

# **Diagnose hydraulischer Fehlerzustände bei axialen Tauchmotorpumpen anhand des Körperschalls**

von

Dipl.-Ing. Martin HUH  
aus Neubrandenburg

Von der Fakultät V

Verkehrs- und Maschinensysteme  
der Technischen Universität Berlin  
zur Verleihung des akademischen Grads

Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Berlin 2003

D 83

Promotionsausschuß:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. PUCHER

Gutachter: Prof. em. Dr.-Ing. H. E. SIEKMANN

Prof. Dr.-Ing. D. FILBERT

Prof. Dr. rer. nat. habil. K.-P. TIMPE

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 07.11.2003

*Graben und Wall  
Haben bezwungen das Element,  
Und nun blüht es von End' zu End'  
All überall.*

Theodor FONTANE in  
Wanderungen durch die Mark Brandenburg  
über „Die Verwallung“ des Oderbruchs



## **Vorwort**

Die vorliegende Dissertation entstand hauptsächlich während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Hydraulische Strömungsmaschinen und Strömungstechnik der Technischen Universität Berlin.

Mein Dank gilt vor allem Herrn Prof. em. Dr.-Ing. H. E. SIEKMANN, dem damaligen Leiter des Fachgebiets, der mich mit großem Vertrauen am Fachgebiet aufnahm und mit vielen konstruktiven Anregungen im Bereich der Strömungstechnik unterstützte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. PUCHER danke ich für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuß und für die Leitung der wissenschaftlichen Aussprache.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. D. FILBERT bedanke ich mich herzlich für das große Interesse an der Arbeit und für wichtige konstruktive Anregungen in den Bereichen Merkmalsgenerierung und Zustandsklassifikation.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. K.-P. TIMPE gilt mein Dank für die freundliche Unterstützung der Arbeit.

Bei allen Mitarbeitern des Fachgebiets möchte ich mich für die sehr gute Zusammenarbeit und die vielen anregenden Diskussionen bedanken. Mein Dank gilt dabei besonders Herrn Dipl.-Ing. C. HEILMANN, der mir den Weg an das Fachgebiet ebnete und dem damaligen TFD-Team mit den Herren Dipl.-Ing. S. LAUE, Dipl.-Ing. F. NEUER und Dipl.-Ing. M. WALSCH.

Ganz besonders danke ich Cordula, Ronja und den Eltern, die durch ihre Geduld und Unterstützung im Alltag diese Arbeit ermöglicht haben.

Die Durchführung der Forschungsarbeiten wurde dankenswerterweise durch die finanzielle Förderung der DFG, der Technischen Universität Berlin und der KSB AG ermöglicht.

Berlin, im November 2003

Martin HUHN



## Inhaltsverzeichnis

	Seite
<b>1 Einleitung</b>	<b>3</b>
1.1 Problemstellung	3
1.2 Ziel der Arbeit	4
<b>2 Kenntnisstand zur technischen Zustandsdiagnose</b>	<b>6</b>
2.1 Von der Maschinenüberwachung zur Zustandsdiagnose	6
2.2 Zustandsdiagnose anhand des Körperschalls	8
2.3 Zustandsdiagnose bei Kreiselpumpen	14
<b>3 Forschungspumpstation mit axialer Tauchmotorpumpe</b>	<b>18</b>
3.1 Versuchsstands Aufbau	18
3.2 Meßkette zur Erfassung des Körperschalls	20
3.3 Axiale Tauchmotorpumpe	23
3.3.1 Körperschall an der Tauchmotorpumpe	23
3.3.2 Strukturdynamische Identifikation	26
3.3.3 Rotordynamische Identifikation	29
<b>4 Diagnose der Kavitation</b>	<b>34</b>
4.1 Auftreten und Symptome der Kavitation	34
4.2 Experimentelle Untersuchungen zur Merkmalsgenerierung	35
<b>5 Diagnose der luftziehenden Wirbel</b>	<b>40</b>
5.1 Auftreten und Symptome der luftziehenden Wirbel	40
5.2 Experimentelle Untersuchungen zur Merkmalsgenerierung	42
<b>6 Diagnose der Laufradverschmutzungen</b>	<b>45</b>
6.1 Auftreten und Symptome der Laufradverschmutzungen	45
6.2 Experimentelle Untersuchungen zur Merkmalsgenerierung	46

	Seite
<b>7 Zustandsklassifikation</b>	<b>51</b>
7.1 Diskriminanzanalyse mit dem Nächster-Nachbar-Klassifikator	51
7.2 Klassifikation der hydraulischen Fehlerzustände	53
<b>8 Erstellung eines Diagnosesystems</b>	<b>58</b>
<b>9 Kritische Betrachtungen der Ergebnisse</b>	<b>60</b>
<b>10 Schlußfolgerungen und Ausblick</b>	<b>62</b>
<b>11 Zusammenfassung</b>	<b>65</b>
<b>12 Nomenklatur</b>	<b>66</b>
<b>13 Literatur</b>	<b>70</b>
<b>14 Bilder</b>	<b>78</b>



# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung

Bis zur Mitte des 18. Jahrhunderts war das Oderbruch ein häufig überflutetes Flußauengebiet, in dem die landwirtschaftliche Nutzung nur teilweise möglich war. Nach der unter Friedrich dem Großen 1747 begonnenen Eindeichung der Oder ist das Oderbruch heute die größte eingedeichte künstlich entwässerte Fläche an einem Flußlauf in Deutschland und gehört zu den fruchtbarsten deutschen landwirtschaftlichen Nutzflächen. Heute erfolgt die Entwässerung mit 35 Schöpfwerken, die durch zwei spezielle Hochwasserschöpfwerke ergänzt werden [1]. **Bild 1** zeigt beispielhaft das Schöpfwerk Paulshof 1 im Oderbruch.

**Schöpfwerke** sind nach DIN 1184 (Teil 1) [2] „Pumpwerke, die den ständigen oder zeitweisen Abfluß aus fließenden oder stehenden oberirdischen Gewässern sicherstellen, denen zeitweise oder ständig eine natürliche Vorflut fehlt. Die Gewässer können auch Abwasser aus bebauten Gebieten enthalten.“ In Schöpfwerken werden aufgrund der relativ hohen Förderströme und niedrigen Förderhöhen hauptsächlich axiale Kreiselpumpen eingesetzt. Die Aufstellung der Kreiselpumpen erfolgt in zunehmendem Maße als vertikal in Rohrschächten eingesetzte **Tauchmotorpumpen** [3...5].

Nachdem die Ausstattung der Tauchmotorpumpen mit Überwachungssystemen zur Erkennung von Maschinenschäden mittlerweile zum Standard gehört, werden heute Diagnosesysteme<sup>1</sup> mit vielfältigen Aufgaben entwickelt. Zum einen können durch eine Reduzierung der Wartungs- und Inspektionsintervalle die Instandhaltungskosten, zum anderen durch den Betrieb der Maschine im Bereich des maximalen Wirkungsgrads die Energiekosten gesenkt werden [7...9]. Da die Energie- und Instandhaltungskosten den Hauptbestandteil der **Lebenszykluskosten** darstellen, können Diagnosesysteme zu deren Reduzierung beitragen [10, 11].

---

<sup>1</sup> Diagnose [von griech. διαγνωσις >unterscheidende Beurteilung, Erkenntnis<] ist das Feststellen, Prüfen und Klassifizieren von Merkmalen mit dem Ziel der Einordnung zur Gewinnung eines Gesamtbildes [6].

Zur Reduzierung der **Instandhaltungskosten**, zu denen neben den Wartungs- und Inspektionskosten vor allem die Instandsetzungskosten zählen, ist es notwendig, durch Fehlerzustände entstehende Maschinenschäden frühzeitig zu erkennen bzw. von vornherein zu verhindern [12]. In Tauchmotorpumpen können prinzipiell zwei Arten von Fehlerzuständen auftreten:

- Bauteilbedingte Fehlerzustände, wie z.B. Schaufelbruch, Dichtungs- oder Lagerschaden, und
- Hydraulische Fehlerzustände, wie z.B. Kavitation, Luftziehender Wirbel oder Laufradverschmutzung.

Für die **Diagnose bauteilbedingter Fehlerzustände** existieren bereits zahlreiche Erfahrungen und Anwendungen, denen meist eine Beurteilung des Körperschalls der Maschine zugrunde liegt [12...14].

Für die **Diagnose hydraulischer Fehlerzustände** bestehen bisher keine marktreifen Anwendungen. Ein Grund dafür sind neben noch fehlenden grundlegenden Forschungen die höheren Investitionskosten bei Erweiterung der Diagnosesysteme für bauteilbedingte Fehlerzustände auf hydraulische Fehlerzustände. Deshalb wird in dieser Arbeit die Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände bei axialen Tauchmotorpumpen anhand des Körperschalls der Maschine untersucht, so daß die Diagnose von bauteilbedingten und hydraulischen Fehlerzuständen mit derselben Sensorik erfolgen kann.

## 1.2 Ziel der Arbeit

Das **Ziel** dieser Arbeit besteht in der Erstellung eines Diagnosesystems für folgende hydraulische Fehlerzustände einer axialen Tauchmotorpumpe:

- Kavitation,
- Luftziehender Wirbel,
- Laufradverschmutzung,
- Kombiniertes Fehlerzustand Luftziehender Wirbel und Kavitation und
- Kombiniertes Fehlerzustand Laufradverschmutzung und Kavitation.

Diese Fehlerzustände werden an der Forschungspumpstation simuliert. Der Betriebspunkt der Tauchmotorpumpe wird dabei fördergrad- und drehzahlvariabel eingestellt.

Die Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände erfolgt anhand des Körperschalls der Tauchmotorpumpe, der mit Beschleunigungsaufnehmern am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse erfaßt wird. Der Körperschall wird hinsichtlich seiner struktur- und rotordynamischen Bestandteile analysiert, um fehlerspezifische Signifikanzen zu erkennen und daraus Merkmale zu generieren. Anhand dieser Merkmale erfolgt schließlich die Klassifikation der Fehlerzustände.

Für das zu erstellende Diagnosesystem ist zu klären, ob der Einsatz des maschinenseitig montierten Beschleunigungsaufnehmers ausreichende Merkmale zur Klassifikation aller Fehlerzustände liefert. Dieser Aufnehmer wird bereits zur Diagnose bauteilbedingter Fehlerzustände verwendet und ist durch seinen geschützten Installationsort nicht dem Fördermedium mit seinen Sedimenten und Treibgut ausgesetzt. Die Ausführung des Beschleunigungsaufnehmers kann dementsprechend einfacher und somit kostengünstiger gestaltet werden.

Das Diagnosesystem soll ohne zusätzliche Sensorik zur Bestimmung des Betriebspunkts realisiert werden. Sowohl bei der Generierung der Merkmale als auch bei der Auswahl eines geeigneten Klassifikators ist somit zu beachten, daß auch beim drehzahlvariablen Betrieb der Tauchmotorpumpe mit einem Frequenzumrichter und verschiedenen Fördergraden eine hohe Klassifikationsgüte gewährleistet wird.

## 2 Kenntnisstand zur technischen Zustandsdiagnose

### 2.1 Von der Maschinenüberwachung zur Zustandsdiagnose

Die Gewährleistung einer hohen Verfügbarkeit und Sicherheit von Maschinen und Anlagen sowie die Erhöhung des Automatisierungsgrades technischer Prozesse verleihen der **Instandhaltung** eine herausragende wirtschaftliche Bedeutung [15, 16]. Die Instandhaltung trägt einen wesentlichen Beitrag zur Funktionsfähigkeit von Maschinen und Anlagen bei und wird in der Norm DIN EN 13306 [17] definiert als: „Kombination aller technischen und administrativen Maßnahmen des Managements während des Lebenszyklus einer Einheit zur Erhaltung des funktionsfähigen Zustands oder der Rückführung in diesen, so daß sie die geforderte Funktion erfüllen kann.“

Die Instandhaltung beinhaltet folgende in der Norm DIN 31051 [18] aufgeführte **Maßnahmen**, s. **Bild 2**:

- **Wartung**, d.h. Maßnahmen zur Bewahrung des Sollzustands von technischen Mitteln eines Systems,
- **Inspektion**, d.h. Maßnahmen zur Feststellung und Beurteilung des Istzustands von technischen Mitteln eines Systems und
- **Instandsetzung**, d.h. Maßnahmen zur Wiederherstellung des Sollzustands von technischen Mitteln eines Systems.

Die Unterteilung der Instandhaltung hinsichtlich der **Strategien** erfolgt in der Norm DIN EN 13306 [17] wie folgt, s. **Bild 3**:

- **Korrektive Instandhaltung**, die nach der Fehlererkennung ausgeführt wird, um eine Einheit wieder in einen Zustand zu bringen, in dem sie eine geforderte Funktion erfüllen kann, und
- **Präventive Instandhaltung**, die in festgelegten Intervallen nach vorgeschriebenen Kriterien zur Verminderung der Ausfallwahrscheinlichkeit oder der Wahrscheinlichkeit einer eingeschränkten Funktionserfüllung einer Einheit ausgeführt wird. Die Präventive Instandhaltung wird unterteilt in:

- **Vorausbestimmte Instandhaltung**, die in festgelegten Zeitabständen oder nach einer festgelegten Zahl von Nutzungseinheiten jedoch ohne vorherige Zustandserfassung durchgeführt wird und
- **Zustandsorientierte Instandhaltung**, die aus der Überwachung der Arbeitsweise und/oder der sie darstellenden Meßgrößen sowie den nachfolgenden Maßnahmen besteht.

Die korrektive (schadensorientierte) Instandhaltung, die prinzipiell den Betrieb von Maschinen und Anlagen bis zum Ausfall erlaubt, wird heute in industriellen Bereichen aufgrund der hohen Forderungen nach Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit und Sicherheit kaum noch angewendet.

Die vorausbestimmte (zeitorientierte) Instandhaltung ist heute in industriellen Bereichen am weitesten verbreitet, jedoch müssen die Wartungs- und Inspektionsintervalle aus Sicherheitsgründen relativ kurz gefaßt werden, so daß der Zeit- und Kostenaufwand entsprechend hoch sind. Die zustandsorientierte Instandhaltung basiert auf der regelmäßigen Erfassung des Maschinenzustands, so daß ein Stillstand erst dann erfolgen muß, wenn ein Schadenskriterium erfüllt ist [12, 13].

Die zur zustandsorientierten Instandhaltung notwendige **Maschinenüberwachung** wird in der Norm DIN EN 13306 [17] als manuell oder automatisch ausgeführte Tätigkeit zur Beobachtung des Istzustands einer Einheit definiert. Beispielsweise werden Maschinen bei zu hohen Schwingungsamplituden zum Schutz vor Folgeschäden abgeschaltet. Die üblicherweise während des Betriebs ausgeführte Maschinenüberwachung kann kontinuierlich, in regelmäßigen Zeitabständen oder nach festgelegten Nutzungseinheiten erfolgen [12, 17].

Bei der Maschinenüberwachung werden meist direkt meßbare Größen anhand von Grenzwerten und Trends kontrolliert. Dabei erfolgt die Maschinenüberwachung oft nur anhand eines globalen Merkmals. Dies hat zur Folge, daß zwar die Detektion eines Fehlers, nicht aber dessen Identifikation, Lokalisation und quantitative Beurteilung möglich ist. Diese Anforderungen sind nur durch Erweiterung der Maschinenüberwachung zur **Zustandsdiagnose** erfüllbar. Deren Ziel besteht darin, neben der Lokalisation und quantitativen Beurteilung vor allem die Identifikation, d.h. eine Aussage über die Fehlerursache zu treffen [15...19].

Die VDI-Richtlinie 2888 [19] zeigt eine grundlegende Einteilung der **Diagnoseverfahren**, s. **Bild 4**. Die Richtlinie weist aber gleichzeitig darauf hin, daß meist hybride Systeme realisiert werden, um die Vorteile der einzelnen Verfahren zu kombinieren. Folgende Diagnoseverfahren werden in [19] vorgestellt:

- **Funktionale Verfahren** mit
  - Signalanalyse zur Aufbereitung der Merkmale mit anschließendem Grenzwertvergleich und
  - Statistische Verfahren zur Bewertung von Merkmalen nach der Wahrscheinlichkeit ihres Auftretens,
- **Wissensbasierte Verfahren** mit
  - Regelbasierten Verfahren zur Nutzung von Erfahrungswissen in Form von Zusammenhängen zwischen Symptomen und Fehlern und
  - Mustererkennung zum Vergleich der Zustandswerte mit Referenzmustern, auch unter Einsatz von Neuronalen Netzen und
- **Modellbasierte Verfahren** mit
  - Analytischen Modellen zur Nutzung der kausalen Zusammenhänge zwischen Strukturen und Verhaltensweisen und
  - PETRI-Netze zur Abbildung des ereignisorientierten Systemverhaltens.

## 2.2 Zustandsdiagnose anhand des Körperschalls

Mechanische Schwingungen im hörbaren Frequenzbereich, d.h. zwischen 16 Hz und 16 kHz, werden als Schall bezeichnet. **Körperschall** ist das Auftreten dieser Schwingungen in Festkörpern. Treten die Schwingungen in Gasen (z.B. Luft) auf, werden diese als Luftschall bezeichnet. Beim Auftreten in Flüssigkeiten wird dementsprechend vom Flüssigkeitsschall gesprochen [20...22].

Es folgt eine kurze Beschreibung der wichtigsten im Körperschall auftretenden Wellenarten [22]:

- Reine Longitudinalwelle, d.h. die Bewegung erfolgt in Ausbreitungsrichtung,
- Reine Transversalwelle, d.h. die Bewegung erfolgt senkrecht zur Ausbreitungsrichtung,

- Quasi-Longitudinalwelle oder Dehnwelle, d.h. bei Bewegung in Ausbreitungsrichtung in Stäben und Platten tritt durch Querkontraktion und Querdehnung auch Bewegung senkrecht zur Ausbreitungsrichtung auf,
- Biegewellen, d.h. in Stäben und Platten auftretende Bewegung senkrecht zur Ausbreitungsrichtung und zusätzliche Drehbewegung der Volumenelemente senkrecht zur Stabachse,
- Torsionswellen, d.h. in Stäben auftretende Art von Transversalwellen, die durch zeitlich wechselnde Torsionsmomente erregt werden und eine Verdrehung einzelner Querschnitte um die Stabachse zur Folge haben sowie
- RAYLEIGH-Wellen, d.h. Oberflächenwellen (z.B. Erdbeben), deren Amplituden von der freien Oberfläche in Richtung des Inneren eines Körpers exponentiell abnehmen.

Die sich in der Entwurfsphase befindliche Norm E DIN ISO 13373-1 [23] enthält allgemeine Hinweise zur Zustandsüberwachung und Zustandsdiagnose anhand von Maschinenschwingungen. In [23] werden zur Erfassung des Maschinenzustands drei Schwingungsmeßverfahren vorgeschlagen:

- Schwingungsmeßverfahren an nichtrotierenden Maschinenteilen, wie z.B. an Lagergehäusen,
- Messung der Relativbewegung zwischen den rotierenden und feststehenden Bauteilen und
- Messung der Absolutschwingung der rotierenden Bauteile.

Entsprechend der Norm DIN ISO 10816-1 [24] genügt es bei vielen Maschinen, Messungen an nicht rotierenden Bauteilen auszuführen, um die Laufgüte bezüglich eines störungsfreien Betriebs zu beurteilen. Nur für Maschinen mit elastischen Rotoren ist, wie in der Norm DIN ISO 7919-1 [25] beschrieben, eine Messung an den rotierenden Bauteilen notwendig.

Zur Generierung von Zustandsmerkmalen werden in den Normen DIN ISO 10816-1 [24] und DIN ISO 7919-1 [25] nur breitbandige Verfahren der Signalanalyse eingesetzt. Diese sollen gemäß der sich in der Entwurfsphase befindlichen Norm E DIN ISO 13373-1 [23] durch weitere Verfahren zur Signalanalyse ergänzt werden, wie z.B.:

- Spektralanalyse,
- Filterung,
- Wellenform im Zeitbereich und
- Analyse des Schwingungsvektors nach Betrag und Phase.

