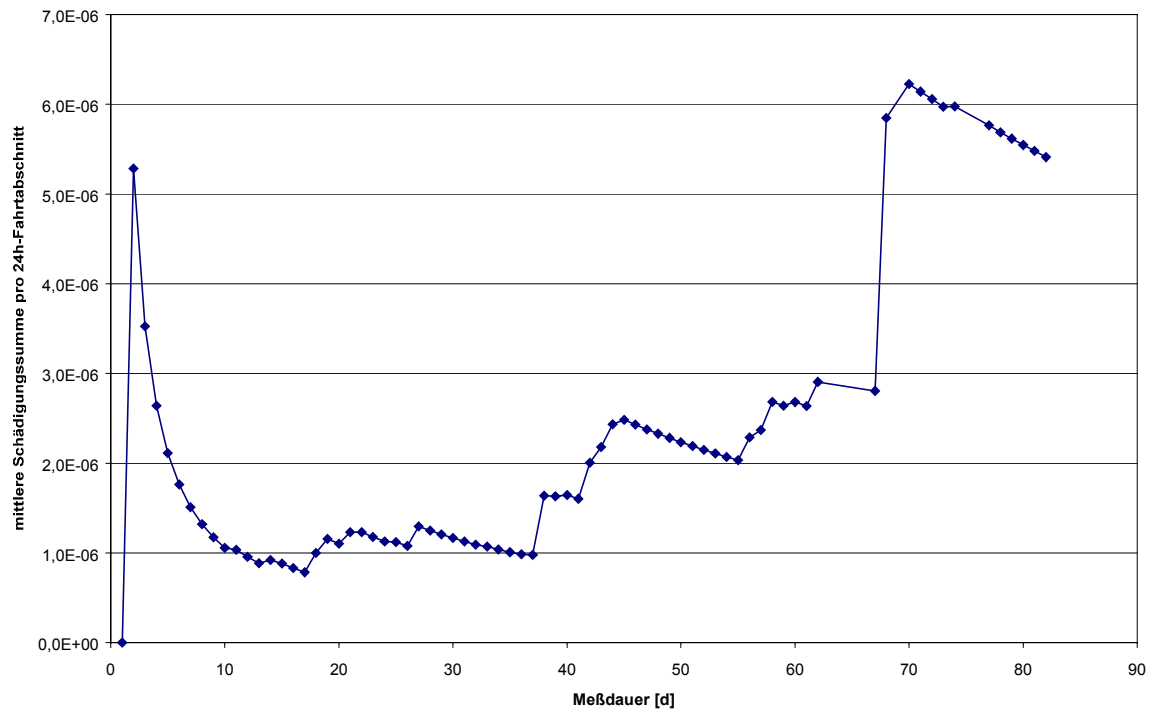


Abbildung 3.3-61: Schiff 6 – Mittlere Schädigungssumme pro 24h-Fahrtabschnitt über der Messdauer

### 3.3.3.3 Bedeutung des Residuums

Für die Berechnung der Schädigungssummen wurden die im Residuum gespeicherten Schwingspiele mit dem Faktor 0,5 in die RFM eingerechnet. Der Anteil des Residuums an der Schädigungssumme ist für die einzelnen Schiffe und die einzelnen 24h-Fahrtabschnitte sehr unterschiedlich. Beispielsweise beträgt der Anteil des Residuums für den in Abbildung 3.3-33 dargestellten 24h-Fahrtabschnitt von Schiff 5 91,7 % an der Schädigungssumme, für den in Abbildung 3.3-32 dargestellten 24h-Fahrtabschnitt lediglich 8,3 %.

Die Bedeutung des Residuums für die Schädigungssumme sinkt mit zunehmender Anzahl großer Schwingspiele, da nur die größten von ihnen im Residuum, die anderen dann in der RFM gespeichert werden. Entsprechend klein ist die Bedeutung des Residuums bei Schiff 6 selbst bei 24h-Fahrtabschnitten. Trotz der zahlreichen im Residuum gespeicherten Schwingspiele beträgt sein Anteil an der Schädigung für den in Abbildung 3.3-44 dargestellten 24h-Fahrtabschnitt unter 0,1 %.

In Abbildung 3.3-62, Abbildung 3.3-63 und Abbildung 3.3-64 ist der Anteil des Residuums an der Schädigungssumme der Propellerwellen für die Schiffe 3, 4 und 5 über der Messdauer dargestellt. Bei kurzen Messzeiten führt der starke Einfluss einzelner Fahrtabschnitte zu erheblichen Schwankungen, mit zunehmender Messdauer sinkt der Anteil des Residuums dann wie erwartet ab, allerdings beträgt er z. B. bei Schiff 3 (Abbildung 3.3-62) nach 30 Messtagen noch über 40 % und nach 192 Messtagen noch fast 14 %. Ganz anders stellen sich die Verhältnisse für Schiff 6 dar: der Anteil des Residuums an der Schädigungssumme liegt von Beginn der Messung an unterhalb von 2 %, zum Ende des Messzeitraumes sogar unterhalb von 0,1 %.

Fazit: Eine grundsätzliche Vernachlässigung des Residuums ist bei der Schädigungsrechnung auf Basis von Drehmomentmessungen an Schiffsantriebsanlagen nicht zulässig.

Bericht FM 99.108  
 Datum 2000-06-13

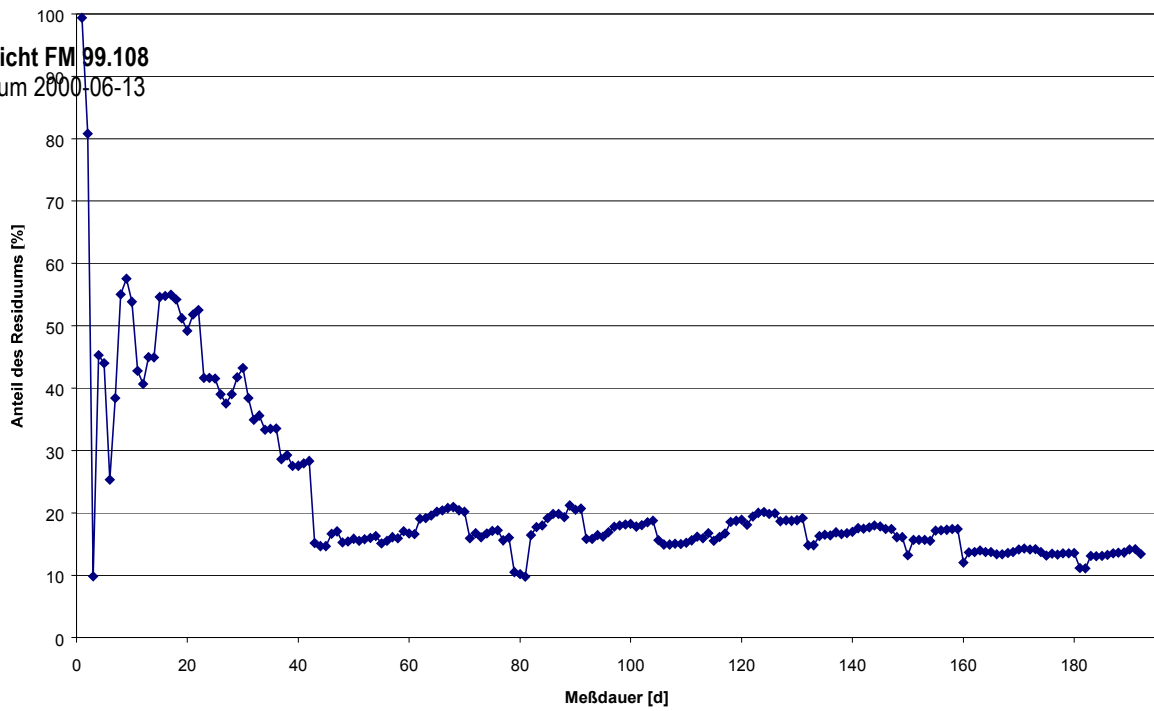


Abbildung 3.3-62: Schiff 3 – Anteil des Residuums an der Schädigungssumme der Propellerwelle in Abhängigkeit von der Messdauer

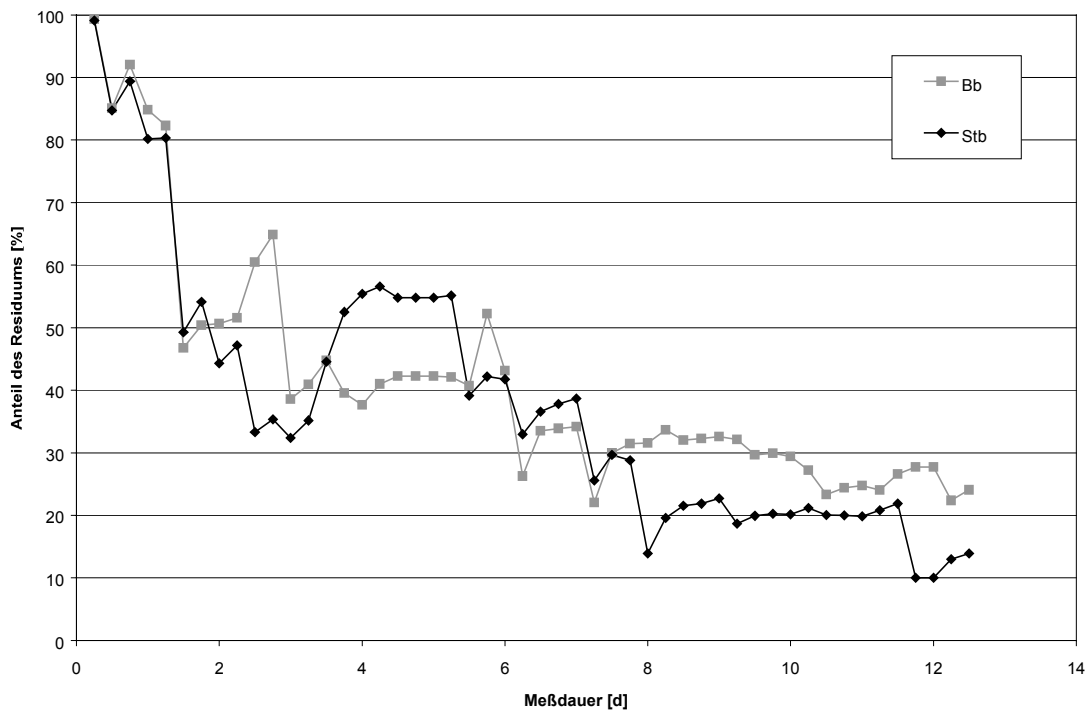
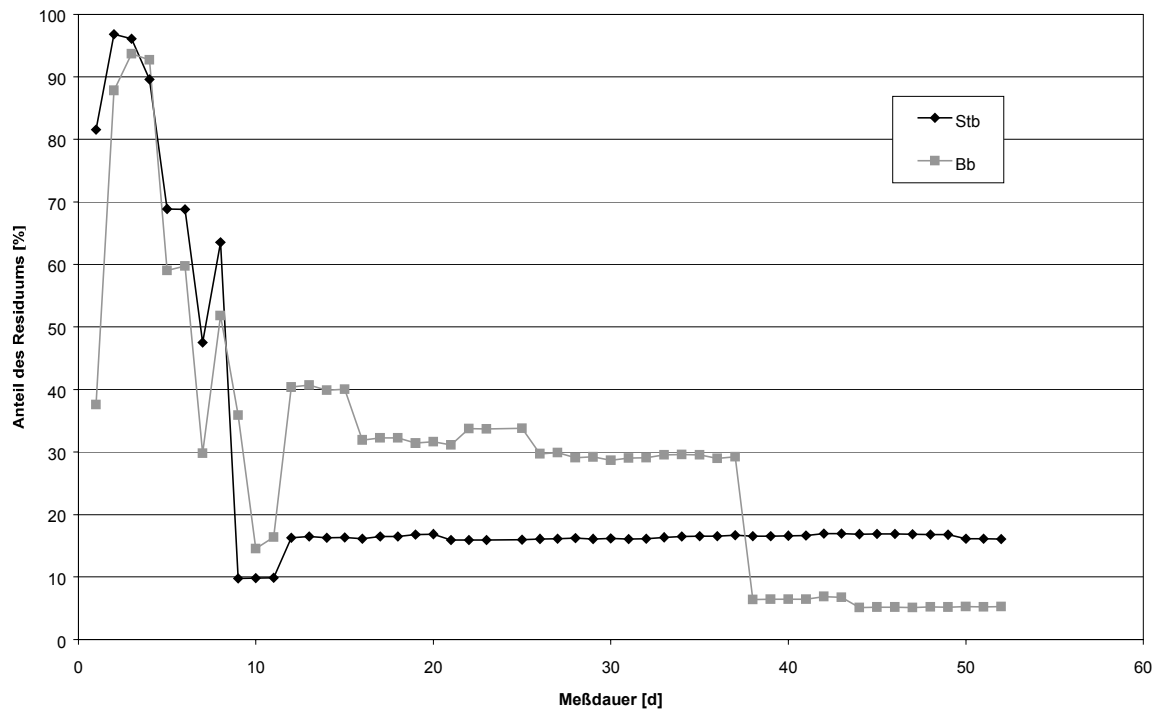


Abbildung 3.3-63: Schiff 4 – Anteil des Residuums an der Schädigungssumme der Propellerwellen in Abhängigkeit von der Messdauer



**Abbildung 3.3-64: Schiff 5 – Anteil des Residuums an der Schädigungssumme der Propellerwelle in Abhängigkeit von der Messdauer**

### 3.3.3.4 Einfluss der Abtastrate auf die Schädigungssumme

Für die Untersuchung dieser Fragestellung wird jeweils ein Ablegemanöver von Schiff 3 und 6 ausgewählt. Bei diesen Manövern wurde das Propellerwellendrehmoment ohne Reduktion mit hoher Abtastrate (2 kHz bei Schiff 6 bzw. 1 kHz bei Schiff 3) aufgezeichnet. Anschließend wird die Abtastrate offline schrittweise reduziert. Die so erzeugten Zeitverläufe werden nach der Rainflowmethode klassiert, die Schädigungsrechnung für die Propellerwellen wird wie in Abschnitt 3.1.2.2 beschrieben durchgeführt. Die ermittelten Schädigungssummen für die Propellerwellen sind in Tabelle 3.3-7 und Tabelle 3.3-8 dargestellt.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der Abtastrate unterschiedlich ist. Für Schiff 3 sinkt die ermittelte Schädigungssumme für die Propellerwelle bei Reduzierung der Abtastrate von 1000 Hz auf 500 Hz um 73 %, bei Reduzierung auf 100 Hz um 79 % ab. Bei Schiff 6 hingegen sinkt die ermittelte Schädigungssumme für die Propellerwelle bei einer Reduzierung der Abtastrate von 2000 Hz auf 50 Hz nur um 3 %, bei einer Reduzierung auf 20 Hz nur um 15 % ab.

Ursache für diese abweichenden Ergebnisse sind die unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen. Um den Verlauf des Drehmomentsignals messtechnisch vollständig zu erfassen, muss es ausreichend hoch abgetastet werden. Die erforderliche Abtastfrequenz beträgt nach dem Abtasttheorem mindestens das 2,5-fache der höchsten vorkommenden Signalfrequenz. Im Gegensatz zu Schiff 3 sind auf Schiff 6 (langsamlaufender 2-Takt-Motor mit direkt gekuppeltem Festpropeller) im Drehmomentsignal keine höherfrequenten Anteile vorhanden, deshalb reichen hier relativ niedrige Abtastraten zur vollständigen Erfassung des Signalverlaufes aus.

**Tabelle 3.3-7: Schiff 3 – Einfluss der Abtastrate auf das Ergebnis der Schädigungsrechnung (Beispiel Ablegemanöver)**

Abtastrate [Hz]	Schädigungssumme D	D/D <sub>1000</sub>
1000 (Original)	$4,58 \cdot 10^{-16} = D_{1000}$	1
500	$1,22 \cdot 10^{-16}$	0,27
100	$9,87 \cdot 10^{-17}$	0,21

**Tabelle 3.3-8: Schiff 6 – Einfluss der Abtastrate auf das Ergebnis der Schädigungsrechnung (Beispiel Ablegemanöver)**

Abtastrate [Hz]	Schädigungssumme D	D/D <sub>2000</sub>
2000 (Original)	$1,97 \cdot 10^{-7} = D_{2000}$	1
50	$1,91 \cdot 10^{-7}$	0,97
20	$1,67 \cdot 10^{-7}$	0,85

Fazit: Die Abtastrate, die erforderlich ist, um den Signalverlauf vollständig zu erfassen und damit korrekte Eingangsgrößen für die Schädigungsrechnung zu liefern, hängt von den höchsten vorkommenden Signalfrequenzen ab. Diese sind von der Anlagenkonfiguration abhängig. Die für die Dauermessungen auf allen Schiffen gewählte Abtastfrequenz von 2 kHz ist dabei absichtlich sehr hoch angesetzt. Da die Dateigröße der abgespeicherten Ergebnisse (Sekundenmittelwerte und Klassierergebnisse) nicht von der Abtastrate abhängig ist, bringt eine Reduzierung der Abtastrate in dieser Hinsicht jedoch keine Vorteile. Bei längeren

Sondermessungen hingegen kann eine sinnvolle Reduzierung der Abtastrate zu großen Einsparungen beim Speicherplatzbedarf führen.

### 3.3.3.5 Plausibilitätskontrolle

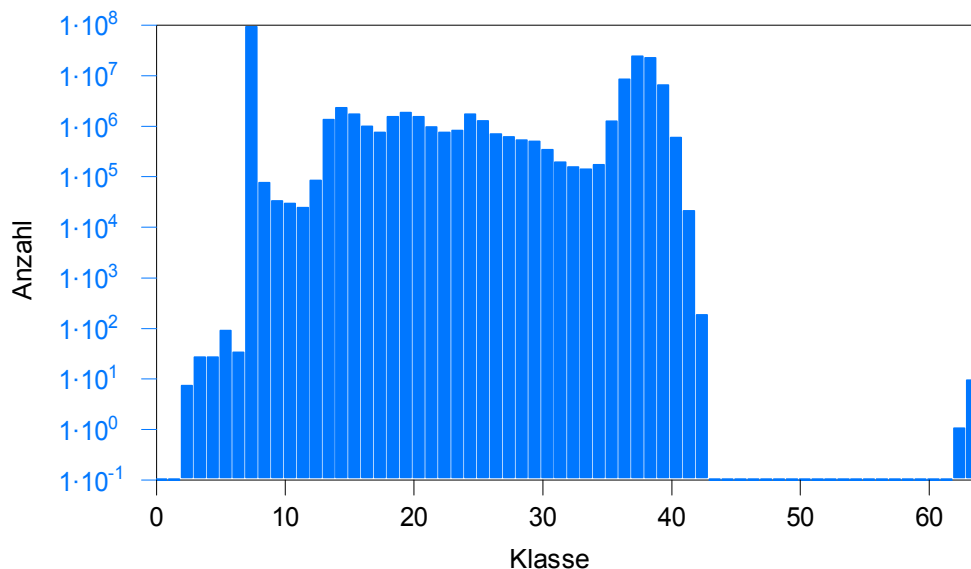
Störungen im Messsignal, wie z. B. in Abbildung 3.3-50 und Abbildung 3.3-51 dargestellt, können zu erheblichen Fehlern bei der Schädigungsrechnung für den betreffenden Fahrtabschnitt führen. Bevor die gemessenen Signalverläufe Eingang in die Schädigungsrechnung finden, müssen sie also unbedingt auf Plausibilität überprüft werden. Bei dem in *INTACT* eingesetzten Datenerfassungskonzept ist eine nachträgliche Kontrolle jedoch nur möglich, wenn durch die Störung eine Sonderereignismessung ausgelöst wird. Die Voraussetzungen hierfür sind allerdings, dass die vorgewählte Schwelle überschritten wird und auf der Festplatte noch freier Speicherplatz zur Verfügung steht. Eine nachträgliche Kontrolle der vollständigen Zeitverläufe ist nicht möglich, da diese aus Speicherplatzgründen bei Langzeitmessungen nicht abgespeichert werden können. In den abgespeicherten Sekundenmittelwerten sind kurzzeitige Störungen häufig nicht als solche erkennbar. Eine Plausibilitätskontrolle der Rainflowmatrizen erscheint unmöglich, da nicht erkennbar ist, ob ein Eintrag durch eine Störung oder ein Sonderereignis mit mechanischer Ursache hervorgerufen wurde.

Im Folgenden wird untersucht, inwieweit es möglich ist, die Ergebnisse der Momentanwertzählung (Histogramme) für die Plausibilitätskontrolle zu nutzen. Im Histogramm wird die absolute Anzahl von Messwerten je Klasse angegeben (das Prinzip der Momentanwertzählung wird in Abschnitt 3.1.1.1 erläutert). Da die Anstiegszeiten des Propellerwellendrehmomentes physikalisch begrenzt sind, sind Lücken im Histogramm möglicherweise ein Hinweis auf Störungen im Messsignal. Wenn im Histogramm eine Lücke von einer Klassenbreite auftritt, bedeutet das z. B. dass sich das Messsignal zwischen zwei Abtastungen um mindestens eine Klassenbreite verändert hat. Für Schiff 3 wäre das ein Anstieg des Propellerwellendrehmomentes von mindestens 5 kNm in 0,0005s entsprechend 10000 kNm/s. In Abbildung 3.3-65 ist das Histogramm eines 24h-Fahrtabschnittes dargestellt, der eine Störung im Messsignal (wie in Abbildung 3.3-50 dargestellt) enthält. Zwischen der 43. und der 63. Klasse gibt es in diesem Histogramm keine Einträge. Das Drehmomentsignal hat sich also zwischen zwei Abtastzeitpunkten (0,0005 s) um 19 Klassenbreiten (entsprechend 95 kNm) verändert. Das entspricht einer Anstiegsgeschwindigkeit von 190000 kNm/s, die sicherlich nicht plausibel ist.

Für die Auswertung der Messdaten in *INTACT* wurde ein Programm erstellt, welches alle Histogramme automatisch auf solche Lücken untersucht. Mit dieser Methode wurden z. B. für Schiff 3 für den betrachteten Zeitraum von 7 Monaten 14 unplausible Histogramme gefunden. Jedem der entsprechenden 24h-Fahrtabschnitte

konnte eine Sonderereignismessung zugeordnet werden, die durch eine Störung im Messsignal hervorgerufen wurde. Diese Fahrtabschnitte wurden von den Auswertungen hinsichtlich Schädigungsrechnung ausgenommen.

Die hier beschriebene Methode zur Plausibilitätskontrolle anhand der Histogramme findet jedoch nur solche Störungen, die der in Abbildung 3.3-50 ähnlich sind. Voraussetzung ist, dass die Störung einen höheren Wert als das ungestörte Signal erreicht, da sonst keine Lücke im Histogramm entstehen kann. Andere Störungen, wie z. B. ein zeitweiliger Ausfall eines Sensors sind mit dieser Methode nicht detektierbar.



**Abbildung 3.3-65: Schiff 3 - Histogramm eines 24h-Fahrtabschnittes, der eine Störung im Messsignal enthält**

Fazit: Sowohl durch Kontrolle der Sonderereignismessungen als auch mit der oben beschriebenen Histogramm-Methode können nur bestimmte Arten von Störungen im Messsignal gefunden werden, allerdings sind das genau die, die in der Schädigungsrechnung zu großen Fehlern führen.

Eine Methode zur Online-Plausibilitätskontrolle könnte auf der Überwachung der Anstiegszeiten von Signalen beruhen. Zur Festlegung sinnvoller Schwellwerte sind umfangreiche Messungen an der jeweiligen Anlage erforderlich. Ob ein derartiges Verfahren überhaupt realisierbar ist, hängt von der Rechenleistung des eingesetzten Datenerfassungssystems ab.



### 3.4 Numerische Analyse der Schiffsantriebsanlage (Modellierung)

Die messtechnische Bestimmung der Beanspruchungen für verschiedene Komponenten der Schiffsantriebsanlage ist zwar in der Regel theoretisch möglich, kann jedoch außerhalb eines Versuchsstandes in den seltensten Fällen durchgeführt werden, da die Komponenten nicht in geeigneter Weise zugänglich sind. Eine numerische Simulation des mechanischen Verhaltens der Antriebsanlage bietet die Möglichkeit die Beanspruchungen für die unterschiedlichsten Komponenten zu ermitteln. Zusätzlich können mit Hilfe der numerischen Simulation Untersuchungen zu Betriebszuständen und deren Beanspruchungen in der Antriebsanlage durchgeführt werden, die im realen Schiffsbetrieb nur mit unverhältnismäßig großem Aufwand oder überhaupt nicht möglich sind.

Die numerische Simulation im Zeitbereich und die Analyse der Beanspruchungen für einzelne Komponenten von Antriebsanlagen, wie zum Beispiel für Motoren, sowie für gesamte Antriebsanlagen ist Stand der Technik (siehe Kapitel 2.4). Eine Analyse der im Schrifttum vorliegenden Arbeiten zeigt jedoch, dass die numerische Approximation mit dem Ziel transiente Vorgänge zu untersuchen bei einem Motor (Gerstle 1999; Betz 1985) und erst recht bei einer gesamten Antriebsanlage (Ulken 1995) zu sehr komplexen Modellen führt. Im Rahmen des Forschungsvorhabens *INTACT* war das Ziel für die numerische Simulation, mit einem möglichst geringen Aufwand für die Modellbildung die Beanspruchungen einzelner Komponenten so genau zu bestimmen, dass für diese Komponenten mit den Daten der Langzeitmessung eine Betriebsfestigkeitsanalyse durchgeführt werden kann. Grundlage für die Modellbildung sollen dabei ausschließlich die in den Konstruktionsunterlagen angegebenen Daten sein. Die mit dem numerischen Modell erreichte Genauigkeit wird durch den Vergleich mit den Messdaten kontrolliert. Zusätzlich sollen durch den Vergleich zwischen Messung und Rechnung diejenigen Parameter bestimmt werden, die nicht ausreichend genau bekannt sind. Die hierzu benötigten Messdaten werden an unterschiedlichen Punkten der Antriebsanlage der Schiffe für diverse Fahrtzustände im Zeitbereich ermittelt. Die Art, die Anzahl und die Lage der Messpunkte für die einzelnen Schiffe ist in Anhang A beschrieben. Aufgrund der konstruktiven Randbedingungen sind diese Messungen nur an einer sehr begrenzten Zahl von Punkten möglich, wodurch eine eindeutige Identifikation nicht immer möglich ist.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens *INTACT* wurden detaillierte numerische Modelle für die Schiffsantriebsanlagen der Schiffe 1 und 3 entwickelt (siehe auch Abschnitt 3.1.3.1):

- Schiff 1: schnelllaufender 12-Zylinder 4-Takt Dieselmotor mit dreistufigem Untersetzungsgetriebe (zwei Vor- und ein Rückwärtsgang) und Festpropeller,
- Schiff 3: aufgeladener mittelschnelllaufender 8-Zylinder 4-Takt Dieselmotor mit einstufigem Untersetzungsgetriebe mit Lamellenschaltkupplung, Wellengenerator und Verstellpropeller.

Die Modellentwicklung und die Untersuchungen für das Schiff 1 wurde im wesentlichen mit dem Ziel durchgeführt, den notwendigen Detaillierungsgrad für das numerische Modell zu ermitteln. Die Antriebsanlage des Schiffes 3 unterscheidet sich in wesentlichen Punkten (Propulsionsanlage, Wellengenerator) von derjenigen des Schiffes 1, so dass hierfür neue Modellkomponenten entwickelt wurden.

Die Zusammenfassung und Erläuterung der Ergebnisse für den Arbeitspunkt numerische Analyse der Schiffsantriebsanlage ist unterteilt worden in die Bereiche Modellentwicklung und numerische Simulation. Im folgenden werden zunächst die allgemeine Vorgehensweise bei der Modellentwicklung und die entwickelten Modellkomponenten erläutert. Die Ergebnisse der numerischen Simulation sind in Kapitel 3.4.3 zusammengestellt.

### *3.4.1 Allgemeine Vorgehensweise bei der Modellentwicklung*

Eine Schiffsantriebsanlage kann in die Komponenten Motor, Kupplung, Getriebe, Wellengenerator, Wellenleitung und Propulsionsanlage unterteilt werden, wobei die Anzahl der Komponenten je nach Antriebsanlage schwankt. Für die Entwicklung der mechanischen Modelle für die Schiffsantriebsanlagen wurde diese Unterteilung verwendet und es wurden jeweils für die einzelnen Komponenten Modelle entwickelt. Diese Vorgehensweise wurde gewählt, um die einzelnen Modellkomponenten unabhängig voneinander weiterentwickeln und anschließend das Gesamtmodell einfach modifizieren zu können, sowie um mittelfristig eine Modellbibliothek zu entwickeln, die eine raschere Zusammenstellung neuer Gesamtmodelle für unterschiedliche Schiffsantriebsanlagen erlaubt.

Die Erläuterungen zur Modellentwicklung und zu den entwickelten Modellen sind entsprechend dieser gewählten Einteilung untergliedert.

#### *3.4.1.1 Motormodell*

Im Schrifttum (u. a. Ulken 1995; Pfingsthorn 1986; Betz 1985; Schwarz 1993; Gerstle 1999) werden unterschiedliche Möglichkeiten für die numerische Modellierung des Motors vorgeschlagen, wobei jeweils unterschiedliche Randbedingungen bezüglich der zu untersuchenden Phänomene (Drehschwingungsanalyse, Berechnung des transienten Betriebsverhaltens von Verbrennungsmotoren) entscheidend für die Modellentwicklung sind. So untersucht zum Beispiel Pfingsthorn (1986) das nichtlineare Drehschwingungsverhalten einer Schiffsmaschinenanlage und entwickelt sein Motormodell auf Basis einer Approximation des Zylinderdruckverlaufes. Schwarz (1993) wiederum betrachtet den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen mit dem Schwerpunkt Motorverhalten und entwickelt sein Modell auf Basis der Kreisprozessrechnung. Den damit verbundenen starken Anstieg der Rechenzeit für die Simulation versucht er durch die Berechnung von Kennfeldern zu begrenzen. Einen ähnlichen Weg beschreitet Gerstle (1999) für die

Modellierung von Vier- und Zweitakt Dieselmotoren für die er ebenfalls die Kreisprozessrechnung getrennt durchführt und in einem Kennfeld ablegt.

Ausgehend von der im Rahmen von *INTACT* definierten Zielsetzung einer möglichst simplen Approximation der Schiffsantriebsanlage wurde zunächst angestrebt mit dem in der Simulationssoftware standardmäßig vorhandenen Modell für einen Verbrennungsmotor die mechanischen Modelle zu entwickeln. Voruntersuchungen zeigten jedoch, dass bei den untersuchten Schiffen auf der Propellerwelle relevante Schwankungen im Antriebsmoment zwischen der 0,5-ten und der 4,5-ten Ordnung der Motordrehzahl beobachtet werden. Diese Schwankungen im Torsionsmoment sind auf eine Anregungen durch den Motor (Gasdruckverlauf) zurückzuführen, so zum Beispiel die 0,5-te Ordnung auf den Arbeitstakt (4-Takt Motoren) und die 4-te Ordnung beim 8-Zylinder 4-Takt Motor auf die Zündfrequenz. Da diese Momentenschwankungen, insbesondere diejenigen mit niedriger Ordnung, im wesentlichen den zeitlichen Verlauf des Torsionsmomentes beeinflussen, ist es notwendig das mechanische Modell des Motors entsprechend zu entwickeln.

Neben den aus den Drehschwingungsanalysen für die Schiffe abgeleiteten Anforderungen an das Motormodell, sollte das Modell weiterhin geeignet sein mit geringem Aufwand mechanische Modelle für unterschiedliche Schiffsmotoren zu entwickeln. Deshalb wurde ein Modell für einen einzelnen Zylinder (Motormodul) erstellt, aus dem jeweils der gesamte Motor zusammengesetzt wird. Als Eingabeparameter für dieses Zylindermodell werden die geometrischen Abmessungen des Kurbeltriebes, die einzelnen Massen (oszillierende und Drehmassen), der Zündwinkel sowie der gemessene Verbrennungsdruckverlauf benötigt. Analog der Vorgehensweise von Pfingsthorn (1986) wird der Druckverlauf entsprechend dem Vorgabewert aus der Motorregelung für die Füllung zwischen Kompression ohne Verbrennung und Nennbetriebspunkt skaliert. Der gesamte Motor eines Schiffes wird auf Basis des Zylindermodells entlang der Kurbelwelle (Verknüpfung der Zylinder durch die Kurbelwellenabschnitte) aufgebaut.

Für die Modellierungen wurden die Systemgrenzen des Motors derart definiert, dass der Turbolader nur indirekt über den Zylinderdruckverlauf berücksichtigt wird, das heißt, dass das dynamische Verhalten des Turboladers und dessen Abhängigkeit vom Verbrennungsverlauf vernachlässigt wird.

Zu der Komponente Motor wird im vorliegenden auch die Motorregelung gezählt, die jedoch getrennt von der eigentlichen Krafterzeugung modelliert wird. Die Motorregelung soll im wesentlichen die Leerlaufdrehzahl stabilisieren, die maximale Motordrehzahl beschränken und eine stabile Einhaltung einer vorgegebenen Motordrehzahl ermöglichen. Dies erfolgt an Bord in vielen Fällen elektronisch.

Für die numerische Beschreibung der Motorregelung existieren im Schrifttum unterschiedliche Modelle. Schwarz (1993) approximiert die wesentlichen Eigenschaften der Motorregelung mit Hilfe von drei charakteristischen

Kennfeldern, die auf der Fahrhebelstellung, Einspritzpumpendrehzahl, Umgebungsluftdruck und Ladeluftdruck basieren. Gerstle (1999) merkt hierzu an, dass die für diese Art der Reglerapproximation notwendigen Daten nur in den wenigsten Fällen verfügbar sind. Er schlägt daher eine regelungstechnische Darstellung vor, wie sie unter anderem auch von Frey (1989) und Ulken (1995) verwendet wurde. Der von Gerstle vorgeschlagene Regler ist vom Typ  $PIDT_1$ , der durch die Wahl der Parameter auch als P-, PD- oder PI-Glied verwendet werden kann. Ergänzt wird die Regelung dann durch einen Drehzahlfilter und den Begrenzungen für die Reglerstellung beziehungsweise für die mechanischen Regelstangen. Für die Identifikation der geeigneten Reglerparameter führt Gerstle Parametervariationen für den Fall des Lastabwurfes durch, in denen er jedoch den PID-Regler betrachtet.

Frey (1989) entwickelt ein regelungstechnisches Modell für den mechanischen Woodward Regler, dessen Parameter er anhand von Messungen an einem Zweitakt-Motor bestimmt. Die vorgeschlagene Regelung ist vom Typ  $PIT_2$ . Diese wird auch von Ulken (1995) erfolgreich verwendet.

Bei den für die numerische Simulation ausgewählten Schiffsantriebsanlagen konnte der Aufbau der Regelung nicht den Konstruktionsunterlagen entnommen und Informationen von den Motorenherstellern standen nicht zur Verfügung. Zusätzlich bestand im Rahmen des Forschungsvorhabens *INTACT* nicht die Möglichkeit das Reglerverhalten experimentell in der Schiffsmaschinenanlage zu untersuchen. Aus diesen Gründen wurde ein Regler des Typs  $PIT_2$  für die Motorregelung eingesetzt und die Reglerparameter jeweils entsprechend den Messdaten angepasst.

#### *3.4.1.2 Modellierung der Kupplung*

Die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass das standardmäßig im verwendeten Programm enthaltene Kupplungsmodell nicht geeignet ist, um das Drehschwingungsverhalten ausreichend genau zu modellieren. Der Grund hierfür ist die begrenzte Anzahl von Eingabeparametern, die nicht ausreichen, um die dynamische Steifigkeit der Kupplung zu erfassen. Dies führt bei Verwendung dieser Elemente zu einer nicht akzeptablen Veränderung der Eigenfrequenzen. Die Kupplungen wurden daher unter Verwendung von Basismodulen (Feder, Dämpfer etc.) so entwickelt, dass die statische und dynamische Steifigkeit ausreichend genau mit den Katalogdaten der in der Schiffsmaschinenanlage verwendeten Kupplungen übereinstimmen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass für die Katalogdaten ein Toleranzbereich von +10% und -20 % angegeben ist. Prüfstandsdaten werden bei einer Serienkupplung nicht für jedes Exemplar ermittelt und standen daher nicht zur Verfügung.

### 3.4.1.3 Modellierung des Getriebes

Bei den für die numerischen Analysen betrachteten Schiffen ist ein Getriebe Bestandteil der Antriebsanlage. Das Getriebemodell wurde für beide Schiffe auf Basis der Konstruktionsunterlagen (Steifigkeiten und Drehmassenträgheiten von Zwischenwellen, Zahnradstufen und Lamellenkupplung) entwickelt.

Ein Beispiel für ein entwickeltes und in den Analysen verwendetes Getriebemodell ist in Abbildung 3.4-1 dargestellt. Dabei handelt es sich um ein Getriebe mit Lamellenschaltkupplung. Der Schaltvorgang der Lamellenkupplung (Kraftanstieg) wurde auf Basis der Messungen angepasst. Alle übrigen Daten sind den Konstruktionsunterlagen entnommen.

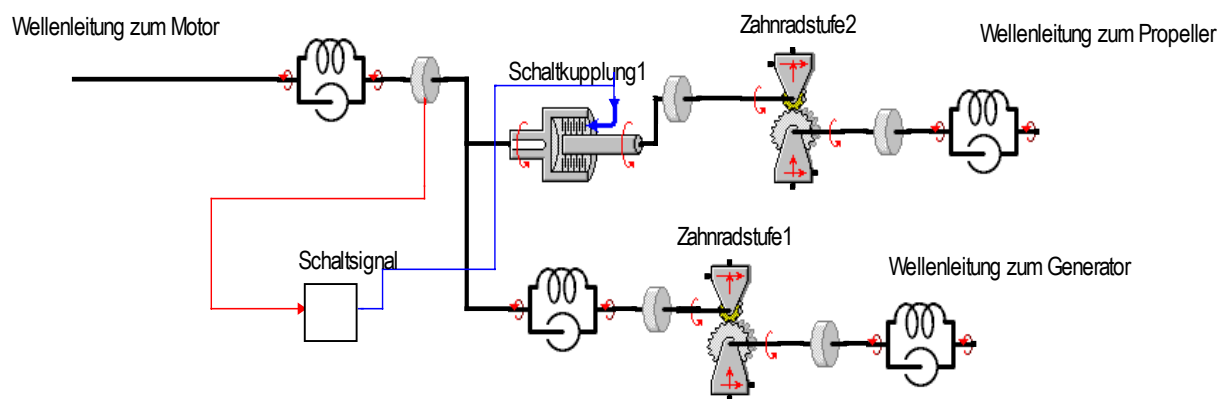


Abbildung 3.4-1: Simulationsmodell des Getriebes für Schiff 3

### 3.4.1.4 Modellierung der Wellenleitungen

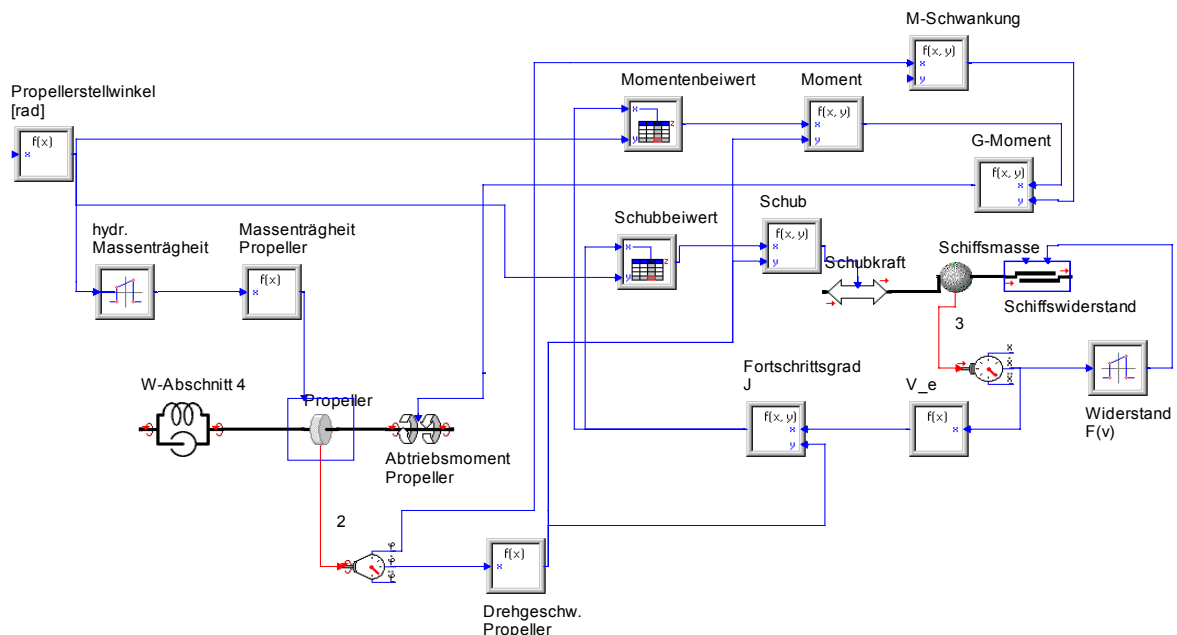
Die einzelnen Komponenten der Schiffsantriebsanlage sind mit Ausnahme der Propellerwelle nur durch kurze Wellenabschnitte beziehungsweise durch Flansche miteinander verbunden. Diese kurzen Abschnitte werden direkt auf Basis der Konstruktionsunterlagen (Drehmassenträgheiten und Steifigkeiten) für die Berechnungen der Drehschwingungen modelliert. Bei der Propellerwelle wird die Anzahl der Freiheitsgrade reduziert, um die Rechenzeit moderater zu gestalten. Diese Kondensation wird nach einem von Laschet (1988) vorgeschlagenen Verfahren durchgeführt, wobei lediglich die höheren Eigenfrequenzen ( $> 500$  Hz) durch Zusammenfassen von Wellenabschnitten aus dem System entfernt werden.

### 3.4.1.5 Modell für die Propulsionsanlage

Das Propellermoment ist die wesentliche mittlere Belastung des Dieselmotors. Die Analyse des Schrittmotors und die Messungen zeigen, dass diese Belastung nicht gleichförmig ist und dadurch zu zeitlichen Schwankungen im Torsionsmoment führt, die in der Regel nicht vernachlässigt werden können.

Am Propeller wird die Kraft für den Vortrieb des Schiffes durch die Umformung der rotatorischen Bewegung der Welle in die translatorische Bewegung der Fluidteile erzeugt. Diese Umformung geschieht mittels der Propellerflügel, an denen durch die Umströmung eine Vortriebskraft (Schub) entsteht. Die Umströmung des Propellerflügels ist unter anderem abhängig von der Anströmung, die wiederum von der Schiffsgeschwindigkeit und von der Umströmung des Schiffsrumpfes beeinflusst wird. Für die Modellentwicklung der Propulsionsanlage wurde aus den oben genannten Gründen die Systemgrenze so definiert, dass der Einfluss durch das Schiff weitgehend berücksichtigt wird.

Bei den Propellern kann zwischen Fest- und Verstellpropeller unterschieden werden, wobei der Festpropeller auch als Sonderfall des Verstellpropellers betrachtet werden kann. Das im folgenden erläuterte Modell für die Propulsionsanlage wurde deswegen für den Verstellpropeller entwickelt. Das Modell ist in Abbildung 3.4-2 mit der Bezeichnung der einzelnen Bestandteile dargestellt.



**Abbildung 3.4-2: Modell einer Propulsionsanlage mit Verstellpropeller (ohne Regelung des Flügelstellwinkels)**

Als Eingangsgrößen für die numerische Simulation mit dem entwickelten Modell werden die geometrischen Daten des Propellers (Durchmesser, Flächenverhältnis  $A_p/A_0$ , lokale Sehnenlänge und lokale Steigung), die Dreh-

massenträgheit des Propellers, die Kennfelder für Schub- und Momentenbeiwert, der Schiffswiderstand als Funktion der Schiffsgeschwindigkeit, die Nachstromziffer  $\Psi$  und der Flügelstellwinkel benötigt.

Der Einfluss des Propellers auf die Antriebsanlage wird unterteilt in seine Massenträgheit (Propeller) und das Drehmoment (Abtriebsmoment) zur Erzeugung des Schubes. Bei der Massenträgheit wird sowohl die aus den Konstruktionsunterlagen zu entnehmende Massenträgheit des Propellers als auch die vom Flügelstellwinkel abhängige hydrodynamische Massenträgheit berücksichtigt. Die hydrodynamische Massenträgheit wird auf Basis einer modifizierten Abschätzung nach Sasaki & Koshino (1989) berechnet.

Wie oben bereits erläutert, ist das Abtriebsmoment des Propellers von seiner Anströmung abhängig. Deshalb wird in dem Modell das Abtriebsmoment unter Berücksichtigung der Drehgeschwindigkeit des Propellers, der Schiffsgeschwindigkeit und des Flügelstellwinkels berechnet. Die Abschätzung der Schiffsgeschwindigkeit wird ausgehend vom Schub, der Schiffsmasse und des Schiffswiderstandes durchgeführt. Das Abtriebsmoment und der Schub des Propellers werden mit Hilfe der vom Propellerhersteller zur Verfügung gestellten Kennfelder für den Schub- (Abbildung 3.4-3) und den Momentenbeiwert (Abbildung 3.4-4) in Abhängigkeit vom Fortschrittsgrad  $J$  und dem Anstellwinkel berechnet.

Der für diese Berechnung benötigte Schiffswiderstand wird mit Hilfe der Daten des Schiffes (Länge, Breite, Tiefgang, Verdrängung) bestimmt, wobei der durch den Sog des Propellers entstehende Zusatzwiderstand getrennt berücksichtigt wird. Die Abschätzung des Schiffswiderstandes wird mit Hilfe der von Hollenbach (1997) vorgeschlagenen Verfahren durchgeführt, wobei die in dem Modell verwendete Schiffswiderstandskurve eine Mittelung aus den Verfahren innerhalb des jeweiligen Gültigkeitsbereiches ist. Der Sog einfluss auf den Schiffswiderstand wird mit der von Großmann (1997) vorgeschlagenen Gleichung abgeschätzt.

Die Berechnung des Fortschrittsgrades wird mit Hilfe einer auf Basis der Schiffsdaten abgeschätzten mittleren Nachstromziffer durchgeführt.

Bei der oben skizzierten Berechnung des Abtriebsmomentes am Propeller handelt es sich um den Mittelwert für eine Propellerumdrehung, da die Nachstromziffer als konstant in der Propellerscheibe angenommen wird. Durch die Umströmung des Schiffsrumpfes ist die Geschwindigkeitsverteilung des Fluids in der Propellerebene (Nachstrom) jedoch nicht gleichförmig. Hieraus resultiert ein ungleichförmiger Verlauf von Schub und Moment für einen Flügel des Propellers bei einem Umlauf. Die aus einem realen Nachstrom resultierende Ungleichförmigkeit von Schub- und Momentenbeiwert wird zum Beispiel von Kumai (1961) für zwei unterschiedliche Rumpfformen (Standard- und Weser-Heck) aufgezeigt. Zusätzlich, dies zeigen die Untersuchungen von Schmidt (1979), wird die Ungleichförmigkeit auch durch die Flügelgeometrie beeinflusst. Die Größe dieser Ungleichförmigkeit für den gesamten Propeller ist wiederum von der Flügelanzahl abhängig.

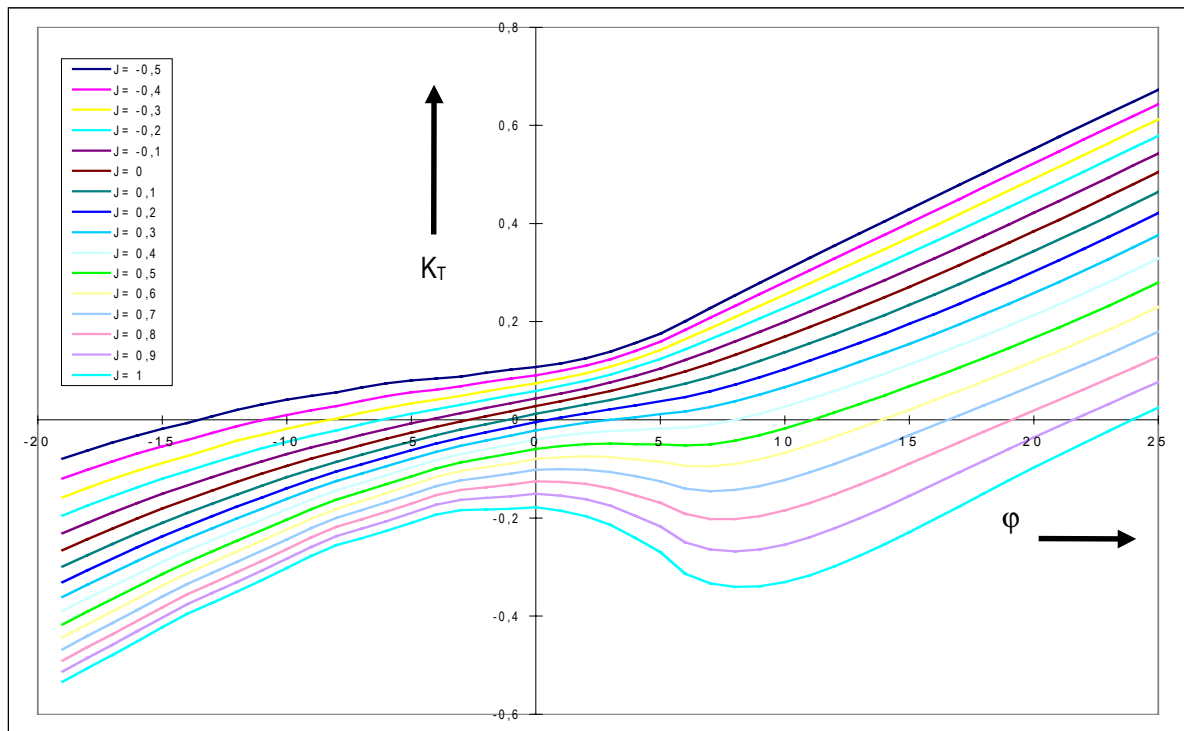
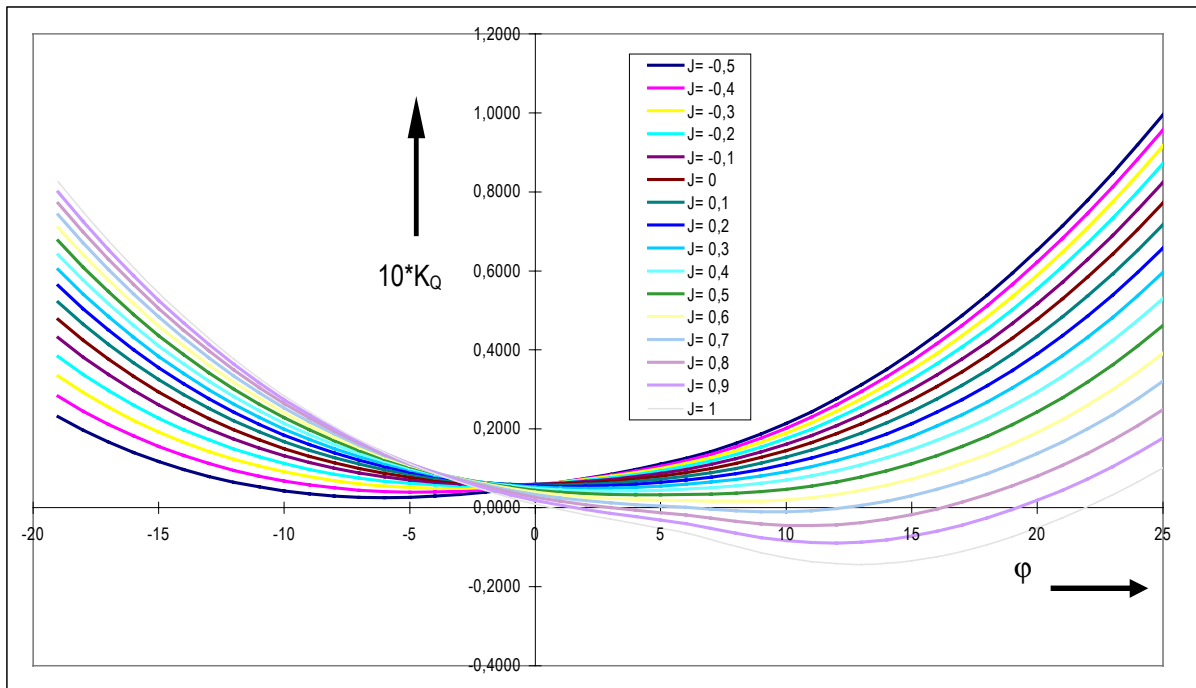


Abbildung 3.4-3: Verlauf des Schubbeiwertes  $K_T$  für Flügelstellwinkel  $\phi$  zwischen  $-19^\circ$  und  $25^\circ$  sowie verschiedene Fortschrittsgrade  $J$  zwischen -0,5 und 1.

Die Ungleichförmigkeit im Abtriebsmoment wird von Pflingthorn (1986) ausgehend vom gemessenen Nachstromfeld und Integration der Kräfte über den einzelnen Flügel berechnet. Für das hier entwickelte Modell wird eine einfache Approximation durch eine Sinusfunktion verwendet.





**Abbildung 3.4-4: Verlauf des Momentenbeiwertes  $K_Q$  für Flügelanstellwinkel  $\varphi$  zwischen  $-19^\circ$  und  $25^\circ$  sowie verschiedene Fortschrittsgrade  $J$  zwischen  $-0,5$  und  $1$ .**

Für die Schiffe 1 und 3 sind die auf eine Anregung durch den Propeller zurückzuführenden Amplituden der Schwankung des Torsionsmomentes über der Drehzahl der Propellerwelle in Abbildung 3.4-5 und Abbildung 3.4-6 aufgetragen. Zusätzlich ist die Amplitude relativ zum mittleren Torsionsmoment auf der Propellerwelle in die Abbildungen eingetragen. Diese Auswertung der Messungen für die Schiffe zeigt, dass die Systemantwort (Torsionsschwingung der Propellerwelle) weniger als 5 % des mittleren Antriebsmomentes beträgt. Damit werden, sofern eine Verstärkung der Amplitude durch das Drehschwingungsverhalten der Antriebsanlage ausgeschlossen werden kann, die mit Hilfe von Kumai (1961) und Schmidt (1979) durchgeführten Analysen bestätigt.

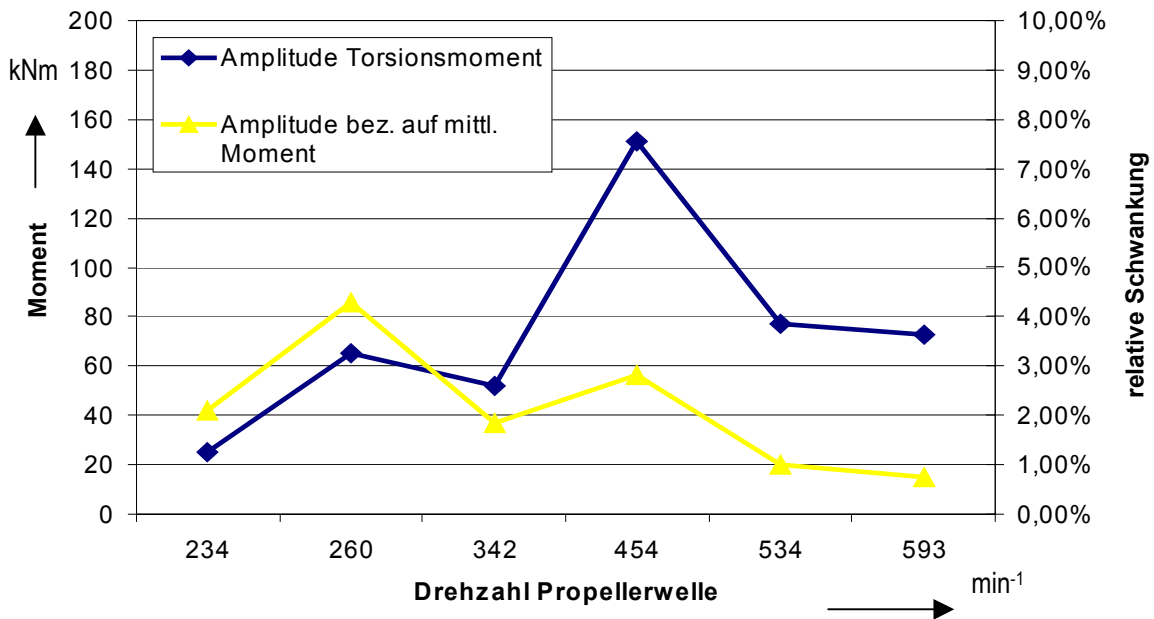


Abbildung 3.4-5 Amplitude der Schwankung des Torsionsmomentes mit der 4-fachen Frequenz der Propellerwellendrehzahl und die relative Schwankung bezüglich des mittleren Momentes aufgetragen über der Propellerwellendrehzahl gemessen für Schiff 1.

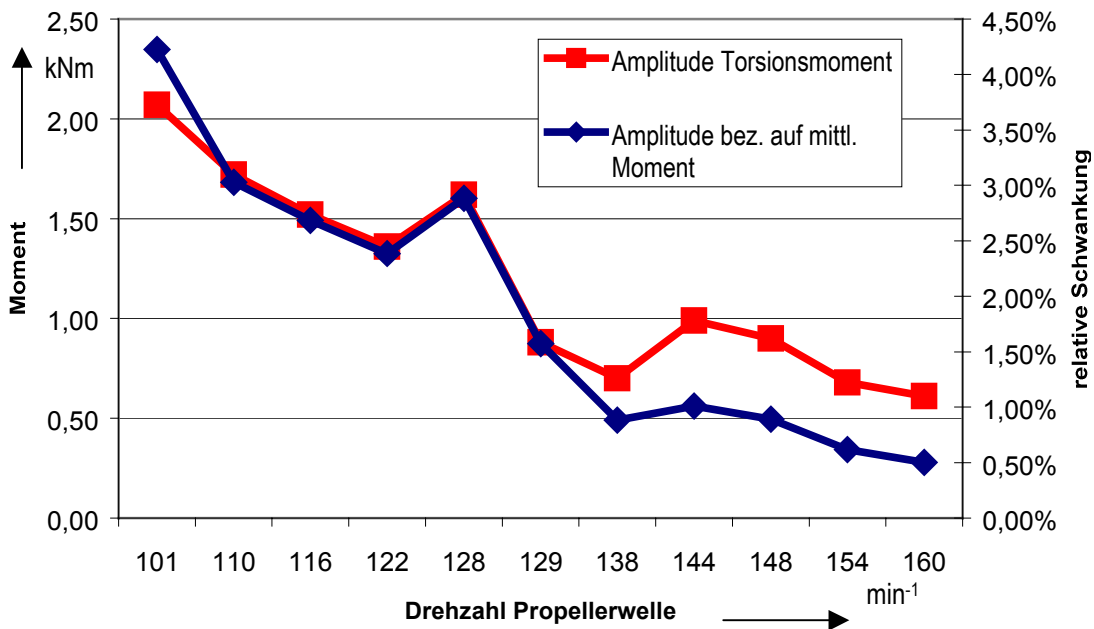


Abbildung 3.4-6: Amplitude der Schwankung des Torsionsmomentes mit der 4-fachen Frequenz der Propellerwellendrehzahl und die relative Schwankung bezüglich des mittleren Momentes aufgetragen über der Propellerwellendrehzahl gemessen für Schiff 3.

Weiterhin ist den Auftragungen zu entnehmen, dass die Amplitude bezogen auf das mittlere Antriebsmoment an der Propellerwelle global betrachtet mit steigender Wellendrehzahl abnimmt und beim Nennbetriebspunkt weniger als 1 % beträgt.

In dem entwickelten Modell der Propulsionsanlage wird die Amplitude auf Basis des mittleren Abtriebsmomentes auf der Propellerwelle berechnet.

#### *3.4.1.6 Approximation der Steuerung/Regelung des Flügelanstellwinkels*

Bei einer Schiffsantriebsanlage mit Verstellpropeller ist die Regelung für den Flügelanstellwinkel mit derjenigen des Motors verknüpft, um im normalen Betrieb Zustände, die zu unzulässig hohen Beanspruchung in der Antriebsanlage führen, zu vermeiden. Für diese Regelung werden im allgemeinen drei Betriebsarten unterschieden:

1. Fahrt mit festem Flügelanstellwinkel (Festpropeller) und Steuerung der Schiffsgeschwindigkeit über die Motordrehzahl (Propellerkurve),
2. Fahrt mit konstanter Motordrehzahl und Steuerung der Schiffsgeschwindigkeit durch Variation des Flügelanstellwinkels (Generatorbetrieb),
3. Steuerung der Schiffsgeschwindigkeit durch Variation von Motordrehzahl und Flügelanstellwinkel (Kombinatorbetrieb).

Die bei der Modellentwicklung durchgeführten Analysen zeigen, dass für den Betrieb mit Vorgabe einer konstanten Motordrehzahl (Betriebsart 2) die Verstellgeschwindigkeit des Flügelwinkels großen Einfluss auf die Motordrehzahl hat. Wird zum Beispiel beim Schiff 3 die maximal mögliche Verstellgeschwindigkeit für den Flügel von  $1,82^\circ/\text{s}$  verwendet (Wert auf der Probefahrt ermittelt), so kann der Motor bei einer Erhöhung des Flügelanstellwinkels nicht die vorgegebene Drehzahl halten und es wird ein deutlicher Einbruch der Drehzahl beobachtet. Um solche Betriebszustände zu vermeiden, wird im Schiffsbetrieb die Verstellgeschwindigkeit für die Propellerflügel auf Basis der aktuellen Betriebsparameter softwaregestützt angepasst. Angaben über die Art der Datenverarbeitung für die softwaregestützte Ermittlung der Flügelverstellgeschwindigkeit sind in der Regel nur schwer oder gar nicht zugänglich. Aus diesem Grunde und um die Komplexität des numerischen Modells nicht durch die Regelung weiter zu steigern, die wiederum die benötigten Rechenzeiten nachteilig beeinflusst, wurde für das Modell des Schiffes 3 ein einfaches Regelungsmodell entwickelt, das wesentliche messtechnisch (für Schiff 3) ermittelte Kennzeichen der Flügeleinrichtung berücksichtigt. Diese Kennzeichen sind

- eine maximale Verstellgeschwindigkeit der Flügel von etwa  $0,86^\circ/\text{s}$  bis 70 % Füllung.