Die Darstellung aktueller **Forschungsarbeiten** zur Zustandsdiagnose anhand des Körperschalls erfolgt in diesem Abschnitt nur beispielhaft für die Themenbereiche Diagnose von Wälzlagerschäden und Diagnose von Motorklopfen.

### **Diagnose von Wälzlagerschäden**

STRACKELJAN [26] verwendet zur Diagnose von Wälzlagerschäden den Körperschall und betrachtet als Merkmale die typischen Schadensfrequenzen im Hüllkurvenspektrum, die Impulshaftigkeit des Signals anhand des Crest-Faktors<sup>2</sup> und die Wölbung des Signals anhand des Kurtosis-Werts<sup>3</sup>. Dieser wird für verschiedene Frequenzbänder ermittelt, da sich bei fortschreitender Schädigung des Wälzlagers der Kurtosis-Wert in den einzelnen Frequenzbändern unterschiedlich verhält. Die Diagnose erfolgt mittels der unscharfen Klassifikation. Es erfolgt keine eindeutige Zuweisung zu einer Klasse, sondern es wird eine mehrdimensionale Zugehörigkeitsfunktion bestimmt, mit der die skalare Klassenzugehörigkeit berechnet werden kann. In dieser Zugehörigkeitsfunktion werden die einzelnen Merkmale über eine UND-Verknüpfung zusammengefaßt. Zur Erstellung der Zugehörigkeitsfunktion benötigt dieses Klassifikationsverfahren, ähnlich wie bei den Neuronalen Netzen, eine Lernphase [26].

GEROPP [27] untersucht und bewertet für die Diagnose von Wälzlagerschäden anhand des Körperschalls verschiedene Verfahren der Signalanalyse. Die Hüllkurvenanalyse zeigt sich zur Diagnose der bei Wälzlagerschäden auftretenden periodisch, stoßförmig angeregten Schwingungen als besonders geeignet. Die untersuchten Einzelschäden, Außenringschaden, Innenringschaden, Wälzkörperschaden, Käfigschaden, Unwucht sowie Mehrfachscharaden lassen sich selbst bei

---

<sup>2</sup> Crest-Faktor [von lat. crista >Kamm<] ist das Verhältnis des Spitzenwerts eines Signals zu seinem Effektivwert und beschreibt die Impulshaftigkeit des Signals [12].

<sup>3</sup> Kurtosis-Wert [von griech. κυρτος >krumm, gewölbt<] ist das zentrale Moment vierter Ordnung der standardisierten Zufallsgröße und beschreibt die Wölbung der Verteilung [12].



schwachen oder gestörten Signalen sicher detektieren. In der Praxis sind jedoch die Schadensmuster abhängig von der Schadensart, der Belastung und der Drehzahl, so daß eine Interpretation durch Grenzwertüberschreitung einzelner Amplituden nicht genügt. Notwendig ist ein Mustervergleich mit Referenzschadensspektren, d.h. es wird Expertenwissen benötigt. GEROPP erstellt daher für die typischen Wälzlagerschäden einen Katalog der spezifischen Hüllkurvenspektren und hebt die entsprechenden Signifikanzen hervor. Für die Realisierung eines preiswerten Diagnosesystems untersucht GEROPP den Einsatz eines in Kraftfahrzeugen verwendeten Klopfensors. Der Einfluß der Nichtlinearität dieses Sensors stellt sich bei der Hüllkurvenanalyse als nicht bedeutend heraus, so daß der Einsatz in einem Diagnosesystem möglich ist [27].

BURTH [28] entwickelt ein Diagnosesystem für Universalmotoren, das hauptsächlich auf der Analyse des mit Beschleunigungsaufnehmern erfaßten Körperschalls basiert. Dabei wird nicht wie üblich der stationäre Betrieb des Motors betrachtet, sondern der Motorauslauf. Da nach Abschalten des Motors keine elektromagnetisch angeregten Schwingungen auftreten, liegen nur noch mechanisch angeregte Schwingungen vor. Dies erleichtert die Diagnose von Wälzlagerschäden und Rotorunwuchten. Zur Weiterverarbeitung des Körperschallsignals wird das „Time-Warping-Verfahren“ angewendet, welches das mit konstanter Abtastfrequenz erfaßte Signal winkelsynchron erneut abtastet. Untersucht werden neben Rotorunwuchten folgende Wälzlagerschäden: Außenringschaden, Innenringschaden und Wälzkörperschaden. Beim Auftreten von Rotorunwuchten ist im Frequenzspektrum deutlich die Rotordrehfrequenz zu erkennen. Beim Auftreten von Wälzlagerschäden zeigen sich im Hüllkurvenspektrum die fehlerspezifischen Signifikanzen. Zur Klassifikation wird für jeden Schaden entsprechend seiner Signifikanzen ein Merkmal durch eine mathematische Funktion generiert. Es zeigt sich, daß zur Klassifikation der Schäden jeweils nur ein Merkmal genügt, das mit einem Schwellwertklassifikator bewertet wird. Für sein Diagnosesystem schlägt BURTH die Verknüpfung der Analyse des Stromsignals mit der Analyse des Körperschalls zur Diagnose sowohl elektrisch als auch mechanisch verursachter Schäden vor [28].

## Diagnose von Motorklopfen

KRICHEL [29] verwendet zur Diagnose von Motorklopfen den Körperschall, der durch einen Beschleunigungssensor am Motorblock erfaßt wird. Als Referenzsignal wird der Druck im Zylinder gemessen und analysiert. Zur Klassifikation von Motorklopfen wird zwischen diskreter Klassifikation, d.h. Einteilung in zwei oder vier Klopfklassen, und kontinuierlicher Klassifikation, d.h. Darstellung der Klopfintensität über einen kontinuierlichen Maßstab, unterschieden. Als Klassifikationsmerkmale werden neben allgemeinen Angaben, wie beispielsweise Minimalwert, Maximalwert oder Gesamtenergie des Körperschallsignals, vor allem frequenzselektive Signalenergien, d.h. Signalenergien in bestimmten Frequenzbändern, verwendet. Die diskrete Klassifikation erfolgt einerseits mittels Neuronaler Netze, die eine Feedforward-Multilayer-Struktur aufweisen, und andererseits mittels eines entwickelten Optimal-Klassifikators. Dieser verwendet Rückschlußwahrscheinlichkeiten für festgelegte Gebiete im Merkmalsraum. Die kontinuierliche Klassifikation realisiert KRICHEL mit einer Fuzzy-Clusteranalyse [29].

BOSSMEYER [30] nutzt ebenfalls den Körperschall zur Diagnose von Motorklopfen und den Zylinderinnendruck als Referenzsignal. Die durch Motorklopfen verursachten Schwingungen treten temporär auf, so daß deren Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich notwendig ist. Untersucht werden die WIGNER-Verteilung, die CHOI-WILLIAMS-Verteilung, das Momentane Leistungsspektrum und das Kurzzeitperiodogramm, wobei die CHOI-WILLIAMS-Verteilung sowie das momentane Leistungsspektrum aufgrund ihrer relativ geringen Anzahl von Interferenzen bei einer vergleichsweise hohen Auflösung gegenüber den anderen Verfahren als gut geeignet beurteilt werden. Zur Klassifikation ist dem parametrischen Klassifikator ein nicht-parametrischer Klassifikator vorzuziehen, da dieser relativ unempfindlich gegenüber den Randbedingungen bei praktischen Anwendungen ist. Für die Realisierung eines kostengünstigen Diagnosesystems vergleicht BOSSMEYER das Übertragungsverhalten eines relativ hochwertigen Beschleunigungsaufnehmers mit einem im Automobilbau bereits eingesetzten Klopfsensor. Er kommt zum Ergebnis, daß im Frequenzbereich von 10...25 kHz ein ähnliches Verhalten auftritt. Bei Frequenzen unterhalb von 10 kHz und oberhalb 25 kHz sind hingegen größere Abweichungen vorhanden sind, so daß für diese Frequenzen vom Einsatz dieses Sensors abzusehen ist [30].

ORTMANN [31] gründet die Klassifikation von Motorklopfsignalen ebenfalls auf den bewährten Körperschall und nutzt den Zylinderinnendruck als Referenz. Für ein Diagnosesystem wird eine Signaldatenbank erstellt, welche die Druck- und Körperschallsignale eines kommerziellen Fahrzeugs für verschiedene Motorzustände enthält. Die Signalanalyse zur Merkmalsextraktion erfolgt im Zeit-, Frequenz- und Zeit-Frequenz-Bereich. Die Bewertung der einzelnen Merkmale erfolgt mit einer Kostenfunktion zur Abbildung der Separierbarkeit. Es zeigt sich, daß eine Reduzierung des mehrdimensionalen Merkmalraums ohne signifikanten Verlust an Separierbarkeit realisiert werden kann. Mit den Strategien der integrierten Gewichts- und Strukturoptimierung und der Fusion Neuronaler Netze wird ein strukturadaptiver neuronaler Klassifikator mit integrierter Merkmalsextraktion entwickelt. Die Bewertung dieses Klassifikators erfolgt hinsichtlich der Generalisierungsleistung, der Netzgröße und des Berechnungsaufwands. Die akquirierte Signaldatenbank und den entwickelten Klassifikator kombiniert ORTMANN zu einem Klopfenerkennungssystem und implementiert dieses am Motorversuchstand [31].

Basierend auf den Forschungen zur Zustandsdiagnose anhand des Körperschalls befinden sich heute bereits zahlreiche **Diagnosesysteme im Einsatz**. Zur Verdeutlichung folgt beispielhaft eine kurze Beschreibung von drei Diagnosesystemen aus dem Bereich der Energieversorgung:

- **Kreiselpumpen [32]**

Zur Realisierung einer zustandsorientierten Instandhaltung wurde im Lausitzer Braunkohlekraftwerk „Schwarze Pumpe“ (2 x 800 MW) ein Online-Maschinen-diagnosesystem auf der Basis von Körperschallmessungen installiert. Der Körperschall wird mit 240 Sensoren an 77 Aggregaten erfaßt und an den Leitstand übertragen. Die Diagnose erfolgt vor allem bei Kreiselpumpen, wie beispielsweise Kühlwasserpumpen oder Kondensatpumpen. Die an den Leitstand übertragenen Körperschallsignale werden dort automatisch verarbeitet. Es erfolgt für jedes Aggregat neben der Bewertung des aktuellen Maschinenzustands eine Trendanalyse zur Zustandsprognose. Dafür wird zusätzlich zur breitbandigen Schwingungsbewertung eine Analyse hinsichtlich frequenzselektiver Schwellwerte vorgenommen [32].

- **Maschinenelemente** [33]

Zur zustandsorientierten Instandhaltung im Lausitzer Braunkohletagebau „Nochten“ wird neben dem Einsatz einer Thermovisionskamera die Maschinendiagnose anhand des Körperschalls genutzt. Dafür sind 231 Beschleunigungsaufnehmer an Lagern von Trommeln, Antriebsmotoren und Getrieben installiert. Der erfaßte Körperschall wird in Übergabemodulen gesammelt und in periodischen Abständen von vier Wochen abgefragt und ausgewertet. Mittels der Fast-FOURIER-Transformation und der Hüllkurvenanalyse lassen sich z.B. Unwuchten und Schäden an den Wälzlagern und Getrieben analysieren. Dabei ist es möglich, nicht nur eine Aussage über das Auftreten, beispielweise eines Außenringsschadens bei einem Wälzlager zu treffen, sondern auch den Zeitpunkt eines notwendigen Lagerwechsels anzugeben [33].

- **Windkraftanlagen** [34]

Die zustandsorientierte Instandhaltung ist bei Windkraftanlagen zur Reduzierung des Instandhaltungsaufwands besonders für Offshore-Anwendungen von großer Bedeutung. Das entwickelte Diagnosesystem dient neben der Überwachung des Betriebsverhaltens anhand von Drehzahl und elektrischer Leistung der Schwingungsdiagnose zur Fehlerfrüherkennung. Dabei werden durch fünf eingesetzte Beschleunigungsaufnehmer zum einen Körperschall und zum anderen niederfrequente Strukturschwingungen an verschiedenen Meßstellen innerhalb der Gondel einer Windkraftanlage erfaßt. Dies ermöglicht sowohl die Diagnose von Rotorfehlern, wie z.B. Massenunwucht, aerodynamische Unsymmetrie, Schräganströmung oder Eisansatz, als auch die Diagnose von Lager- und Getriebeschäden [34].

### 2.3 Zustandsdiagnose bei Kreiselpumpen

Die Zustandsdiagnose kann prinzipiell, wie in **Bild 5** dargestellt, in die Teilschritte Zustandserfassung, Merkmalsgenerierung und Zustandsklassifikation gegliedert werden. Hinsichtlich dieser Teilschritte werden im folgenden die Forschungsarbeiten [8, 9, 35...44] zur Zustandsdiagnose bei Kreiselpumpen betrachtet.

## Zustandserfassung

Zur Erfassung des aktuellen Maschinenzustands stehen eine Vielzahl von geeigneten physikalischen Größen zur Verfügung, z.B. Schwingbeschleunigung, elektrische Spannung, Temperatur. Bei der Auswahl der z.B. mechanischen, elektrischen oder thermischen Größen und der entsprechenden Sensoren sind für den Einsatz in einem Diagnosesystem mehrere Anforderungen zu beachten. Dazu zählen, neben der deutlichen Repräsentation fehlerspezifischer Signifikanzen, beispielsweise eine hohe Zuverlässigkeit und ein wirtschaftliches Kosten/Nutzen-Verhältnis [12, 14].

Bei den Forschungsarbeiten zur Zustandsdiagnose bei Kreiselpumpen ist eine Entwicklung von der ausschließlichen Messung statischer Betriebsgrößen zur Messung dynamischer Betriebsgrößen erkennbar. Zu den **statischen** Betriebsgrößen zählen Förderstrom, Förderhöhe und Leistungsaufnahme aber auch Temperaturen. In den vor etwa zehn Jahren entstandenen Forschungsarbeiten von NOLD [35], YANG [36] aber auch noch in der Arbeit von HAWIBOWO [37] erfolgt die Diagnose von Fehlerzuständen, wie Laufradverschmutzung, Schaufelbruch oder Kavitationsschaden, ausschließlich anhand statischer Betriebsgrößen.

In jüngeren Forschungsarbeiten werden zur Zustandsdiagnose zunehmend **dynamische** Betriebsgrößen gemessen. So untersucht KENULL [38] die Schwankungen der Motorstromaufnahme von Unterwasserpumpen und POHL [39] sowie KAFKA [40] die Wellenschwingungen von trocken aufgestellten Kreiselpumpen. Bereits FRIEDRICHSEN [8], KALLWEIT [9] und später MICHAELSEN [41] untersuchen den Flüssigkeitsschall im Strömungsraum mit Druckaufnehmern. Der Körperschall des Pumpengehäuses wird zuerst von KALLWEIT [9] und später auch von KAFKA [40], MICHAELSEN [41], DECKERS [42] und KOLLMAR [43] zur Zustandsdiagnose genutzt. Als vorteilhaft zeigt sich dabei, daß der Körperschall mit Sensoren gemessen werden kann, die in der Pumpe installiert sind. HUHNS [44] erfaßt durch bauteilintegrierte piezokeramische Sensorik die Schwingungen des Spalttopfs von Magnetkupplungspumpen.

## **Merkmalsgenerierung**

Forschungsarbeiten, in denen nur statische Betriebsgrößen gemessen werden [35...37], verwenden keine Verfahren der Signalanalyse zur Merkmalsgenerierung, sondern bestimmen aus den statischen Betriebsgrößen Prozeßkoeffizienten als Zustandsmerkmale.

Werden zur Diagnose auch dynamische Betriebsgrößen gemessen, so ist vor der Zustandsklassifikation eine Datenreduktion auf fehlerspezifische Signifikanzen und die Generierung von Zustandsmerkmalen erforderlich. Dazu werden verschiedene Verfahren der Signalanalyse im Zeit- und Frequenzbereich angewendet.

MICHAELSEN [41] analysiert beispielsweise im Zeitbereich aus den gemessenen Körperschallsignalen statistische Kennzahlen, wie z.B. die Häufigkeitsdichte, den Effektivwert und die aus der Wälzlagerdiagnose bekannten Kennzahlen Crest-Faktor und Kurtosis-Wert. DECKERS [42] verwendet die Diagnosekennzahl [14] sowie eine Rauschkennzahl zur Beschreibung des Rauschanteils im Beschleunigungssignal. Die Signalanalyse im Frequenzbereich erfolgt in den Forschungsarbeiten [8, 9, 38...43] mittels der bekannten Fast-FOURIER-Transformation. Hier erfolgt neben breitbandigen Bewertungen auch die Analyse von kinematischen Einzelfrequenzen, wie z.B. der Drehfrequenz und ihrer Harmonischen.

## **Zustandsklassifikation**

In diesem Teilschritt erfolgt die Zuweisung zu einer Zustandsklasse, z.B. der Laufradverschmutzung. In den Forschungsarbeiten [35...37] erfolgt eine modellgestützte Diagnose, d.h. aus Modellgleichungen werden beispielsweise für die Pumpenkennlinie Prozeßkoeffizienten berechnet. Diese werden dann mittels verschiedener Verfahren der Parameterschätzung klassifiziert.

In den Forschungsarbeiten [8, 9, 38...43] werden neuere Verfahren zur Klassifikation eingesetzt. MICHAELSEN [41] und POHL [39] verwenden Fuzzy-Klassifikatoren, deren Erstellung aber mit relativ hohem Aufwand verbunden ist. KALLWEIT [9] verwendet zur Verringerung des Erstellungsaufwands Neuronale Netze. Nachteilig sind dabei allerdings eine eingeschränkte Übertragbarkeit auf andere Baugrößen und Bautypen sowie eine fehlende Transparenz bei der Klassifikation.

Der Erstellungsaufwand ist auch bei den durch KAFKA [40] untersuchten maschinell erstellten Fehlerbäumen geringer. Allerdings sind diese Fehlerbäume durch mehrmaliges Auftauchen einzelner Meßgrößen sehr lang und unübersichtlich. KOLLMAR [43] untersucht und vergleicht verschiedene Verfahren des maschinellen Lernens, z.B. Neuronale Netze oder Nächster-Nachbar-Klassifikatoren, sowie der Statistik, z.B. Diskriminanten oder BAYES-Klassifikatoren. Die Auswahl eines geeigneten Klassifikators ist von verschiedenen Faktoren, wie beispielsweise der Ausprägung der Merkmale, der Anzahl der zum Lernen des Klassifikators zur Verfügung stehenden Meßdaten und der Rechenleistung des Diagnosesystems, abhängig.

## 3 Forschungspumpstation mit axialer Tauchmotorpumpe

### 3.1 Versuchsstandsaufbau

Die experimentellen Untersuchungen zur Generierung von fehlerspezifischen Zustandsmerkmalen erfolgen an der Forschungspumpstation des Fachgebiets Hydraulische Strömungsmaschinen und Strömungstechnik an der TU Berlin.

**Bild 6** zeigt eine fotografische Ansicht der Forschungspumpstation. Im Steigrohr (1) mit dem Nenndurchmesser DN 600 ist die zu untersuchende axiale Tauchmotorpumpe eingehängt. Die Einbauteile der hydraulischen Anlage - Rohre (2), magnetisch-induktiver Durchflußmesser (MID) (3), Kompensator (4), elektromotorisch betriebener Schieber (5) und Krümmer (6) - besitzen den Nenndurchmesser DN 400. Der Kompensator dient zur Entkopplung des Körperschalls, der bei Durchströmung des Schiebers entsteht. Im Schaltschrank (7) erfolgt der elektrische Anschluß der Tauchmotorpumpe und die Messung der elektrischen Größen Strom und Spannung. Aus dem Becken (8), das mit maximal 8 m<sup>3</sup> Wasser gefüllt ist, wird das Wasser von der Tauchmotorpumpe in die hydraulische Anlage (1)...(6) und von dort wieder zurück in das Becken gefördert.

Bei den experimentellen Untersuchungen werden die folgenden statischen Betriebsgrößen erfaßt:

- **Förderstrom  $Q$** , Messung der volumetrisch gemittelten Strömungsgeschwindigkeit mit dem MID (3),
- **Förderhöhe  $H$** , Messung der Förderhöhe mit einem piezoelektrischen Relativedrucksensor,
- **Drehzahl  $n$** , Messung mit einem am oberen Ende der Pumpenwelle montierten elektro-optischen Impulsgeber und
- **Leistungsaufnahme  $P_{\text{mot}}$  des Antriebs**, Ermittlung des zeitlichen Mittelwerts für das Produkt aus Meßwerten für Strom und Spannung.

Die **Pumpen-Förderleistung  $P_u$**  läßt sich nach DIN 12723 [45] wie folgt berechnen:

$$P_u = \rho g Q H \quad (3.1)$$



mit  $\rho$  Dichte des Fluids und  
 $g$  Fallbeschleunigung.

Das Verhältnis zwischen Leistungsaufnahme  $P_{\text{mot}}$  des Antriebs und Pumpen-Förderleistung  $P_{\text{u}}$  wird als **Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{\text{gr}}$  des Pumpenaggregats** ( $\text{gr} \equiv \text{group}$ ) bezeichnet:

$$\eta_{\text{gr}} = \frac{P_{\text{u}}}{P_{\text{mot}}}. \quad (3.2)$$

Die Generierung der fehlerspezifischen Zustandsmerkmale zur Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände erfolgt anhand der dynamischen Betriebsgröße Körperschall. Die entsprechende Meßkette ist im Kap. 3.2 dargestellt.

Alle eingesetzten Sensoren benötigen spezielle Sensorversorgungen und Meßverstärker (**Bild 6**, Pos. 9), die sich außerhalb der Tauchmotorpumpe befinden. Die gemessenen Sensorsignale werden schließlich im Meßrechner (10) zentral erfaßt und analysiert.

**Bild 7** zeigt eine schematische Schnittdarstellung der axialen Tauchmotorpumpe, an der zur Erfassung des Körperschalls (s. Kap. 3.2) folgende zwei Beschleunigungsaufnehmer installiert sind:

- **Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaufelgehäuse** und
- **Beschleunigungsaufnehmer am unteren Lagergehäuse.**

Eine Tauchmotorpumpe ist eine Kreiselpumpe mit Asynchronmotor, dessen Motorgehäuse von außen benetzt ist, so daß die Motorwärme an das umgebene Fördermedium abgegeben werden kann [3]. Die untersuchte Tauchmotorpumpe ist eine axiale Kreiselpumpe mit einer spezifischen Drehzahl  $n_{\text{s}} = 244$  1/min und folgenden Betriebsdaten [45...47]:

- Bestförderstrom:  $Q_{\text{opt}} = 0,24$  m<sup>3</sup>/s,
- Bestförderhöhe:  $H_{\text{opt}} = 2,4$  m und
- Auslegungsdrehzahl:  $n_{\text{r}} = 960$  1/min.

Der gemessene Bestwirkungsgrad des Pumpenaggregats beträgt  $\eta_{\text{gr.max}} = 0,58$ .

**Bild 8** zeigt die gemessenen Kennlinien der Tauchmotorpumpe für die relative Förderhöhe  $H/H_{\text{opt}}$  und den relativen Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{\text{gr}}/\eta_{\text{gr,max}}$  in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}}$  bei Betrieb mit verschiedenen FU-Frequenzen.

### 3.2 Meßkette zur Erfassung des Körperschalls

Der Körperschall kann mittels der folgenden drei mechanischen Größen beschrieben werden [12, 13, 21, 48, 49]:

- **Schwingweg**, z.B. Messung von Wellenschwingungen mit einem Wirbelstromaufnehmer,
- **Schwinggeschwindigkeit**, z.B. Messung von Unwuchtschwingungen mit einem elektrodynamischen Geschwindigkeitsaufnehmer und
- **Schwingbeschleunigung**, z.B. Messung von Lagerschwingungen mit einem piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer.

Dabei ist der Schwingweg vor allem zur Messung relativ niedriger Frequenzen und die Schwingbeschleunigung besonders zur Messung relativ hoher Frequenzen geeignet [13, 48]. Da für die Diagnose von Kavitation eine Analyse relativ hoher Frequenzen erforderlich ist, wird zur Zustandserfassung der Körperschall an der Tauchmotorpumpe mit einem Beschleunigungsaufnehmer gemessen.

Der Beschleunigungsaufnehmer wandelt den Körperschall in ein elektrisches Signal. Signale dienen der Informationsübertragung und können in folgenden Formen auftreten [49...51]:

- Wert- und zeitkontinuierliches Signal, d.h. ein analoges Signal,
- Wertkontinuierliches und zeitdiskretes Signal, d.h. Beschränkung auf Signalwerte bei diskreten Zeitpunkten durch Abtastung des Signals,
- Wertdiskretes und zeitkontinuierliches Signal, d.h. Beschränkung auf diskrete Signalwerte durch Quantisierung des Signals und
- Wert- und zeitdiskretes Signal, d.h. durch Abtastung und Quantisierung entstandenes digitales Signal.

Die **Meßkette** zur Erfassung des Körperschalls an der Tauchmotorpumpe umfaßt den gesamten Meßvorgang, d.h. die Umwandlung des Körperschalls in ein digitales Signal. Die hier verwendete Meßkette besteht aus folgenden Komponenten [21, 51]:

- Beschleunigungsaufnehmer,
- Meßverstärker,
- Anti-Aliasing-Filter und
- Analog-Digital-Wandler.

### **Beschleunigungsaufnehmer**

Der Beschleunigungsaufnehmer dient zur Umwandlung des Körperschalls in ein analoges elektrisches Signal. Zur Messung der Schwingbeschleunigung werden kommerzielle, in Industrieanwendungen als Standardaufnehmer eingesetzte, piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer mit folgenden technischen Daten eingesetzt [52]:

- Meßbereich:  $\pm 490 \text{ m/s}^2$ ,
- Empfindlichkeit:  $10 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$ ,
- Linearer Frequenzbereich:  $0,3 \text{ Hz} \dots 6,0 \text{ kHz}$  und
- Resonanzfrequenz:  $22,5 \text{ kHz}$ .

Die hier eingesetzten Beschleunigungsaufnehmer sind zur Reduzierung von Störungen bei der Übertragung als aktive Bauelemente ausgeführt. Durch ihre geringen Abmessungen und ihr niedriges Gewicht arbeiten die Beschleunigungsaufnehmer weitgehend rückwirkungsfrei, so daß sie auch für relativ kleine Meßobjekte gut geeignet sind [48].

### **Meßverstärker**

Der Meßverstärker dient zur elektrischen Versorgung der Beschleunigungsaufnehmer mittels einer Konstantstromquelle und zur anschließenden Verstärkung des elektrischen Signals. Die technischen Daten des hier eingesetzten Meßverstärkers sind [53]:

- Versorgungstyp: Konstantstromquelle,
- Gewählter Verstärkungsfaktor: 10 und
- Ausgangsspannungsbereich:  $\pm 10 \text{ V}$ .

## Anti-Aliasing-Filter

Das Abtasttheorem von SHANNON besagt, daß für eine Rekonstruktion eines Signals die Abtastfrequenz mindestens doppelt so hoch sein muß wie die obere zu analysierende Grenzfrequenz des Signals [50]. Diese obere Grenzfrequenz wird auch als NYQUIST-Frequenz bezeichnet. Treten im analogen Signal höhere Frequenzen auf, so führen diese zur Verfälschung des digitalen Signals. Zur Verhinderung dieser Verfälschung wird ein Anti-Aliasing-Filter eingesetzt. Dieser besteht aus einem Tiefpaß mit einer hohen Dämpfung für Frequenzen oberhalb der oberen Grenzfrequenz. Der eingesetzte Anti-Aliasing-Filter besitzt folgende technische Daten [54]:

- Filtertyp: BUTTERWORTH,
- Eingangsspannungsbereich:  $\pm 5$  V,
- Frequenzbereich: 0,1 Hz ... 50 kHz und
- Dämpfung: 60 dB/Dekade.

## Analog-Digital-Wandler

Der Analog-Digital-Wandler wandelt das analoge wert- und zeitkontinuierliche Signal in ein digitales wert- und zeitdiskretes Signal. Das wert- und zeitkontinuierliche Signal wird dabei zuerst durch die Abtastung in ein zeitdiskretes und dann durch die Quantisierung in ein wertdiskretes Signal gewandelt. Der eingesetzte Analog/Digital-Wandler besitzt folgende technische Daten [55]:

- Gewählter  
Eingangsspannungsbereich:  $\pm 2,5$  V,
- Summenabtastrate:  $1,25 \cdot 10^6$  Abtastwerte pro Sekunde und
- Quantisierungsstufenzahl:  $2^{12}$ .

Bei Betrieb der Tauchmotorpumpe treten maximale Schwingbeschleunigungen von  $25 \text{ m/s}^2$  auf. Mit der Empfindlichkeit  $10 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$  des Beschleunigungsaufnehmers und dem Verstärkungsfaktor 10 des Meßverstärkers ergibt sich der gewählte Eingangsspannungsbereich  $\pm 2,5$  V des Analog-Digital-Wandlers. Mit der Quantisierungsstufenzahl  $2^{12} = 4096$  folgt für die Diskretisierung des Eingangsspannungsbereichs eine Schrittweite von  $1,22 \text{ mV}$ .

**Bild 9** zeigt die Rauschspannung der beschriebenen Meßkette bei Stillstand der Tauchmotorpumpe. Für einen Meßzyklus ist deutlich die Schrittweite der Quantisierung zu erkennen. Die Rauschspannung der Meßkette beträgt  $\pm 7,0$  mV und kann durch Mittelung der Signale im Zeitbereich von 100 Meßzyklen auf  $\pm 0,7$  mV reduziert werden. Diese Verringerung um den Faktor 10 entspricht der Tatsache, daß die Stichprobenstreuung geringer wird, je größer die Stichprobenanzahl  $N$  ist, und zwar proportional zu  $\sqrt{1/N}$  [56].

### 3.3 Axiale Tauchmotorpumpe

#### 3.3.1 Körperschall an der Tauchmotorpumpe

Durch die radiale Installation der Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse der Tauchmotorpumpe, s. **Bild 7**, werden jeweils die radialen Schwingbeschleunigungen erfaßt, d.h. vor allem reine Transversal-, Quasilongitudinal- und BiegeWellen. Die Befestigung beider Beschleunigungsaufnehmer erfolgt mit Hilfe von Gewindestiften, so daß die Messung relativ hoher Frequenzen möglich ist [57].

Der Körperschall von Kreiselpumpen setzt sich aus breitbandigem Rauschen und Einzelfrequenzen zusammen [58...61]. Das breitbandige Rauschen wird z.B. durch Druckpulsationen aufgrund von Turbulenz oder Kavitation angeregt. Dabei erfolgt zuerst eine Erzeugung des Flüssigkeitsschalls im Fördermedium, der dann an das Gehäuse übertragen wird und sich somit dem Körperschall überlagert. Die Einzelfrequenzen setzen sich zusammen aus den kinematischen Frequenzen, wie z.B. Drehfrequenz und Drehklang, und den Eigenfrequenzen der Kreiselpumpenbauteile, wie z.B. die Eigenfrequenzen der Bauteile Einlaufdüse und Leitschaufelgehäuse.

In **Bild 10** und **Bild 11** sind die im Frequenzbereich gemittelten Spektren der Schwingbeschleunigung am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse der untersuchten Tauchmotorpumpe bei Direktbetrieb im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  für folgende Meßparameter dargestellt:

- Abtastfrequenz:  $2^{14}$  Hz = 16 384 Hz,
- Anzahl der Abtastwerte:  $2^{14}$  = 16 384,
- Filterfrequenz: 8 kHz und
- Anzahl der Meßzyklen: 100.

Durch die Festlegung der Anzahl der Abtastwerte auf eine Potenz von zwei kann die Berechnung der Spektren mittels der Fast-FOURIER-Transformation erfolgen [50, 62]. Sowohl für das Leitschaufelgehäuse, s. **Bild 10a**, als auch für das untere Lagergehäuse, s. **Bild 10b**, werden im Frequenzbereich von weniger als ca. 4 kHz Einzelfrequenzen deutlich, die von einem breitbandigen Rauschen überlagert werden. Die Rauschspannung der Meßkette von  $\pm 7$  mV, s. **Bild 9**, ist wesentlich kleiner als das Meßsignal bei Direktbetrieb im Bestpunkt, das eine Größenordnung von  $\pm 170$  mV besitzt. Es kann somit beim breitbandigen Rauschen des Meßsignals von strömungsangeregtem Rauschen ausgegangen werden.

Durch den drehzahlvariablen Betrieb der Tauchmotorpumpe mit einem Frequenzumrichter (FU-Betrieb) kommt es zur Beeinflussung der Meßsignale [63]. Obwohl die Meßleitungen in der Forschungspumpstation nicht durch den Elektromotor geführt werden, überlagern sich durch den FU-Betrieb Störsignale auf das Meßsignal, deren Größenordnungen im Spektrum z.T. das Vielfache der Schwingbeschleunigungsamplituden erreichen. **Bild 12** und **Bild 13** zeigen die Spektren der Schwingbeschleunigung am Leitschaufelgehäuse bei FU-Betrieb mit 50 Hz im Bestpunkt. Ein Vergleich mit den Spektren in **Bild 10** für den Direktbetrieb zeigt, daß es sich bei den Einzelfrequenzen im Frequenzbereich über 4 kHz eindeutig um Störungen durch den FU-Betrieb handelt. Bei den größten Störungsamplituden um 4,5 kHz handelt es sich um die Taktfrequenz des Frequenzumrichters [63].

Für die Generierung der Zustandsmerkmale ist aufgrund der gezeigten Störungen nur ein eingeschränkter Frequenzbereich kleiner 4 kHz auswertbar. Daher werden die folgenden Messungen mit folgenden angepaßten Meßparametern durchgeführt:

- Abtastfrequenz:  $2^{13}$  Hz = 8192 Hz,
- Anzahl der Abtastwerte:  $2^{13}$  = 8192,
- Filterfrequenz: 3 kHz und
- Anzahl der Meßzyklen: 100.

**Bild 14** zeigt die Spektren der mit den angepaßten Meßparametern erfaßten Schwingbeschleunigungen am Leitschaufelgehäuse bei FU-Betrieb mit 50 Hz im Bestpunkt. Für den Frequenzbereich unter 1 kHz zeigt ein Vergleich zwischen **Bild 14** und **Bild 10** bzw. **Bild 11**, daß sich die Störungen durch den FU-Betrieb hier relativ gering auswirken. Durch die engere räumliche Nähe des Beschleunigungsaufnehmers am unteren Lagergehäuse zum Elektromotor sind die Störungen im Meßsignal erwartungsgemäß etwas ausgeprägter als im Meßsignal des Aufnehmers am Leitschaufelgehäuse.

Da die Meßzeit von 100 s für eine schnelle Reaktion auf Fehlerzustände zu lang ist, sollen zur Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände nur zehn Meßzyklen erfaßt und ausgewertet werden. **Bild 15** zeigt die entsprechenden Spektren der Schwingbeschleunigung für das Leitschaufelgehäuse und das untere Lagergehäuse bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt. Im Vergleich zu **Bild 14** sind kaum Veränderungen festzustellen, so daß eine Mittelung über zehn Meßzyklen als ausreichend angesehen werden kann.

Ein einfaches Merkmal zur Beurteilung des Schwingungszustands der Tauchmotorpumpe ist der Gesamteffektivwert  $a_{\text{eff.ges}}$  der Schwingbeschleunigung [12, 50]:

$$a_{\text{eff.ges}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (3.3)$$

mit  $a$  Schwingbeschleunigung in  $\text{m/s}^2$  und  
 $T$  Meßzeit in s.

Bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt beträgt der Gesamteffektivwert für die Schwingbeschleunigung am

- Leitschaufelgehäuse:  $a_{\text{eff.ges.opt}} = 0,388 \text{ m/s}^2$  und am
- Unteren Lagergehäuse:  $a_{\text{eff.ges.opt}} = 0,730 \text{ m/s}^2$ .

In **Bild 16** sind die relativen Gesamteffektivwerte  $a_{\text{eff.ges}}/a_{\text{eff.ges.opt}}$  der Schwingbeschleunigung am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}}$  bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit verschiedenen FU-Frequenzen dargestellt. Es ist sowohl für den Betrieb in Teillast als auch in Überlast ein deutlicher Anstieg der relativen Gesamteffektivwerte zu

erkennen, wobei der Anstieg am Leitschaukelgehäuse größer ist als am unteren Lagergehäuse.

Zur Beurteilung des Rauschanteils im Schwingbeschleunigungssignal dient die **Autokorrelationsfunktion**  $\psi_{AKF}$  [12, 50]:

$$\psi_{AKF}(t_v) = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T a(t) \cdot a(t + t_v) dt \quad (3.4)$$

mit  $t_v$  Zeitverschiebung in s.

Die normierten Autokorrelationsfunktionen  $\psi_{AKF}/\psi_{AKF.max}$  für die Schwingbeschleunigung am Leitschaukelgehäuse und am unteren Lagergehäuse bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt sind im **Bild 17** dargestellt. Das Schwingbeschleunigungssignal kann in seinen stochastischen und deterministischen Anteil zerlegt werden [14, 42, 64]. Als Merkmal zur Betrachtung dieser verschiedenen Anteile im Schwingbeschleunigungssignal wird eine Rauschkennzahl  $Rk$  wie folgt eingeführt:

$$Rk = \frac{\psi_{AKF.max}}{\psi_{AKF.eff}} \quad (3.5)$$

mit  $\psi_{AKF.max}$  Spitzenwert der Autokorrelationsfunktion bei  $t_v = 0$  und dem Effektivwert der Autokorrelationsfunktion:

$$\psi_{AKF.eff} = \sqrt{\frac{1}{2T} \int_{-T}^T \psi_{AKF}^2(t_v) dt_v} \quad (3.6)$$

Die Rauschkennzahl  $Rk$  besitzt eine besondere Bedeutung für die Diagnose der Kavitation, s. Kap. 4.2.

### 3.3.2 Strukturdynamische Identifikation

Die strukturdynamische Identifikation mechanischer Systeme ist gekennzeichnet durch eine Systembeschreibung, in der die Beziehungen zwischen Ein- und Ausgangsgrößen modelliert werden. Die Systembeschreibung für die Tauchmotorpumpe ist nicht gegeben, sondern das Ziel der Systemidentifikation [65...67].



Da für die Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände lediglich das Auftreten und die Relation der Eigenfrequenzen zum Gesamtsignal der Schwingbeschleunigung betrachtet werden, soll an dieser Stelle zur Systembeschreibung der Tauchmotorpumpe die Bestimmung der Eigenfrequenzen genügen. Dieses erfolgt durch Anregung der Tauchmotorpumpe mittels eines Testsignals. Zur gleichzeitigen Anregung aller Eigenfrequenzen im untersuchten Frequenzbereich wird als Testsignal weißes Rauschen verwendet.

Das **weiße Rauschen**, dessen Merkmal eine konstante Leistungsdichte ist, wird mittels eines piezoelektrischen Translators [68] auf die Tauchmotorpumpe übertragen. Die Tauchmotorpumpe befindet sich bei der Ermittlung der Eigenfrequenzen in betriebsfertigem Zustand, also unter Wasser. Die unter Wasser ermittelten Eigenfrequenzen sind aufgrund der größeren mitschwingenden Massen tiefer als die trocken ermittelten. Es werden jeweils die dominanten Eigenfrequenzen für die durchströmten Bauteile Einlaufdüse und Leitschaukelgehäuse ermittelt. Die Anregung erfolgt jeweils an drei verschiedenen Anregungsorten. Durch die Mittelung über die Meßsignale der jeweiligen Anregungsorte kann die Bestimmung aller Eigenfrequenzen im untersuchten Frequenzbereich bis 3 kHz insofern gesichert werden, als sich in einem Meßort ein Schwingungsknoten befinden könnte. Zur Erfassung der Schwingbeschleunigung werden die in Kap. 3.3.1 beschriebenen Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaukelgehäuse sowie am Lagergehäuse verwendet.