- oberhalb von 70 % wird die maximale Verstellgeschwindigkeit auf unterschiedliche, deutlich niedrigere Werte begrenzt, die um etwa  $0,13^\circ/\text{s}$  schwanken. Für diesen Bereich wird im Modell eine maximale Verstellgeschwindigkeit von  $0,13^\circ/\text{s}$  verwendet.
- oberhalb von 70 % Füllung wird die Verstellgeschwindigkeit der Flügel auf  $0^\circ/\text{s}$  gesetzt (der aktuelle Flügelanstellwinkel wird konstant gehalten) sobald die Füllung um 10 % gegenüber einem unteren Grenzwert zugenommen hat. Nachdem die Füllung gegenüber diesem oberen Grenzwert um 5 % abgenommen hat wird die Flügelverstellung fortgesetzt. Oberer und unterer Grenzwert werden laufend modifiziert, um schrittweise die Flügelseinstellung an den Vorgabewert heranzuführen.
- bei gedrücktem Betrieb, das heißt der Motor erreicht trotz 100 % Füllung nicht seinen Nennbetriebspunkt, wird der Flügelanstellwinkel schrittweise reduziert bis der Nennbetriebspunkt erreicht ist.

Die Regelung für die Flügelverstellung ist mit der Motorregelung verknüpft, um die jeweils aktuellen Daten für die Füllung zu verwenden. Der aktuelle Wert des Flügelanstellwinkels dient als Eingangsgröße für die Berechnung der hydrodynamischen Drehmasse und der Beiwerte für Schub und Moment.

### *3.4.2 Modellverifikation*

Als Nachweise der Qualität des entwickelten numerischen Modells wird in der Regel (siehe zum Beispiel Frey (1989), Pflingsthor (1986), Betz (1985)) ein Vergleich zwischen Messung und Rechnung durchgeführt. Diese Vergleiche sind in Kapitel 3.4.3 zusammengefasst. Zusätzlich wurden zu diesen Vergleichen Messung – Rechnung während der Modellentwicklung die Eigenfrequenzen des Gesamtmodells bestimmt und die Unterschiede zu der vorliegenden Drehschwingungsanalyse des Herstellers analysiert, sowie Plausibilitätsprüfungen bezüglich der *Fahreigenschaften* des Schiffsmodells durchgeführt.

### *3.4.3 Numerische Simulation der Schiffsantriebsanlage*

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden numerische Modelle für die Schiffe 1 und 3 entwickelt. Die im folgenden zusammengestellten Ergebnisse sind dem entsprechend untergliedert.

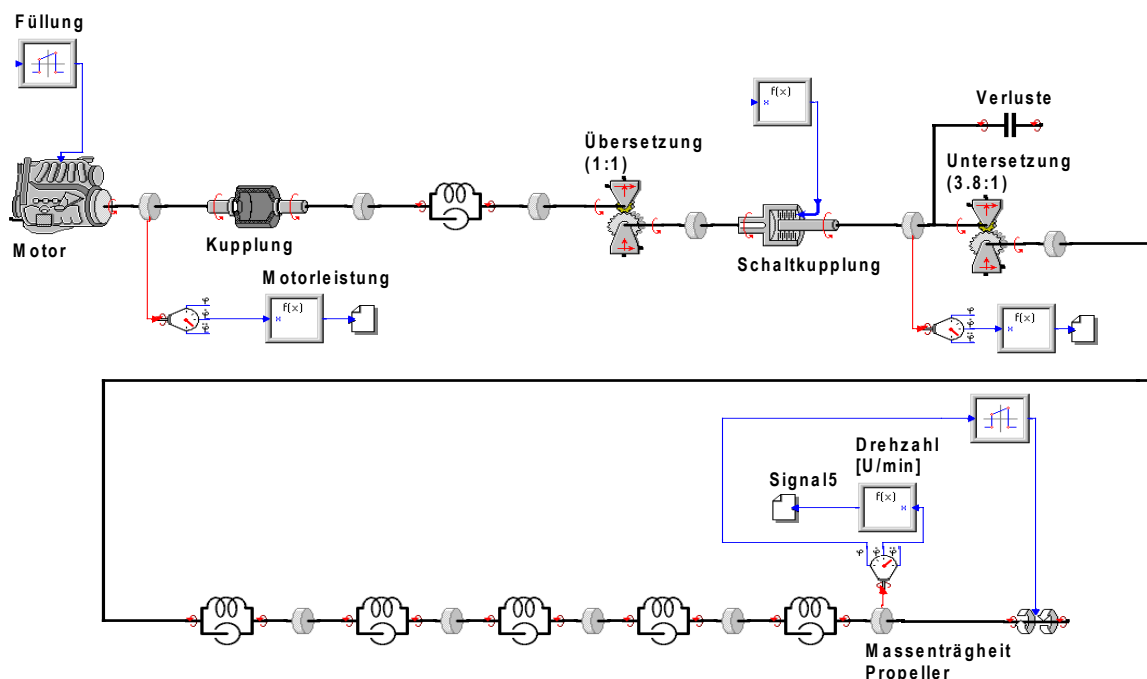
#### *3.4.3.1 Ergebnisse für Schiff 1*

Die Hauptaufgabe des ersten Schiffes bestand darin die Funktionalität des Messaufbaus zu überprüfen und erste Erfahrungen mit der Langzeitdatenerfassung sowie der Modellierung zu sammeln. Eine kurze Zusammenstellung wesentlicher technischer Daten des Schiffes 1 findet sich in Abschnitt 3.1.3.1.

Das entwickelte Modell ist in Abbildung 3.4-7 dargestellt. Der Motor ist ein schnelllaufender Zwölf-Zylinder-Vier-Takt Motor mit einer Nenndrehzahl von  $2300 \text{ min}^{-1}$  und einer Nennleistung von 720 kW. Das Getriebe ist

einzweistufiges Untersetzungsgetriebe mit einer Lammellenschaltkupplung. Im Rahmen der Analysen mit dem Modell wurde nur eine Untersezung (für normalen Betrieb) berücksichtigt. Der Einfluss der Proplusionsanlage wird durch das mittlere Abtriebsmoment approximiert, das auf Basis der Messungen berechnet wird (Propellerkurve). Die Ungleichförmigkeit des Abtriebsmomentes infolge der Schiffsumströmung ist wie oben beschrieben durch eine Sinusfunktion angenähert worden.

Mit dem numerischen Modell wurde eine große Zahl von Parameterstudien durchgeführt, mit denen zum Beispiel der Einfluss unterschiedlicher Anregungen durch den Propeller (Amplitude und Phasenlage), unterschiedlicher Steifigkeiten der Kupplung (Temperatureinfluss auf die Kupplungssteifigkeit) oder unterschiedlich detaillierter Modellierungen untersucht wurde. Die Ergebnisse wurden überwiegend durch den Vergleich zwischen Messung und Simulation bewertet. Hierzu wurden der zeitliche Verlauf des Torsionsmomentes und die Frequenzanalysen verglichen. Die Auswertung der Ergebnisse wird in diesem Abschnitt durch eine Gegenüberstellung durchgeführt. Zur quantitativen Bewertung von Variantenrechnungen wurde das von Schlenzka (1986) angewendete Verfahren der quadratischen Abweichung, berechnet auf Basis der Fourier-Koeffizienten, eingesetzt.



**Abbildung 3.4-7: Modell der Schifffantriebsanlage des Schiffes 1**

Durchgeführt wurde auch ein Vergleich zwischen Messung und Simulation für eine Stufenfahrt mit den Wellendrehzahlen 234 min<sup>-1</sup>, 260 min<sup>-1</sup>, 342 min<sup>-1</sup>, 454 min<sup>-1</sup>, 534 min<sup>-1</sup> und 593 min<sup>-1</sup>. Das Torsionsmoment

wurde am Anfang der Wellenleitung mit einer Abtastfrequenz von 2 kHz gemessen. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte durch qualitativen Vergleich der Zeitverläufe und der Frequenzanalysen.

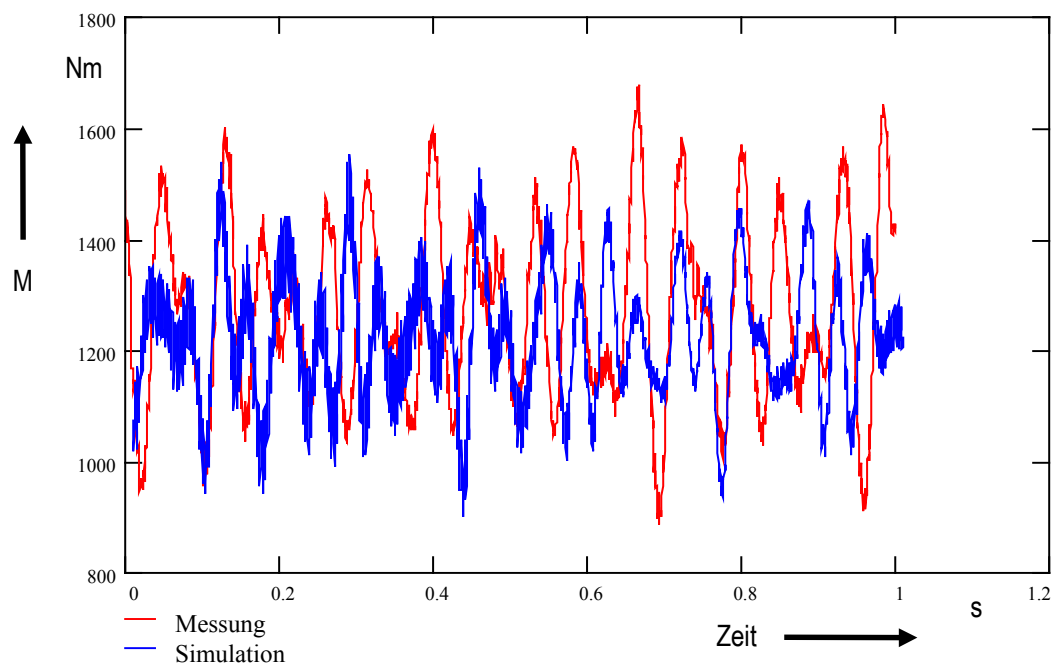
Einige ausgewählte Ergebnisse für die Motordrehzahlen  $234 \text{ min}^{-1}$  und  $342 \text{ min}^{-1}$  sind in Abbildung 3.4-8 bis Abbildung 3.4-11 zusammengestellt. Gezeigt wird für jede Drehzahl ein Ausschnitt aus dem gemessenen und dem berechneten Verlauf des Torsionsmomentes sowie die Frequenzanalyse. Die Zeitverläufe in Abbildung 3.4-8 und Abbildung 3.4-10 zeigen, dass das mittlere Torsionsmoment und die überlagerte Grundschiwingung gut approximiert werden (Amplitude und Häufigkeit). Dagegen ist die der Grundschiwingung überlagerte Oberschiwingung in der Messung viel geringer gedämpft als bei der Simulation.

Die Frequenzauswertung für die Motordrehzahl von  $234 \text{ min}^{-1}$  (Abbildung 3.4-9) zeigt, dass die in der Messung auftretende Torsionsschiwingung mit der 0,5. Ordnung der Motordrehzahl nicht in der Simulation zu beobachten ist. Die 0,5. Ordnung der Motordrehzahl wird durch einen Arbeitszyklus ( $720^\circ$  Umlauf der Kurbelwelle) hervorgerufen. Da die einzelnen Zylinder nicht in dem Modell enthalten sind, ist eine entsprechende Anregung des Systems nicht zu erwarten. Bei der durch die drei Propellerflügel hervorgerufene Schwanung des Torsionsmomentes bei 11,7 Hz stimmen Rechnung und Messung gut überein. Der Einfluss der Kurbelwelle wird durch das Modell wiedergegeben (Schwanung des Torsionsmomentes mit 14,8 Hz), die Amplitude ist jedoch nur etwa ein Drittel so groß wie bei der Messung. Die bei den Messungen beobachtete Schwiung des Torsionsmomentes bei etwa 22 Hz wird von dem Modell lediglich bei einer etwas höheren Frequenz wiedergegeben. Eine erhebliche Abweichung zwischen Messung und Simulation zeigt die Darstellung in Abbildung 3.4-9 bei etwa 30 Hz. Hier wird mit dem Simulationsmodell eine Schwiung mit einer Amplitude von fast 40 Nm berechnet, die bei den Messungen fast nicht zu beobachten ist.

Für eine Motordrehzahl von  $342 \text{ min}^{-1}$  ist das Ergebnis der Frequenzanalyse für Messung und Simulation in Abbildung 3.4-11 dargestellt. Bis zu Frequenzen von 25 Hz wird eine ähnliche Übereinstimmung der Ergebnisse erreicht wie bei einer Motordrehzahl von  $234 \text{ min}^{-1}$ . Oberhalb von 25 Hz reduzieren sich die Abweichungen zwischen Simulation und Messung.

Diese Ergebnisse zeigen, dass auch mit einem sehr einfachen Modell einer Schiffsantriebsanlage für die Schwankungen im Torsionsmoment zumindest in den betrachteten Frequenz- und Motordrehzahlbereichen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation erzielt werden kann. Trotz der Kupplung hat der Motor jedoch einen deutlichen Einfluss auf den zeitlichen Verlauf des Torsionsmomentes in der Propellerwelle, wie die hierfür typischen Schwankungen mit den Harmonischen der Motordrehzahl zeigen. Bei einem schnelllaufenden Motor steigt der Einfluss der Gaskräfte mit zunehmender Motordrehzahl an. Dementsprechend nehmen in diesen Frequenzen die Abweichungen zwischen Messung und Simulationsrechnung zu.

Bei dem Schiff 1 leistet das ungleichförmige Abtriebsmoment am Propeller zumindest im unteren Drehzahlbereich einen wesentlichen Beitrag zur gesamten Schwankung des Torsionsmomentes. Die in Abbildung 3.4-9 und Abbildung 3.4-11 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass durch die Approximation dieser Ungleichförmigkeit mittels einer Sinusfunktion eine gute Übereinstimmung zur Messung erreicht wird.



**Abbildung 3.4-8:** Berechneter und gemessener Verlauf des Torsionsmomentes M in der Wellenleitung bei einer Wellendrehzahl von  $234 \text{ min}^{-1}$ .

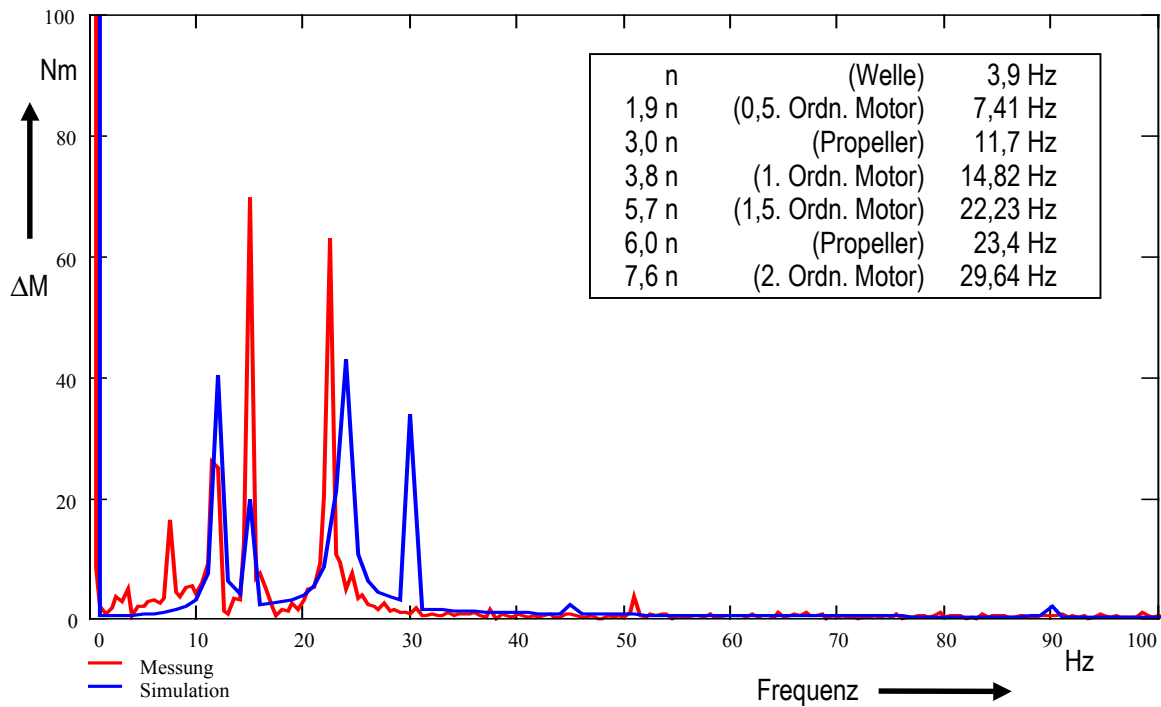


Abbildung 3.4-9: Fourier Analyse des gemessenen und des berechneten Torsionsmomentes (Amplitude  $\Delta M$ ) in der Wellenleitung bei einer Wellendrehzahl von 234  $\text{min}^{-1}$ .

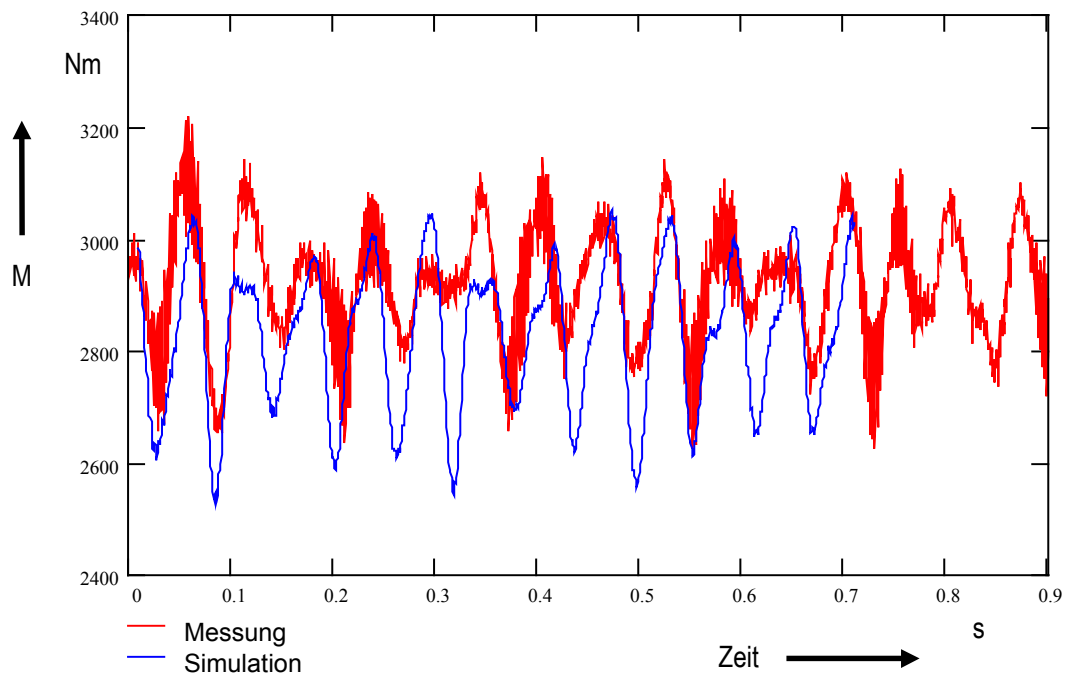
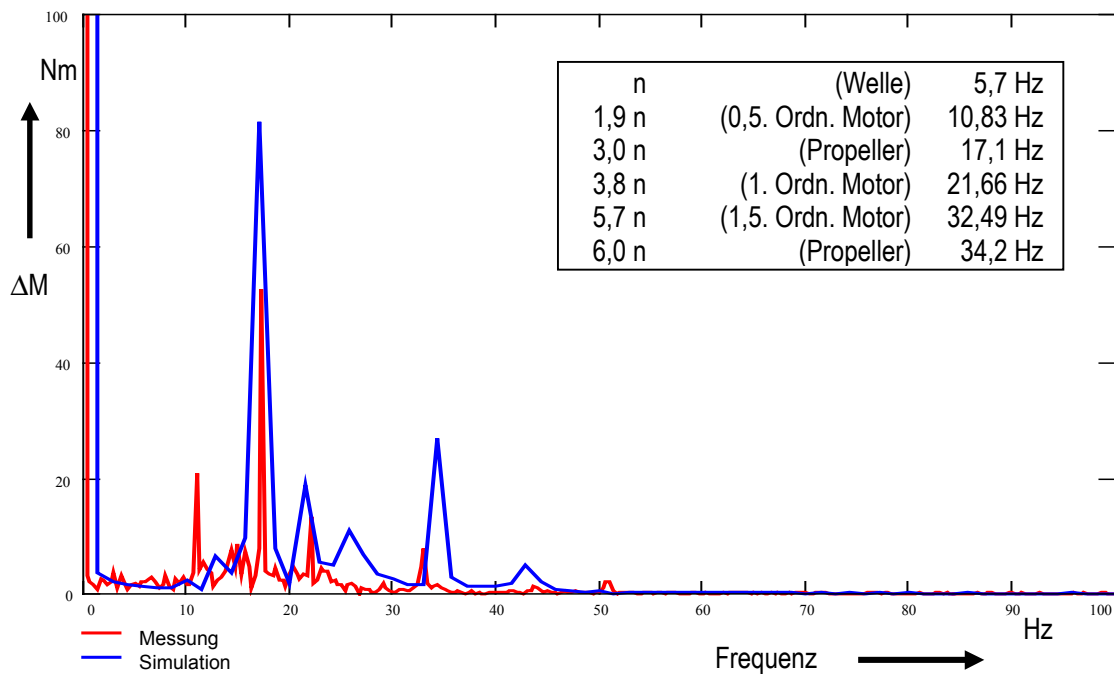


Abbildung 3.4-10: Berechneter und gemessener Verlauf des Torsionsmomentes  $M$  in der Wellenleitung bei einer Wellendrehzahl von 342  $\text{min}^{-1}$ .

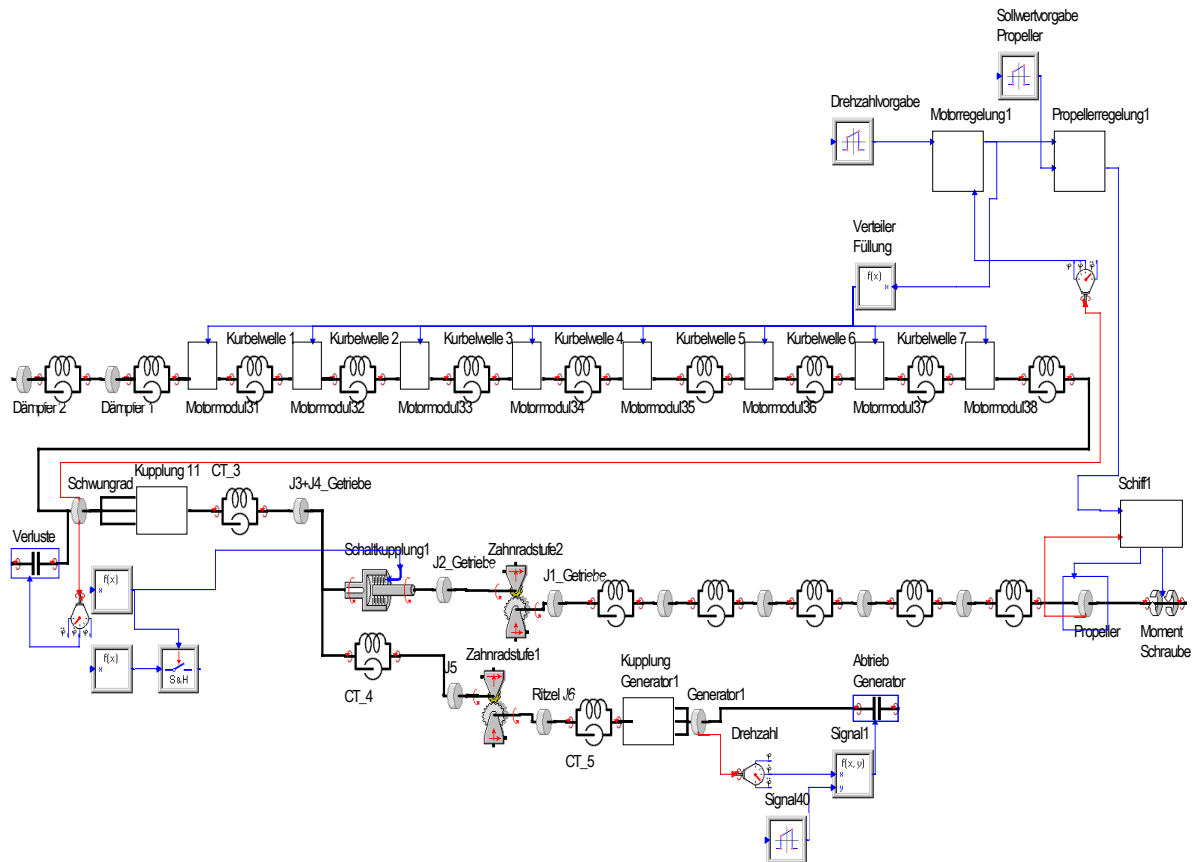




**Abbildung 3.4-11: Fourier Analyse des gemessenen und des berechneten Torsionsmomentes (Amplitude  $\Delta M$ ) in der Wellenleitung bei einer Wellendrehzahl von 342  $\text{min}^{-1}$ .**

### 3.4.3.2 Ergebnisse für Schiff 3

Der Aufbau der Schiffsmaschinenanlage des Schiffes 3 ist in Anhang A beschrieben. Bei dem Motor handelt es sich um einen Acht-Zylinder-Vier-Takt Motor mit einer Nenndrehzahl von 600  $\text{min}^{-1}$  und einer Nennleistung von 3800 kW. Das für die Simulation entwickelte Modell ist in Abbildung 3.4-12 dargestellt.



**Abbildung 3.4-12: Modell der Schiffsmaschinenanlage des Schiffes 3.**

In dem Modul Schiff ist ein Teil der Propulsionsanlage modelliert. Das Modul Motorregelung enthält einen  $PIT_2$ -Regler in der von Frey (1989) vorgeschlagenen Form.

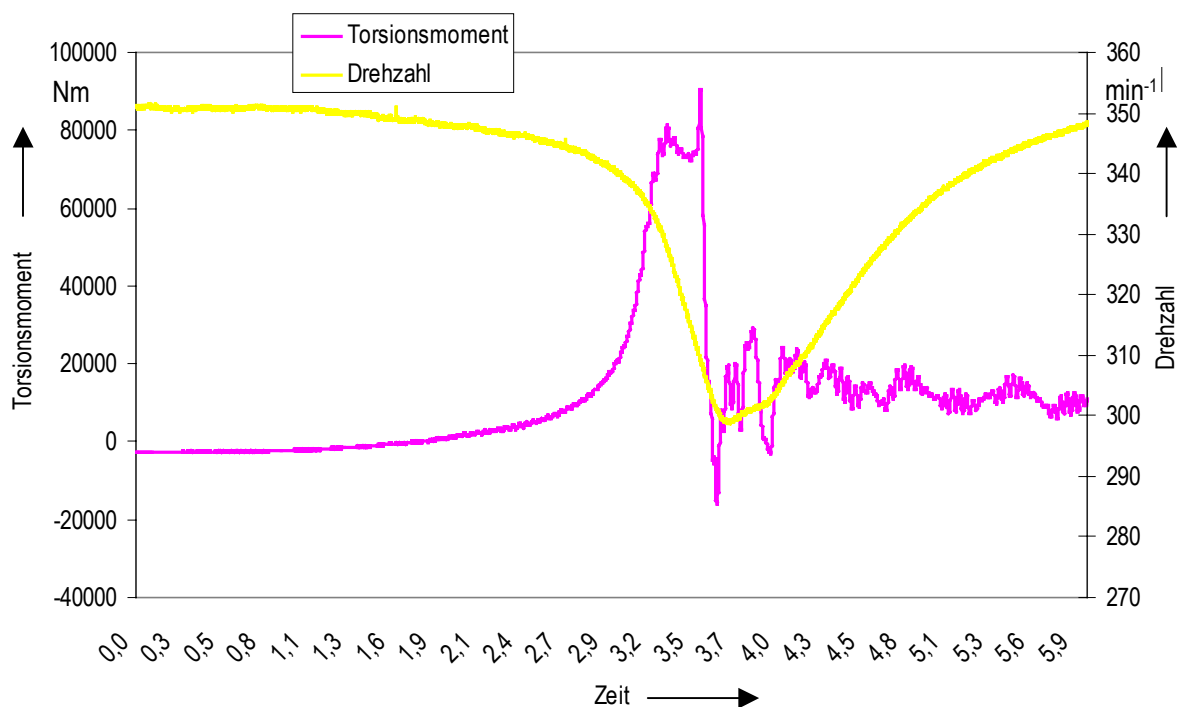
Ausgehend von den mit dem Modell des Schiffes 1 gewonnenen Analyseergebnissen und Erfahrungen, wird für Schiff 3 das Modell für den Motor unter Berücksichtigung der einzelnen Zylinder und der Kurbelwelle wesentlich detaillierter entwickelt. Das Motormodul ist in Abbildung 3.4-12 dargestellt. Bei dem Getriebe handelt es sich um ein Untersetzungsgetriebe (3,619:1) mit einer Lamellenschaltkupplung. Mit Ausnahme der Reglerparameter und der Kennfelder für Schub- und Momentenbeiwert sind alle verwendeten Modellierungsdaten aus den Konstruktionsunterlagen entnommen worden.

#### Analyse des Schaltvorgangs der Lamellenkupplung

Als ein Beispiel für die Modellverifikation und der mit dem Modell des Schiffes 3 durchgeführten Analysen wurde der Schaltvorgang der Lamellenkupplung ausgewählt. Die Lamellenkupplung dient zur Trennung der Propulsionsanlage vom restlichen Antriebsstrang für den Startvorgang. In dem Simulationsmodell ist die Lamellenkupplung durch ein Standardmodul abgebildet, das die freie Definition von Dämpfung, Reibung und Kraftanstieg erlaubt. Der Kraftanstieg (Öldruck während des Schaltvorganges) wurde durch eine Potenzfunktion

approximiert. Die Beiwerte für die Gleit- und die Haftreibung wurden zunächst mit 0,08 und 0,12 (Literaturwerte für die Reibpaarung Stahl – Sinterbronze) angenommen. Zwei Sekunden nach Beendigung des Schaltvorganges wird die Kupplung verriegelt. Die Propellerflügel sind während des Schaltvorganges nicht angestellt (Flügelanstellwinkel  $0^\circ$ ) und mit dem Generator wird keine Leistung entnommen.