**Bild 18** zeigt die Spektren der Schwingbeschleunigung bei Anregung durch weißes Rauschen am Leitschaukelgehäuse ohne montierte Einlaufdüse, gemessen zum einen am Leitschaukelgehäuse und zum anderen am unteren Lagergehäuse. In beiden Spektren sind deutliche Anhebungen der Schwingbeschleunigungsamplituden bei einer Frequenz von 425 Hz zu erkennen, so daß von einer dominanten Eigenfrequenz des Leitschaukelgehäuses ausgegangen werden kann. Für die Erfassung der Eigenfrequenz ist dabei der Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaukelgehäuse effektiver als der am unteren Lagergehäuse.

Für die Anregung an der montierten Einlaufdüse zeigt **Bild 19** die Spektren der Schwingbeschleunigung. Die deutlichsten Anhebungen erfolgen im Frequenzbereich zwischen 1200 Hz und 1280 Hz. Da für diese Frequenzen in **Bild 18** kaum Anhebungen zu erkennen sind, läßt sich schließen, daß es sich bei diesen

Frequenzen um dominante Eigenfrequenzen der Einlaufdüse handelt. Das Spektrum am unteren Lagergehäuse zeigt bei Anregung der Einlaufdüse, s. **Bild 19b**, zwar ebenfalls eine Anhebung in diesem Frequenzbereich. Diese ist jedoch deutlich geringer. Für die Erfassung der Eigenfrequenz der Einlaufdüse ist somit, wie bei der Eigenfrequenz des Leitschaukelgehäuses, der Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaukelgehäuse wesentlich effektiver.

**Bild 20** zeigt die Spektren der Schwingbeschleunigung bei Anregung durch weißes Rauschen am Leitschaukelgehäuse mit montierter Einlaufdüse. Aufgrund der Dämpfung durch die montierte Einlaufdüse sind die Anhebungen der Schwingbeschleunigungsamplituden bei der Eigenfrequenz des Leitschaukelgehäuses von 425 Hz geringer als in **Bild 18**. Außerdem wird die Einlaufdüse ebenfalls angeregt, so daß auch deren Eigenfrequenzen zwischen 1200 Hz und 1280 Hz zu erkennen sind.

Um die zur Merkmalsgenerierung erforderliche Rechenkapazität des Diagnosesystems möglichst gering zu halten, wird auf eine Frequenzanalyse (z.B. mit einer FOURIER-Transformation) verzichtet. Dafür wird das Schwingbeschleunigungssignal digital gefiltert. Dies ist im vorliegenden Fall am effizientesten mit der IIR-Filterung (**Infinite Impulse Response**) zu realisieren. Sie kommt bei vergleichbarer Dämpfung im Vergleich zur FIR-Filterung (**Finite Impulse Response**) mit einer geringeren Ordnung und somit mit weniger Koeffizienten aus. Zur Bestimmung der Koeffizienten existieren rechnerunterstützte Verfahren wie der eingesetzte BUTTERWORTH-Filter. Dieser ist gekennzeichnet durch eine glatte Verstärkungscharakteristik bei maximaler Flachheit im Durchlaß- und Sperrbereich. Durch das Verhindern von Welligkeit lassen sich Signalverfälschungen verhindern [50, 69, 70].

Zur Generierung der strukturdynamischen Merkmale wird das Schwingbeschleunigungssignal bei den Eigenfrequenzen des Leitschaukelgehäuses und der Einlaufdüse mit einem BUTTERWORTH-Filter bandpaßgefiltert. Anschließend werden die frequenzselektiven Effektivwerte für die Eigenfrequenzen des Leitschaukelgehäuses  $a_{\text{eff.425}}$  und der Einlaufdüse  $a_{\text{eff.1250}}$  berechnet:

$$a_{\text{eff.425}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{425}^2(t) dt} \quad (3.7)$$

mit  $a_{425}$  Bandpaßgefiltertes (400...440 Hz) Schwingbeschleunigungssignal in m/s<sup>2</sup> und

$$a_{\text{eff.1250}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{1250}^2(t) dt} \quad (3.8)$$

mit  $a_{1250}$  Bandpaßgefiltertes (1180...1300 Hz) Schwingbeschleunigungssignal in m/s<sup>2</sup>.

### 3.3.3 Rotordynamische Identifikation

Die rotordynamische Identifikation mechanischer Systeme ist, ebenso wie die strukturdynamische Identifikation, s. Kap. 3.3.2, durch eine Systembeschreibung gekennzeichnet, in der die Beziehungen zwischen Ein- und Ausgangsgrößen modelliert sind. Auch für die rotordynamische Identifikation ist die Systembeschreibung für die Tauchmotorpumpe nicht gegeben. Statt dessen werden in der Maschinendiagnose Verfahren eingesetzt, mit denen eine Beschreibung des Schwingungsverhaltens von Rotoren ermöglicht wird [12, 13, 71...74].

Neben der für die Maschinendiagnose von Rotoren typischen Erfassung und Analyse der Wellenbahnen liefert das an den Lagern gemessene Schwingungsverhalten ebenfalls typische Signifikanzen. Dazu gehören z.B. die Effektivwerte und die Phasenwinkel der Drehfrequenz und ihrer Harmonischen [12, 72].

Zur Realisierung eines Diagnosesystems ohne zusätzlichen Sensor zur Erfassung der Drehzahl, z.B. ohne einen Inkrementalgeber, wird die Drehzahl aus dem Schwingbeschleunigungssignal am unteren Lagergehäuse ermittelt. Gegenüber dem Schwingbeschleunigungssignal am Leitschaukelgehäuse tritt, wie die Versuche zeigen, die Drehfrequenz am unteren Lagergehäuse wesentlich deutlicher auf. Sie ist auch bei starker Verschmutzung noch sicher bestimmbar.

**Bild 21** zeigt die Vorgehensweise zur Ermittlung der Drehfrequenz  $f_n$  und somit der Drehzahl  $n$ . Das Schwingbeschleunigungssignal  $a$  wird zunächst mit einem BUTTERWORTH-Filter (s. Kap. 3.3.2) bandpaßgefiltert (4...20 Hz). Die Drehfrequenz ( $f_n=16$  Hz bei  $n_r=960$  min<sup>-1</sup>) ist mit anderen tieffrequenten Signalen überlagert. Dabei besitzt die Drehfrequenz die höchste Amplitude, so daß mit der Autokorrelation diese

Überlagerungen entfernt werden können. Eine weitere dominante Frequenz im Schwingbeschleunigungssignal am unteren Lagergehäuse ist die doppelte FU-Frequenz  $f_{2fFU}$ , die als Polpassierfrequenz bezeichnet wird [13]. Die Ursache für das Auftreten der Polpassierfrequenz ist das rotierende Magnetfeld, das Wechselkräfte im Stator erzeugt. Da die Polpassierfrequenz ( $f_{2fFU}=100$  Hz) nahe der Lager-Überrollfrequenzen liegt, ist eine Bestimmung analog zur Drehfrequenz nicht sicher realisierbar.

**Bild 22** zeigt eine alternative Vorgehensweise zur Bestimmung der Polpassierfrequenz. Da die Polpassierfrequenz und die Drehfrequenz am stärksten ausgeprägt sind, bietet sich die Berechnung der Frequenzdifferenz mit der Hüllkurvenanalyse an [12, 13, 73]. Zur Bildung der Hüllkurve eines Signals existieren mehrere Verfahren [12, 73], von denen im vorliegenden Fall die HILBERT-Transformation verwendet wird. Das Signal wird um  $90^\circ$  phasenverschoben und vektoriell zum Originalsignal addiert. Das Ergebnis ist die Hüllkurve des Signals. Eine Bandpaßfilterung (30...100 Hz) mit einem BUTTERWORTH-Filter und eine anschließende Autokorrelation führt zu einer Schwingung mit der gesuchten Frequenzdifferenz. Bei bereits ermittelter Drehfrequenz  $f_n$  ist somit die Bestimmung der Polpassierfrequenz  $f_{2fFU}$  möglich.

In Kenntnis der kinematischen Frequenzen können die entsprechenden Effektivwerte der Schwingbeschleunigung für die Drehfrequenz  $a_{\text{eff.}f_n}$ , für die zweite Harmonische der Drehfrequenz  $a_{\text{eff.}2f_n}$  und für die Polpassierfrequenz  $a_{\text{eff.}2fFU}$  berechnet werden:

$$a_{\text{eff.}f_n} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{f_n}^2(t) dt} \quad (3.9)$$

mit  $a_{f_n}$  Bandpaßgefiltertes ( $0,75 \cdot f_n \dots 1,25 \cdot f_n$ ) Schwingbeschleunigungssignal für die Drehfrequenz  $f_n$  in  $\text{m/s}^2$ ,

$$a_{\text{eff.}2f_n} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{2f_n}^2(t) dt} \quad (3.10)$$

mit  $a_{2f_n}$  Bandpaßgefiltertes ( $0,75 \cdot 2 \cdot f_n \dots 1,25 \cdot 2 \cdot f_n$ ) Schwingbeschleunigungssignal für die zweite Harmonische  $2f_n$  der Drehfrequenz  $f_n$  in  $\text{m/s}^2$  und

$$a_{\text{eff.}2fFU} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{2fFU}^2(t) dt} \quad (3.11)$$

mit  $a_{2f_{FU}}$  Bandpaßgefiltertes  $(0,75 \cdot 2 \cdot f_{FU} \dots 1,25 \cdot 2 \cdot f_{FU})$  Schwingbeschleunigungssignal für die Polpassierfrequenz  $f_{2f_{FU}}$  in  $m/s^2$ .

Als experimentelle Voruntersuchung für den Fehlerzustand Laufradverschmutzung wird an das Laufrad eine Unwucht montiert. Diese besitzt eine Masse von 100 g in einem radialen Abstand von 50 mm. **Bild 23** zeigt die Effektivwerte  $a_{\text{eff},f_n}$  und  $a_{\text{eff},2f_n}$  der Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse für die Drehfrequenz  $f_n$  und ihrer zweiten Harmonischen bei Betrieb der Tauchmotorpumpe ohne zusätzliche Unwucht und mit zusätzlicher an das Laufrad montierter Unwucht. Mit zunehmender Drehzahl  $n$  steigen die Effektivwerte  $a_{\text{eff},f_n}$  der Drehfrequenz deutlicher an als die Effektivwerte  $a_{\text{eff},2f_n}$  der zweiten Harmonischen. Für den Betrieb mit und ohne Unwucht ist jedoch kaum ein Unterschied feststellbar. Der Grund dafür ist im dynamischen Dämpfungsverhalten des Spalts zwischen Laufrad und Einlaufdüse [74] zu sehen.

Zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens sind zusätzlich zu den Effektivwerten auch die Phasenwinkel der Drehfrequenz und ihrer zweiten Harmonischen heranzuziehen. Die Bestimmung der Phasenwinkel ist nur mit Triggersignal möglich. Zur Vermeidung des Triggersignals aus Kostensparnisgründen wird an dieser Stelle nur der Phasenwinkel der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz berechnet und zwar bezogen auf einen Phasenwinkel Null der Drehfrequenz.

Da eine digitale Filterung zu Phasenveränderungen führt, wird zur Filterung die Kreuzkorrelationsfunktion verwendet. Durch die Kreuzkorrelation des Schwingbeschleunigungssignals  $a(t)$  mit einem künstlichen Sinussignal  $b(t)$  entsprechender Frequenz  $f_n$  bzw.  $2f_n$  können aus dem Schwingbeschleunigungssignal die Verläufe der Drehfrequenz und ihrer zweiten Harmonischen herausgefiltert werden, s. **Bild 24**. Die Grundlage für diese Filterung bildet die **Kreuzkorrelationsfunktion**  $\psi_{\text{KKF}}$  [50]:

$$\psi_{\text{KKF}}(t_v) = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T a(t) \cdot b(t + t_v) dt. \quad (3.12)$$

**Bild 25** zeigt einen Ausschnitt der Verläufe für die Kreuzkorrelation der Drehfrequenz und ihrer zweiten Harmonischen aus **Bild 24**. Der Abstand zwischen den Amplituden von Drehfrequenz und ihrer zweiten Harmonischen entspricht dem Phasenwinkel  $\varphi(2f_n)$  der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz. Dabei wird das Schwingbeschleunigungssignal zeitlich verschoben, so daß der Phasenwinkel der Drehfrequenz Null wird.

Mit dem ermittelten Phasenwinkel  $\varphi(2f_n)$  und dem Effektivwert  $a_{\text{eff.}2f_n}$ , s. Gl. (3.10), läßt sich die zweite Harmonische der Drehfrequenz in der komplexen Zahlenebene mit dem Realteil  $\text{Re}(a_{2f_n})$  und dem Imaginärteil  $\text{Im}(a_{2f_n})$  darstellen [75]:

$$\text{Re}(a_{2f_n}) = a_{\text{eff.}2f_n} \cos[\varphi(2f_n)] \text{ und} \quad (3.13)$$

$$\text{Im}(a_{2f_n}) = a_{\text{eff.}2f_n} \sin[\varphi(2f_n)]. \quad (3.14)$$

**Bild 26** verdeutlicht die Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei Betrieb mit und ohne Unwucht beim Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und drei FU-Frequenzen. Es ist zu erkennen, daß sich die Richtung der Zeiger erheblich verändert, wenn eine Unwucht vorhanden ist. Die Abhängigkeit von der FU-Frequenz ist relativ gering.

Im Gegensatz zu den Effektivwerten  $a_{\text{eff.}2f_n}$  ist bei den Zeigern der Schwingbeschleunigung ein deutlicher Unterschied zwischen Betrieb mit und ohne Unwucht erkennbar (vgl. **Bilder 23b** und **26b**). Die Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz stellen somit ein wichtiges Merkmal zur Diagnose von Unwuchten am Laufrad dar, wie sie z.B. bei der Verschmutzung des Laufrads auftreten, s. Kap. 6.2.

**Bild 27a** verdeutlicht die Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse für zehn Einzelmessungen bei Betrieb mit  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und 50 Hz. **Bild 27b** zeigt die über zehn Meßwerte gemittelten Zeiger bei Betrieb mit  $Q/Q_{\text{opt}} = 0,7; 1,0$  und  $1,3$  bei 50 Hz. Es ist ersichtlich, daß sowohl die Zeiger der Einzelmessungen als auch die gemittelten Zeiger für verschiedene Betriebspunkte eine relativ geringe Streuung aufweisen.

Neben der Drehfrequenz und ihrer Harmonischen können noch weitere wichtige kinematische Frequenzen zur Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände herangezogen werden. Zu diesen Frequenzen zählen der Drehklang  $f_D$  und die Interaktionsfrequenz  $f_{La-Le}$  zwischen Lauf- und Leitschaufeln. Diese Frequenzen werden durch das periodische Passieren der Schaufeln am Gehäuse und an den Leitschaufeln angeregt und treten demzufolge am Leitschaufelgehäuse deutlicher als am unteren Lagergehäuse auf.

Für den Betrieb der Tauchmotorpumpe bei Auslegungsdrehzahl  $n_r = 960 \text{ min}^{-1}$   $f_n = 16 \text{ s}^{-1}$ , berechnet sich bei der Schaufelzahl  $z_{La} = 4$  der Drehklang zu:

$$f_D = f_n \cdot z_{La} = 64 \text{ Hz} . \quad (3.15)$$

Mittels der Leitschaufelzahl  $z_{Le} = 7$  berechnet sich schließlich die entsprechende Interaktionsfrequenz zwischen Lauf- und Leitschaufeln zu:

$$f_{La-Le} = f_n \cdot z_{La} \cdot z_{Le} = f_D \cdot z_{Le} = 448 \text{ Hz} . \quad (3.16)$$

Die Interaktionsfrequenz befindet sich somit in unmittelbarer Nähe zur Eigenfrequenz des Leitschaufelgehäuses von 425 Hz, s. Kap. 3.3.2. Die Interaktion zwischen Lauf- und Leitschaufeln führt demnach zur Anhebung der Schwingbeschleunigungsamplitude dieser Eigenfrequenz, wobei diese drehzahlunabhängig auftritt, obwohl die Interaktionsfrequenz drehzahlabhängig ist.

## 4 Diagnose der Kavitation

### 4.1 Auftreten und Symptome der Kavitation

Kavitation<sup>4</sup> tritt bei Strömungen von Flüssigkeiten auf, wenn der statische Druck infolge hoher Strömungsgeschwindigkeiten örtlich auf den Dampfdruck der Flüssigkeit absinkt. Der entstehende Dampf implodiert schlagartig, sobald er in Gebiete höheren statischen Drucks gelangt. Bei Kreiselpumpen werden mit zunehmender Ausbildung von Kavitationsgebieten aufgrund von Fehlanströmung die Förderhöhe und somit auch der Pumpenwirkungsgrad beeinträchtigt. Außerdem hat das Implodieren von Dampfblasen in direkter Wandnähe Kavitationserosion und somit eine Beschädigung der Pumpenbauteile zur Folge. Diese Kavitationsschäden treten auf, wenn die hydrodynamische Kavitationsintensität, ein Maß für die Implosionsenergie der Kavitationsblasen, größer ist als der Kavitationswiderstand des betroffenen Werkstoffs [58].

Zur quantitativen Beurteilung der hydrodynamischen Kavitationsintensität in Kreiselpumpen wird in mehreren Forschungsarbeiten [41, 76...80] auf den Kavitationsschall zurückgegriffen, der sowohl im Flüssigkeitsschall als auch im Körperschall detektierbar ist. GÜLICH [76] erfaßt den Kavitationsschall mit piezoelektrischen Druckaufnehmern direkt aus dem Flüssigkeitsschall. Er geht von folgenden Mechanismen bei der Erzeugung des Kavitationsschalls aus:

- Implosion der Einzelblasen, mit Schallerzeugung im Frequenzbereich von 10 kHz bis 1 MHz und
- Schwankungen des Blasenfelds mit Schallerzeugung im Frequenzbereich unter 10 kHz.

Der Kavitationsschall der implodierenden Einzelblasen ist auch im Körperschall analysierbar. KLOCKGETHER [77] untersucht den Körperschall im Bereich von 50...100 kHz und stellt anhand dieser Meßdaten Kriterien für die jeweilige Kavitationsausbildung dar. Auch SCHULLER [78], HOFMANN [79] und LOHRBERG [80]

---

<sup>4</sup> Kavitation [von lat. cavus >hohl<] ist die Hohlrumbildung in Flüssigkeiten durch spontane Verdampfung, wenn der momentane örtliche Druck den Dampfdruck der Flüssigkeit erreicht [6].



konzentrieren sich auf die Implosionen der Einzelblasen und entwickeln aus den Implosionsenergien Kenngrößen der hydrodynamischen Kavitationsintensität. LOHRBERG stellt dabei fest, daß die Messungen des Flüssigkeitsschalls störungsbehaftet sind und zwar durch Streuung der Schallwellen an den Dampf- und Luftblasen oder durch wandferne Blasenimplosionen, die nicht zur Kavitationserosion beitragen [80].

WAGNER [81] und MICHAELSEN [41] untersuchen den gesamten Frequenzbereich sowohl für den Flüssigkeitsschall als auch für den Körperschall. Bei der Analyse von Frequenzen über 70 kHz stellt WAGNER eine Dämpfung des Kavitationsschalls durch relativ kleine Dampfblasen fest, die durch die Spaltkavitation entstehen und als Schallabsorber wirken. Bei verstärktem Auftreten dieser Dampfblasen erfolgt die Dämpfung fast im gesamten Frequenzbereich. Nur die Frequenzen, die durch die Schwankungen des Blasenfelds auftreten, sind von diesen Dämpfungen nicht betroffen [81].