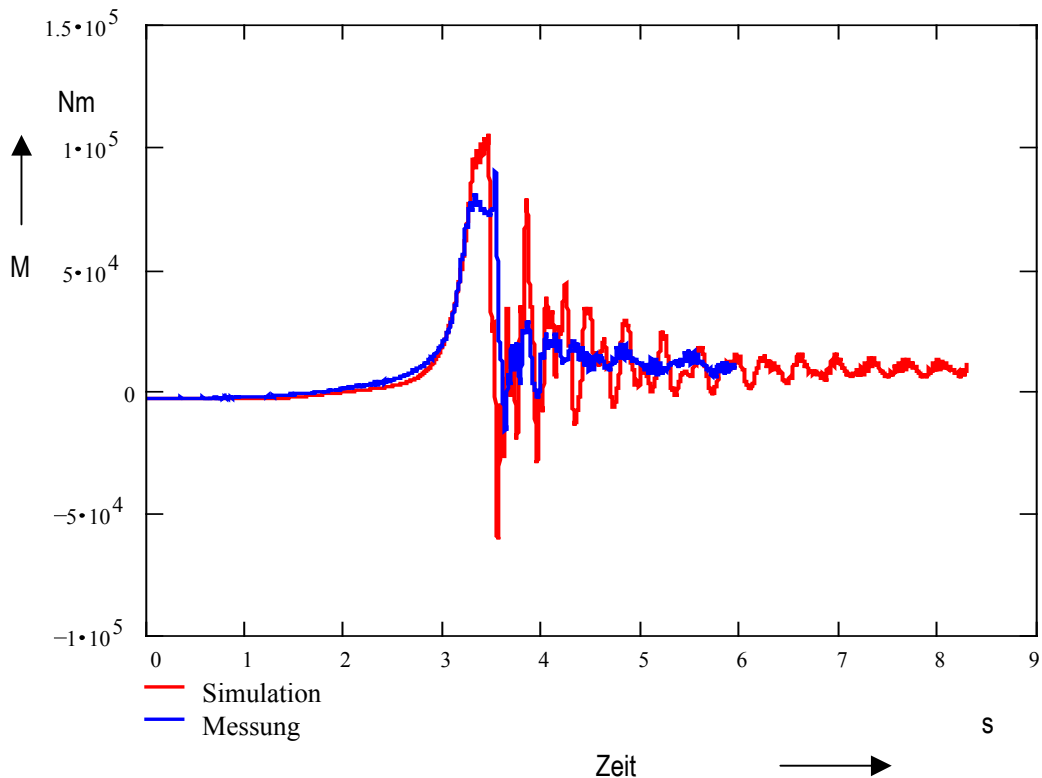
Die für den Schaltvorgang gemessenen Verläufe des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle und die Motordrehzahl sind in Abbildung 3.4-13 dargestellt. Der Schaltvorgang der Lamellenkupplung wird bei einer Motordrehzahl von etwa  $350 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Die Kraftanstiegszeit für den Öldruck ist vom Hersteller mit 2 s angegeben, wobei zuerst nur ein Schaltdruck aufgebracht wird und anschließend der Verriegelungsdruck. Wie die Messdaten zeigen, beträgt das maximale Torsionsmoment auf der Propellerwelle während des Schaltvorganges etwa  $93 \text{ kNm}$ .



**Abbildung 3.4-13: Gemessener zeitlicher Verlauf von Torsionsmoment und Motordrehzahl.**

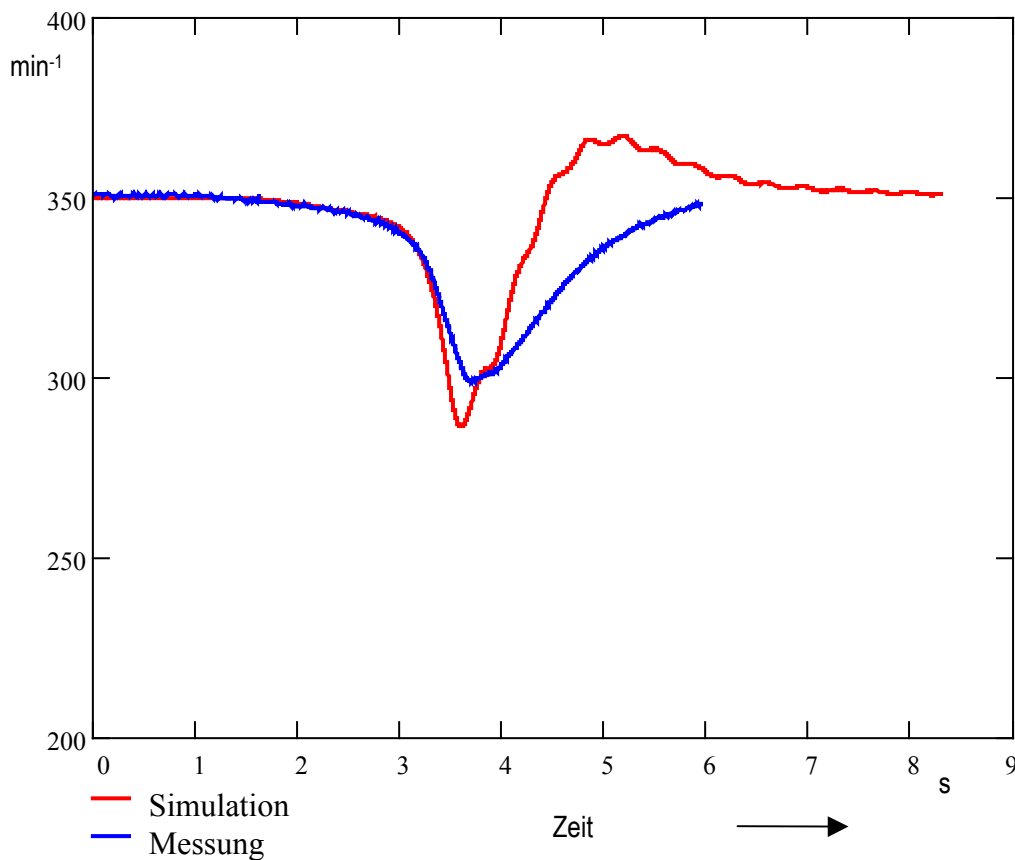
Der mit dem Simulationsmodell berechnete zeitliche Verlauf des Torsionsmomentes ist in Abbildung 3.4-14 den Messdaten gegenübergestellt. Diese Darstellung zeigt, dass beim Anstieg des Torsionsmomentes relativ gute Übereinstimmung erzielt wird, wobei mit der Rechnung jedoch ein maximales Torsionsmoment von  $109 \text{ kNm}$  ermittelt wird (+17 % Abweichung gegenüber der Messung). Deutliche Abweichungen zwischen Messung und Simulationsrechnung treten für den weiteren Verlauf des Torsionsmomentes nach dem Erreichen des Maximalwertes bei etwa  $3,5 \text{ s}$  auf. Die gemessene Schwankung des Torsionsmomentes klingt rasch in etwa einer

Sekunde ab, hingegen bei der Simulationsrechnung der Abklingvorgang noch etwa drei Sekunden andauert. Die Abweichungen zwischen Simulation und Messung nach Abschluss des Schaltvorganges beim mittleren Torsionsmoment sind vernachlässigbar gering. Die Modellierung des Propellers approximiert damit den realen Einfluss in quasistationären Betriebsbereichen sehr genau.



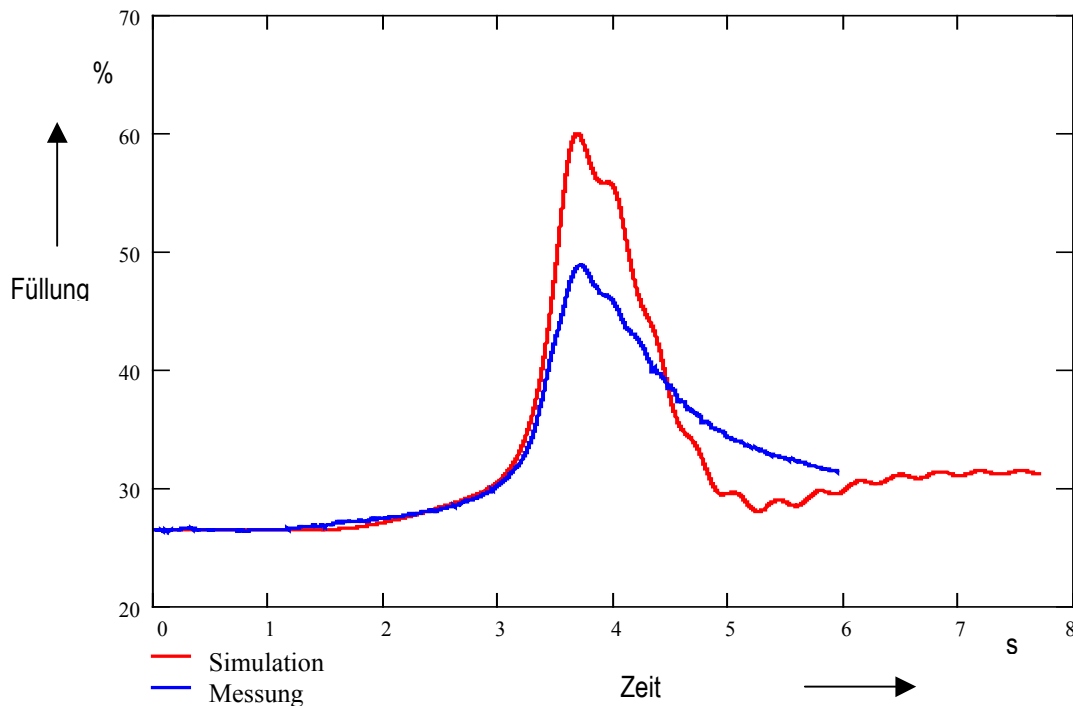
**Abbildung 3.4-14: Gegenüberstellung des zeitlichen Verlaufes des Torsionsmomentes  $M$  aus Messung und aus Simulationsrechnung.**

Abbildung 3.4-15 zeigt den Verlauf der Motordrehzahl für den Schaltvorgang. Der berechnete Verlauf der Motordrehzahl nimmt während des Schaltvorganges stärker ab ( $287 \text{ min}^{-1}$  gegenüber  $299 \text{ min}^{-1}$  bei der Messung), erreicht die Ausgangsdrehzahl von  $350 \text{ min}^{-1}$  schneller als die reale Maschinenanlage und schwingt dann über (Anstieg bis auf  $367 \text{ min}^{-1}$ ) hingegen der gemessene Drehzahlverlauf sich asymptotisch dem Ausgangswert nähert.



**Abbildung 3.4-15: Gegenüberstellung des gemessenen und des berechneten Verlaufes der Motordrehzahl.**

In Abbildung 3.4-16 sind die Füllungssignale der Messung und der Simulation gegenübergestellt. Das Ergebnis der Simulation ist für diese Darstellung um +20 % verschoben worden, um das gleiche Ausgangsniveau bei der Füllung zu Beginn des Schaltvorganges zu haben. Der Unterschied zwischen Messung und Simulation bei dem Betrag der Füllung resultiert aus dem entwickelten Motormodell. In dem Motormodell wird bei der Berechnung des jeweiligen Druckverlaufes im Zylinder von einer linearen Relation zwischen Füllung und Brennkammerdruck ausgegangen. Dies ist bei dem in Schiff 3 vorhandenem Motor mit Turbolader nicht zutreffend, da der Turbolader den Wirkungsgrad der Verbrennung entscheidend beeinflusst. In dem für den Schaltvorgang relevanten Motorbetriebsbereich erzeugt der Turbolader nur einen sehr geringen Ladedruck. Dies führt zu einer schlechten Spülung des Zylinders und einem geringen Brennstoff-Luft-Verhältnis. Daraus resultiert die relativ hohe Füllung von etwa 26 % bei der Messung zu Beginn des Schaltvorganges, die in dieser Größenordnung nicht in der Simulation berechnet werden kann.



**Abbildung 3.4-16: Gegenüberstellung des Füllungssignale aus Messung und Simulation. Das Simulationsergebnis ist um +20 % verschoben.**

Der Anstieg des Füllungssignals zu Beginn des Schaltvorganges wird mit dem Simulationsmodell in guter Übereinstimmung mit der Messung berechnet. Der Anstieg des Füllungssignals während des Schaltvorganges ist bei der Simulation um etwa 20 % größer als bei der Messung. Der qualitative Verlauf im Bereich des Maximums stimmt jedoch gut überein. Für den anschließenden Bereich ab etwa 4,2 s, in dem die Füllung langsam auf den Ausgangswert zurückkehrt, wird bei der Simulation ein deutlich größerer Gradient beobachtet.

Um die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung weiter zu erhöhen (Identifikation z.B. der abgeschätzten Parameter für die Motorregelung) wurden Parametervariationen für die Dämpfung in der Wellenleitung, für die Reibung in der Lamellenkupplung und die Reglerparameter durchgeführt.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Dämpfung in der Wellenleitung und im Modell der Lamellenkupplung keinen Einfluss auf den zeitlichen Verlauf des Torsionsmomentes während des Schaltvorganges (Reduzierung des Überschwingens) hat, da sowohl das maximale Moment als auch der Abklingvorgang unverändert bleiben.

Die Reduzierung des Haftreibungsbeiwertes von 0,12 auf 0,10 hat Einfluss auf das maximale Torsionsmoment in der Propellerwelle, das, wie die Gegenüberstellung in Abbildung 3.4-17 zeigt, von 109 kNm auf 90,5 kNm abnimmt und damit weniger als 3 % von der Messung abweicht. Gleichzeitig steigt die Zeit bis zum Erreichen des Maximums an. Der weitere Einschwingvorgang nähert sich ebenfalls dem gemessenen Verlauf an, indem die

Amplitude deutlich abnimmt. Der Verlauf der Motordrehzahl und des Füllungssignals werden nicht durch die Variation des Haftreibungsbeiwertes beeinflusst.

Die Verringerung des Gleitreibbeiwertes bewirkt im wesentlichen einen Anstieg des maximalen Torsionsmomentes der Propellerwelle während des Schaltvorganges und damit verbunden größere Amplituden im weiteren Einschwingvorgang.

Die Kraftanstiegszeit beeinflusst der Verlauf des Torsionsmomentes derart, dass bei sehr kurzen Anstiegszeiten die Amplitude der Schwankung zunimmt. Die Verlängerung der Anstiegszeit über die Herstellerangabe hinaus, hat jedoch keinen wesentlichen Einfluss. Dieses Analyseergebnis deckt sich mit den Beobachtungen des Germanischen Lloyd bei Schiffsmaschinenanlagen.

Die Wahl der Reglerparameter hat großen Einfluss auf die Dynamik des Motors, ohne jedoch das Torsionsmoment während des Schaltvorganges wesentlich zu verändern. Wie in Abschnitt 3.4.1.1 erläutert, ist die Motorregelung entsprechend dem Vorschlag von Frey (1989) modelliert worden. In diesem Reglermodell stehen die Zeitkonstante  $T_i$ , die Verstärkung  $K$ , die Dämpfung sowie die Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  als Variationsparameter zur Verfügung. Mit Hilfe der Variation wurden die Reglerparameter so bestimmt, dass die Abweichung zwischen Messung und Simulation für das Füllungssignal möglichst gering werden.

Das Ergebnis ist in Abbildung 3.4-18 zusammen mit dem Simulationsergebnis für die Ausgangsparameter nach Frey dargestellt. Zusätzlich zeigt Abbildung 3.4-19 die Verläufe der Motordrehzahl. Danach konnte die Abweichung zwischen Simulation und Messung beim Füllungssignal deutlich verringert und, unter Vernachlässigung der Verschiebung um etwa 20 %, eine qualitativ und quantitativ gute Übereinstimmung erzielt werden. Der Abfall der Motordrehzahl während des Schaltvorganges hat dabei leicht zugenommen (von  $289 \text{ min}^{-1}$  auf  $285 \text{ min}^{-1}$ ), der zeitliche Verlauf stimmt nun jedoch besser mit der Messung überein, da das vorher beobachtete Überschwingen der Motordrehzahl auf  $366 \text{ min}^{-1}$  fast vollständig verschwunden ist ( $352 \text{ min}^{-1}$ ) und die Motordrehzahl sich nun wie bei der Messung asymptotisch dem Ausgangswert nähert.

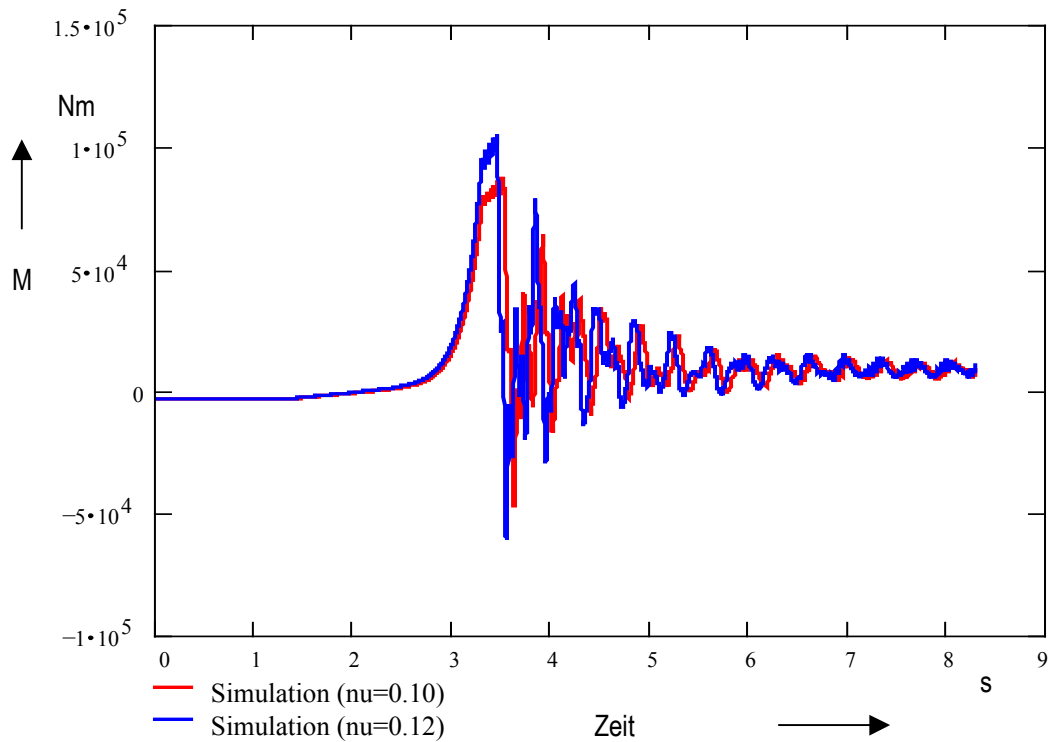


Abbildung 3.4-17: Gegenüberstellung des mit den Haftreibungsbeiwerten 0,10 und 0,12 berechneten zeitlichen Verläufe des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle.

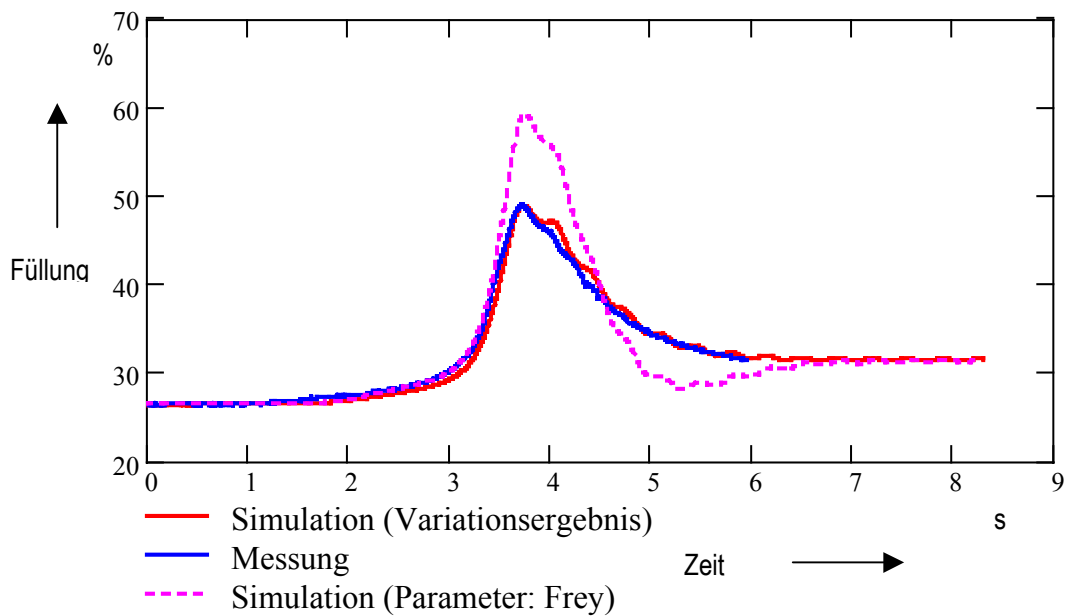
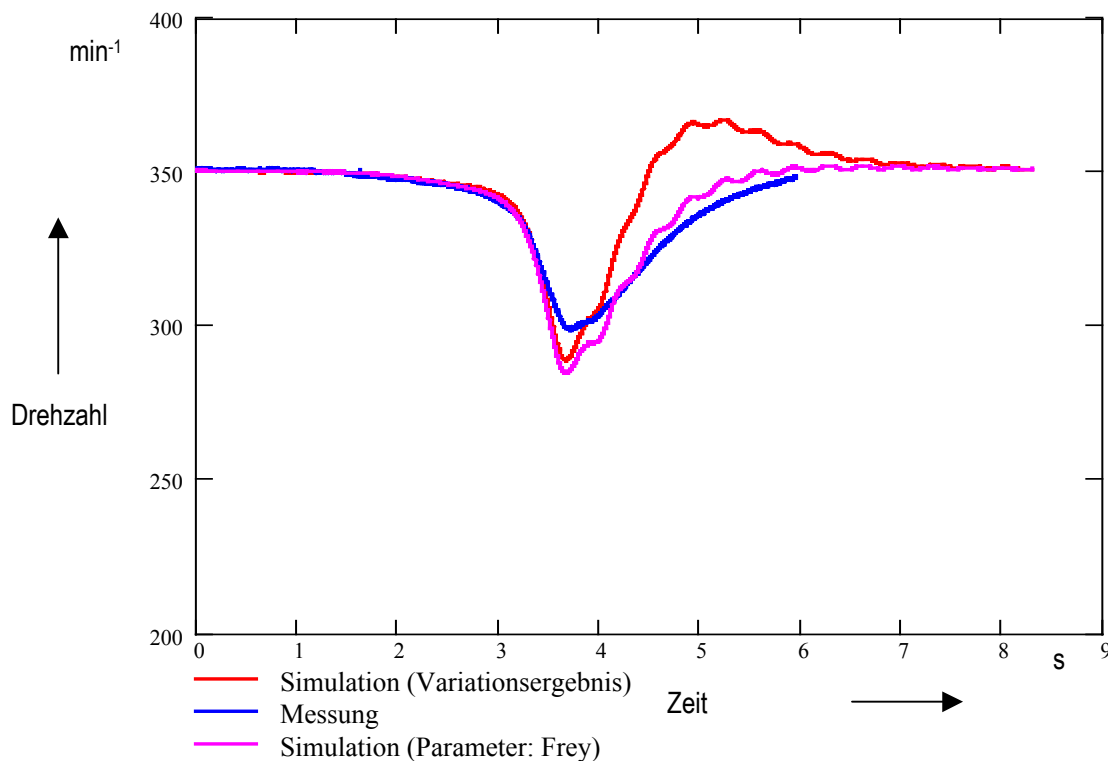


Abbildung 3.4-18: Gegenüberstellung des Füllungssignals für Messung und für die Simulation mit zwei unterschiedlichen Reglerparametersätzen.





**Abbildung 3.4-19: Gegenüberstellung der Motordrehzahl für die Messung und für die Simulation mit den unterschiedlichen Reglerparametern.**

Unter Berücksichtigung der für die Untersuchungen in *INTACT* gestellten Vorgaben, wird eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung, insbesondere beim zeitlichen Verlauf für das Torsionsmoment auf der Propellerwelle erreicht. Das maximale Moment während des Schaltvorganges und das mittlere Moment für den anschließenden quasistationären Betriebszustand stimmen ebenfalls gut überein.

#### Analyse einer Stufenfahrt

Mit dem Schiff 3 wurde eine sogenannte Stufenfahrt durchgeführt und dabei der zeitliche Verlauf des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle, der Motordrehzahl, des Anstellwinkels und der Füllung mit einer Abtastrate von 1 kHz aufgezeichnet. Bei dieser Stufenfahrt wurde der Motor mit seiner Nenndrehzahl ( $600 \text{ min}^{-1}$ ) betrieben und der Anstellwinkel der Propellerflügel zwischen  $4,8^\circ$  und  $23,2^\circ$  schrittweise variiert. Einzelne Abschnitte dieser Stufenfahrt wurden mit Hilfe des in Abbildung 3.4-12 dargestellten mechanischen Modell der Schiffsantriebsanlage im Zeitbereich simuliert. Für die Simulation wurden die Reglerparameter der Motorregelung verwendet, mit denen in dem obigen Abschnitt die beste Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung für den Schaltvorgang erreicht wurde. Die Leistungsentnahme durch den Generator wird für die Simulation mit

konstant 10 % der Nennleistung angenommen. Der genaue Ladungszustand des Schiffes wurde bei dieser Simulation nicht berücksichtigt und der Schiffswiderstand für den maximalen Tiefgang verwendet. Ebenso unberücksichtigt bleiben die aktuellen Einflüssen wie Wind<sup>1</sup>, Wellengang und Strömung.

In Tabelle 3.4-1 sind die Messdaten für die einzelnen Stufen für den Flügelstellwinkel des Propellers sowie die Mittelwerte der Stufe für Schiffsgeschwindigkeit, Motordrehzahl, Füllung und Moment auf der Propellerwelle zusammengestellt. Für die einzelnen Stufen betrug die Mess- beziehungsweise Auswertungsintervallgröße zwischen 29 s und 116 s. Bei der Messung lag die mittlere Leistungsentnahme durch den Generator bei 172 kW. Dies entspricht etwa 5 % der Motornennleistung (etwa 25 % Generatornennleistung).

Die Analyse der Messdaten für die Schiffsgeschwindigkeit zeigt ferner, dass Wind und Seegang zumindest teilweise das Schiff geschoben haben, da zwischen Stufe 1 und 2 die Schiffsgeschwindigkeit abnimmt obwohl der Flügelstellwinkel und damit der Schub erhöht wurde.

**Tabelle 3.4-1: Messdaten für Stufenfahrt mit Schiff 3**

Stufe	Flügelstellwinkel	Schiffsgeschwindigkeit	Motordrehzahl	Füllung	Torsionsmoment Propellerwelle
	[Grad]	[kn]	min <sup>-1</sup>	%	Nm
1	4,8	8,7	592,7	35,6	35653
2	7,1	7,5	591,7	41,9	45110
3	9,5	7,5	590,6	48,5	56838
4	14,4	11,0	588,4	61,0	86995
5	16,6	12,7	587,5	66,6	103141
6	19,1	14,2	585,6	77,5	132185

Der Vergleich Messung - Simulation wird für die Mittelwerte jeder Stufe für Moment, Füllung und Schiffsgeschwindigkeit sowie für den zeitlichen Verlauf des Torsionsmomentes in der Propellerwelle durchgeführt. In Tabelle 3.4-2 sind für die sechs Stufen jeweils die Mittelwerte von Torsionsmoment, Füllung und

<sup>1</sup> Der Einfluss des Windes wird bei der Berechnung der Widerstandskurve für eine angenommenen mittlere Windgeschwindigkeit (Wind von vorn) berücksichtigt.

Schiffsgeschwindigkeit für die Messung und die Simulation zusammengestellt. Zusätzlich ist für das mittlere Torsionsmoment auf der Propellerwelle die relative Abweichung des Simulationsergebnisses zur Messung angegeben.

**Tabelle 3.4-2: Mittelwerte der Messung und der Simulation für die Stufenfahrt von Schiff 3**

Stufe	Torsionsmoment			Füllung		Schiffsgeschwindigkeit	
	Messung	Simulation	rel. Abw.	Messung	Simulation	Messung	Simulation
	Nm	Nm	%	%	%	kn	kn
1	35653	38640	8,4	35,6	24,1	8,7	6,2
2	45110	44428	-1,5	41,9	26,4	7,5	7,3
3	56838	53064	-6,6	48,5	29,9	7,5	8,7
4	86530	85515	-1,2	61,0	43	11,0	11,3
5	103141	109809	-6,5	66,6	52,8	12,7	12,3
6	132185	146515	9,7	77,5	66,7	14,2	13,2

Beim mittleren Torsionsmoment liegt die Abweichung zwischen Simulation und Messung für alle Stufen unterhalb von  $\pm 10\%$  und es wird somit eine gute Übereinstimmung erreicht, insbesondere wenn berücksichtigt wird, dass bei der Simulation Einflüsse wie Wind, Wellen und Strömung nur pauschal über die Widerstandskurve berücksichtigt werden. Dass diese äußeren Einflüsse zumindest teilweise Ursache dieser Abweichung sind, zeigen die Unterschiede bei der Schiffsgeschwindigkeit. Die Unterschiede bei den Stufen 1 und 6 deuten an, dass das Schiff teilweise durch Wind und Seegang geschoben wurde, da mit dem Simulationsmodell ein höheres Torsionsmoment bei niedrigerer Schiffsgeschwindigkeit berechnet wurde. Bei den Stufen 2 und 4 sind die Abweichungen zwischen Messung und Simulation bei Torsionsmoment und Schiffsgeschwindigkeit sehr gering. Die Ergebnisse für Stufe 3 deuten darauf hin, dass das Schiff während des Messintervalls gegen Wind oder Strömung angefahren ist. Aufgrund der Daten für Stufe 5, bei der mit dem Simulationsmodell ein höheres Torsionsmoment bei gleichzeitig niedrigerer Schiffsgeschwindigkeit beobachtet wird, ist eine einheitliche Tendenz bei den Unterschieden jedoch nicht zu identifizieren.

Die mit dem Simulationsmodell berechnete Füllung liegt in allen Stufen unterhalb der Messung (absolut Werte zwischen 11 % und 19 % Füllung). Wie bereits oben erläutert, betrug während der Stufenfahrt die Leistungsentnahme durch den Generator etwa 5 % der Motornennleistung. Bei der Simulation wurde lediglich eine Leistungsentnahme von 1,8 % berücksichtigt. Diese Differenz reicht jedoch nicht aus, um die Abweichung zwischen Simulation und Messung zu begründen. Vielmehr ist davon auszugehen, dass die Art der Approximation des Motors zu dieser Abweichung führt (siehe die Erläuterungen zur Analyse des Schaltvorganges)

Im folgenden Abschnitt sind für die Stufen 1, 3 und 6 die zeitlichen Verläufe des Torsionsmomentes und die Frequenzanalysen gegenübergestellt und werden diskutiert.

In Abbildung 3.4-20 ist der zeitliche Verlauf des Torsionsmomentes von Messung und Simulation für ein Zeitintervall von 2 s der Stufe 1 dargestellt und Abbildung 3.4-21 zeigt das Ergebnis der Fourier Frequenzanalyse. Die Frequenzanalyse zeigt, dass mit Ausnahme der Schwingung mit etwa 3 Hz die wesentlichen Anteile der Torsionsschwingung in dem Ergebnis des Simulationsmodells enthalten sind. Die Amplituden des Simulationsergebnisses sind jedoch, mit Ausnahme des 11 Hz Anteils, geringer als diejenigen bei der Messung. Der Schwingungsanteil mit einer Frequenz von 11 Hz ist auf die Anregung durch den Propeller (4-fache Wellendrehzahl) zurückzuführen. Für die Simulation wurde die Amplitude der Anregung durch das ungleichförmige Propellermoment mit 2 % des mittleren Torsionsmomentes der Propellerwelle angenommen. Dieser Wert ist das Ergebnis einer groben Mittelwertbildung für die Messdaten der Probefahrt mit Festpropellerbetrieb. Für eine Propellerwellendrehzahl von etwa  $160 \text{ min}^{-1}$  ist aus Abbildung 3.4-6 eine Amplitude von etwa 0,5 % zu entnehmen. Mit diesem Wert ist eine entsprechende Reduzierung der Amplitude der 11 Hz-Schwingung zu erwarten, und damit eine wesentlich verbesserte Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation.