MICHAELSEN [41] stellt bei eintretender Kavitation nicht nur einen deutlichen Anstieg des Kavitationsschalls bei den erforschten höheren Frequenzen > 10 kHz fest, sondern auch im Frequenzbereich von 1...10 kHz. Im Körperschall ist gegenüber dem Flüssigkeitsschall dieser Anstieg erst bei ausgeprägter Kavitation feststellbar, aber deutlich bei einsetzendem Förderhöhenabfall. *NPSH*-Kriterien, die aus dem Flüssigkeitsschall oder dem Körperschall gebildet werden, zeigen das Auftreten von Kavitation wesentlich früher als das klassische Kriterium des kavitationsbedingten Förderhöhenabfalls von 3% [41].

## 4.2 Experimentelle Untersuchungen zur Merkmalsgenerierung

Die Größe zur Beurteilung des Auftretens von Kavitation beim Betrieb von Kreiselpumpen heißt **Netto Positive Saughöhe** (*NPSH*). Der *NPSH*-Wert beschreibt den Abstand der absoluten statischen Energiehöhe von der Energiehöhe des Dampfdrucks der Förderflüssigkeit und wird wie folgt berechnet [45]:

$$NPSH = H_1 - z_D + \frac{p_{\text{amb}} - p_v}{\rho_1 g} \quad (4.1)$$

mit  $H_1$  Energiehöhe der Förderflüssigkeit am Pumpeneintritt in m,  
 $z_D$  Geodätische Höhe der *NPSH*-Bezugsebene in m,  
 $p_{amb}$  Atmosphärischer Druck in Pa,  
 $p_v$  Dampfdruck des Förderguts in Pa,  
 $\rho_1$  Dichte des Förderguts am Pumpeneintritt in kg/m<sup>3</sup> und  
 $g$  Fallbeschleunigung in m/s<sup>2</sup>.

Beim *NPSH*-Wert wird zwischen dem vorhandenen (**A**available) *NPSHA*-Wert und dem erforderlichen (**R**equired) *NPSHR*-Wert unterschieden. Der *NPSHA*-Wert beschreibt den in einer hydraulischen Anlage in der *NPSH*-Bezugsebene der Kreiselpumpe vorhandenen Dampfdruckabstand. Der *NPSHR*-Wert hingegen stellt den Dampfdruckabstand für eine Kreiselpumpe bei Einhaltung eines bestimmten Kavitationskriteriums, wie z.B. kavitationsbedingter Förderhöhenabfall um 3% [58], dar

Zur Berechnung der *NPSHA*-Kennlinie in Abhängigkeit vom Förderstrom  $Q$  für die Anlage der Forschungspumpstation läßt sich die Energiehöhe  $H_1$  mittels der BERNOULLI-Gleichung bestimmen [45, 82]. Die dazu notwendigen Größen verdeutlicht **Bild 28** mit einer schematischen Darstellung der axialen Tauchmotorpumpe und der Anlage. Für einen Überdruck und einer Strömungsgeschwindigkeit von Null am Anlageneintritt folgt für die Energiehöhe  $H_{A1}$  am Anlageneintritt:

$$H_{A1} = z_{A1} = H_1 + H_{J,A1,1} \quad (4.2)$$

mit  $z_{A1}$  Geodätische Höhe des Anlageneintritts in m und  
 $H_{J,A1,1}$  Verlusthöhe vom Anlageneintritt bis zum Pumpeneintritt in m.

Die Verlusthöhe  $H_{J,A1,1}$  läßt sich mit der Kontinuitätsgleichung und der Einbauteil-Druckverlustzahl  $\zeta_k = 0,05$  für die Einlaufdüse [82, 83] wie folgt berechnen:

$$H_{J,A1,1} = \frac{\zeta_k}{2g} \left( \frac{4Q}{\pi d_1^2} \right)^2 \quad (4.3)$$

mit:  $Q$  Förderstrom in m<sup>3</sup>/s und  
 $d_1$  Durchmesser am Pumpeneintritt in m.

Für die Berechnung der *NPSHA*-Kennlinie in Abhängigkeit vom Förderstrom  $Q$  folgt:

$$NPSHA = z_{A1} - z_D + \frac{p_{amb} - p_v}{\rho_1 g} - \frac{\zeta_k}{2g} \left( \frac{4Q}{\pi d_1^2} \right)^2 \quad (4.4)$$

mit folgenden Randbedingungen an der Forschungspumpstation:

$$\begin{aligned} z_{A1} - z_D &= 1,3 \text{ m,} \\ p_{amb} &= 1013 \text{ mbar,} \\ p_v (20^\circ\text{C}) &= 23 \text{ mbar,} \\ \rho_1 (20^\circ\text{C}) &= 998 \text{ kg/m}^3 \text{ und} \\ d_1 &= 0,350 \text{ m.} \end{aligned}$$

**Bild 29** zeigt die berechnete *NPSHA*-Kennlinie in Abhängigkeit vom Förderstrom  $Q$  und die gemessene *NPSHR*-Kennlinie für die untersuchte axiale Tauchmotorpumpe [3]. In der Nähe des Bestförderstroms  $Q_{opt} = 0,240 \text{ m}^3/\text{s}$  der Tauchmotorpumpe ist  $NPSHR < NPSHA$ , dabei tritt keine Kavitation auf. Bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast wird  $NPSHR > NPSHA$ , wobei es zur Teillastkavitation kommt. Bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Überlast wird ebenfalls  $NPSHR > NPSHA$ , und es tritt dementsprechend Überlastkavitation auf.

**Bild 30** zeigt schematisch die Geschwindigkeitsdreiecke am Schaufeleintritt für den Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast, im Bestpunkt und in Überlast bei drallfreier Zuströmung. Durch die unterschiedlichen Absolutgeschwindigkeiten  $v$  am Schaufeleintritt ändert sich bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit  $u$  die Richtung der Relativgeschwindigkeit  $w$ . **Bild 31** zeigt die Relativgeschwindigkeiten  $w$  an der Schaufeleintrittskante. Es ist eine Verschiebung des Staupunkts der Relativströmung zur Saugseite der Schaufel für den Betrieb in Überlast und zur Druckseite für den Betrieb in Teillast zu erkennen. So tritt die Überlastkavitation auf der Druckseite und die Teillastkavitation auf der Saugseite der Schaufel auf. Da die Saugseite der Schaufel durch einen unter der Tauchmotorpumpe montierten Spiegel visuell zugänglich ist, kann das Eintreten der Teillastkavitation durch Beobachtung bestätigt werden.

**Bild 32** zeigt die über zehn Meßzyklen gemittelten Spektren der Schwingbeschleunigung am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse (s. **Bild 7**) bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast beim Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 0,7$ . Im Vergleich zu den Spektren bei Betrieb im Bestpunkt, s. **Bild 15**, ist eine deutliche Anhebung der Schwingbeschleunigung im gesamten Frequenzbereich zu erkennen. Vor allem am Leitschaufelgehäuse kommt es zur deutlich verstärkten Schwingbeschleunigung. Dabei sind die Anhebungen der Schwingbeschleunigung bei den Eigenfrequenzen von Leitschaufelgehäuse (425 Hz) und Einlaufdüse (1,2...1,3 kHz) sowie bei den Frequenzen über 2 kHz signifikant. Die Dämpfung der Schwingbeschleunigung für Frequenzen über 3 kHz ist dabei durch den Filter zur Reduzierung der FU-Störungen, s. Kap. 3.3.1, bedingt.

**Bild 33** zeigt die über zehn Meßzyklen gemittelten Spektren der Schwingbeschleunigung am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Überlast beim Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,3$ . Es zeigen sich wie bei Betrieb in Teillast deutliche Anhebungen der Schwingbeschleunigung vor allem am Leitschaufelgehäuse im Vergleich zum Betrieb im Bestpunkt, s. **Bild 15**. Diese Anhebungen fallen aber gegenüber dem Betrieb in Teillast geringer aus. Durch die Kavitationsausbildung auf der Schaufeldruckseite bei Überlastkavitation werden die Kavitationsblasen mit der Strömung weggetragen, so daß die Implosionen auf der Schaufel verringert gegenüber der Kavitation auf der Schaufelsaugseite werden [82].

In **Bild 16** sind die relativen Gesamteffektivwerte  $a_{eff.ges}/a_{eff.ges.opt}$  der Schwingbeschleunigung in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{opt}$  für den Betrieb der Tauchmotorpumpe mit fünf FU-Frequenzen dargestellt. Sowohl bei Teillast als auch bei Überlast sind für das Leitschaufelgehäuse deutliche Anstiege der Gesamteffektivwerte erkennbar. Für die FU-Frequenz von 50 Hz erfolgen dabei die Anstiege durch Teillastkavitation schon für Fördergrade  $Q/Q_{opt} < 0,95$ . Dieses wird durch die visuelle Beobachtung bestätigt. Die Anstiege durch Überlastkavitation erfolgen erst für Fördergrade  $Q/Q_{opt} > 1,25$ . Da der Gesamteffektivwert  $a_{eff.ges}$  der Schwingbeschleunigung von vielen Faktoren geprägt ist, eignet sich dieser nur bedingt zur Diagnose der Kavitation.

**Bild 34** zeigt die normierten Autokorrelationsfunktionen  $\psi_{AKF}/\psi_{AKF.max}$  der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz in Teillast  $Q/Q_{opt} = 0,7$ . Im Vergleich zum Betrieb im Bestpunkt, vgl. **Bild 17**, ist für das Schwingbeschleunigungssignal am Leitschaufelgehäuse ein deutlich höherer stochastischer Anteil zu erkennen. Dieses kann auf das Auftreten von Kavitation zurückgeführt werden und tritt demzufolge am Leitschaufelgehäuse deutlicher auf als am unteren Lagergehäuse. **Bild 35** zeigt die normierten Autokorrelationsfunktionen  $\psi_{AKF}/\psi_{AKF.max}$  der Schwingbeschleunigung für den Betrieb in Überlast  $Q/Q_{opt} = 1,3$ . Hier ist, wie für Teillast in **Bild 34**, im Vergleich zum Bestpunkt in **Bild 17** wieder ein deutlich höherer stochastischer Anteil ersichtlich, der auf das Auftreten von Kavitation hindeutet.

Die zur Betrachtung des stochastischen Anteils in Kap. 3.3.1 eingeführte Rauschkennzahl  $Rk$  der Schwingbeschleunigung Gl. (3.5) ist in **Bild 36** für den FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe bei verschiedenen Fördergraden 0,7...1,3 und FU-Frequenzen 25...50 Hz dargestellt. Im Gegensatz zum unteren Lagergehäuse ist für das Leitschaufelgehäuse sowohl das Auftreten von Teillastkavitation als auch von Überlastkavitation besonders deutlich. Dies hängt damit zusammen, daß für die Kavitationssignale die Dämpfung des Übertragungswegs am Leitschaufelgehäuse geringer ist als am unteren Lagergehäuse. Die Teillastkavitation ist im wesentlichen durch die Spaltkavitation geprägt. Für die Überlastkavitation ist die Kavitation auf der Schaufeldruckseite und an den Leitschaufeln verantwortlich.

## 5 Diagnose der luftziehenden Wirbel

### 5.1 Auftreten und Symptome der luftziehenden Wirbel

Die Vermeidung von luftziehenden Wirbeln gehört neben der Drallfreiheit und einer gleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung zu den drei wesentlichen Zulaufbedingungen, die für einen einwandfreien Betrieb von Kreiselpumpen sichergestellt werden müssen [3].

Luftziehende Wirbel sind dadurch gekennzeichnet, daß sie von der freien Wasseroberfläche ausgehen. Sie treten vor allem bei der offenen Einlaufkammer auf, wie sie z.B. bei der Forschungspumpstation realisiert ist. **Bild 37** zeigt die schematische Darstellung der axialen Tauchmotorpumpe mit offener Einlaufkammer. Durch die örtliche Rotation des Wassers an der Oberfläche und eine zu geringe Überdeckung kommt es zur trichterförmigen Vertiefung an der Wasseroberfläche und zur Ausbildung eines „Luftschlauches“ von der Wasseroberfläche bis zum Laufrad der Kreiselpumpe [3, 84].

Luftziehende Wirbel führen zu einer vielfältigen Beeinflussung des Betriebsverhaltens von Kreiselpumpen. Das „Zerhacken“ des luftziehenden Wirbels durch die Schaufeln des Laufrads führt zu relativ starken Schwingungen vor allem an der Welle, die z.B. Schäden an den Lagern verursachen können. Die mitgeführte Luft und die relativ hohen Drallkomponenten führen zur Veränderung der Anströmungswinkel der Schaufeln und somit zu instationären Schaufelumströmungen. Die Folgen sind z.B. das Nichterreichen des Betriebspunkts und ein verringerter Wirkungsgrad [3, 84].

Die Verhinderung von luftziehenden Wirbeln ist das Thema mehrerer Forschungsarbeiten [84...88]. Bei offenen Einlaufkammern ist eine Verhinderung durch eine ausreichende Überdeckung oder den Einsatz von drallverhindernden Einbauteilen, wie z.B. Einlaufkegel, Tauchwände oder Auskleidungen der Einlaufkammern, möglich. Führen diese Maßnahmen nicht zur sichereren Vermeidung von luftziehenden Wirbeln, ist eine gedeckte Einlaufkammer vorzusehen, bei der die Pumpe dichtend auf die Einlaufkammerdecke gesetzt wird [84...88].

Der Überdeckung kommt bei der Verhinderung von luftziehenden Wirbeln die größte Bedeutung zu. KNAUSS [84] gibt eine allgemeine Empfehlung für die Mindestüberdeckung  $(z_{A1}-z_E)_{\min}$  bezogen auf den Durchmesser  $d_1$  am Pumpeneintritt in Abhängigkeit von der FROUDE<sup>5</sup>-Zahl:

$$Fr = \frac{v_1}{\sqrt{g d_1}} \quad (5.1)$$

mit  $v_1$  Strömungsgeschwindigkeit am Pumpeneintritt in m/s,  
 $d_1$  Durchmesser am Pumpeneintritt in m und  
 $g$  Fallbeschleunigung in m/s<sup>2</sup>.

**Bild 38** zeigt die relative Mindestüberdeckung  $(z_{A1}-z_E)_{\min} / d_1$  in Abhängigkeit von der nach Gl. (5.1) definierten FROUDE-Zahl  $Fr$  mit den Betriebspunkten Teillast, Bestpunkt und Überlast der untersuchten Tauchmotorpumpe. Die entsprechenden Strömungsgeschwindigkeiten werden dafür vereinfacht unter der Voraussetzung einer stationären und drallfreien Zuströmung mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung errechnet:

$$v_1 = \frac{4 Q}{\pi d_1^2} \quad (5.2)$$

mit  $Q$  Förderstrom in m<sup>3</sup>/s.

Für den Bestförderstrom  $Q_{\text{opt}} = 0,240 \text{ m}^3/\text{s}$  und den Durchmesser  $d_1 = 0,350 \text{ m}$  am Pumpeneintritt ergeben sich folgende Mindestüberdeckungen  $(z_{A1}-z_E)_{\min}$ :

	$Q/Q_{\text{opt}}$	$(z_{A1}-z_E)_{\min}$
Teillast:	0,7	0,8 m,
Bestpunkt:	1,0	1,1 m und
Überlast:	1,3	1,4 m.

---

<sup>5</sup> Hier findet sich eine Diskrepanz in der Literatur in Bezug auf die Definition der FROUDE-Zahl. Die Ableitung aus der Dimensionsanalyse liefert  $Fr = v^2 / gd$  (Verhältnis der Trägheits- zur Schwerkraft) [83, 89], die wasserbauliche Praxis verwendet  $Fr = v / \sqrt{gd}$  [84, 85].

Neben dem luftziehenden Wirbel tritt an Pumpeneinläufen noch ein weiterer Wirbel auf: der Bodenwirbel. Dieser geht nicht von der freien Wasseroberfläche sondern von den Begrenzungen (Wände und Boden) der Einlaufkammer aus. Bodenwirbel verursachen am Einlauf einen relativ geringen Dralleintrag und beeinflussen das Betriebsverhalten der Kreiselpumpe weitaus weniger als luftziehende Wirbel [84, 90].

## 5.2 Experimentelle Untersuchungen zur Merkmalsgenerierung

Die experimentellen Untersuchungen zur Generierung der Merkmale von luftziehenden Wirbeln erfolgen für den gesamten Fördergradbereich  $Q/Q_{\text{opt}} = 0,7 \dots 1,3$  bei der FU-Frequenz 50 Hz. Als Überdeckung für die Experimente an der Forschungspumpstation wird die in Kap. 5.1 angegebene Mindestüberdeckung  $(z_{A1} - z_E)_{\text{min}} = 0,8$  m gewählt; dies entspricht in **Bild 38** dem Wertepaar  $Fr = 0,94$  und  $(z_{A1} - z_E)_{\text{min}}/d_1 = 2,39$ .

Eine Nachmessung der in **Bild 38** angegebenen Daten an der Forschungspumpstation hat jedoch ergeben, daß in dem Gebiet luftziehende Wirbel nur äußerst sporadisch dieses Phänomen auftrat. Eine Erklärung hierfür ist darin zu suchen, daß die vorliegende Einlaufkammer in Länge und Breite sowie in der Oberflächenbeschaffenheit optimal in Hinblick auf die Vermeidung luftziehender Wirbel gestaltet ist.

Da in Schöpfwerken Störungen der Zuströmung z.B. durch verblockte Rechen auftreten, wird auch an der Forschungspumpstation die Zuströmung in gleicher Weise gestört. **Bild 39** zeigt eine schematische Darstellung der Einlaufkammer mit der Einlaufdüse und den Störungen in der Zuströmung. Durch die eingebauten Störungen in der Zuströmung treten im gesamten Fördergradbereich luftziehende Wirbel auf. Im **Bild 40** ist beispielhaft ein luftziehender Wirbel an der Einlaufdüse der Tauchmotorpumpe ersichtlich. Das Auftreten der luftziehenden Wirbel erfolgt in Abständen von ca. 20 s, wobei die Dauer eines Wirbel ca. 1 s beträgt. Das Auftreten eines luftziehenden Wirbels ist mit einer erheblichen Schallemission verbunden.



**Bild 41** zeigt die gemessenen Kennlinien der Tauchmotorpumpe für die relative Förderhöhe  $H/H_{\text{opt}}$  und den relativen Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{\text{gr}}/\eta_{\text{gr,max}}$  in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}}$  bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. Dabei sind im Bestpunkt und bei Überlast deutliche Veränderungen gegenüber dem Betrieb ohne luftziehende Wirbel erkennbar.

In den **Bildern 42...44** sind die Spektren der Schwingbeschleunigung für die Betriebspunkte  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0; 0,7$  und  $1,3$  jeweils am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse dargestellt. Die Darstellung erfolgt jeweils gemittelt über zehn Meßzyklen.

Der Vergleich zwischen **Bild 42b** und **Bild 15b** zeigt eine deutliche Anhebung der Schwingbeschleunigungsamplituden für die Drehfrequenz  $f_n$  und für die Polpassierfrequenz  $f_{2\text{fFU}}$ . Dieses bestätigen auch die Vergleiche zwischen **Bild 43b** und **Bild 32b** für den Betrieb in Teillast und zwischen **Bild 44b** und **Bild 33b** für den Betrieb in Überlast.

Ein weiteres, allerdings nicht sehr ausgeprägtes Merkmal zeigt der Vergleich zwischen **Bild 42a** und **Bild 15a** für den Bestpunkt, nämlich eine Anhebung der Schwingbeschleunigungsamplituden bei der Frequenz von 425 Hz, der Eigenfrequenz des Leitschaufelgehäuses. Die Vergleiche zwischen **Bild 43a** und **Bild 32a** für Teillast und zwischen **Bild 44a** und **Bild 33a** für Überlast bestätigen die Anhebung der Schwingbeschleunigungsamplituden bei der Frequenz von 425 Hz. Der Grund liegt in der verstärkten Interaktion zwischen Lauf- und Leittradschaufeln durch das „Zerhacken“ des luftziehenden Wirbels, vgl. Kap. 3.3.2.