Wesentlicher Bestandteil des zeitlichen Verlaufs des Torsionsmomentes ist eine Schwingung mit einer Frequenz von 35 Hz. Diese wird mit dem Simulationsmodell richtig berechnet, die Amplitude erreicht jedoch nur zwischen 47 % (Stufe 1) und 60 % (Stufe 6) der Messung. Variationen der Dämpfung in der Wellenleitung inklusive Getriebe und Kupplungen führten nicht zu einer wesentlichen Verbesserung der Übereinstimmung.

Die analogen Ergebnisse für die Stufen 3 und 6 sind in Abbildung 3.4-22 bis Abbildung 3.4-26 dargestellt. Die für die Stufe 1 bereits festgestellte gute Übereinstimmung gilt auch für diese Ergebnisse. Lediglich die 3 Hz Torsionsschwingung ist nicht in dem Simulationsergebnis enthalten. Eine Gegenüberstellung zwischen Simulation und Messung bei der das Messergebnis derart gefiltert wurde, dass keine Frequenzanteile von 3 Hz enthalten sind, zeigt Abbildung 3.4-24. Danach wird eine sehr gute Übereinstimmung erreicht.

Die in allen Messungen identifizierte Torsionsschwingung von etwa 3 Hz ist auf die Ausrichtung der Propellerwelle und den Aufbau zur Momentenmessung zurückzuführen. Die Ausrichtung der Propellerwelle führt zu einem konstanten Biegemoment, das in der Messung nicht von einem Torsionsmoment zu unterscheiden ist. Die Daten für die Probefahrt zeigen, dass diese 3 Hz-Schwingung immer mit der Propellerwellendrehzahl korrespondiert, das heißt bei niedrigerer Wellendrehzahl auch abnimmt.

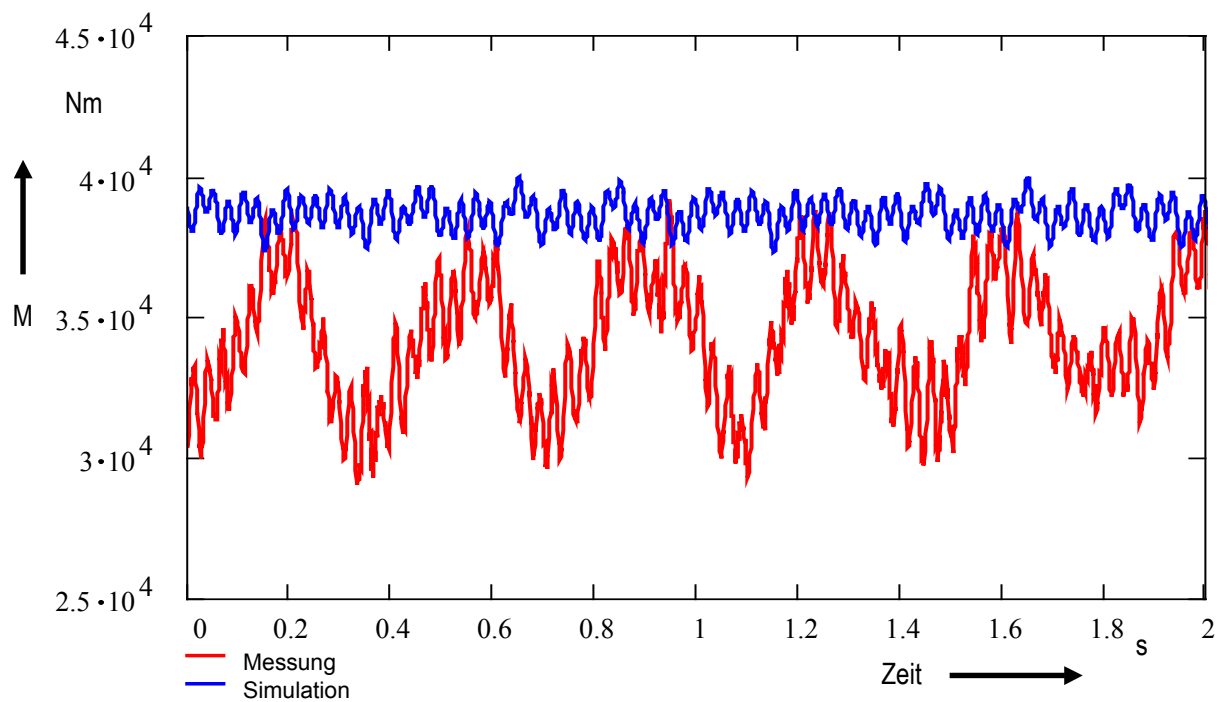


Abbildung 3.4-20: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes an der Propellerwelle für Stufe 1 aus Messung und Simulation.

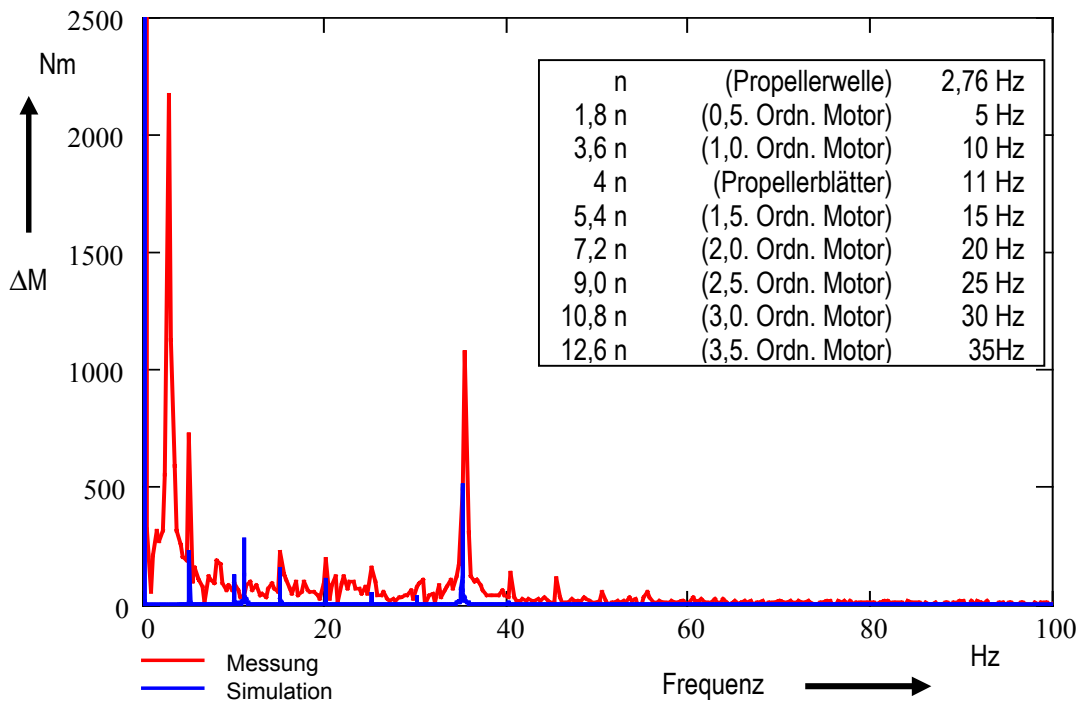


Abbildung 3.4-21: Fourier Frequenzanalyse des Torsionsmomentes an der Propellerwelle für Stufe 1 aus Messung und Simulation.

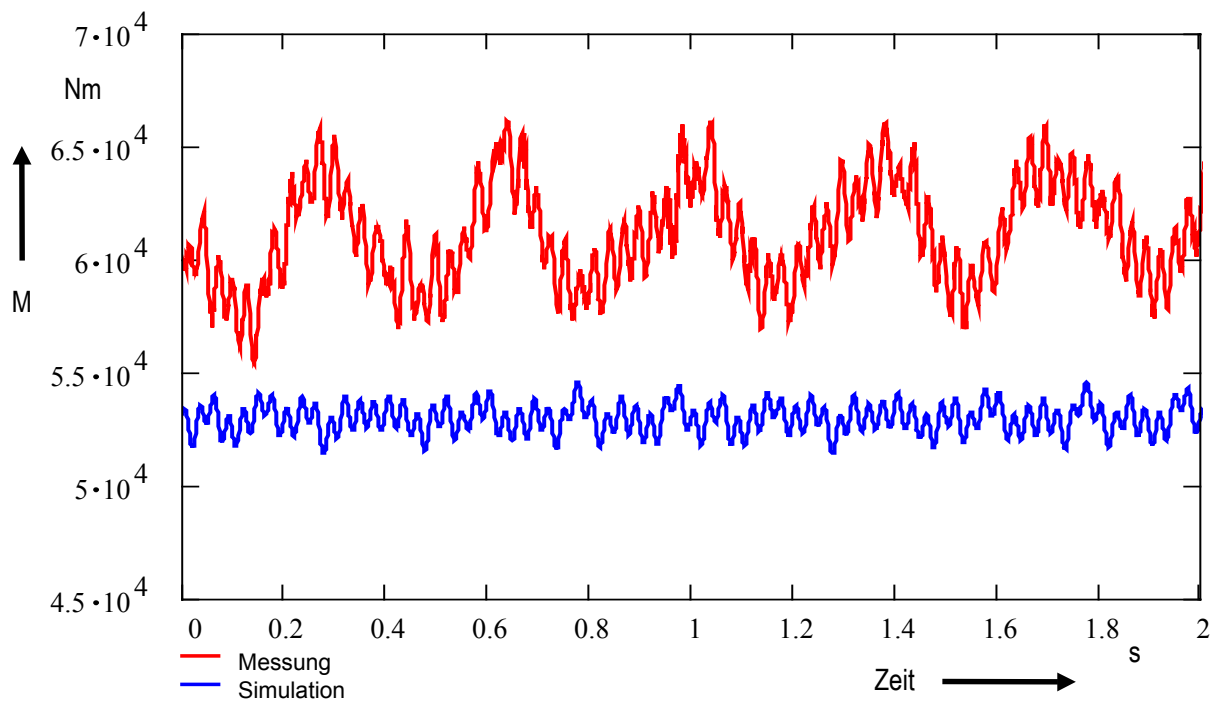


Abbildung 3.4-22: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes an der Propellerwelle für Stufe 3 aus Messung und Simulation.

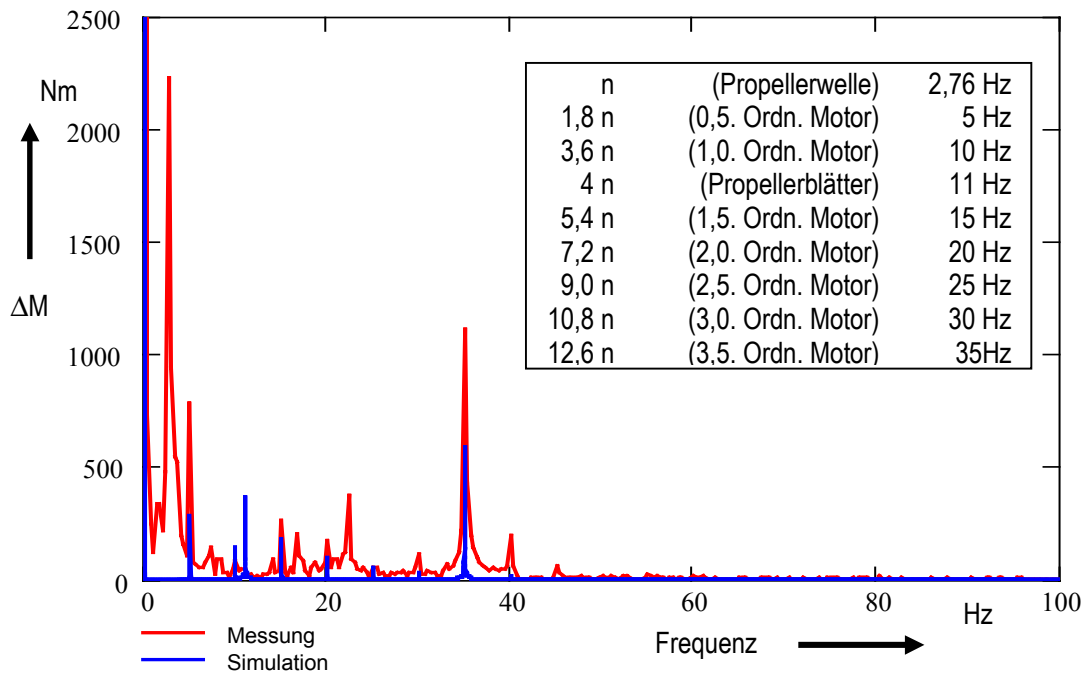


Abbildung 3.4-23: Fourier Frequenzanalyse des Torsionsmomentes an der Propellerwelle für Stufe 3 aus Messung und Simulation.

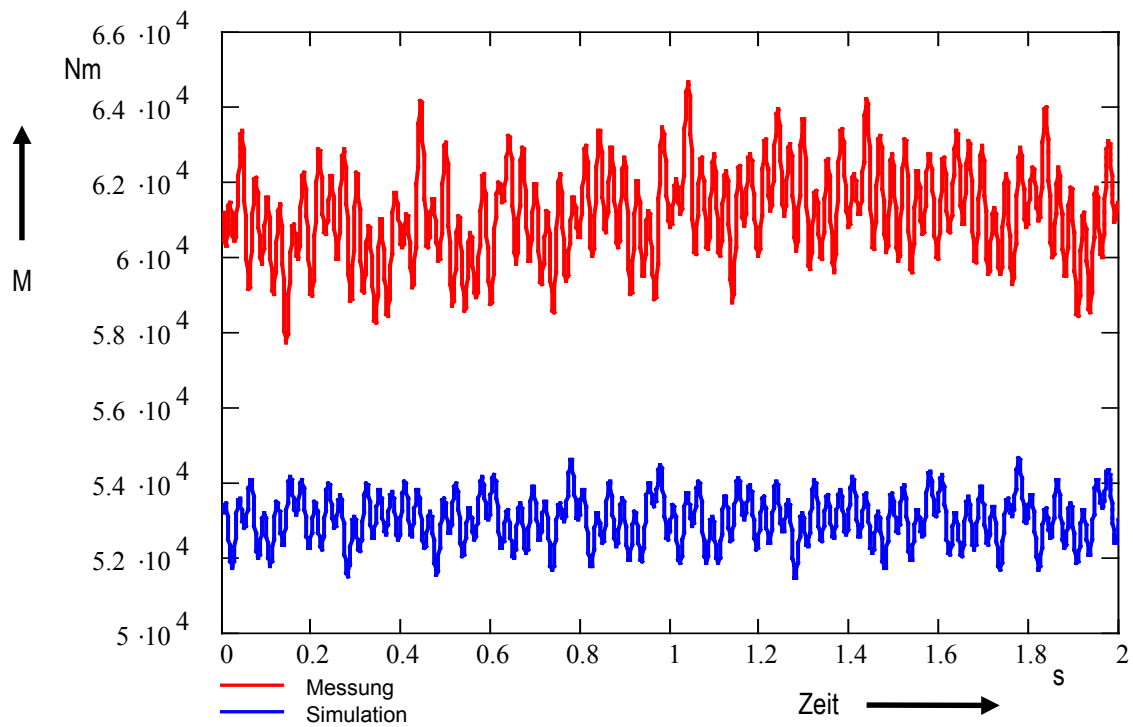


Abbildung 3.4-24: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle für Stufe 3 aus Messung und Simulation. Von der Messung wurde der 3 Hz-Anteil abgezogen.

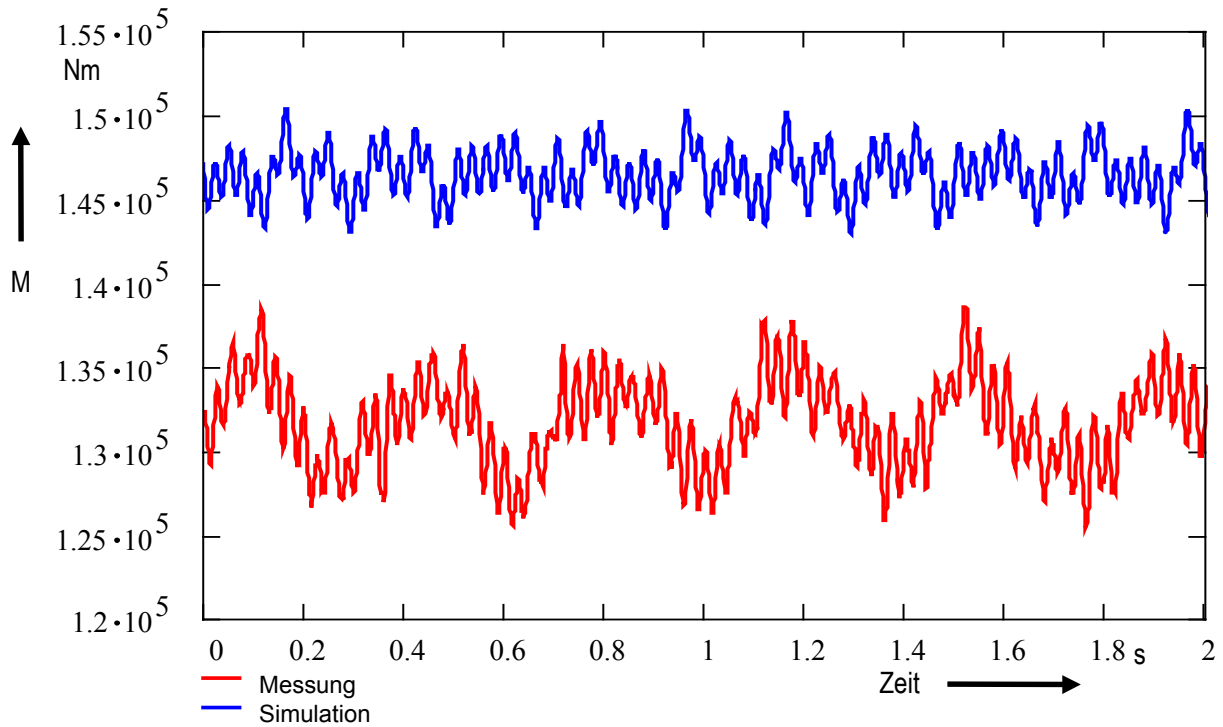


Abbildung 3.4-25: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes an der Propellerwelle für Stufe 6 aus Messung und Simulation.

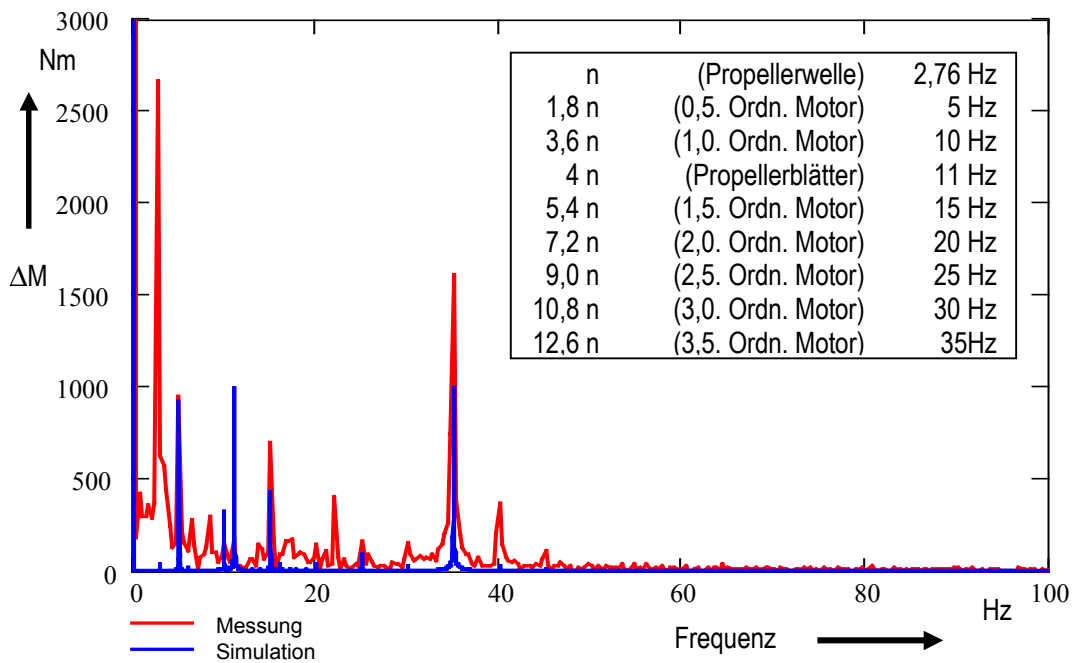


Abbildung 3.4-26: Fourier Frequenzanalyse des Torsionsmomentes an der Propellerwelle für Stufe 6 aus Messung und Simulation.



Simulation von Fahrmanövern: Beschleunigungsvorgang

Ein wesentlicher Vorteil der Lösung im Zeitbereich ist die Möglichkeit nichtlineare Vorgänge zu analysieren. Als Beispiel für einen solchen Vorgang werden die Ergebnisse eines Beschleunigungsvorganges von Schiff 3 im Folgenden zusammengefasst und den Messdaten gegenübergestellt.

Ausgewählt wurden die Ergebnisse für den Beschleunigungsvorgang auf der Stufenfahrt zwischen Stufe 4 und 5 (Tabelle 3.4-2). Als Vorgabe für die Simulation diente der gemessene zeitliche Verlauf des Flügelanstellwinkels. Die Motorregelung soll den Motor im Nennbetriebspunkt halten. Analog den Analysen für die Stufenfahrt wird die Leistungsentnahme durch den Generator mit konstant 10 % der Generatornennleistung angenommen.

In Abbildung 3.4-27 sind die mit der Messung und der Simulation bestimmten zeitlichen Verläufe des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle gegenübergestellt. Die Darstellung zeigt, dass qualitativ und quantitativ eine gute Übereinstimmung erreicht wird. Deutlicher wird die gute Übereinstimmung durch die in Abbildung 3.4-28 dargestellten Ergebnisse der Fourier Frequenzanalyse. Danach sind in dem Simulationsergebnis für das Torsionsmoment auf der Propellerwelle die wesentlichen in der Messung identifizierten Frequenzanteile bei 5 Hz, 15 Hz und 35 Hz enthalten, wobei die Amplitude des 5 Hz Schwingungsteils nur etwa 50 % der Messung erreicht und der Einfluss des ungleichförmigen Abtriebsmomentes am Propeller zu groß ist. Lediglich der 3 Hz Anteil ist wiederum nicht in dem Simulationsergebnis enthalten (siehe Diskussion Stufenfahrt).

In Abbildung 3.4-29 ist der Verlauf des Füllungssignals für Messung und Simulation dargestellt, bei dem auch qualitativ eine gute Übereinstimmung mit der Messung erreicht wird. Quantitativ stimmt der Anstieg der Füllung für diesen Beschleunigungsvorgang mit der Messung sehr gut überein. Das mit der Simulation berechnete Füllungssignal weicht jedoch um etwa 18 % Füllung von dem aus der Messung ab. Mögliche Ursache hierfür wurden bereits oben diskutiert.

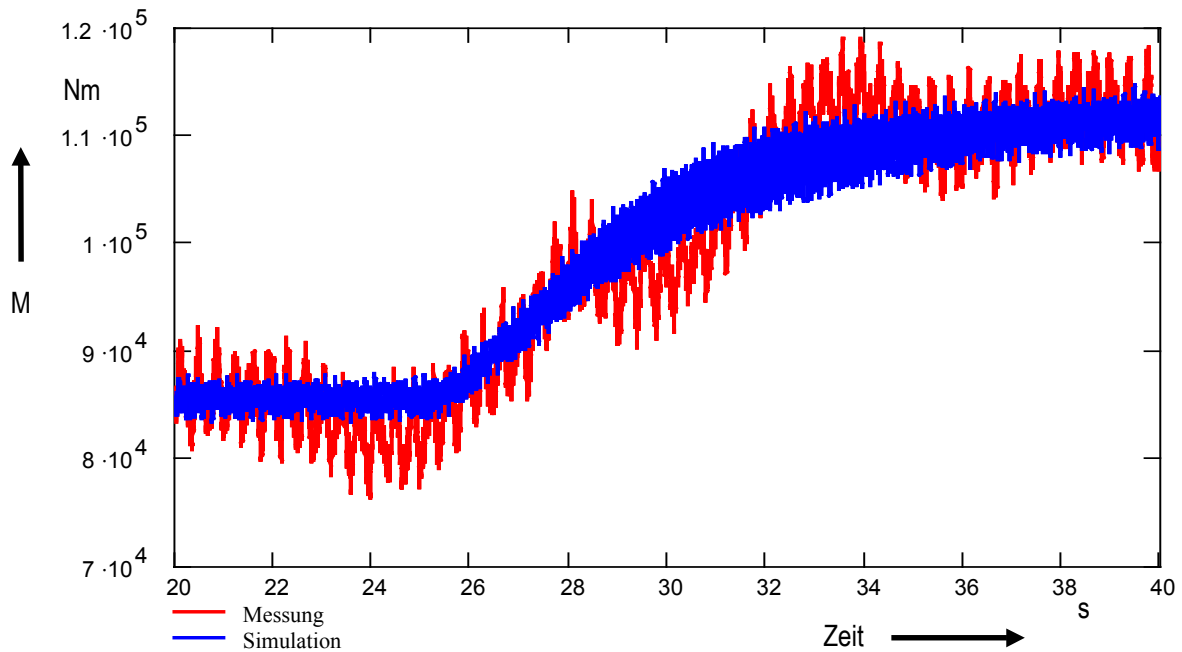


Abbildung 3.4-27: Gegenüberstellung des zeitlichen Verlaufes des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle für Messung und Simulation für den Beschleunigungsvorgang.

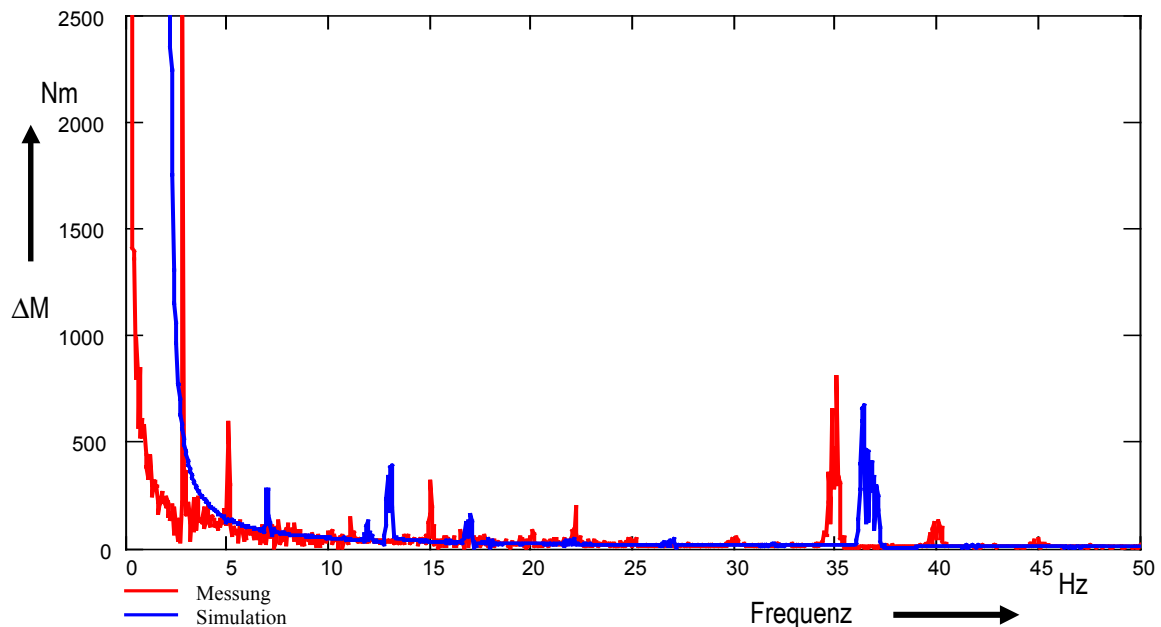
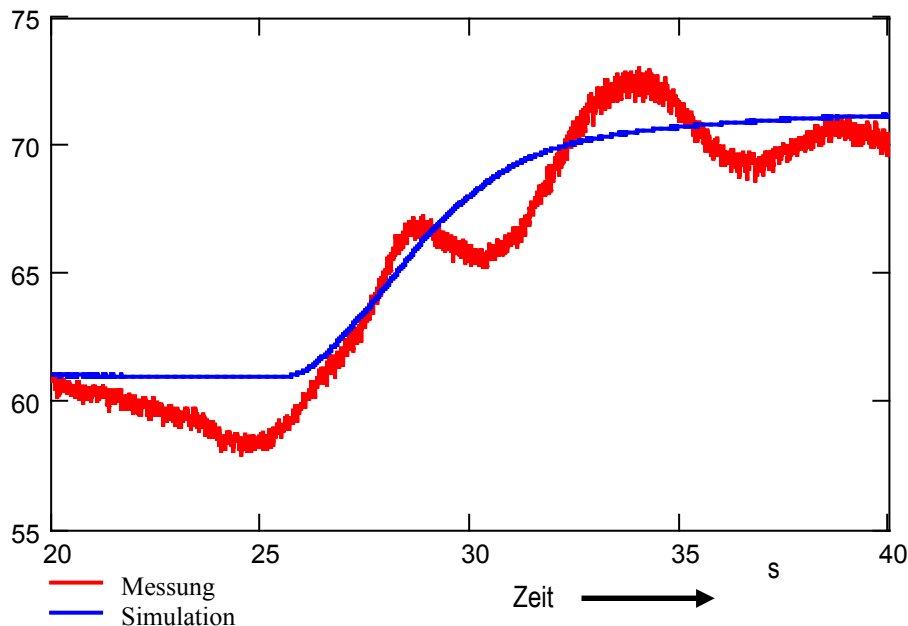


Abbildung 3.4-28: Fourier Frequenzanalyse von Messung und Simulation für den Beschleunigungsvorgang.



**Abbildung 3.4-29: Gegenüberstellung von Simulation und Messung für das Füllungssignal. Das Simulationsergebnis ist um +18 % angehoben.**

#### Simulation von Fahrmanövern: Stoppmanöver

In diesem Abschnitt sind die Ergebnisse eines simulierten Stoppmanövers zusammengestellt, die jedoch im Gegensatz zur obigen Analyse nicht Messdaten gegenübergestellt sind. Ausgangspunkt für das Stoppmanöver ist eine Fahrtgeschwindigkeit von 11,2 kn und ein Flügelanstellwinkel von 14,4°. Für das Stoppmanöver wird der Vorgabewert für den Flügelanstellwinkel innerhalb eines 20 s Zeitintervalls von 14,4° auf -15° verändert. Der tatsächliche Verlauf des Flügelanstellwinkels (nach Regelung) und der Verlauf der Schiffsgeschwindigkeit sind in Abbildung 3.4-30 dargestellt. Von der Einleitung des Bremsmanövers bis zum Stillstand des Schiffes werden etwa 150 s benötigt. In dieser Zeit legt das vollbeladene Schiff etwa 480 m zurück.

Der zeitliche Verlauf für Füllung und Motordrehzahl zeigt Abbildung 3.4-31. Danach steigt die Motordrehzahl mit abnehmenden Flügelanstellwinkel zunächst auf etwa 627 min<sup>-1</sup> bis die Motorregelung die Füllung ausreichend reduziert hat. Nach etwa 17 s erreicht der Flügelanstellwinkel den negativen Wertebereich und der Motor wiederum seine Nenndrehzahl. Anschließend steigt das Moment durch zunehmenden Flügelanstellwinkel rasch an, wodurch die Motordrehzahl bis auf 535 min<sup>-1</sup> (35 s nach Beginn des Stoppmanövers) abfällt während gleichzeitig die Füllung bis auf 82 % ansteigt. Der Maximalwert der Füllung von 97 % wird 15 s später erreicht.