In **Bild 45** sind die relativen Gesamteffektivwerte  $a_{\text{eff.ges}}/a_{\text{eff.ges,opt}}$  der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Betrieb mit luftziehendem und ohne luftziehenden Wirbel dargestellt. Sowohl für das Leitschaufelgehäuse als auch für das untere Lagergehäuse sind relativ geringe Veränderungen durch das Auftreten von luftziehenden Wirbeln erkennbar.

**Bild 46** zeigt die normierten Autokorrelationsfunktionen  $\psi_{AKF}/\psi_{AKF.max}$  der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und Auftreten eines luftziehenden Wirbels. Der Vergleich zum Betrieb im Bestpunkt ohne luftziehenden Wirbel, vgl. **Bild 17**, zeigt für das Schwingbeschleunigungssignal am Leitschaufelgehäuse einen geringeren stochastischen Anteil. Ähnlich wie bei der Diagnose von Kavitation ohne luftziehenden Wirbel, s. Kap. 4.2, nimmt der stochastische Anteil im Schwingbeschleunigungssignal bei Auftreten von Kavitation zu. **Bild 47** zeigt die entsprechenden normierten Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast  $Q/Q_{opt} = 0,7$  und **Bild 48** die normierten Autokorrelationsfunktionen für den Betrieb in Überlast  $Q/Q_{opt} = 1,3$ .

In **Bild 49a** sind die Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei Betrieb im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und das Auftreten eines luftziehenden Wirbels für zehn Einzelmessungen dargestellt. **Bild 49b** zeigt die über zehn Meßzyklen gemittelten Zeiger für drei Betriebspunkte bei 50 Hz und Auftreten eines luftziehenden Wirbels. Im Vergleich zum Betrieb ohne luftziehenden Wirbel in **Bild 27** ist einerseits eine größere Streuung der Zeiger und andererseits eine deutliche Richtungsänderung zu verzeichnen. Diese Richtungsänderung kann als Merkmal für die durch einen luftziehenden Wirbel verursachte Veränderung des Schwingungszustands am Laufrad und somit an der Welle angesehen werden.

## 6 Diagnose der Laufradverschmutzungen

### 6.1 Auftreten und Symptome der Laufradverschmutzungen

Mehrere Forschungsarbeiten [8, 9, 35, 41] zeigen sowohl an radialen als auch an axialen Kreiselpumpen, daß die Auswirkungen durch Laufradverschmutzungen von verringerten Förderhöhen und Pumpenwirkungsgraden bis zu Schädigungen und Ausfällen der Kreiselpumpe reichen. Für die Diagnose von Laufradverschmutzungen werden verschiedene Merkmale verwendet, wobei sich die Druckfluktuationen und der Körperschall als erfolgreich erweisen.

NOLD [35] simuliert Laufradverschmutzungen an einer radialen Kreiselpumpe durch Wollfäden an der Schaufeleintrittskante und verwendet für die Diagnose von Laufradverschmutzungen ausschließlich die statischen Betriebsgrößen  $Q$ ,  $H$ ,  $n$  u.a. MICHAELSEN [41] untersucht an einer radialen Kreiselpumpe die durch Laufradverschmutzungen hervorgerufenen Versperrungen des Strömungsquerschnitts. Im Frequenzbereich der untersuchten Druckfluktuationen zeigen sich signifikante Seitenbänder, die mittels der Cepstrumanalyse [50] ausgewertet werden können.

FRIEDRICHSEN [8] untersucht Laufradverschmutzungen an einer axialen Tauchmotorpumpe zum einen mittels eines festgeklebten Textilstreifens und zum anderen mittels festmontierter und in der Stärke verstellbarer Plastikstreifen. Er weist dabei eine deutliche Verringerung des Pumpenwirkungsgrads mit zunehmender Laufradverschmutzung nach. Für die Diagnose schlägt er die Betrachtung der Druckfluktuationsamplituden bei den Drehklangharmonischen vor.

KALLWEIT [9] führt die Untersuchungen von FRIEDRICHSEN [8] weiter und simuliert Laufradverschmutzungen mit Plastikstreifen an zwei verschiedenen Laufrädern von axialen Tauchmotorpumpen. Am ersten Laufrad, das konventionell gestaltet ist, legt sich die Verschmutzung frei um die Eintrittskante einer Schaufel. Am zweiten Laufrad, das mit einer schmutzabweisenden fliehenden Eintrittskante versehen ist, wird die Verschmutzung durch Klebungen fixiert, um ein Abstreifen der Verschmutzungen zu verhindern. Zur Diagnose der Verschmutzung untersucht er die Druckfluktuation des Fluids und die Schwingbeschleunigung an der Einlaufdüse. Er

stellt dabei fehlerspezifische Signifikanzen bei den Druckfluktuationsamplituden der Drehklangharmonischen fest. Für die Schwingbeschleunigung an der Einlaufdüse zeigen sich zwar Anregungen bei Frequenzen im Bereich von 250...450 Hz. Eindeutige Aussagen über fehlerspezifische Signifikanzen sind hier aber nicht möglich.

LAUE [91] verwendet zur Diagnose von Laufradverschmutzungen an axialen Tauchmotorpumpen neben der Wirkleistung die axialen und radialen Schwingbeschleunigungen am Lagergehäuse und wertet für diese die Amplituden für die Harmonischen der Drehfrequenz und für den Frequenzbereich von 300...450 Hz aus. Für die untersuchten Laufradverschmutzungen mit einem Gummistreifen und einem Stofflappen stellt er mehrere Signifikanzen fest. Zum einen führen die Verschmutzungen zu höheren Unwuchten und somit zu höheren Amplituden der Schwingbeschleunigung bei der Drehfrequenz. Zum anderen führen die Laufradverschmutzungen zur verstärkten Interaktion zwischen Lauf- und Leitrad und folglich zu höheren Amplituden der Schwingbeschleunigung für den Drehklang. Die Auswertung des Frequenzbereichs von 300...450 Hz zeigt eine Abhängigkeit vom Fördergrad, so daß dieser für die Diagnose bekannt sein muß.

In der vorliegenden Arbeit soll an die erfolgversprechenden Ergebnisse von LAUE für den Direktbetrieb der Tauchmotorpumpe angeknüpft und der drehzahlvariable Betrieb der Tauchmotorpumpe mit weiteren praxisrelevanten Laufradverschmutzungen und weiteren aus dem Körperschall generierten Merkmalen untersucht werden.

## 6.2 Experimentelle Untersuchungen zur Merkmalsgenerierung

Die experimentellen Untersuchungen zur Generierung der Merkmale von Laufradverschmutzungen erfolgen für folgende Verschmutzungen:

- Stofflappen, s. **Bild 50**,
- Plastiktüte, s. **Bild 51**,
- Schilf, s. **Bild 52** und
- Kombinierte Verschmutzung aus Stofflappen, Plastiktüte und Schilf, s. **Bild 53**.

Die Verschmutzungen werden in den Ansaugbereich geführt, durch die Strömung angesaugt und bleiben an der Schaufeleintrittskante haften. Trotz der Form der fliehenden Schaufeleintrittskante („Ever-Clean-Blade“), die ein Abstreifen der Verschmutzungen bewirken soll, bleiben die Verschmutzungen an der Schaufel hängen. Es kommt lediglich zu Verschiebungen in Richtung des Spaltes.

Die verschiedenen Verschmutzungen wirken sich sowohl auf die Strömung als auch auf das Schwingungsverhalten aus. Durch den Stofflappen wird eine relativ konstante Verschmutzung, ähnlich wie bei einer Anbackung, simuliert, deren Folge sowohl eine mechanische als auch eine hydrodynamische Unwucht ist. Bei der Verschmutzung Plastiktüte kommt es zum Flattern in der Strömung und zu zeitweiliger Verblockung zwischen zwei Schaufeln. Schilf, dessen Auftreten an den Schaufeln typisch für alle Schöpfwerke ist, wird an der Schaufeleintrittskante abgeknickt und bildet durch seine Langfasrigkeit eine fast gleichmäßige Verschmutzung des gesamten Laufrads, so daß keine größeren Unwuchten auftreten.

Die Verschmutzungsuntersuchungen mit dem Stofflappen erfolgen im gesamten Frequenzbereich  $f_{FU} = 25...50$  Hz und im gesamten Fördergradbereich  $Q/Q_{opt} = 0,7...1,3$ . Die Untersuchungen mit anderen Verschmutzungen erfolgen für den gesamten Frequenzbereich  $f_{FU} = 25...50$  Hz, allerdings nur beim Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,0$ . Im Gegensatz zur Verschmutzung mit dem Stofflappen kommt es bei den anderen Verschmutzungen im Teillastbetrieb durch die Teillastwirbel zu ständigen Lageveränderungen, so daß reproduzierbare Messungen nur schwer realisierbar sind.

**Bild 54** zeigt die gemessenen Kennlinien der Tauchmotorpumpe für die relative Förderhöhe  $H/H_{opt}$  und den relativen Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{gr}/\eta_{gr,max}$  in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{opt}$  bei Auftreten einer Laufradverschmutzung mit einem Stofflappen. Der Vergleich zu den Kennlinien ohne Laufradverschmutzung in **Bild 8** zeigt vor allem für den Gesamtwirkungsgrad deutliche Veränderungen. Diese sind für die FU-Frequenz 50 Hz in **Bild 55** noch einmal als direkter Vergleich ersichtlich. Über den gesamten Fördergradbereich sind Verringerungen des Gesamtwirkungsgrades bei dieser Laufradverschmutzung um ca. 10% feststellbar.

Die **Bilder 56...58** zeigen die Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt, in Teillast und in Überlast bei Verschmutzung des Laufrads mit einem Stoffflappen. Der Vergleich der Schwingbeschleunigungsamplituden mit und ohne Laufradverschmutzung für den Betrieb im Bestpunkt, vgl. **Bild 56** mit **Bild 15**, zeigt sowohl für das Leitschaufelgehäuse als auch für das untere Lagergehäuse höhere Schwingbeschleunigungsamplituden im gesamten Frequenzbereich. Für die Schwingbeschleunigungsamplitude am unteren Lagergehäuse ist bei der Polpassierfrequenz  $f_{2f_{FU}}$  eine sehr deutliche Anhebung zu erkennen. Für die Schwingbeschleunigungsamplitude bei der Drehfrequenz  $f_n$  ist hingegen eine leichte Verringerung zu erkennen. Die durch die Laufradverschmutzung auftretende Unwucht führt aufgrund von Dämpfungseffekten, wie bereits in Kap. 3.3.3 gezeigt, nicht zu einer größeren Schwingbeschleunigungsamplitude bei der Drehfrequenz  $f_n$ .

Der Vergleich von **Bild 57** mit **Bild 32** für den Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast mit und ohne Laufradverschmutzung zeigt sowohl für die Schwingbeschleunigungsamplitude am Leitschaufelgehäuse als auch am unteren Lagergehäuse einen ähnlichen Verlauf mit einem leicht erhöhtem Niveau bei Laufradverschmutzung. Am Leitschaufelgehäuse sind nur für die Schwingbeschleunigungsamplitude der Drehfrequenz  $f_n$  höhere Werte erkennbar. Am unteren Lagergehäuse sind sehr deutliche Anhebungen der Schwingbeschleunigungsamplituden der Drehfrequenz  $f_n$  und der Polpassierfrequenz  $f_{2f_{FU}}$  feststellbar. Es zeigt sich, daß die Dämpfung der Schwingbeschleunigungsamplitude bei Drehfrequenz betriebspunktabhängig ist.

Für den Betrieb der Tauchmotorpumpe in Überlast zeigt der Vergleich der Spektren mit und ohne Laufradverschmutzung, vgl. **Bild 58** mit **Bild 33**, vor allem für das Leitschaufelgehäuse deutlich höhere Schwingbeschleunigungsamplituden im gesamten Frequenzbereich. Dabei ist der Anstieg der Schwingbeschleunigung bei der Eigenfrequenz des Leitschaufelgehäuses (425 Hz) am deutlichsten. Im Betrieb der Tauchmotorpumpe in Überlast flattert die Laufradverschmutzung stromabwärts und führt zur Anregung des Leitschaufelgehäuses durch die Interaktionsfrequenz  $f_{La-Le}$ , s. Gl. (3.16) in Kap. 3.3.1. Im Spektrum für das untere Lagergehäuse ist wie bei Teillast eine deutliche Anhebung der Schwingbeschleunigungsamplituden der Drehfrequenz  $f_n$  und der Polpassierfrequenz  $f_{2f_{FU}}$  feststellbar.

Die Spektren der Schwingbeschleunigung in den **Bildern 56...58** zeigen, daß bei der selben Laufradverschmutzung für verschiedene Betriebspunkte kaum einheitliche Merkmale existieren. Lediglich der Anstieg der Schwingbeschleunigungsamplituden bei der Polpassierfrequenz  $f_{2f_{FU}}$  ist bei allen Betriebspunkten ähnlich.

Die **Bilder 59...61** zeigen die Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt bei unterschiedlichen Verschmutzungen des Laufrads. Die Spektren in **Bild 59** für die Verschmutzung mit einer Plastiktüte zeigen große Ähnlichkeit mit den Spektren in **Bild 56** für die Verschmutzung mit einem Stofflappen.

Bei einer Laufradverschmutzung durch Schilf sind die Schwingbeschleunigungen, s. **Bild 60**, im Vergleich zur Verschmutzung mit einem Stofflappen, s. **Bild 56**, im gesamten Frequenzbereich bis auf die Drehfrequenz  $f_n$  geringer. Diese tritt sowohl am Leitschaufelgehäuse als auch am unteren Lagergehäuse wesentlich deutlicher auf. Die Anhebung der Schwingbeschleunigungsamplitude bei der Polpassierfrequenz  $f_{2f_{FU}}$  ist wie bei allen anderen Verschmutzungen im Vergleich zum unverschmutzten Betrieb, s. **Bild 15**, nachweisbar.

**Bild 61** zeigt die Spektren für eine kombinierte Laufradverschmutzung mit einem Stofflappen, einer Plastiktüte und Schilf. Hier ist wieder eine relativ große Ähnlichkeit zu den Spektren für die Verschmutzung mit einem Stofflappen, s. **Bild 56**, und für die Verschmutzung mit einer Plastiktüte, s. **Bild 59**, zu erkennen.

In **Bild 62** sind die relativen Gesamteffektivwerte  $a_{\text{eff.ges}}/a_{\text{eff.ges.opt}}$  der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Betrieb mit Laufradverschmutzung dargestellt. Im Vergleich zum Betrieb ohne Laufradverschmutzung, s. **Bild 16**, sind mit steigender FU-Frequenz vor allem für das Leitschaufelgehäuse höhere Werte zu verzeichnen. Dieses trifft besonders für größere Fördergrade zu. Am unteren Lagergehäuse ist zwar auch eine Anhebung der Werte erkennbar, doch fällt diese wesentlich geringer aus.

**Bild 63** zeigt die normierten Autokorrelationsfunktionen  $\psi_{AKF}/\psi_{AKF.max}$  der Schwingbeschleunigung bei verschmutzten Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$ . Der stochastische Anteil im Schwingbeschleunigungssignal am Leitschaufelgehäuse ist im Vergleich zum Betrieb ohne Laufradverschmutzung, s. **Bild 17**, deutlich größer. Durch die Laufradverschmutzung kommt es zu Strömungsumlenkungen, die schließlich höhere Strömungsgeschwindigkeiten und somit visuell beobachtbare Kavitation bereits im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  auslösen.

In **Bild 49a** sind die Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei Betrieb mit einer Laufradverschmutzung im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  für zehn Einzelmessungen dargestellt. **Bild 49b** zeigt die über zehn Meßzyklen gemittelten Zeiger für drei Betriebspunkte bei 50 Hz und Auftreten einer Laufradverschmutzung. Im Vergleich zum unverschmutzten Betrieb in **Bild 27a** ist die Streuung der Zeiger in **Bild 49a** ähnlich. Es ist jedoch eine deutliche Richtungsänderung erkennbar. Diese Richtungsänderung, s. **Bild 49b**, trifft vor allem auf den Betrieb im Bestpunkt zu. Die Richtungsänderungen für den Betrieb in Teil- und Überlast sind wesentlich geringer, so daß in der Zustandsklassifikation zu prüfen ist, ob dieses Merkmal unabhängig vom Fördergrad verwendet werden kann. Die Ursache für die Richtungsänderungen ist wie beim Auftreten eines luftziehenden Wirbels im veränderten Schwingungszustands am Laufrad und somit an der Welle zu suchen.



## 7 Zustandsklassifikation

### 7.1 Diskriminanzanalyse mit dem Nächster-Nachbar-Klassifikator

Die Klassifikation der zur Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände generierten Merkmale erfolgt mittels der Diskriminanzanalyse [50, 93...97]. Deren Ziel ist die Zuordnung eines durch Merkmale charakterisierten Objekts zu einer Klasse. Das Objekt ist im vorliegenden Fall der durch Messungen erfaßte Betriebszustand der Tauchmotorpumpe. Die zugehörigen Merkmale werden aus den Schwingbeschleunigungen am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse generiert, s. Kap. 3.3. Die sechs zu klassifizierenden Klassen **a...f** sind im einzelnen:

- a** Fehlerfreier Betriebszustand,
- b** Fehlerzustand Kavitation,
- c** Fehlerzustand Luftziehender Wirbel,
- d** Fehlerzustand Laufradverschmutzung,
- e** Kombiniertes Fehlerzustand Luftziehender Wirbel und Kavitation und
- f** Kombiniertes Fehlerzustand Laufradverschmutzung und Kavitation.

Die zur Diskriminanzanalyse benötigten Merkmale für die verschiedenen Betriebszustände werden durch experimentelle Untersuchungen an der Forschungspumpstation generiert, s. Kap. 4...6. Diese Messungen, auch Stichproben genannt, werden bezüglich ihrer Klassenzugehörigkeit geschichtet erhoben, d.h. für jeden zu klassifizierenden Betriebszustand wird eine bestimmte Anzahl von Messungen für verschiedene Betriebspunkte der Tauchmotorpumpe durchgeführt. Die Zustandsklassifikation soll dabei unabhängig vom Betriebspunkt, d.h. vom Fördergrad und von der Drehzahl der Tauchmotorpumpe, erfolgen.

Aufgrund der Stichprobenerhebung für verschiedene Betriebspunkte eines Betriebszustands lassen sich nur schwer Aussagen über die Verteilung der Merkmale treffen. Dieses wird durch den  $\chi^2$ -Verteilungstest bestätigt [92, 93]. Für die Klassifikation wird dadurch der Einsatz von verteilungsfreien Verfahren notwendig. Ein relativ einfaches, verteilungsfreies Verfahren stellt der **Nächster-Nachbar-Klassifikator** dar [94...97].

Der nächste Nachbar vom Merkmalsvektor  $\underline{x}$  ist der Merkmalsvektor  $\underline{x}_d$  mit der geringsten Distanz  $d$  [94]:

$$d(\underline{x}, \underline{x}_d) = \min_{n=1 \dots N} d(\underline{x}, \underline{x}_n) \quad (7.1)$$

mit  $N$  Anzahl der Stichproben.

Die Klassenzugehörigkeit des Merkmalsvektors  $\underline{x}_d$  ist die gesuchte Klasse des Merkmalsvektors  $\underline{x}$ .

Für alle Klassifikationen in dieser Arbeit sollen zwei Merkmale genügen. Dadurch kann die Komplexität der Klassifikation begrenzt werden und eine Transparenz der Entscheidung erhalten bleiben. Diese können durch das Erkennen bestimmter kausaler Zusammenhänge, wie z.B. physikalischer Prozesse, leichter nachvollzogen werden. Die in den erhobenen Stichproben enthaltenen Merkmalsvektoren  $\underline{x}$  bestehen somit aus den generierten Merkmalen  $x_1$  und  $x_2$ :

$$\underline{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} \quad (7.2)$$

mit  $M$  Anzahl der Merkmale in den Merkmalsvektoren, hier  $M = 2$ .

Die Distanz  $d$  wird anhand der EUKLID-Distanz berechnet [50, 94]:

$$d(\underline{x}, \underline{x}_n) = \sqrt{\sum_{m=1}^M (x_m - x_{n,m})^2} = \sqrt{(x_1 - x_{n,1})^2 + (x_2 - x_{n,2})^2} \quad (7.3)$$

mit  $M = 2$ .