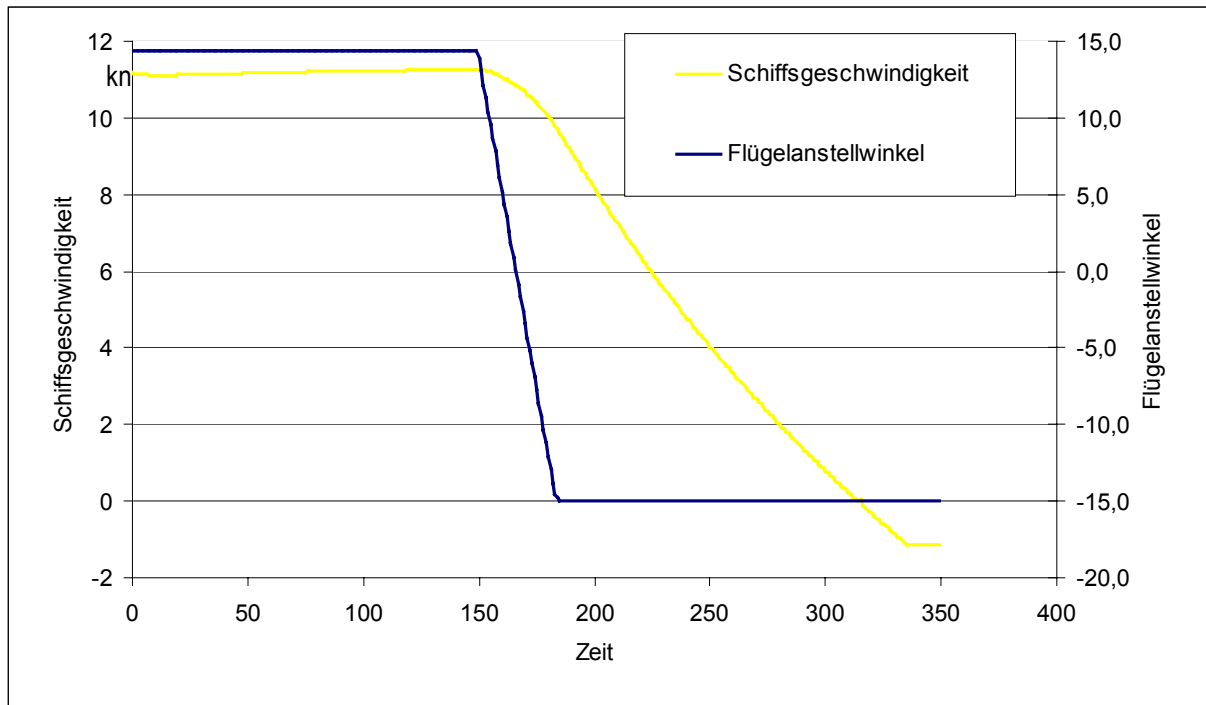


Abbildung 3.4-30: Zeitlicher Verlauf der Schiffsgeschwindigkeit und des Flügelstellwinkels für das simulierte Stopmanöver.

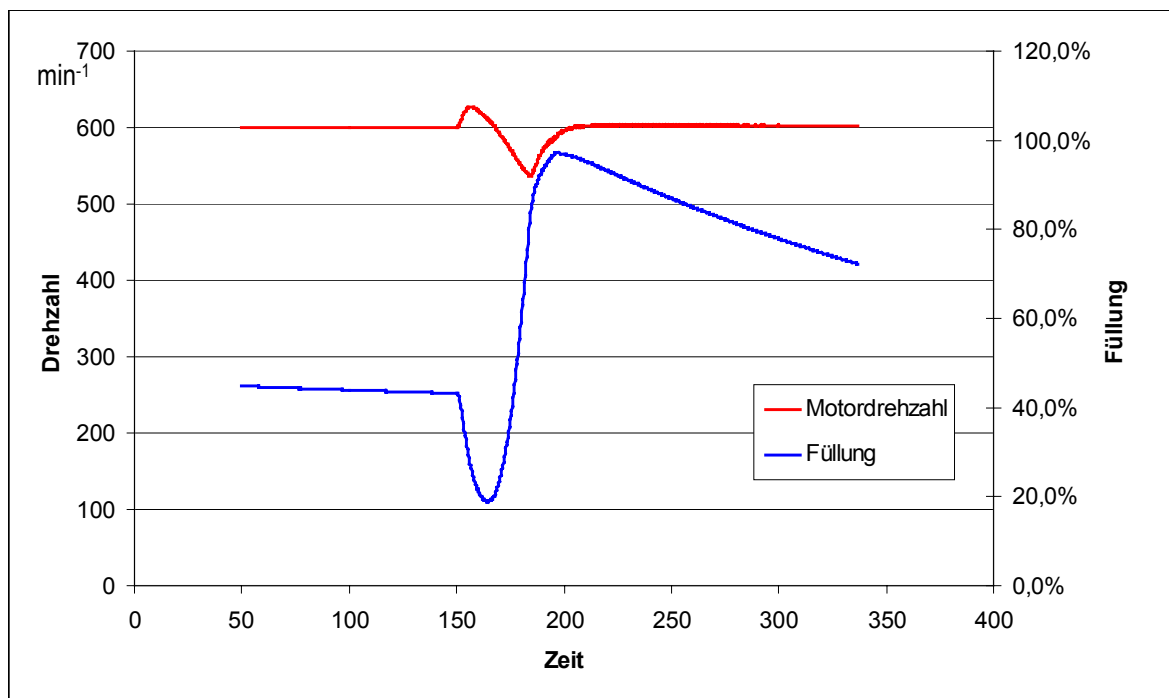


Abbildung 3.4-31: Zeitlicher Verlauf von Füllung und Motordrehzahl für das simulierte Stopmanöver.

Als Beispiel für die Beanspruchungen der Maschinenanlage während dieses Stoppmanövers sind die zeitlichen Verläufe des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle sowie der Wellenleitung zwischen Motor und Kupplung in den Abbildung 3.4-32 und Abbildung 3.4-33 dargestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen einen deutlichen Anstieg der Beanspruchungen und der Amplitude der Torsionsschwingung in beiden Bereichen. Die Zunahme der Torsionsschwingung ist auf die Abnahme der Motordrehzahl zurückzuführen wodurch die 3,5. Ordnung der Motordrehzahl in eine Eigenfrequenz der Maschinenanlage läuft. Auf der Propellerwelle steigt dadurch die Amplitude der 35 Hz Schwingung um etwa den Faktor 2, am Motor sogar um den Faktor 2,5 an. Da diese Störung anschließend am Motor nur langsam wieder abklingt kann seine Ursache in einer zu geringen Abschätzung der Dämpfung haben.

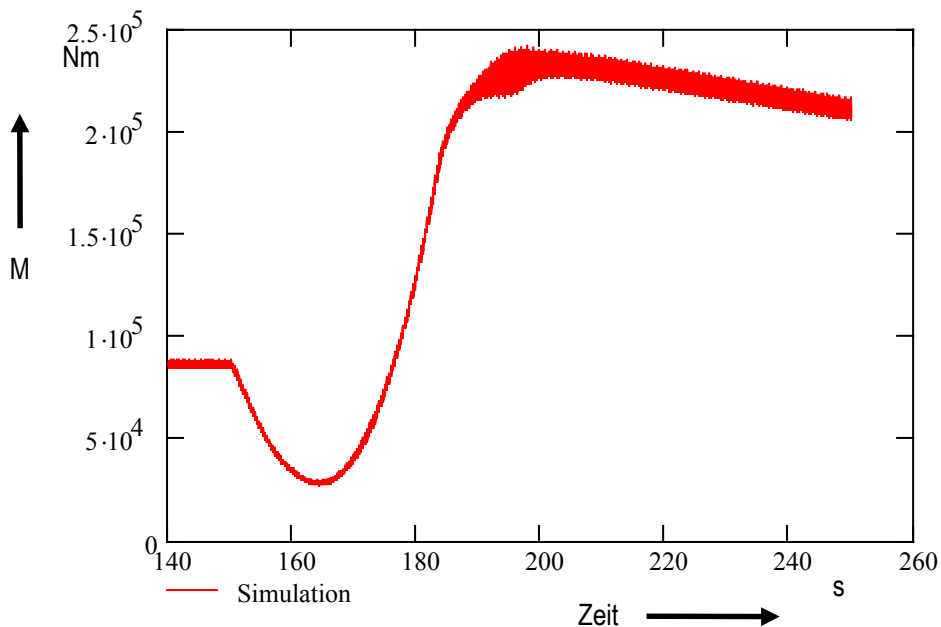
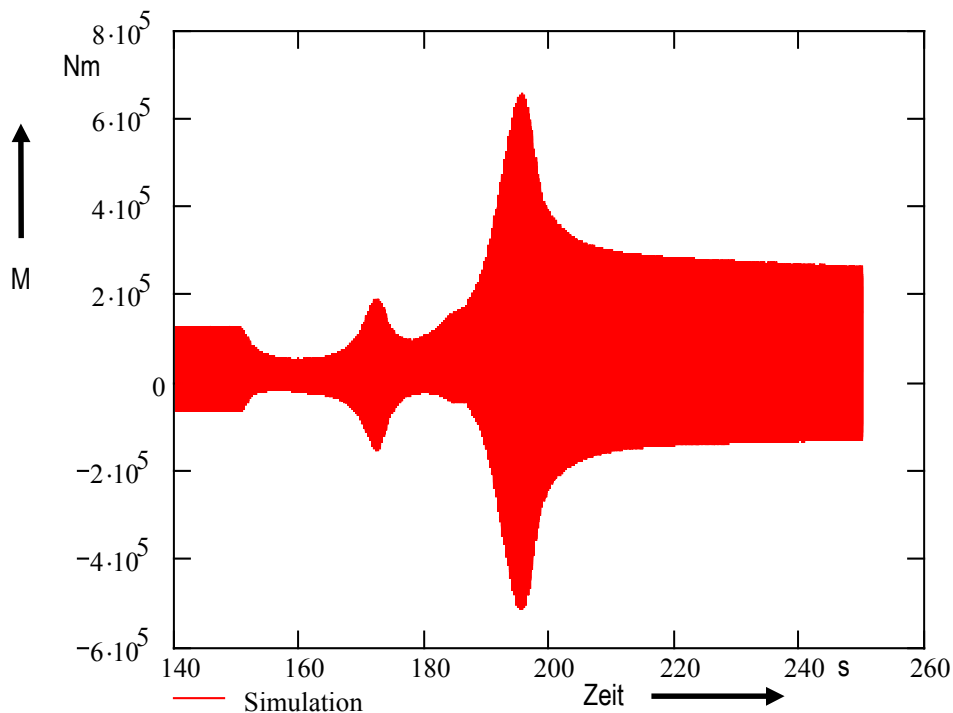


Abbildung 3.4-32: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle für das Zeitintervall 140 s bis 250 s.



**Abbildung 3.4-33: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes auf der Wellenleitung zwischen Motor und Kupplung für das Zeitintervall 140 s bis 250 s.**

#### Simulation einer Störung des Verbrennungsdruckes

Im Folgenden werden die Ergebnisse für die Simulation einer Störung im Verbrennungsdruckverlauf eines Zylinders in der Maschinenanlage des Schiffes 3 vorgestellt. Für diese Simulation wird angenommen, dass während des normalen Betriebes der Verbrennungsdruckverlauf in einem Zylinder auf etwa 50 % des *normalen* Wertes (Nennbetrieb) absinkt. Das Simulationsergebnis zeigt (**Abbildung 3.4-34**, **Abbildung 3.4-35**), dass die Schwankung des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle deutlich ansteigt. Detaillierten Aufschluss über die Veränderungen gibt das in **Abbildung 3.4-36** dargestellte Ergebnis der Fourier Frequenzanalyse. Danach beeinflusst die Störung fast ausschließlich die Schwingungen mit den Frequenzen 0,5. und 1,5. Ordnung der Motordrehzahl. Die Amplituden dieser Anteile steigen um etwa den Faktor 12 an.

Am Motor (Wellenleitung zwischen Motor und Kupplung) wird vor der Störung eine Torsionsschwingung von 35 Hz beobachtet, deren Amplitude durch diese Störung nur geringfügig (+16 %) ansteigt (**Abbildung 3.4-37**). Zusätzlich treten nach der Störung Schwingungsanteile mit den Frequenzen 5 Hz, 10 Hz, 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, und 30 Hz auf, die jedoch im Vergleich zur Amplitude der 35 Hz Schwingung vernachlässigt werden können.

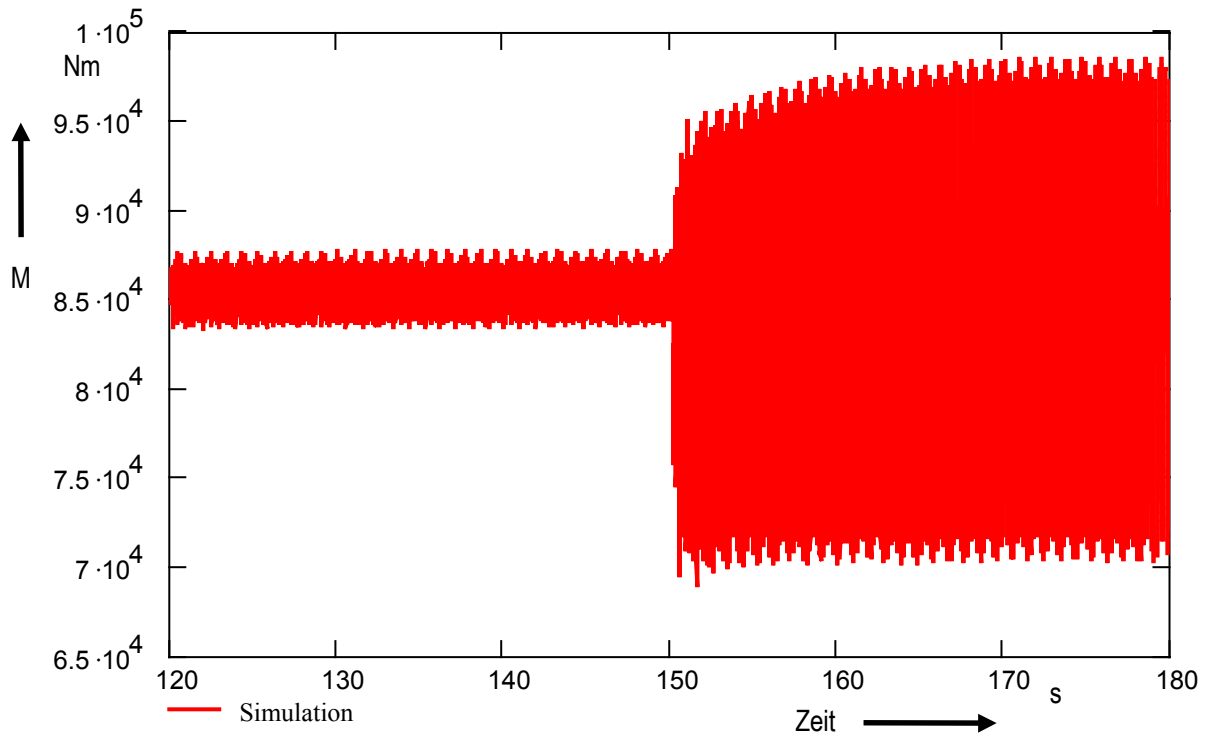


Abbildung 3.4-34: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle vor und nach der Störung.

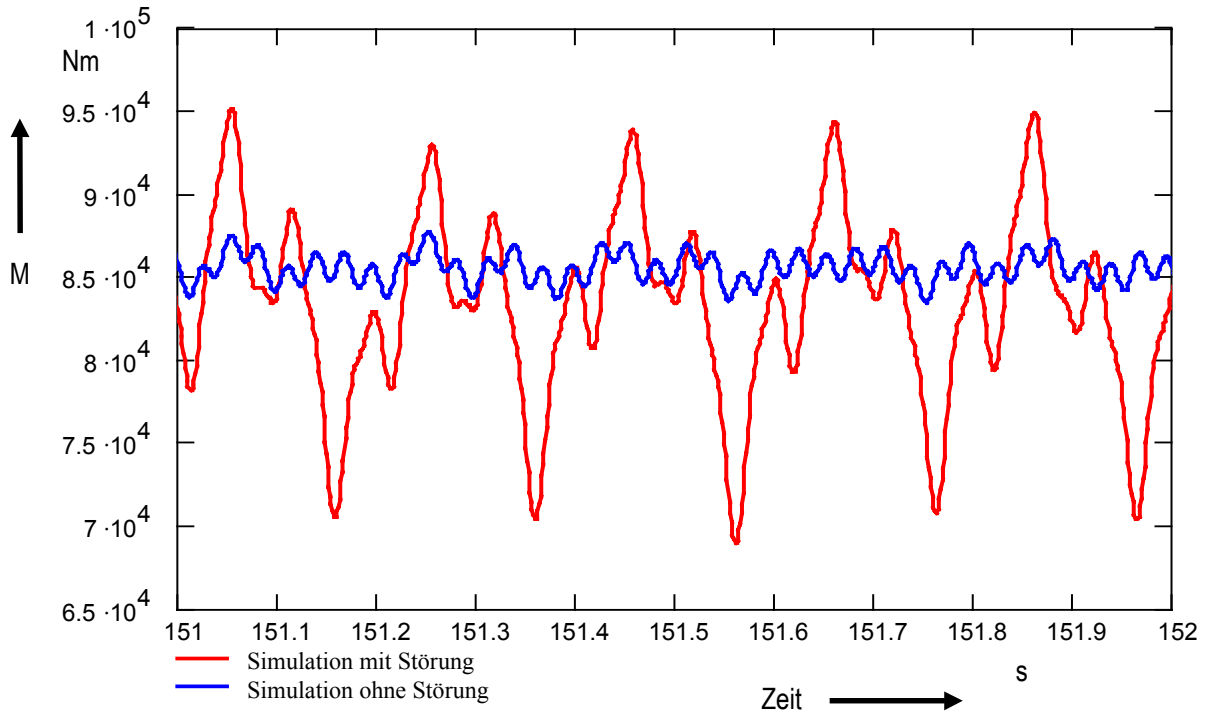


Abbildung 3.4-35: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle für jeweils ein Zeitintervall von einer Sekunde vor und nach Einsetzen der Störung. (Auftragung zeitlich verschoben)

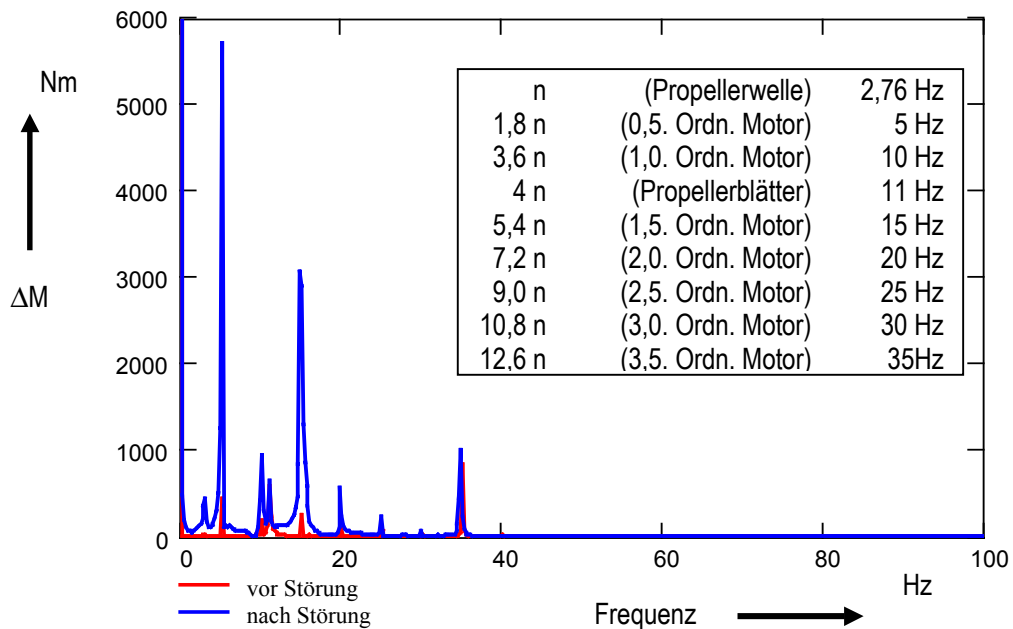
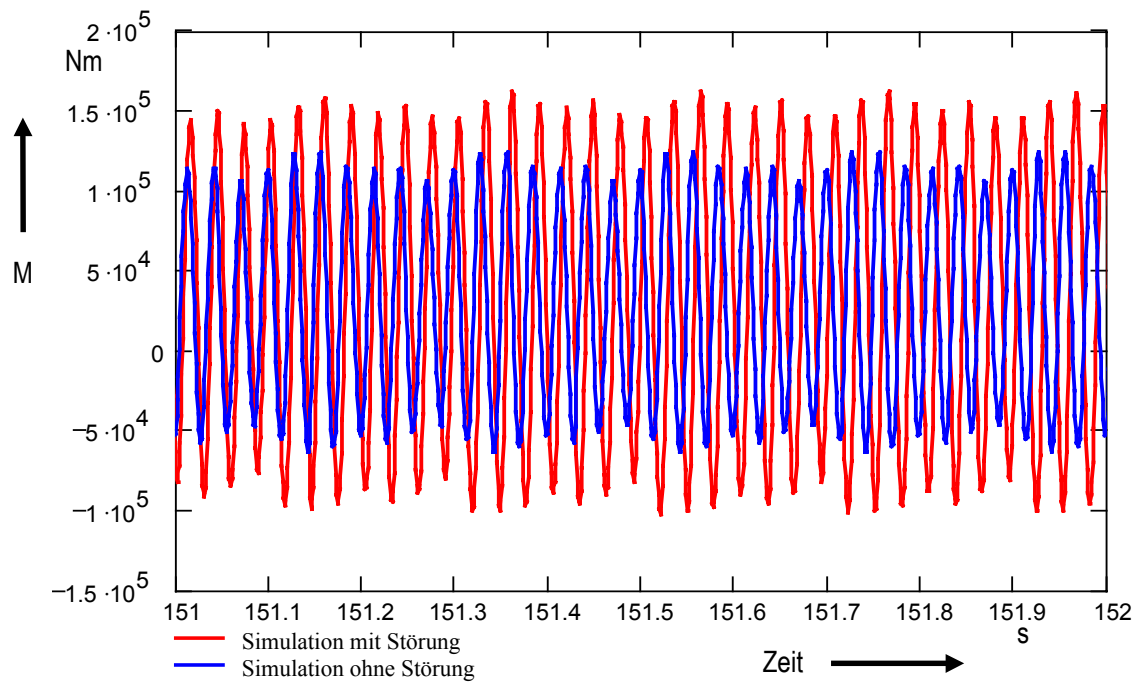


Abbildung 3.4-36: Fourier Frequenzanalyse für den zeitlichen Verlauf des Torsionsmomentes auf der Propellerwelle vor und nach dem Einsetzen der Störung.





**Abbildung 3.4-37: Zeitlicher Verlauf des Torsionsmomentes auf der Wellenleitung zwischen Motor und Kupplung für jeweils ein Zeitintervall von einer Sekunde vor und nach Einsetzen der Störung.**

Zusätzlich zeigen die in Abbildung 3.4-35 und in Abbildung 3.4-37 dargestellten Ergebnisse, dass die 35 Hz Schwingung nur eine relativ geringe Amplitude in der Propellerwelle besitzt hingegen am Motor eine wesentlich größere Amplitude beobachtet wird.

#### ***4 Nutzen der Ergebnisse***

Mit den Ergebnissen des Forschungsvorhabens konnte nachgewiesen werden, dass durch geeignete Komprimierung die Sammlung von Daten über die Lebenszeit eines Schiffes möglich ist, ohne wesentliche Informationen zu verlieren. Die notwendigen Anpassungen an die besonderen Anforderungen der Schiffstechnik wurden vorgenommen. Damit ist eine Methode erarbeitet worden, die für verschiedenste Anwendungen genutzt werden kann.

Die Ergebnisse können die Grundlage für die Entwicklung eines Systems zur Zustandsbewertung von Schiffsantriebsanlagen bilden. Um den Aufwand für die permanente Erfassung der Belastungen so gering wie möglich zu halten, ist zunächst die Frage weiter zu verfolgen, welche nichtmechanischen Größen, die in der Betriebsüberwachung ohnehin vorhanden sind, als Ersatzgrößen z.B. für das Drehmoment oder andere relevante Größen herangezogen werden können. In diesem Zusammenhang ist auch die Ausweitung des Verfahrens zu erarbeiten, z.B. auf Komponenten, die dem Verschleiß unterliegen sowie Anlagenteile wie Regelventile, für die eine eigene Zustandsüberwachung sonst nicht wirtschaftlich wäre. In Feldversuchen kann die dafür erforderliche statistisch abgesicherte Datenbasis geschaffen und ein für den Bordbetrieb geeignetes, weitgehend automatisiertes System entwickelt werden.

Aus Sicht der Hersteller böte eine solche Datenbasis die Grundlage für eine beanspruchungsgerechte, d.h. auf Schiffstyp, Fahrtgebiet und Einsatzprofil abgestimmte Auslegung der Komponenten der Antriebsanlage. Reederei und Besatzung erhielten ein Hilfsmittel für die Bewertung des aktuellen Zustandes der Antriebsanlage ihrer Schiffe und damit für eine kostengünstige, da beanspruchungsgerechte Wartung. In diesem Zusammenhang ist die Einbindung der Daten in existierende Planned Maintenance Systeme anzustreben. Aus Sicht des Germanischen Lloyd können die Daten zur Festlegung zustandsorientierter Besichtigungsintervalle und damit zur weiteren Flexibilisierung des Klassenerneuerungsverfahrens herangezogen werden. Dies hat letztlich auch für den Schiffsbetreiber eine kostensenkende Wirkung. Weiterhin denkbar ist die Nutzung der Daten für die Ursachenermittlung bei Schadensfällen und Havarien - die Einführung eines *Voyage Data Recorders* für Schiffe ist von der IMO bereits beschlossen worden - sowie für die Beurteilung des Zustandes einer Schiffsantriebsanlage bei Verkauf oder Charter. In Verbindung mit den Ergebnissen aus dem Forschungsvorhaben CLEAN (MTK 590) können die Daten z.B. auch für lokale und globale Aussagen über die von der Schifffahrt ausgehenden Schadstoffemissionen genutzt werden.

## ***5 Veröffentlichungen***

Germanischer Lloyd

*Belastungskollektive von Schiffsantriebsanlagen*

Tätigkeitsbericht 1998

geplant:

Krapp, R.; Lunding, M.; Rebel, J.; Woehren, N.

*Load history measurement and evaluation as basis for improved design, construction and operation*

In ENSUS 2000 International Conference *Marine Design and operations for environmental sustainability*

Newcastle upon Tyne, September 2000

## **6 Literaturverzeichnis**

**Amzallag et al. 1994** Amzallag, C., Gerey, J.P., Robert, J.L., Bahuaud, J.: *Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis*, Fatigue, Vol. 16, June 1994

**ASTM 1991** *Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis*, Annual Book of ASTM Standards, Section 3, 1991

**Bath et al. 1995** Bath, U., Jovanovic, A., Weber, R.: *Instandhaltung von Kraftwerken mit Fuzzy-Datenanalyse*, VGB Kraftwerkstechnik 75 (7) Seite 583-586, 1995

**Beitz & Küttner 1987** Beitz, W.; Küttner, K.-H.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*, 16. Auflage, Springer Verlag, 1987

**Betz 1985** Betz, A.: *Rechnerische Untersuchung des stationären und transienten Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener Viertakt-Dieselmotoren*, Dissertation der Technischen Universität München, Fakultät Maschinenwesen, 1985

**Clormann & Seeger 1986** Clormann, U.H., Seeger, T.: *Rainflow-HCM, Ein Zählverfahren für Betriebsfestigkeitsnachweise auf werkstoffmechanischer Grundlage*, Stahlbau, Heft 3 Seite 65 ff, März 1986

**Columbus 1992** Columbus, J.: *Ein wissensbasiertes System zur Bewertung der Qualität von Meßdaten aus der Betriebsfestigkeit*, VDI Berichte Nr. 974, Seite 243-251, 1992

**Cottin 1999** Cottin, D.: *Praktische Erfahrungen zu Lastannahmen im Landmaschinenbau*, In: DVM Weiterbildungsseminar: *Von der Betriebsmessung bis zur Lastannahme*, Clausthal-Zellerfeld, 1999

**DIN 45567**: *Klassierverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1969

**DVM 1997** Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. : DVM-Bericht 800, *Bauteillebensdauer Nachweiskonzepte*, Berlin, 1997

**DVM125 1998** Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. : DVM-Bericht 125, *Moderne Entwicklungsprozesse sichern Wirtschaftlichkeit und Zuverlässigkeit*, 25. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Berlin, 1998

**Eurocode 3 1993** (Vornorm) DIN V ENV 1993-1-1: *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten; Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau*; Deutsche Fassung ENV 1993-1-1, 1992

**FKM 1998** Forschungskuratorium Maschinenbau (Hrsg.): *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, 3. Ausgabe 1998* : Frankfurt, VDMA-Verlag, 1998

**Frey 1989** Frey, D.: *Untersuchung des Einflusses des Drehzahlreglers auf das Drehschwingungsverhalten von Schiffspropelleranlagen*, Fortschr. Ber. VDI-Reihe 11 Nr. 126, VDI-Verlag, 1989

**FVA 0/14** Westermann-Friedrich, A.; Zenner, H.: *Zählverfahren zur Bildung von Kollektiven aus Zeitfunktionen* FVA Merkblatt Nr. 0/14, Juli 1999

**FVA 344 1991** Jung, L.: *Sonderereigniskollektive – Auswirkungen von Sonderereignissen auf die Lebensdauer*, FVA Forschungsheft Nr. 344, 1991

**Gerstle 1999** Gerstle: *Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt Dieselmotoren*, Dissertation Uni Hannover, 1999

**GL-Tech 1997** Fricke, W.: *Fatigue Strength of Ship Structures, Part I: Basic Principles*, Germanischer Lloyd Hamburg, 1997

**Greeley & Kerwin 1982** Greeley, D.S.; Kerwin, J.E.: *Numerical Methods for Propeller Design Analysis in Steady Flow*. SNAME Transactions, Vol. 90, pp. 415-453, 1982

**Großmann 1997** Großmann, G.: *Umsetzung von Forschung, Teil 1+2*, HANSA, Jg. 134, Nr. 10, S. 42-45 & Nr. 11, S. 53-56, 1997

**Haibach 1989** Haibach, E.: *Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989

**Haußmann 1997** Haußmann, G.: *Entwicklung eines neuen Wartungskonzepts anhand der Betriebserfahrungen mit den Motoren der Baureihe 396*, MTZ Sonderausgabe 4 Seite 50-53, 1997

**Henschke 1968** Henschke, W.: *Schiffbautechnischen Handbuch*, Band I, 2. Auflage, VEB Verlag Technik Berlin, 1968

**Hollenbach 1997** Hollenbach, U.: *Beitrag zur Abschätzung von Widerstand und Propulsion von Ein- und Zweischraubenschiffen im Vorentwurf*, Dissertation Universität Hamburg, 1997

**Illies 1984** Illies, K.: *Handbuch der Schiffsbetriebstechnik*, 2. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, 1984