Da die Merkmale nicht immer mit derselben Einheit behaftet sind, erfolgt eine vorherige Normierung der Merkmale auf den fehlerfreien Betriebszustand der Tauchmotorpumpe im Bestpunkt.

Eine Erweiterung des Nächster-Nachbar-Klassifikators ist der **k-Nächste-Nachbarn-Klassifikator**. Hier werden nicht nur der nächste Nachbar berücksichtigt, sondern die  $k$  nächsten Nachbarn. Besonders bei relativ großen Gesamtstichproben ist damit eine Verringerung der Fehlerrate möglich. Liegen, wie im vorliegenden Fall, geschichtet erhobene Stichproben vor, wird die Anzahl der  $k$  nächsten Nachbarn einer Klasse auf deren Anzahl der Stichproben  $N$  bezogen [94...97].

## 7.2 Klassifikation der hydraulischen Fehlerzustände

Mit einem Algorithmus werden die in Kap. 3.3. vorgestellten Merkmale hinsichtlich ihrer Klassifikationsgüte für die zu klassifizierenden Betriebszustände, s. Kap. 7.1, miteinander verglichen. Für jeden Betriebszustand und jeden Betriebspunkt werden jeweils 20 Meßdaten als Stichproben für die Klassifikation zur Verfügung gestellt. Es zeigt sich, daß die Fehlerzustände **c** (Luftziehender Wirbel) und **d** (Laufgradverschmutzung) sowie die kombinierten Fehlerzustände **e** und **f** ähnliche Merkmale aufweisen, da sie relativ große Auswirkungen auf das Laufrad und somit das Schwingungsverhalten der Welle haben. Eine Diskriminierung dieser Fehlerzustände gegenüber dem fehlerfreien Betriebszustand und dem Auftreten von Kavitation ohne Kombination mit einem anderen Fehlerzustand läßt sich, wie im folgenden gezeigt, relativ leicht durchführen.

Die Zustandsklassifikation erfolgt stufenweise. Die erste Klassifikation trennt die erfaßten Merkmalsvektoren in folgende zwei Klassen:

- 1 Betriebszustände **ohne** größere Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten der Welle:
  - a Fehlerfreier Betriebszustand und
  - b Fehlerzustand Kavitation,
- 2 Betriebszustände **mit** größeren Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten der Welle:
  - c Fehlerzustand Luftziehender Wirbel,
  - d Fehlerzustand Laufgradverschmutzung,
  - e Kombiniertes Fehlerzustand Luftziehender Wirbel und Kavitation und
  - f Kombiniertes Fehlerzustand Laufgradverschmutzung und Kavitation.

Für die **erste Klassifikation** ergibt sich hinsichtlich einer hohen Klassifikationsgüte ein Merkmalsvektor bestehend aus den zwei Merkmalen:

- Relativer Imaginärteil  $\text{Im}(a_{2fn})/\text{Im}(a_{2fn,opt})$  der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz, s. Kap. 3.3.3 Gl. (3.14), und
- Relativer Effektivwert  $a_{\text{eff},2fU}/a_{\text{eff},2fU,opt}$  der Schwingbeschleunigung bei Polpassierfrequenz, s. Kap. 3.3.3 Gl. (3.11).

**Bild 65a** zeigt den entsprechenden Merkmalsraum für alle Einzelmeßdaten. Die Clusterbildung der beiden Klassen ist deutlich zu erkennen. Zusätzlich ist in dem Merkmalsraum eine aus allen Meßdaten berechnete Diskriminanzkurve dargestellt. Aufgrund der relativ großen Stichprobengröße:

- Klasse 1: 840 Stichproben und
- Klasse 2: 1340 Stichproben

kommt der k-Nächste-Nachbarn-Klassifikator zur Anwendung. Es zeigt sich für die vorliegende Merkmalsverteilung, daß mit  $k = 7$  Nachbarn die höchste Klassifikationsgüte erreicht wird.

Zur Betrachtung der Klassifikationsgüte wird zum einen die **Leaving-one-out-Methode** angewendet und zum anderen eine Aufteilung der Gesamtstichprobe in **Lern- und Teststichprobe** vorgenommen [94, 98]. Bei der als relativ robust geltenden Leaving-one-out-Methode wird nacheinander jeder Merkmalsvektor aus der Gesamtstichprobe entnommen und mit Hilfe der verbleibenden Merkmalsvektoren klassifiziert. Für die erste Klassifikation ergibt sich eine Erkennungsrate von:

- Klasse 1: 837 Stichproben  $\hat{=} 99,64\%$  und
- Klasse 2: 1326 Stichproben  $\hat{=} 98,96\%$ ,

d.h. eine mittlere Erkennungsrate von 99,30%.

Durch Mittelung von jeweils zehn für einen Betriebszustand und Betriebspunkt generierten Merkmalsvektoren kann die Klassifikationsgüte erhöht werden. **Bild 65b** zeigt den Merkmalsraum der gemittelten Meßdaten. Die Stichprobengrößen verringern sich dadurch zu:

- Klasse 1: 84 Stichproben und
- Klasse 2: 134 Stichproben.

Bei der Klassifizierung der gemittelten Meßdaten zeigt sich nun ein gut diskriminierbares Cluster. Die Berücksichtigung von  $k = 1$  Nachbarn genügt, d.h. die Anwendung des Nächster-Nachbar-Klassifikators. Die Erkennungsrate beträgt mit der Leaving-one-out-Methode für beide Klassen 100%.

Bei der Betrachtung der Klassifikationsgüte mittels Lern- und Teststichprobe wird aus den Lerndaten der Klassifikator erstellt und auf die Testdaten angewendet. **Bild 66a** zeigt den Merkmalsraum der Testdaten mit einer aus den Lerndaten erzeugten Diskriminanzkurve. In **Bild 66b** sind die Test- und Lerndaten zur Erhöhung der Zuverlässigkeit des Klassifikationsverfahren miteinander vertauscht. In beiden Fällen beträgt die Erkennungsrate 100%.

Bei der **zweiten Klassifikation** sollen die Fehlerzustände Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung voneinander getrennt werden. Es ergeben sich folgende zwei Klassen:

- 1 Betriebszustände mit Luftziehendem Wirbel
  - c Fehlerzustand Luftziehender Wirbel,
  - e Kombiniertes Fehlerzustand Luftziehender Wirbel und Kavitation und
- 2 Betriebszustände mit Laufradverschmutzung
  - d Fehlerzustand Laufradverschmutzung und
  - f Kombiniertes Fehlerzustand Laufradverschmutzung und Kavitation.

Für die zweite Klassifikation ergibt sich hinsichtlich einer hohen Klassifikationsgüte folgender Merkmalsvektor:

- Relativer Effektivwert  $a_{\text{eff.fn}}/a_{\text{eff.fn.opt}}$  der Schwingbeschleunigung bei Drehfrequenz, s. Kap. 3.3.3 Gl. (3.10), und
- Relativer Imaginärteil  $\text{Im}(a_{2\text{fn}})/\text{Im}(a_{2\text{fn.opt}})$  der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz, s. Kap. 3.3.3 Gl. (3.14).

**Bild 67a** zeigt den Merkmalsraum der Einzelmeßdaten und eine aus allen Meßdaten ermittelten Diskriminanzkurve. Auch hier ist eine relativ gute Diskriminierbarkeit erkennbar. Mit der Leaving-one-out-Methode werden folgende Erkennungsraten erreicht:

- Klasse 1: 140 von 140 Stichproben  $\hat{=} 100\%$  und
- Klasse 2: 1183 von 1200 Stichproben  $\hat{=} 98,58\%$ ,

d.h. eine mittlere Erkennungsrate von 99,29%.

Durch Mittelung von zehn jeweils für einen Betriebszustand und Betriebszustand generierten Merkmalsvektoren ist wiederum eine Erhöhung der Klassifikationsgüte möglich. **Bild 67b** zeigt den Merkmalsraum der gemittelten Meßdaten. Die Stichprobengrößen verringern sich zu:

- Klasse 1: 14 Stichproben und
- Klasse 2: 120 Stichproben.

Bei der Anwendung des Nächster-Nachbar-Klassifikators wird mit der Leaving-one-out-Methode eine Erkennungsrate für beide Klassen von 100% erreicht.

**Bild 68** zeigt die Merkmalsräume der Test- und Lerndaten mit den jeweils aus der anderen Datenmenge erzeugten Diskriminanzkurven. Für den Fall **Bild 68a** beträgt die Erkennungsrate 100%. Für den Fall **Bild 68b** wird ein Merkmalsvektor von 120 aus Klasse 2 nicht erkannt. Die Erkennungsrate beträgt bei diesem Test somit 99,17%. Die mittlere Erkennungsrate für den gesamten Test mit Lern- und Teststichproben beträgt 99,58%.

Die **dritte Klassifikation** soll das Auftreten von Kavitation einzeln, aber auch in Kombination mit andern Fehlerzuständen, erkennen. Dadurch ergeben sich folgende zwei Klassen:

- 1 Betriebszustände **ohne** Kavitation
  - a Fehlerfreier Betriebszustand,
  - c Fehlerzustand Luftziehender Wirbel,
  - d Fehlerzustand Laufradverschmutzung und
- 2 Betriebszustände **mit** Kavitation
  - b Fehlerzustand Kavitation,
  - e Kombiniertes Fehlerzustand Luftziehender Wirbel und Kavitation und
  - f Kombiniertes Fehlerzustand Laufradverschmutzung und Kavitation.

Für diese Klassifikation setzt sich ein Merkmalsvektor mit hoher Klassifikationsgüte wie folgt zusammen:

- Relative Rauschkennzahl  $Rk/Rk_{opt}$  der Schwingbeschleunigung, s. Kap. 3.3.1 Gl. (3.5), und
- Relativer Effektivwert  $a_{eff.425}/a_{eff.425,opt}$  der Schwingbeschleunigung bei der Eigenfrequenz des Leitschaukelgehäuses 425 Hz, s. Kap. 3.3.2 Gl. (3.7).

Da das Auftreten von Kavitation entscheidend vom Betriebspunkt der Tauchmotorpumpe abhängt, siehe Kap. 4, werden zur dritten Klassifikation aus den Meßdaten der Laufradverschmutzung nur diejenigen mit der Verschmutzung durch einen Lappen berücksichtigt. Für die anderen Verschmutzungsfälle sind nur die Meßdaten beim Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  vorhanden. **Bild 69a** zeigt den Merkmalsraum aller Einzelmeßdaten und eine aus den Meßdaten ermittelte Diskriminanzkurve.

Auch hier ist wiederum eine relativ gute Diskriminierbarkeit erkennbar. Mit der Leaving-one-out-Methode werden folgende Erkennungsraten erreicht:

- Klasse 1: 877 von 900 Stichproben  $\hat{=} 97,44\%$  und
- Klasse 2: 907 von 920 Stichproben  $\hat{=} 98,59\%$ ,

d.h. eine mittlere Erkennungsrate von 98,02%.

Durch Mittelung von zehn jeweils für einen Betriebszustand und Betriebspunkt generierten Merkmalsvektoren ist auch bei dieser Klassifikation eine Erhöhung der Klassifikationsgüte möglich. **Bild 69b** zeigt den Merkmalsraum der gemittelten Meßdaten. Die Erkennungsraten erhöhen sich zu:

- Klasse 1: 90 von 90 Stichproben  $\hat{=} 100\%$  und
- Klasse 2: 91 von 92 Stichproben  $\hat{=} 98,91\%$ ,

d.h. einer mittleren Erkennungsrate von 99,46%.

**Bild 70** zeigt die Merkmalsräume der Test- und Lerndaten mit den jeweils aus der anderen Datenmenge erzeugten Diskriminanzkurven. Die Erkennungsraten verringern sich geringfügig. Sie betragen sowohl für den Fall in **Bild 70a** als auch in **Bild 70b** im Mittel 95,58%.

In **Bild 71** ist die Zustandsklassifikation für die Diagnose hydraulischer Fehlerzustände bei axialen Tauchmotorpumpen anhand des Körperschalls in einer Übersicht zusammengefaßt.

## 8 Erstellung eines Diagnosesystems

Ein Diagnosesystem für hydraulische Fehlerzustände an einer axialen Tauchmotorpumpe läßt sich entsprechend den Teilschritten der Zustandsdiagnose, s. **Bild 5**, gliedern in:

- Zustandserfassung,
- Merkmalsgenerierung und
- Zustandsklassifikation.

Bei der **Zustandserfassung** sollen zur Realisierung eines möglichst kostengünstigen Diagnosesystems folgende zwei Beschleunigungsaufnehmer verwendet werden: der erste am Leitschaufelgehäuse und der zweite am unteren Lagergehäuse, s. **Bild 7**. Dabei genügt der Einsatz relativ preisgünstiger Standard-Industrieaufnehmer [49]. Die zur Merkmalsgenerierung benötigten kinematischen Frequenzen erfordern die Kenntnis der Drehfrequenz bzw. der Drehzahl, s. Kap. 3.3.3. Durch die Berechnung der Drehfrequenz aus dem Körperschall kann auf die Installation eines Drehzahlaufnehmers (z.B. Inkrementalgeber) verzichtet werden. Die Meßparameter zur Zustandserfassung sind den Bedingungen des Betriebs der Tauchmotorpumpe mit einem Frequenzumrichter angepaßt, s. Kap. 3.3.1. Die Meßdauer beträgt eine Sekunde für einen Meßzyklus und ca. zehn Sekunden bei Mittelung der Meßdaten, so daß eine relativ schnelle Reaktion auf eingetretene Fehlerzustände erfolgen kann.

Die **Merkmalsgenerierung** erfordert relativ hohe Rechenkapazität des Diagnosesystems. Um die Anforderungen an die Rechenkapazität möglichst gering zu halten, wird auf eine Frequenzanalyse (z.B. mit einer FOURIER-Transformation) verzichtet. Die frequenzselektive Effektivwertbildung erfolgt mittels der digitalen Filterung, s. Kap. 3.3.2 und 3.3.3. Diese ist im vorliegenden Fall am effizientesten mit der IIR-Filterung zu realisieren, da sie im Vergleich zur FIR-Filterung bei vergleichbarer Dämpfung weniger Koeffizienten benötigt, s. Kap. 3.3.2. Der eingesetzte BUTTERWORTH-Filter besitzt eine monotone und relativ glatte Verstärkungscharakteristik, so daß kaum Signalverfälschungen auftreten [69, 70]. Da IIR-Filter zu deutlichen Veränderungen der Phasenwinkel führen, erfolgt die Filterung für die



Phasenbestimmung nicht mit digitaler Filterung, sondern mittels der Kreuzkorrelationsfunktion, s. Kap. 3.3.3.

Der zur **Zustandsklassifikation** eingesetzte Nächster-Nachbar-Klassifikator, s. Kap. 7, stellt eine relativ einfache verteilungsfreie Verfahren dar. Es werden zwar alle der Klassifikation zugrunde liegenden Merkmale zur Berechnung verwendet, doch kann durch Verwendung gemittelter Meßdaten die benötigte Berechnungs- und Speicherkapazität des Diagnosesystems so gering wie möglich gehalten werden. So genügt jeweils ein Merkmalsvektor für jeden Betriebszustand und Betriebspunkt. Die Anzahl der Betriebspunkte, die der Klassifikation zugrunde gelegt werden, ist im Feldtest zu ermitteln. Die Ergebnisse an der Forschungspumpstation lassen eine weitere Verringerung der gemessenen Betriebspunkte vermuten.

Zur Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände ist keine Bestimmung des Betriebspunkts erforderlich. Das Diagnosesystem benötigt daher keine weitere Sensorik. Die Zustandklassifikation erfolgt unabhängig vom Fördergrad und der Drehzahl. Zur Merkmalsgenerierung aus kinematischen Frequenzen, wie z.B. der Drehfrequenz und ihrer Harmonischen, wird zwar die Drehzahl benötigt, jedoch kann diese aus dem Beschleunigungssignal am unteren Lagergehäuse ermittelt werden, s. Kap. 3.3.3.

Durch Reduzierung der Sensoren ist eine Verringerung der Investitionskosten des Diagnosesystems möglich. Die Diagnose der Fehlerzustände mit den größeren Auswirkungen auf die Tauchmotorpumpe, Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung, ist nur durch den Beschleunigungsaufnehmer am unteren Lagergehäuse möglich. Dieser Aufnehmer wird mit zunehmendem Maße für die Diagnose bauteilbedingter Fehlerzustände, wie z.B. der Lager, verwendet und ist insofern bereits vorgesehen. Der am Leitschaufelgehäuse montierte Beschleunigungsaufnehmer ist nur zur Diagnose von Kavitation erforderlich. Ist diese Diagnose nicht beabsichtigt, kann auf diesen Aufnehmer verzichtet werden.

## 9 Kritische Betrachtungen der Ergebnisse

Bei der Betrachtung der in der vorliegenden Arbeit erlangten Ergebnisse zur Diagnose von hydraulischen Fehlerzustände müssen einige kritische Anmerkungen erfolgen. So liegen den Ergebnissen nur die experimentellen Untersuchungen an einer einzigen axialen Tauchmotorpumpe zugrunde. Die Spektren der Schwingbeschleunigungen von baugleichen Kreiselpumpen können z.B. durch Fertigungstoleranzen voneinander abweichen. Die Auswahl und Generierung der Merkmale zur Zustandsdiagnose erfolgt deshalb hinsichtlich fehlerspezifischer Signifikanzen, wie z.B. eines höheren stochastischen Signalanteils bei Kavitation. Es ist daher davon auszugehen, daß die Ergebnisse auch bei baugleichen Tauchmotorpumpen zutreffen. Eine Validierung kann allerdings nur durch experimentelle Untersuchungen an baugleichen Tauchmotorpumpen erfolgen.

Die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Baugrößen der untersuchten axialen Tauchmotorpumpe ist aufgrund der fehlerspezifischen Ausrichtung der Merkmale zu vermuten. Hier ist wiederum eine Validierung nur durch experimentelle Untersuchungen erforderlich. Es ist davon auszugehen, daß die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Pumpenbauarten, z.B. auf radiale Tauchmotorpumpen, gegeben ist. Dieses sollte allerdings erst durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden.

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit beruhen nur auf experimentellen Untersuchungen an der Tauchmotorpumpe der Forschungspumpstation und nicht an Tauchmotorpumpen im Praxisfall, wie z.B. im Schöpfwerk. So werden andere mögliche Schwingungsquellen, wie z.B. von der Rückschlagklappe oder Bauwerksresonanzen, bisher nicht berücksichtigt. Außerdem liegen keine Erfahrungen bei der Diagnose von hydraulischen Fehlerzuständen im Parallelbetrieb von Tauchmotorpumpen vor. Die Schwingungen von anderen Maschinen, aber auch von bauteilbedingten Fehlerzuständen an der Tauchmotorpumpe, überlagern sich dem Körperschall und stellen die Diagnosealgorithmen auf die Probe.

Für den Praxisfall ist der Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaufelgehäuse aufgrund der einfachen Montage innerhalb der Tauchmotorpumpe zu installieren. Dies erfordert einen relativ kleinen Beschleunigungsaufnehmer, der als Standard-Industrieaufnehmer erhältlich ist. Durch die von außen nach innen verlegte Position des Aufnehmers ist von einem veränderten Spektrum der Schwingbeschleunigung auszugehen. Da dieser Aufnehmer ausschließlich der Kavitationsdiagnose dient und diese auf der Bewertung des stochastischen Signalanteils beruht, kann von einer Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die veränderte Position des Aufnehmers ausgegangen werden.

Ein weiterer kritischer Punkt ist die Anzahl der Messungen. Obwohl den Ergebnissen insgesamt ca. 2200 Meßzyklen zugrunde liegen, stehen z.B. zur Klassifikation zwischen dem Fehlerzustand Luftziehender Wirbel und dem kombinierten Fehlerzustand Luftziehender Wirbel mit Kavitation nur eine relativ geringe Anzahl von Meßzyklen zum Lernen des Klassifikators zur Verfügung. Eine Mittelung über 100 Meßzyklen anstatt über zehn Meßzyklen würde zwar die Klassifikationsgüte weiter erhöhen, doch ist eine Meßzeit von 100 s für eine schnelle Reaktion bedeutend zu lang.