**Bericht FM 99.108**

Datum 2000-06-13

**Jung et al. 1993** Jung, L., Escherts, A., Zenner, N.: *Betriebsfeste Bemessung antriebstechnischer Komponenten*, In: Rheinland, TÜV (Hrsg.): *Antriebstechnisches Kolloquium 1993*, Seite 313-335, 1993

**Koshino & Sasaki 1989** Koshino, T., Sasaki, Y.: *Bull. MESJ*, Vol. 17, No.1, 1989

**Krüger & Petersen 1985** Krüger, W., Petersen, J.: *Simulation und Extrapolation von Rainflowmatrizen*, Berichte der Arbeitsgruppe Technomathematik, Universität Kaiserslautern, Mai 1985

**Kuiper 1992** Kuiper, G.: *The Wageningen Propeller Series*, Marin Publ, 1992

**Kumai 1961** Kumai, T.: *Some aspects to the Propeller bearing forces exciting hull vibration of a single screw propeller*, Wissenschaftliche Zeitschrift der Uni Rostock, Heft 2/3, 1961

**Laschet 1988** Laschet, A.: *Simulation von Antriebsystemen*, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg ..., 1988

**Leitfaden 1995** Gudehus, H.; Zenner, H.: *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung*, Verlag Stahleisen mbH Düsseldorf, 3. Auflage, 1995

**Matsuishi & Endo 1968** Matsuishi, M.; Endo, T.: *Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress*, Jap. Soc. Mech. Engin., Fukuoka/Japan, 1968

**MTK 580** Germanischer Lloyd, Hamburg: *Durch Wellen verursachte Druckschwankungen an der Schiffsaußenhaut* MTK 580 (Phase 2), Life cycle design B2, 1997

**MTK 590** Germanischer Lloyd, Hamburg: *Ermittlung und Beurteilung der Abgasemissionen von Schiffsantriebsanlagen*, Teilprojekt im Forschungsvorhaben *Emissionsarme Schiffsantriebsanlage* (MTK 590), Schlussbericht, 1999

**Peter & Zenner 1999** Peter, F.; Zenner, H.: *Lastkollektive zuverlässig ermitteln*, MP-Materialprüfung, Jahrg. 41(1999), S. 301-306, Carl Hanser Verlag, München, 1999

**Pfingsthorn 1986** Pfingsthorn, B.: *Nichtlineares Simulationsmodell des Drehschwingungsverhaltens von Dieselmotorenanlagen*, Fortschr. Ber. VDI-Reihe 12 Nr. 71, VDI-Verlag, 1986

**Schlenzka 1986** Schlenzka, T.: *Ein Verfahren zur indirekten Ermittlung von Lastkollektiven an Antriebssträngen*, Fortschr. Ber. VDI-Reihe 11 Nr. 84, VDI-Verlag, 1986

**Schmidt 1979** Schmidt, D.: *Bestimmung instationärer Propellerkräfte am Modell eines Containerschiffes*, Schiffbauforschung, 18, Heft 3/4, S. 84-95, 1979

**Schütz et al. 1990** Schütz, D., Klätschke, H., Heuler, P., Schütz, W.: *Standardisierte Lastabläufe für Bauteile von Pkw-Radaufhängungen CAR Loading Standard CARLOS*, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, Bericht Nr. FB-191, 1990/ Industrieanlagen-Betriebsgesellschaft mbH (IABG), Ottobrunn, Bericht Nr. TF-2695, 1990

**Schwanecke 1964** Schwanecke, H.: *Gedanken zur Frage der hydrodynamisch erregten Schwingungen des Propellers und der Wellenleitung*, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Band 57, S. 252-280, Springer Verlag, 1964

**Schwarz 1993** Schwarz, Chr.: *Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren*, Dissertation Technische Universität München, Fachbereich für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, 1993

**Sheng 1996** Sheng, G.: *Eine Quasi-Continous-Methode für Propellerumströmung*, Hydrodynamik Seminar, STG Fachausschuß, Berlin, 1996

**Tunker 1999** Tunker, H.: *Experimentelle Beanspruchungsanalyse an Fahrwerks- und Karosseriebauteilen*, In: DVM Weiterbildungsseminar: *Von der Betriebsmessung bis zur Lastannahme*, Clausthal-Zellerfeld, 1999

**Ulken 1995** Ulken, U.: *Physikalische Analyse und mathematische Simulation einer Schiffsantriebsanlage mit inneren Störungen*, Fortschr. Ber. VDI-Reihe 12 Nr. 265, VDI-Verlag, 1995

**Yan 1992** Yan, X.: *Beitrag zur Ermittlung des Zusatzwiderstandes von Schiffen im Seegang*, Dissertation, Fachbereich Verkehrswesen, Technische Universität Berlin, 1992

**Zenner 1997** Zenner, H.: *Lebensdauerkonzepte*

## **ANHANG**



<b>A</b>	<b>Messstellen</b>	<b>2</b>
<b>B</b>	<b>Sensoren, Verstärker und Messdatenerfassungssystem</b>	<b>5</b>
B.1	Sensoren und Verstärker	5
B.2	Messdatenerfassungssystem	6
<b>C</b>	<b>Beispiele für den Aufbau des Datenerfassungssystems an Bord</b>	<b>7</b>
<b>D</b>	<b>Anzahl der Umsteuervorgänge</b>	<b>9</b>
<b>E</b>	<b>Ablaufschema der Schädigungsrechnung</b>	<b>11</b>
<b>F</b>	<b>Bewertung der Schädigungssummen</b>	<b>12</b>
<b>G</b>	<b>Addition und Superposition von Rainflowmatrizen und Residuen</b>	<b>14</b>
<b>H</b>	<b>Eisfahrt von Schiff 5</b>	<b>18</b>
<b>I</b>	<b>Klasseneinteilung</b>	<b>20</b>

**A Messstellen**

Die Auswahl der Messstellen wurde jeweils nach den Besonderheiten der untersuchten Anlage sowie den örtlichen Gegebenheiten getroffen. In Tabelle A-1 sind die erfassten Messgrößen zusammengestellt, in Abbildung A-1 sind die Antriebsanlagen aller Schiffe schematisch dargestellt und der jeweilige Ort der Drehmoment-Messstelle gekennzeichnet. Der Umfang aller im Projekt erfassten Messdaten ist in Tabelle A-1 zusammengestellt.

**Tabelle A-1: Liste der Messstellen**

Bezeichnung der Messstelle	gemessen auf Schiff					
	1	2	3	4	5	6
Drehmoment Propellerwelle	x	x	x	x		x
Drehmoment Motorwelle					x	
Propellerdrehzahl	x	x		x		x
Motordrehzahl			x		x	
Propellersteigung		x	x		x	
Leistung Wellengenerator			x		x	
Einspritzpumpen-Füllung	x	x	x		x	x
Turboladerdrehzahl			x		x	x
Ladeluftdruck	x	x	x		x	x
Ladelufttemperatur	x	x	x		x	x
Abgastemperatur		x	x			
Ansauglufttemperatur	x	x				
Beschleunigung Stevenrohr x-Richtung					x	
Beschleunigung Stevenrohr y-Richtung	x	x	x	x	x	x
Beschleunigung Stevenrohr z-Richtung	x	x	x	x	x	x
Beschleunigung Getriebefundament x-Richtung	x	x	x			
Beschleunigung Getriebefundament z-Richtung	x	x	x			
Beschleunigung Motorfundament z-Richtung	x	x	x			
Strom der elektr. Fahrmotoren				x		
Navigationsdaten (Position, Kurs, Geschwindigkeit)			x			x

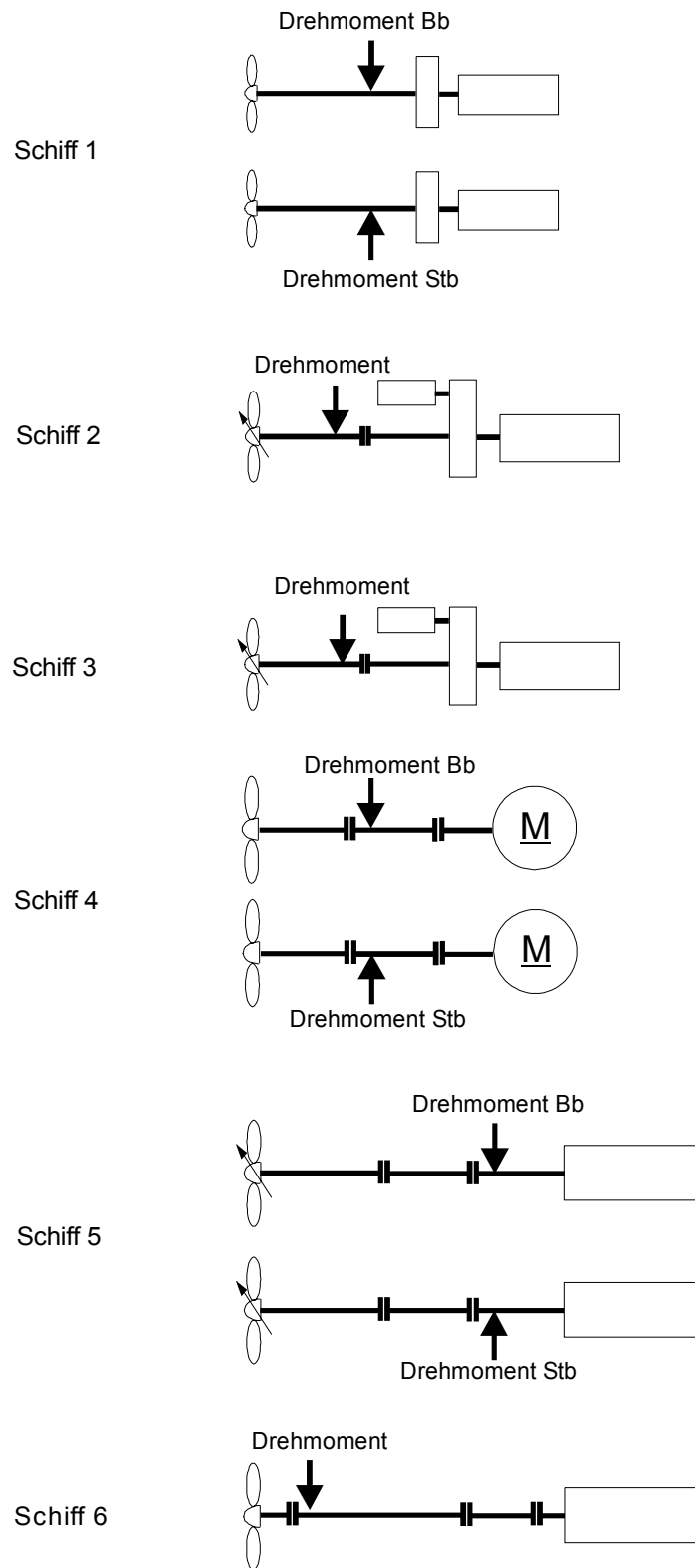


Abbildung A-1: Schematische Darstellung der Antriebsanlagen und Anordnung der Drehmoment-Messstellen

**Tabelle A-2: Umfang der im Projekt erfassten Messdaten**

Schiff	Messdauer [Tage]	Anz. der Messstellen	Sekundenmittelwerte, Klassierergebnisse [MB]	Sonderereignisse [MB]	Einzelmessungen [MB]	$\Sigma$ [MB]
1	54	25	864	74	68	1006
2	7	26	36	328	324	688
3	395	16	2307	347	195	2849
4	13	12	77	0	228	305
5	52	23	475	1260	498	2233
6	75	11	286	68	585	939
$\Sigma$	596	113	4045	2077	1898	<b>8020</b>

**B Sensoren, Verstärker und Messdatenerfassungssystem****B.1 Sensoren und Verstärker****Tabelle B-1 Liste der eingesetzten Sensoren und Verstärker**

Messstelle	Messaufnehmer	Verstärker
Propellerwellendrehmoment	Dehnungsmessstreifen Measurements Group CEA-06-250US-350	Volland Telemetry BW2P
Wellendrehzahl	opt. Aufnehmer MikSYS Opto N5	f/U-Wandler, Philips RSM 010
Propellersteigung	Drehwinkelaufnehmer TWK PMR 403	MikSyS
Einspritzpumpenfüllung	Drehwinkelaufnehmer TWK PMR 403	MikSyS
Turboladerdrehzahl	Spannungsmessung über Bürde am Zeigerinstrument	
Ladeluftdruck	Druckaufnehmer HBM P8AP	Hottinger HBM MC3
Ladelufttemperatur	Thermoelement NiCr-Ni	Analog Devices AD 594 CD
Abgastemperatur	Thermoelement NiCr-Ni	Analog Devices AD 594 CD
Ansauglufttemperatur	Thermoelement NiCr-Ni	Analog Devices AD 594 CD
Beschleunigungen	ICP-Beschleunigungsaufnehmer Metra KS71	

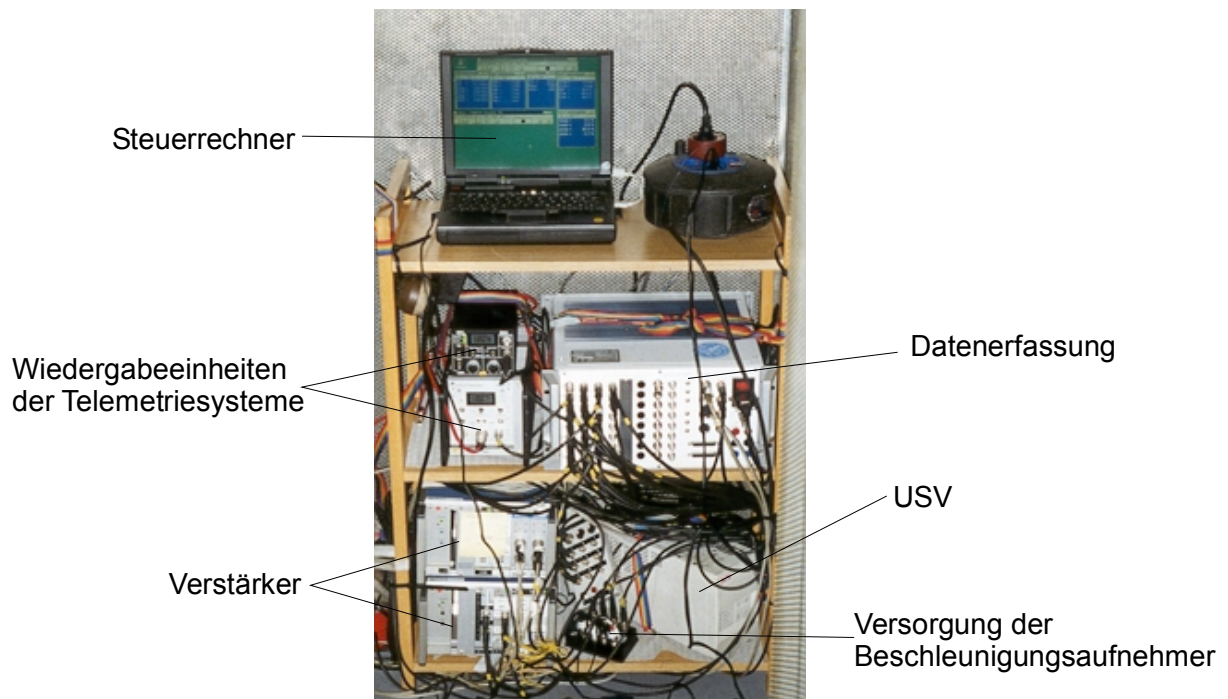
## B.2 Messdatenerfassungssystem

Sonderbau der Firma *imc Meßsysteme GmbH*, basierend auf Datenerfassungssystem  $\mu$ -MUSYCS, Softwareversion 1.71 bzw. 1.83

### Ausstattung:

- 32 analoge Eingänge (Messbereiche  $\pm 100$  mV,  $\pm 500$  mV,  $\pm 2$  V,  $\pm 5$  V), A/D-Wandlung mit 15 Bit Auflösung
- 80 kHz Summenabtastrate, max. zwei verschiedene Abtastraten
- Zeitversatzkorrektur durch Soft Sample & Hold
- 32 digitale Ein-/Ausgänge, TTL-Pegel
- Integrierte digitale Signalprozessoren für Online-Signalverarbeitung und Triggerfunktionen
- Selbststartfähigkeit

*C Beispiele für den Aufbau des Datenerfassungssystems an Bord*



**Abbildung C-1: Mobiles Datenerfassungssystem mit USV, Verstärkern und Steuerrechner im Maschinenkontrollraum auf Schiff 5**

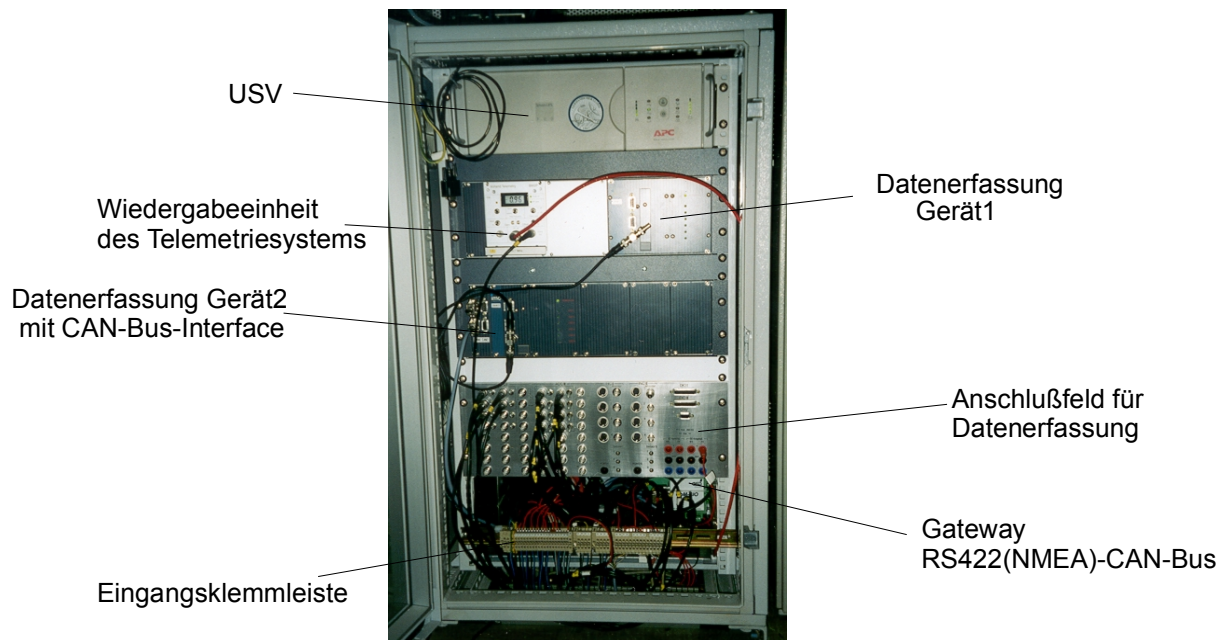


Abbildung C-2: Datenerfassungssystem im Maschinenkontrollraum auf Schiff 3 (Langzeitmessung)



***D Anzahl der Umsteuervorgänge***

Die Anzahl der Umsteuervorgänge wurde bei den Schiffen mit Festpropeller (Schiff 4 und 6) aus den Sekundenmittelwerten des Propellerwellendrehmomentes und bei den Schiffen mit Verstellpropeller (Schiff 3 und 5) aus den Sekundenmittelwerten der Propellersteigung ermittelt. Gezählt wurden jeweils die Nulldurchgänge des ausgewählten Signals.

Die durchschnittliche Anzahl der Umsteuervorgänge pro 24h-Fahrtabschnitt ist in Tabelle D-1 dargestellt.

**Tabelle D-1: Mittlere Anzahl von Umsteuervorgängen pro 24h-Fahrtabschnitt**

Schiff	mittlere Anzahl von Umsteuervorgängen pro 24h-Fahrtabschnitt
3	14,2
4 Bb	25,2
4 Stb	17,2
5 Bb	6,2
5 Stb	8,6
6	6,1

In Abbildung D-1 ist die Verteilung der Umsteuervorgänge auf die einzelnen 24h-Fahrtabschnitte dargestellt. Während bei Schiff 6 (Langstrecke) in fast 55 % der erfassten 24h-Fahrtabschnitte keine Umsteuervorgänge vorkommen, werden auf Schiff 4 (Fähre im Pendelverkehr) für beide Propellerwellen in jedem erfassten 24h-Fahrtabschnitt mindestens 6 Umsteuervorgänge gezählt. Für die Stb-Welle werden in fast 39 % der 24h-Fahrtabschnitte zwischen 11 und 15 Umsteuervorgänge, für die Bb-Welle in fast 31 % der 24h-Fahrtabschnitte sogar zwischen 16 und 20 Umsteuervorgänge gezählt. Bei Schiff 3 (Langzeitmessung) ist die Streuung aufgrund der wechselnden Routen und der langen Messzeit größer. Hier wurden in ca. 11 % der 24h-Fahrtabschnitte keine, in 24 % der 24h-Fahrtabschnitte zwischen 6 und 10 und in fast 8 % der 24h-Fahrtabschnitte mehr als 30 Umsteuervorgänge gezählt.

Zwischen der Anzahl der Umsteuervorgänge und der Schädigungssumme für die Propellerwelle konnte hier kein eindeutiger Zusammenhang ermittelt werden, möglicherweise kann dieser Wert jedoch einen Hinweis auf die Belastung anderer Bauteile (Kupplung, Getriebe) geben.

ANHANG

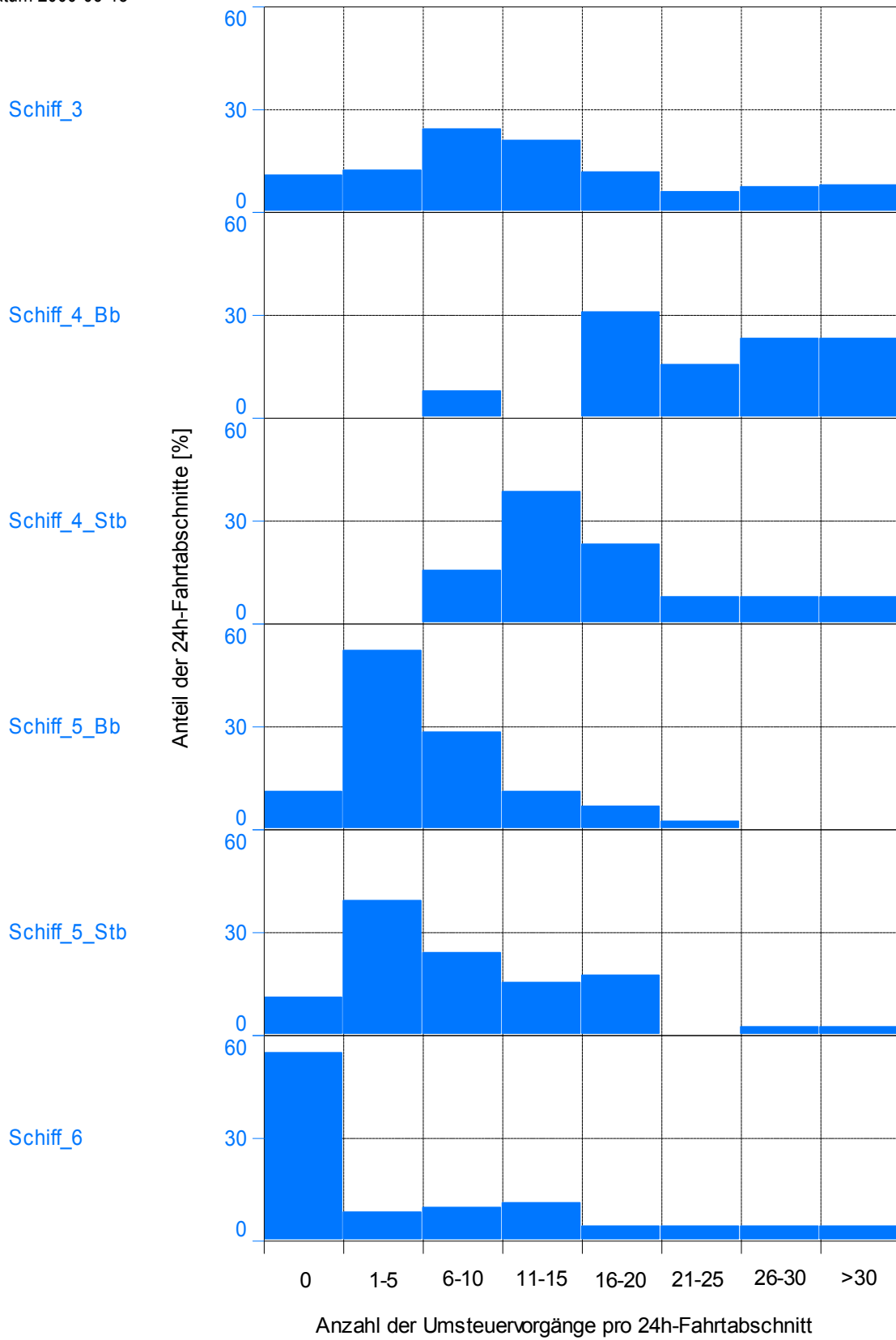


Abbildung D-1: Verteilung der Umsteuervorgänge pro 24h-Fahrtabschnitt

**E Ablaufschema der Schädigungsrechnung**

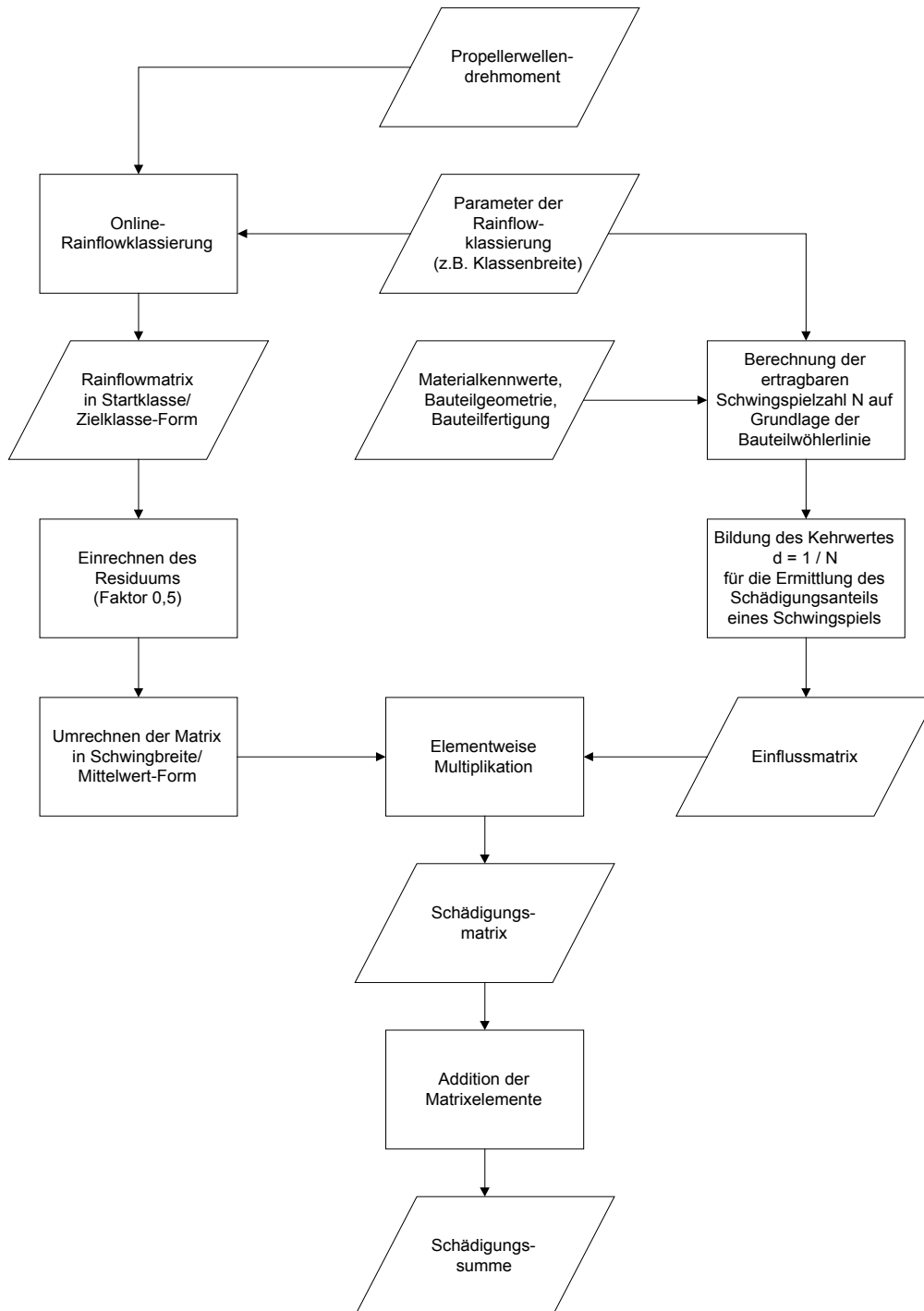


Abbildung E-1: Ablaufschema der Schädigungsrechnung in INTACT

### ***F Bewertung der Schädigungssummen***

Die im Abschnitt 3.3.1.4 berechneten Schädigungssummen pro 24h-Fahrtabschnitt für die Antriebswellen sind erwartungsgemäß sehr klein, sie liegen im Bereich von  $10^{-20}$  (Dauerfahrt Schiff 3) bis  $10^{-4}$  (höchste Schädigungssumme für Schiff 6). Um das weitere Vorgehen für eine Lebensdauerabschätzung eines Bauteils mit der in *INTACT* angewendeten Methode der Messdatenerfassung und –weiterverarbeitung aufzuzeigen soll an dieser Stelle eine grobe Lebensdauerabschätzung für die Wellen durchgeführt werden. Dazu werden die aus der Torsionsbeanspruchung ermittelten Schädigungssummen mit den zulässigen Schädigungssummen verglichen.

Zulässig ist nach Leitfaden (1995) eine Schädigungssumme von  $D=1$ . In Abhängigkeit der zu erwartenden Folgen bei Versagen des Bauteils und der Regelmäßigkeit der Inspektion wird im Maschinenbau ein Grundsicherheits-Faktor von 1,2 bis 1,5 zugrundegelegt. Entsprechend reduziert sich die zulässige Schädigungssumme im sicheren Fall auf

$$D_{\text{zulässig}} = 1 / 1,5 = 0,67. \quad (\text{F-1})$$

Mit den für die Propellerwellen der untersuchten Schiffe ermittelten durchschnittlichen Schädigungssummen pro Tag  $\langle D_{\text{Tag}} \rangle$  errechnet sich die Lebensdauer in Jahren (L) mit Hilfe der Beziehung

$$L = D_{\text{zulässig}} / (\langle D_{\text{Tag}} \rangle \cdot 365). \quad (\text{F-2})$$

Die Wöhlerlinien, aus denen die für den Vergleich der Fahrtabschnitte verwendeten Einflussmatrizen ermittelt wurden, beruhen auf einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 %. Für eine hinsichtlich der Betriebsfestigkeit durchgeführte Auslegung von maschinenbaulichen Komponenten werden hingegen Ausfallwahrscheinlichkeiten unter 10 % gefordert. Ausgehend von einer Überlebenswahrscheinlichkeit (PÜ) von 98 % reduziert sich die Lebensdauer nach Leitfaden (1995) auf:

$$L_{\text{PÜ=98\%}} = L / 3,5 \quad (\text{F-3})$$

Damit ergibt sich für die einzelnen Wellen die in Tabelle F-1 angegebene Lebensdauer:

**Tabelle F-1:** Auf der mittleren Schädigungssumme pro Tag basierende Lebensdauer

Schiff	$\langle D_{\text{Tag}} \rangle$	Lebensdauer [Jahre]
3	$8,4 \cdot 10^{-15}$	$62 \cdot 10^9$
4 Bb	$8,6 \cdot 10^{-8}$	6100
4 Stb	$7,3 \cdot 10^{-8}$	7200
5 Bb	$1,5 \cdot 10^{-8}$	35000
5 Stb	$1,7 \cdot 10^{-8}$	30900
6	$5,4 \cdot 10^{-6}$	100

Die obigen Ergebnisse geben einen Eindruck von der vorhandenen Streubreite im Hinblick auf die Bauteilmüdung von Schiffsantriebswellen unter verschiedenen Voraussetzungen, z. B. Einsatzbedingungen. Daraus folgt, dass für eine Gesamtbewertung weitergehende Untersuchungen erforderlich sind. Für die Berechnung der Lebensdauer wurden hier nur die für einen bestimmten Querschnitt der Propellerwelle ermittelten Torsionsbeanspruchungen herangezogen. Für eine umfassende Bewertung sind aber zusätzliche Einflüsse zu beachten.

Solche, die Lebensdauer der Welle bestimmenden Randbedingungen sind z. B.

- Veränderung der Beanspruchung durch Änderung der Einsatzart oder des Fahrtgebietes,
- Zusatzbeanspruchungen, z. B. durch Fluchtungsfehler, Verschleißerscheinungen im Bereich der Lager oder Verformungen der Welle bei Kollisionen,
- Werkstofffehler.

Auch unter Berücksichtigung der o.g. Einflussfaktoren ist davon auszugehen, dass im Vergleich z. B. mit Ergebnissen aus dem Automobilbereich eine Streubreite von einigen Größenordnungen bei der abgeschätzten Lebensdauer der Schiffsantriebswellen vorhanden ist.

Die Gründe hierfür liegen nach den im Forschungsvorhaben *INTACT* gewonnenen Erfahrungen nicht allein in der unterschiedlichen Auslegung (Wellendurchmesser), sondern maßgeblich auch in der Unterschiedlichkeit der Antriebsanlagen, der Schiffsgrößen, der Einsatzart und der Fahrtgebiete.

**G Addition und Superposition von Rainflowmatrizen und Residuen**

Bereits in Abschnitt 3.1.2.1 wurde gezeigt, dass Addition und Superposition von Rainflowmatrizen zu unterschiedlichen Ergebnissen führen können. Das gilt natürlich auch für die Schädigungssummen, die aus zusammengesetzten Rainflowmatrizen und Residuen ermittelt werden. Die Schädigungssumme, die durch Addition der Schädigungssummen der einzelnen Abschnitte ermittelt wird, ist kleiner als die, die aus der durch Superposition ermittelten Gesamtmatrix ermittelt wird. Weiterhin gilt: wenn der Anteil des Residuums an der Schädigungssumme der einzelnen Abschnitte groß ist, ist auch der Unterschied zwischen den durch Addition und Superposition ermittelten Schädigungssummen groß (Schiffe 3, 4 und 5). Ist der Anteil des Residuums an den Schädigungssummen der einzelnen Abschnitte vernachlässigbar klein (Schiff 6), ergeben sich bei Addition und Superposition nahezu die gleiche Schädigungssummen (vgl. Tabelle G-1).

Hier sei noch einmal betont, dass durch Addition der Schädigungssummen der einzelnen Fahrtabschnitte die falsche (zu kleine) Schädigungssumme für zusammengesetzte Zeiträume berechnet wird, da die so ermittelte Schädigungssumme von der gewählten Länge der Fahrtabschnitte (Dateigröße) abhängig ist. Für die korrekte Kombination von Teilfolgen ist also das Verfahren der Superposition anzuwenden.

In Tabelle G-1 und den folgenden Abbildungen wird gezeigt, wie sich dieser Unterschied zwischen Addition und Superposition für die einzelnen Schiffe auswirkt.

**Tabelle G-1: Vergleich der Schädigungssummen der Propellerwelle am Ende des jeweiligen Messzeitraumes, ermittelt durch Addition bzw. Superposition**

Schiff	$D_{\text{ges}}$ aus Addition ( $D_{\text{Add}}$ )	$D_{\text{ges}}$ aus Superposition ( $D_{\text{Sup}}$ )	$D_{\text{Add}}/D_{\text{Sup}}$
3	$1,00 \cdot 10^{-12}$	$1,62 \cdot 10^{-12}$	0,62
4 Stb	$5,41 \cdot 10^{-7}$	$9,14 \cdot 10^{-7}$	0,59
4 Bb	$7,73 \cdot 10^{-7}$	$1,07 \cdot 10^{-6}$	0,72
5 Stb	$7,94 \cdot 10^{-7}$	$9,00 \cdot 10^{-7}$	0,88
5 Bb	$6,92 \cdot 10^{-7}$	$8,04 \cdot 10^{-7}$	0,86
6	$4,43 \cdot 10^{-4}$	$4,44 \cdot 10^{-4}$	1,00

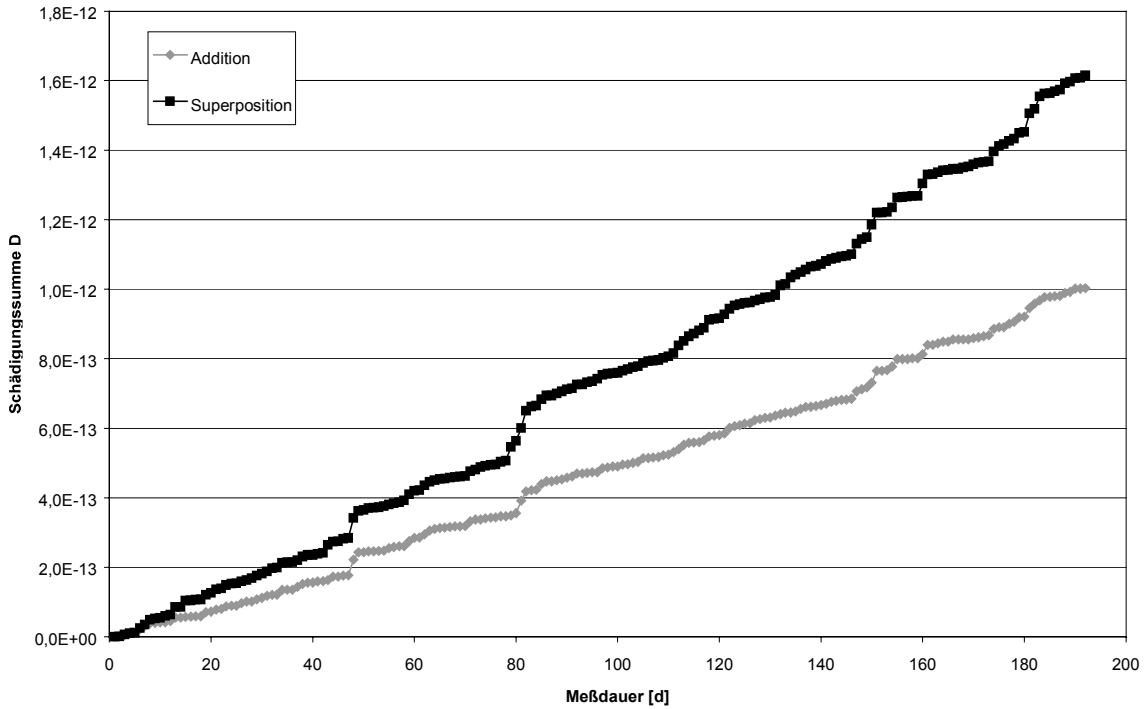


Abbildung G-1: Schiff 3 – Schädigungssumme der Propellerwelle, ermittelt durch Addition bzw. Superposition

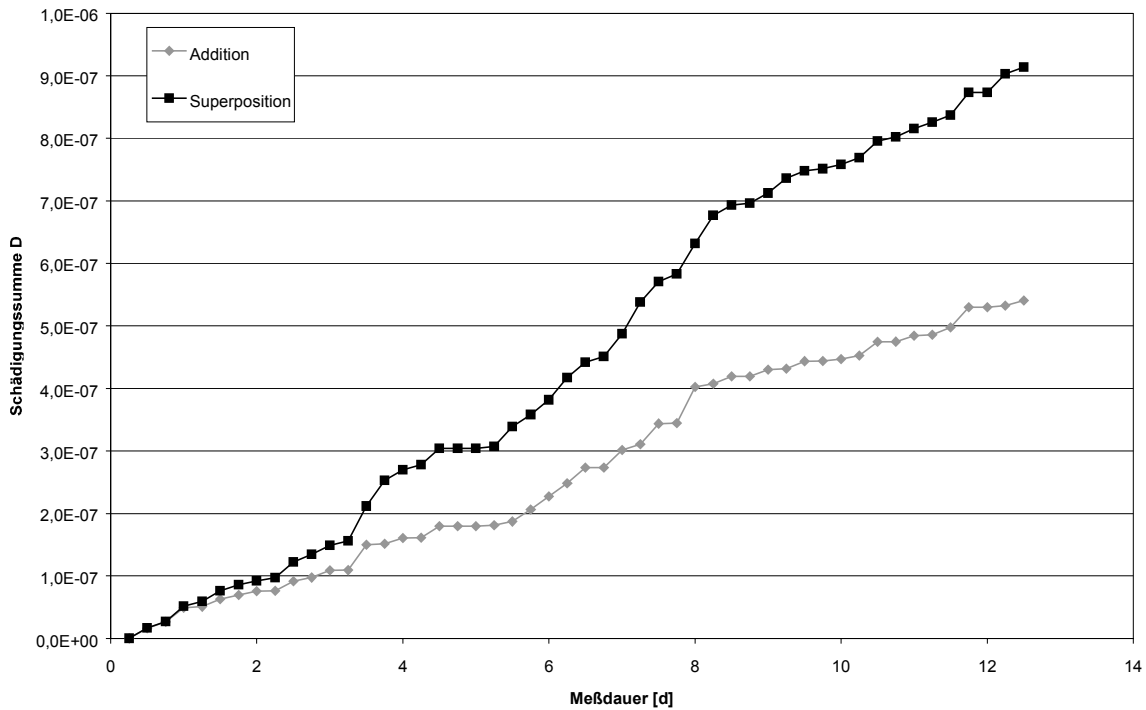


Abbildung G-2: Schiff 4 (Bb) - Schädigungssumme der Propellerwelle, ermittelt durch Addition bzw. Superposition

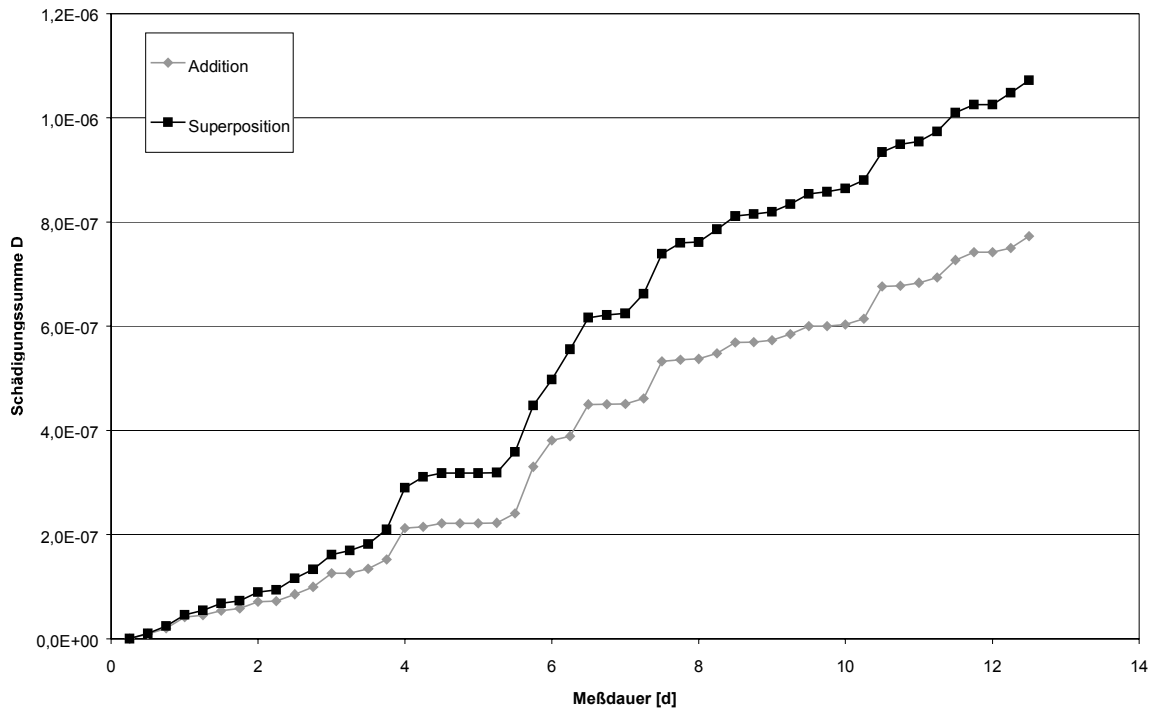


Abbildung G-3: Schiff 4 (Stb) – Schädigungssumme der Propellerwelle, ermittelt durch Addition bzw. Superposition

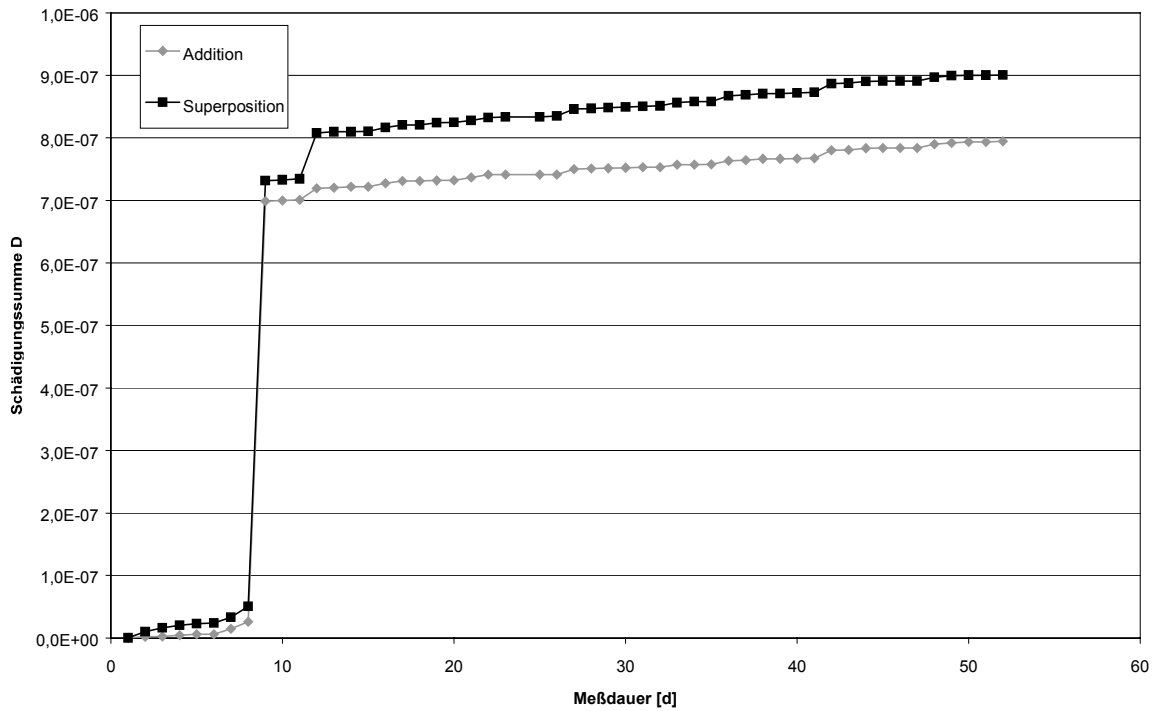


Abbildung G-4: Schiff 5 (Stb) – Schädigungssumme der Propellerwelle, ermittelt durch Addition bzw. Superposition



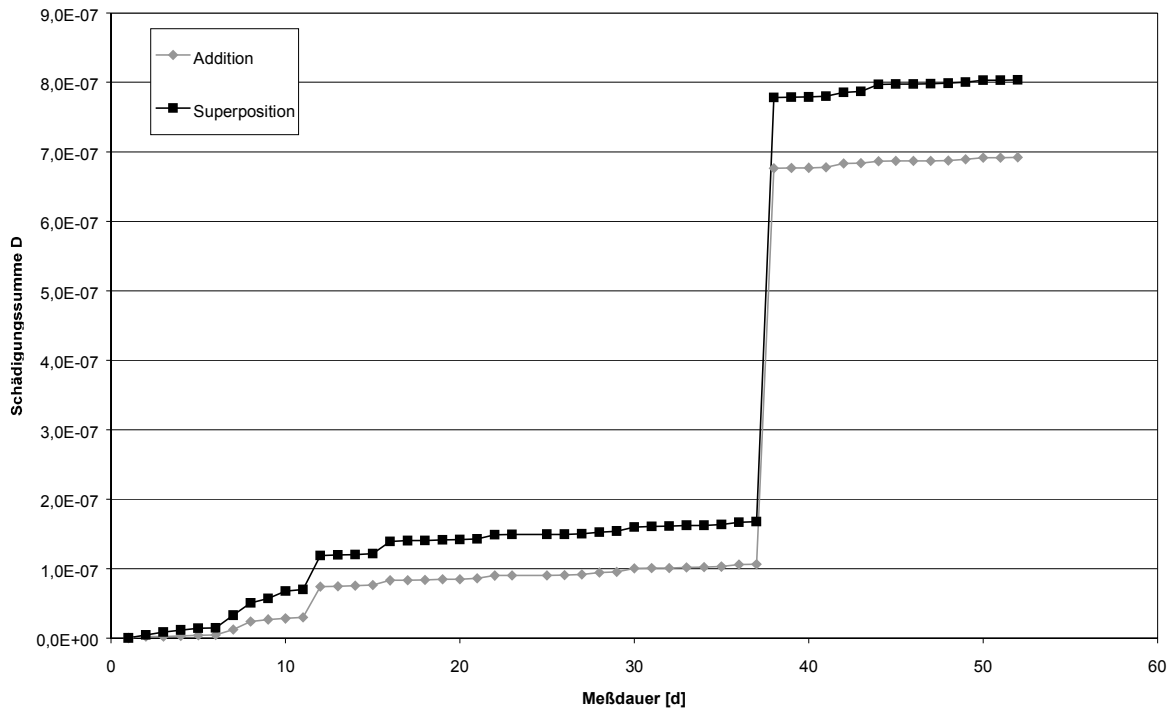


Abbildung G-5: Schiff 5 (Bb) - Schädigungssumme der Propellerwelle, ermittelt durch Addition bzw. Superposition

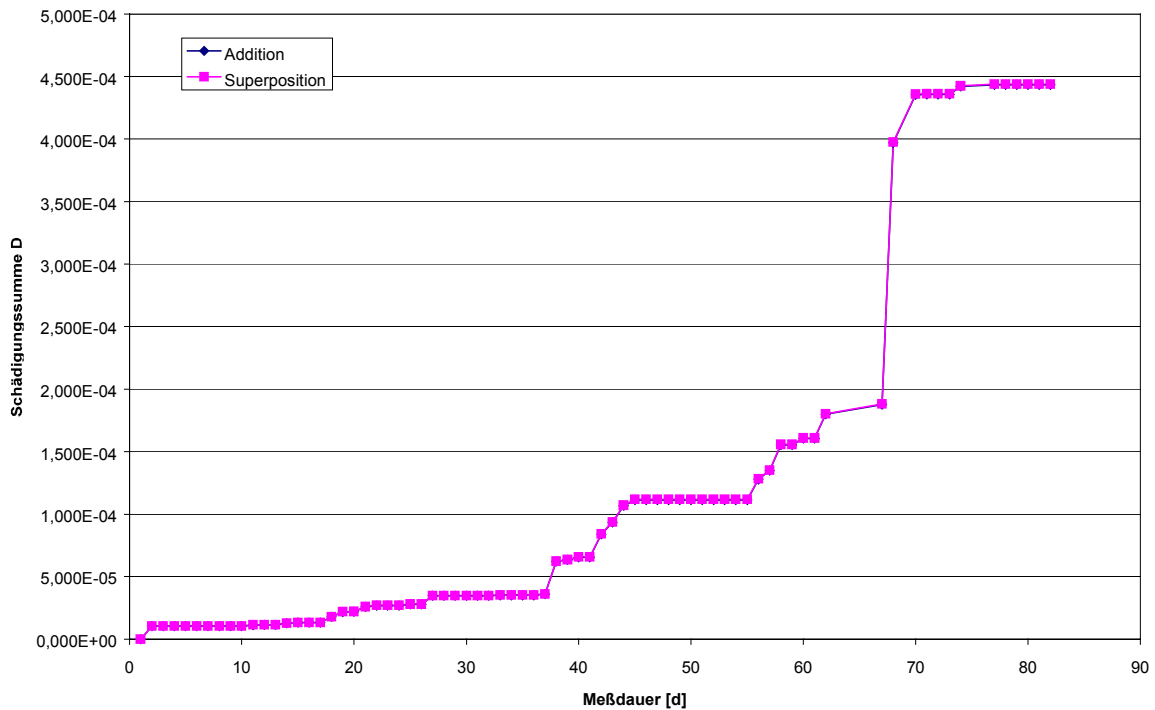


Abbildung G-6: Schiff 6 – Schädigungssumme der Propellerwelle, ermittelt durch Addition bzw. Superposition

### H Eisfahrt von Schiff 5

Wie in Abschnitt 3.3.1.4 erläutert, wurde die Schädigungssumme des Fahrtabschnittes durchs Eis nicht richtig erfasst, da die gemessenen Propellerwellendrehmomente größer waren, als die gewählte Obergrenze der 64. Klasse der Rainflowzählung. Die Werte wurden in die 64. Klasse der Rainflowmatrix eingetragen und damit bei der Schädigungsrechnung unterbewertet. Im Folgenden soll versucht werden, den hierbei entstandenen Fehler der berechneten Schädigungssumme zu bestimmen. Da das Residuum des betroffenen 24h-Fahrtabschnittes für die Schädigungssumme bestimmend ist (90 %) wird hier lediglich das Residuum korrigiert und damit eine neue Schädigungssumme bestimmt.

Während der Eisfahrt wurden durch Schwellwertüberschreitung des Bb-Propellerwellendrehmomentes vier Sonderereignismessungen ausgelöst, das höchste hierbei gemessene Drehmoment beträgt 602 kNm (152 % des Nennmomentes, Abbildung H-1). Dieser Wert hätte bei den gewählten Parametern für die Rainflowzählung in die 70. Klasse gezählt werden müssen. Entsprechend wird das „gemessene“ Residuum (30, **64**, 27, 35, 28, 34, 31) ersetzt durch das korrigierte Residuum (30, **70**, 27, 35, 28, 34, 31). Beide Residuen sind in Abbildung H-2 dargestellt.

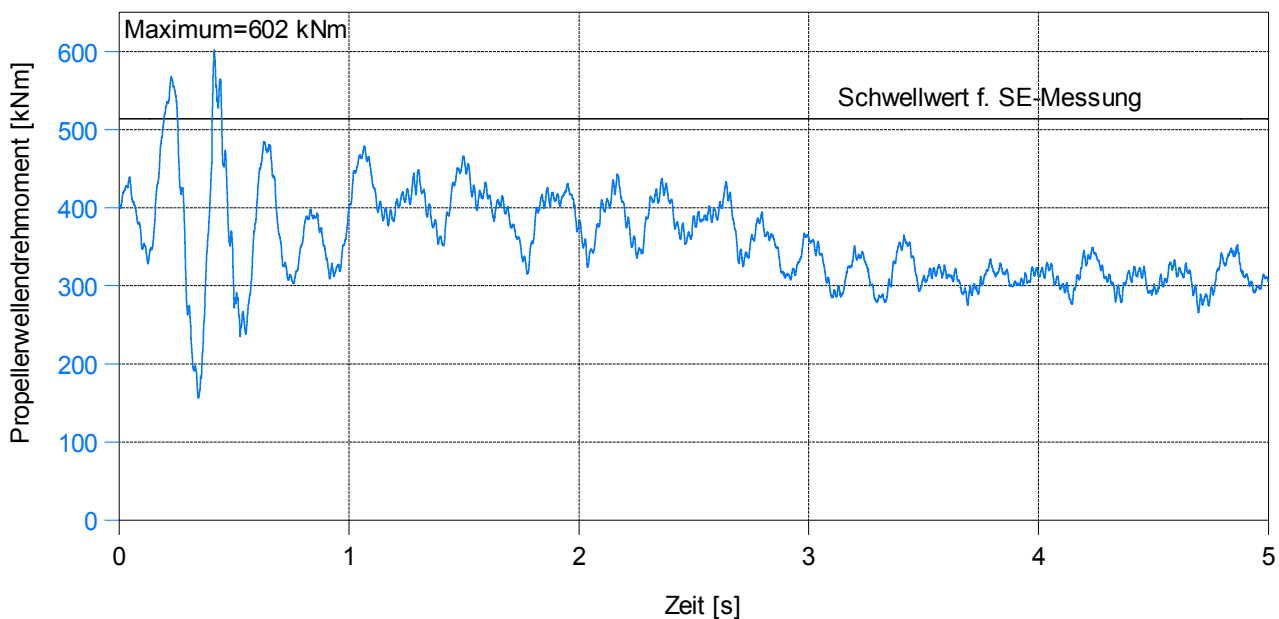
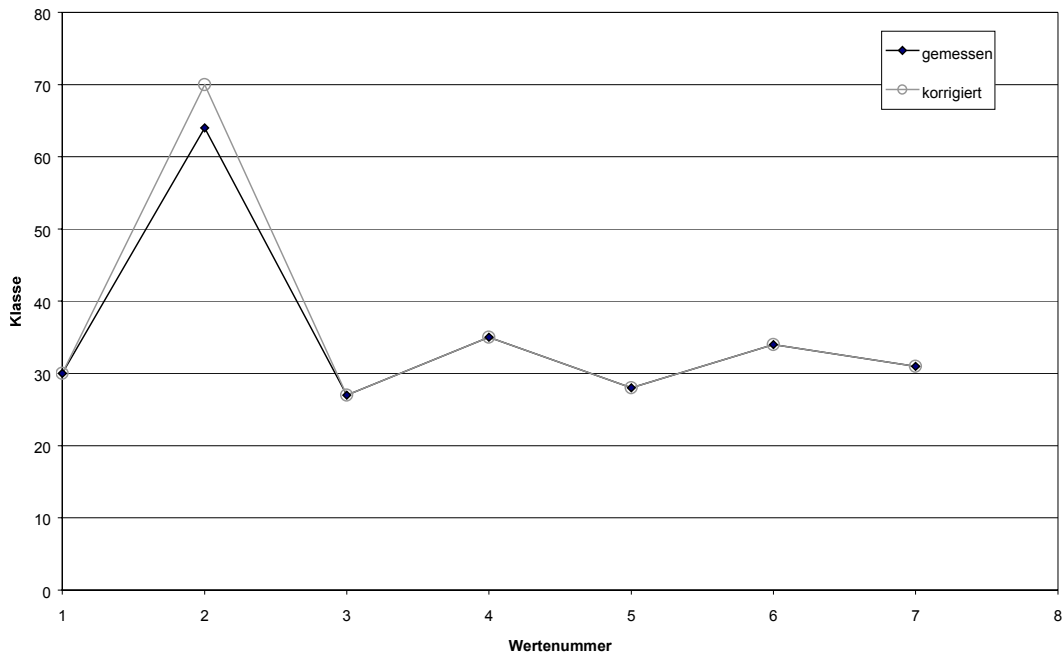


Abbildung H-1: Sonderereignis, ausgelöst durch Schwellwertüberschreitung des Bb-Propellerwellendrehmomentes während der Eisfahrt



**Abbildung H-2: gemessenes und korrigiertes Residuum des 24h-Fahrtabschnittes mit Eisfahrt**

Mit dem korrigierten Residuum und der Original-Rainflowmatrix wird dann erneut eine Schädigungsrechnung durchgeführt. Die sich ergebende Schädigungssumme beträgt  $D_{\text{kor}}=5,08 \cdot 10^{-8}$  und liegt damit um den Faktor 4,5 über der ohne Korrektur berechneten Schädigungssumme von  $D=1,13 \cdot 10^{-8}$ . Die ermittelte korrigierte Schädigungssumme  $D_{\text{kor}}$  liegt damit um den Faktor 17 über der Schädigungssumme desselben Fahrtabschnittes ohne Eis. Da hier jedoch vernachlässigt wurde, dass die RFM ebenfalls fehlerbehaftet ist, kann dieser Wert nur als untere Abschätzung gelten.

**I Klasseneinteilung**

**Tabelle I-1: Zuordnung der Klassen zu den auf das jeweilige Nennmoment bezogenen Drehmomenten**

Klasse	Versuchsträger 1	Versuchsträger 2	Versuchsträger 3	Versuchsträger 4	Versuchsträger 5	Versuchsträger 6
1	-151	-26	-18	-118	-127	-130
2	-146	-23	-16	-115	-123	-126
3	-142	-21	-14	-111	-119	-121
4	-137	-18	-11	-107	-115	-117
5	-132	-16	-9	-103	-111	-113
6	-127	-13	-7	-100	-107	-109
7	-123	-10	-5	-96	-103	-105
8	-118	-8	-2	-92	-99	-101
9	-113	-5	0	-88	-95	-97
10	-108	-3	2	-85	-91	-93
11	-104	0	5	-81	-87	-89
12	-99	3	7	-77	-83	-84
13	-94	5	9	-73	-79	-80
14	-90	8	11	-70	-75	-76
15	-85	10	14	-66	-71	-72
16	-80	13	16	-62	-67	-68
17	-75	16	18	-58	-63	-64
18	-71	18	20	-55	-59	-60
19	-66	21	23	-51	-55	-56
20	-61	23	25	-47	-51	-51
21	-57	26	27	-43	-47	-47
22	-52	29	29	-40	-42	-43
23	-47	31	32	-36	-38	-39
24	-42	34	34	-32	-34	-35
25	-38	36	36	-28	-30	-31
26	-33	39	38	-25	-26	-27
27	-28	41	41	-21	-22	-23
28	-24	44	43	-17	-18	-19
29	-19	47	45	-13	-14	-14
30	-14	49	48	-10	-10	-10
31	-9	52	50	-6	-6	-6
32	-5	54	52	-2	-2	-2
33	0	57	54	2	2	2
34	5	60	57	5	6	6
35	9	62	59	9	10	10
36	14	65	61	13	14	14
37	19	67	63	17	18	19
38	24	70	66	20	22	23
39	28	73	68	24	26	27
40	33	75	70	28	30	31
41	38	78	72	32	34	35
42	42	80	75	36	38	39
43	47	83	77	39	42	43
44	52	86	79	43	47	47
45	57	88	81	47	51	51
46	61	91	84	51	55	56
47	66	93	86	54	59	60
48	71	96	88	58	63	64
49	75	99	90	62	67	68
50	80	101	93	66	71	72
51	85	104	95	69	75	76
52	90	106	97	73	79	80
53	94	109	100	77	83	84
54	99	111	102	81	87	89
55	104	114	104	84	91	93
56	108	117	106	88	95	97
57	113	119	109	92	99	101
58	118	122	111	96	103	105
59	123	124	113	99	107	109
60	127	127	115	103	111	113
61	132	130	118	107	115	117
62	137	132	120	111	119	121
63	142	135	122	114	123	126
64	146	137	124	118	127	130