## 10 Schlußfolgerungen und Ausblick

Eine Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände Kavitation, Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung ist anhand des Körperschalls realisierbar. Ähnlich wie bei der Diagnose von bauteilbedingten Fehlerzuständen wie der Wälzlagerdiagnose wird der Körperschall mit Hilfe von Beschleunigungsaufnehmern erfaßt. Diese sind an der untersuchten axialen Tauchmotorpumpe am Leitschaufelgehäuse und am unteren Lagergehäuse radial montiert.

Die an der Forschungspumpstation aufgebaute Meßkette zur Erfassung der Schwingbeschleunigung ist an den Betrieb der Tauchmotorpumpe mit Frequenzumrichter angepaßt. Durch eine Tiefpaßfilterung des Schwingbeschleunigungssignals können die meisten Störungen, die aufgrund der Taktfrequenz des Frequenzumrichters bei ca. 4 kHz liegen, gedämpft werden.

Der Körperschall setzt sich aus breitbandigem Rauschen und Einzelfrequenzen zusammen. Diese Einzelfrequenzen können strukturdynamischer oder rotordynamischer Herkunft sein. Um weitestgehend von Fertigungstoleranzen und von Störungen durch den Frequenzumrichterbetrieb unabhängig zu sein, werden die Merkmale zur Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände fehlerspezifisch aus den Bestandteilen des Körperschalls generiert. Dies ermöglicht die Übertragung der Ergebnisse auch auf baugleiche Tauchmotorpumpen, aber auch auf andere Baugrößen und Bauarten.

Zur Ermittlung der strukturdynamischen Einzelfrequenzen werden dazu an der Tauchmotorpumpe die wichtigsten Eigenfrequenzen vom Leitschaufelgehäuse und von der Einlaufdüse ermittelt. Diese Eigenfrequenzen aber auch das breitbandige Rauschen werden vor allem durch den Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaufelgehäuse erfaßt. Das breitbandige Rauschen, das sich durch den stochastischen Signalanteil im Schwingbeschleunigungssignal ausdrückt, wird mit einer Rauschkennzahl auf der Grundlage der Autokorrelationsfunktion determiniert. Schlußfolgernd ist festzustellen, daß die Rauschkennzahl ein signifikantes Merkmal zur Diagnose von Kavitation darstellt.

Die rotordynamischen Einzelfrequenzen werden durch den Beschleunigungsaufnehmer am unteren Lagergehäuse der Tauchmotorpumpe erfaßt. Neben dem Betrag der Schwingbeschleunigung für die Drehfrequenz, der zweiten Harmonischen und der Polpassierfrequenz wird der Phasenwinkel der zweiten Drehzahlharmonischen ermittelt, so daß diese als Schwingbeschleunigungszeiger dargestellt werden kann. Der Imaginärteil dieses Schwingbeschleunigungszeigers liefert ein wichtiges Merkmal zur Klassifizierung der Fehlerzustände Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung. Die zur Generierung der rotordynamischen Merkmale benötigte Drehfrequenz wird aus dem Beschleunigungssignal am unteren Lagergehäuse ermittelt.

Zur Zustandsklassifikation werden zu jedem Betriebszustand, d.h. sowohl zum fehlerfreien Betriebszustand als auch zu den verschiedenen Fehlerzuständen, für verschiedene Betriebspunkte, d.h. fördergrad- und drehzahlvariabel, Merkmale generiert. Da die Merkmale nicht in einer bekannten Verteilung vorliegen, kommt der verteilungsfreie Nächster-Nachbar-Klassifikator zur Anwendung. Dieser erfordert zwar das Vorliegen von Merkmalen zu jedem Betriebszustand und Betriebspunkt, jedoch ist mit einer entsprechenden Mittelung der Merkmale sowohl eine Erhöhung der Klassifikationsgüte als auch eine Verringerung der Anzahl zur Klassifikation zugrunde liegenden Merkmale möglich.

Bei der Zustandsklassifikation erweist es sich als günstig, Fehlerzustände mit ähnlichen Merkmalen gemeinsam zu klassifizieren. So führen die Fehlerzustände Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung und deren kombinierte Fehlerzustände mit Kavitation zu verstärkten Laufrad- und Wellenschwingungen. Diese Fehlerzustände unterscheiden sich somit deutlich vom fehlerfreien Betrieb und dem Fehlerzustand Kavitation, aber ohne luftziehenden Wirbel oder Laufradverschmutzung. Für diese Fehlerzustände genügen zur Klassifikation folgende aus dem Beschleunigungssignal am unteren Lagergehäuse generierten Merkmale:

- Relativer Effektivwert der Schwingbeschleunigung bei Drehfrequenz,
- Relativer Imaginärteil der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz und
- Relativer Effektivwert der Schwingbeschleunigung bei Polpassierfrequenz.

Die Kavitation läßt sich sowohl einzeln als auch kombiniert auftretend anhand folgender aus dem Beschleunigungssignal am Leitschaukelgehäuse generierter Merkmale klassifizieren:

- Relative Rauschkennzahl der Schwingbeschleunigung und
- Relativer Effektivwert der Schwingbeschleunigung bei der Eigenfrequenz des Leitschaukelgehäuses.

Schlußfolgernd läßt sich feststellen, daß die Diagnose der hydraulischen Fehlerzustände Kavitation, Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung anhand des Körperschalls erfolgreich zu realisieren ist. Die für ein Diagnosesystem erforderlichen Grundlagen werden für die Teilgebiete Zustandserfassung, Merkmalsgenerierung und Zustandsklassifikation zusammengetragen.

Als Ausblick sind die Erfahrungen zur Diagnose hydraulischer Fehlerzustände zu Feldtestversuchen in ein Diagnosesystem für bauteilbedingte Fehlerzustände einzubinden. Dabei kann ein zur Lagerdiagnose installierter Beschleunigungsaufnehmer am unteren Lagergehäuse gleichzeitig zur Diagnose der Fehlerzustände Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung installiert werden. Für die Diagnose von Kavitation ist allerdings ein weiterer Beschleunigungsaufnehmer am Leitschaukelgehäuse vorzusehen.

Durch Feldtestversuche aber auch durch weitere experimentelle Untersuchungen im Labor sind folgende Übertragbarkeiten der Forschungsergebnisse zu überprüfen:

- Übertragbarkeit auf Tauchmotorpumpen der gleichen Bauart und Baugröße,
- Übertragbarkeit auf Tauchmotorpumpen der gleichen Bauart aber anderer Baugröße und
- Übertragbarkeit auf Tauchmotorpumpen einer anderen Bauart, wie z.B. eine radiale Tauchmotorpumpe.

Für eine weitere Forschung ist z.B. die Betrachtung der Wellenschwingungen durch zwei radial um  $90^\circ$  versetzt angeordnete Beschleunigungsaufnehmer erfolgversprechend. Da die axialen Tauchmotorpumpen keine ausgeprägte Hauptschwingungsrichtung vorweisen, erfolgt bei Laufradverschmutzung ein Drehen der Hauptschwingungsrichtung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Dieses Drehen ist durch zwei Beschleunigungsaufnehmer zuverlässiger erfaßbar.

## 11 Zusammenfassung

Zur Reduzierung der Lebenszykluskosten werden Tauchmotorpumpen heute in zunehmendem Maße mit Diagnosesystemen ausgestattet. Die zur Diagnose von bauteilbedingten Fehlerzuständen bereits existierenden Erfahrungen und Anwendungen auf der Grundlage des Körperschalls werden in der vorliegenden Arbeit auf die Diagnose von hydraulischen Fehlerzuständen bei axialen Tauchmotorpumpen ausgeweitet.

An der Forschungspumpstation mit einer axialen Tauchmotorpumpe werden die hydraulischen Fehlerzustände Kavitation, Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung sowie kombinierte Fehlerzustände simuliert. Der Betriebspunkt der Tauchmotorpumpe wird dabei fördergrad- und drehzahlvariabel eingestellt. Aus dem Körperschall, den Beschleunigungsaufnehmer sowohl am Leitschaufelgehäuse als auch am unteren Lagergehäuse erfassen, werden Merkmale zur Diagnose der Fehlerzustände generiert.

Für die hydraulischen Fehlerzustände zeigen sich typische Merkmale. So führt Kavitation zu breitbandigem Rauschen und somit zu einem höheren stochastischen Signalanteil der Schwingbeschleunigung am Leitschaufelgehäuse. Die Fehlerzustände Luftziehender Wirbel und Laufradverschmutzung führen beide zu verstärkten Laufrad- und Wellenschwingungen. Dies wird besonders durch die erhöhten Schwingbeschleunigungsamplituden am unteren Lagergehäuse bei der Polpassierfrequenz deutlich. Zur Unterscheidung zwischen luftziehendem Wirbel und Laufradverschmutzung eignet sich besonders die am unteren Lagergehäuse erfaßte und als Zeiger aufgetragene Schwingbeschleunigung der zweiten Drehzahlharmonischen.

Die Zustandsklassifikation erfolgt durch das verteilungsfreie Verfahren Nächster-Nachbar-Klassifikator in Abhängigkeit von fehlerspezifischen Signifikanzen. So werden zunächst der luftziehende Wirbel und die Laufradverschmutzung, d.h. die Fehlerzustände mit relativ großen Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten der Welle anhand des Körperschalls am unteren Lagergehäuse klassifiziert. Der Fehlerzustand Kavitation ist sowohl einzeln als auch kombiniert mit anderen Fehlerzuständen anhand derselben Merkmale am Leitschaufelgehäuse klassifizierbar.

## 12 Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bedeutung
$a$	$m/s^2$	Schwingbeschleunigung
$\hat{a}$	$m/s^2$	Schwingbeschleunigungsamplitude
$a_{\text{eff.ges}}$	$m/s^2$	Gesamteffektivwert der Schwingbeschleunigung
$a_{\text{eff.ges.opt}}$	$m/s^2$	Gesamteffektivwert der Schwingbeschleunigung im Bestpunkt der Tauchmotorpumpe
$a_{\text{eff.fn}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für die Drehfrequenz
$a_{\text{eff.fn.opt}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für die Drehfrequenz im Bestpunkt der Tauchmotorpumpe
$a_{\text{eff.2fn}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für die zweite Harmonische der Drehfrequenz
$a_{\text{eff.2fFU}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für die Polpassierfrequenz
$a_{\text{eff.2fFU.opt}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für die Polpassierfrequenz im Bestpunkt der Tauchmotorpumpe
$a_{\text{eff.425}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für Eigenfrequenzen des Leitschaufelgehäuses
$a_{\text{eff.425.opt}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für Eigenfrequenzen des Leitschaufelgehäuses im Bestpunkt der Tauchmotorpumpe
$a_{\text{eff.1250}}$	$m/s^2$	Effektivwert der Schwingbeschleunigung für Eigenfrequenzen der Einlaufdüse
$a_{\text{fn}}$	$m/s^2$	Bandpaßgefiltertes ( $0,75 \cdot f_n \dots 1,25 \cdot f_n$ ) Schwingbeschleunigungssignal für die Drehfrequenz
$a_{2\text{fn}}$	$m/s^2$	Bandpaßgefiltertes ( $0,75 \cdot 2 \cdot f_n \dots 1,25 \cdot 2 \cdot f_n$ ) Schwingbeschleunigungssignal für die zweite Harmonische der Drehfrequenz
$a_{2\text{fFU}}$	$m/s^2$	Bandpaßgefiltertes ( $0,75 \cdot 2 \cdot f_{\text{FU}} \dots 1,25 \cdot 2 \cdot f_{\text{FU}}$ ) Schwingbeschleunigungssignal für die Polpassierfrequenz
$a_{425}$	$m/s^2$	Bandpaßgefiltertes (400...440 Hz) Schwingbeschleunigungssignal für Eigenfrequenzen des Leitschaufelgehäuses



<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$a_{1250}$	$m/s^2$	Bandpaßgefiltertes (1180...1300 Hz) Schwingbeschleunigungssignal für Eigenfrequenzen der Einlaufdüse
$b$	-	Sinussignal
$d$	m	EUKLID-Distanz zwischen Merkmalsvektoren
$d_1$	m	Durchmesser am Pumpeneintritt
$f_D$	1/s	Drehklang
$f_n$	1/s	Drehfrequenz
$f_{FU}$	1/s	Frequenzumrichterfrequenz, FU-Frequenz
$f_{2fFU}$	1/s	Polpassierfrequenz
$f_{La-Le}$	1/s	Interaktionsfrequenz zwischen Lauf- und Leitschaufeln
$Fr$	-	FROUDE-Zahl
$g$	$m/s^2$	Fallbeschleunigung
$H$	m	Förderhöhe
$H_{A1}$	m	Energiehöhe der Förderflüssigkeit am Anlageneintritt
$H_{J,A1,1}$	m	Verlusthöhe vom Anlageneintritt bis zum Pumpeneintritt
$H_{opt}$	m	Bestförderhöhe
$H_1$	m	Energiehöhe der Förderflüssigkeit am Pumpeneintritt
$Im(a_{2fn})$	$m/s^2$	Imaginärteil des Schwingbeschleunigungssignals für die zweite Harmonische der Drehfrequenz
$Im(a_{2fn,opt})$	$m/s^2$	Imaginärteil des Schwingbeschleunigungssignals für die zweite Harmonische der Drehfrequenz im Bestpunkt der Tauchmotorpumpe
$k$	-	Anzahl der nächsten Nachbarn eines Merkmalsvektors
$M$	-	Anzahl der Merkmale im Merkmalsvektor
$n$	1/min	Drehzahl
$n_r$	1/min	Auslegungsdrehzahl (rating)
$n_s$	1/min	Spezifische Drehzahl
$N$	-	Anzahl der Stichproben
$NPSH$	m	Netto Positive Saughöhe
$NPSHA$	m	Vorhandener (available) $NPSH$ -Wert
$NPSHR$	m	Erforderlicher (required) $NPSH$ -Wert
$p_{amb}$	Pa	Atmosphärischer Druck (ambient)

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$p_v$	Pa	Dampfdruck des Förderguts (vapour)
$P_{\text{mot}}$	W	Leistungsaufnahme des Antriebs
$P_u$	W	Pumpen-Förderleistung
$Q$	m <sup>3</sup> /s	Förderstrom
$Q_{\text{opt}}$	m <sup>3</sup> /s	Bestförderstrom
$Q/Q_{\text{opt}}$	-	Fördergrad
$\text{Re}(a_{2\text{fn}})$	m/s <sup>2</sup>	Realteil des Schwingbeschleunigungssignals für die zweite Harmonische der Drehfrequenz
$Rk$	-	Rauschkennzahl
$Rk_{\text{opt}}$	-	Rauschkennzahl im Bestpunkt der Tauchmotorpumpe
$t$	s	Zeit
$t_v$	s	Zeitverschiebung
$T$	s	Meßzeit
$u$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Schaufeleintritt
$v$	m/s	Absolutgeschwindigkeit am Schaufeleintritt
$v_1$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit am Pumpeneintritt
$w$	m/s	Relativgeschwindigkeit am Schaufeleintritt
$\underline{x}$	-	Merkmalsvektor
$\underline{x}_d$	-	Merkmalsvektor mit der geringsten Distanz $d$ zum Merkmalsvektor $\underline{x}$
$x_1, x_2$		Merkmale des Merkmalsvektors $\underline{x}$
$z_{A1}$	m	Geodätische Höhe des Anlageneintritts
$(z_{A1}-z_E)_{\text{min}}$	m	Mindestüberdeckung zur Verhinderung von luftziehenden Wirbeln
$(z_{A1}-z_E)_{\text{min}}/d_1$	-	Relative Mindestüberdeckung zur Verhinderung von luftziehenden Wirbeln
$z_D$	m	Geodätische Höhe der <i>NPSH</i> -Bezugsebene
$z_{La}$	-	Schaufelzahl
$z_{Le}$	-	Leitschaufelzahl

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\varphi (2f_n)$	°	Phasenwinkel der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz
$\eta_{gr}$	-	Gesamtwirkungsgrad des Pumpenaggregats
$\eta_{gr.max}$	-	Maximaler Gesamtwirkungsgrad des Pumpenaggregats
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids
$\rho_1$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Förderguts am Pumpeneintritt
$\psi_{AKF}$	-	Autokorrelationsfunktion
$\psi_{AKF.eff}$	-	Effektivwert der Autokorrelationsfunktion
$\psi_{AKF.max}$	-	Spitzenwert der Autokorrelationsfunktion
$\psi_{KKF}$	-	Kreuzkorrelationsfunktion
$\xi_k$	-	Einbauteil-Druckverlustzahl

## 13 Literatur

1. Landesumweltamt Brandenburg: Grundlagen für die wasserwirtschaftliche Rahmen- und Bewirtschaftungsplanung im Oderbruch. Studien und Tagungsberichte Band 31, Potsdam 2001.
2. DIN 1184 Teil 1: Schöpfwerke/Pumpwerke, Planung, Bau und Betrieb. Berlin: Beuth 1992.
3. KSB AG: Kreiselpumpen Lexikon. 3. Aufl. Frankenthal 1989.
4. DIN 1184 Teil 2: Schöpfwerke/Pumpwerke, Kreiselpumpen für Betrieb mit Rechen, Richtlinien für die Planung. Berlin: Beuth 1992.
5. SPRINGER, P.; KOCHANOWSKI, W.: Einsatz von Propellerpumpen in der Umwelttechnik. In: Pumpentagung Karlsruhe 1996, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt 1996.
6. BROCKHAUS – Die Enzyklopädie. 20., überarb. und aktualisierte Aufl. Leipzig, Mannheim: BROCKHAUS 1997.
7. SERYCZYNSKI, J.; PRANGENBERG, M.: Pumpenüberwachung – kostengünstig und flexibel durch integrierte Mikroelektronik. In: Pumpentagung Karlsruhe 1996, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt 1996.
8. FRIEDRICHSEN, U.: Untersuchungen zur Betriebsautomation von Schöpfwerken. Dissertation TU Berlin, VDI Fortschritt-Berichte 8/338, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.
9. KALLWEIT, S.: Untersuchungen zur Erstellung wissensbasierter Fehlerdiagnosesysteme für Kreiselpumpen. Dissertation TU Berlin 1994.
10. HOLZHÜTER, E.: Lebenszykluskosten, ein Paradigmenwechsel für Hersteller und Betreiber von Pumpen. In: Pumpen und Kompressoren aus Deutschland mit Druckluft- und Vakuumtechnik 2000, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA Frankfurt S. 10-17.
11. RICHTER, H.: Abwasserpumpwerke: Ein Gesamtkonzept zur Minimierung laufender Betriebskosten. In: WLB – Wasser, Luft und Boden, Zeitschrift für Umwelttechnik Band 45 Heft 6 (2001) S. 36-39.
12. KLEIN, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. 2. Aufl. Düsseldorf: Stahleisen 2000.
13. KOLERUS, J.: Zustandsüberwachung von Maschinen. 3. Aufl. Renningen-Malmsheim: expert 2000.

14. STURM, A.; FÖRSTER, R.: Maschinen- und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung. Stuttgart: Teubner 1990.
15. ISERMANN, R.: Moderne Methoden der Überwachung und Fehlerdiagnose, Eine Übersicht. In: Überwachung und Fehlerdiagnose, Moderne Methoden und ihre Anwendungen bei technischen Systemen, ISERMANN, R. (Hrsg.), Düsseldorf: VDI Verlag 1994.
16. MELTZER, G.: Stand und Tendenzen der Schwingungsüberwachung und –diagnostik / Innovative Diagnosetechnik. In: Schwingungsüberwachung und –diagnose von Maschinen und Anlagen, VDI-Schwingungstagung ,99, VDI-Berichte 1466, Düsseldorf: VDI Verlag 1999.
17. DIN EN 13306: Begriffe der Instandhaltung. Berlin: Beuth 2001.
18. DIN 31051: Instandhaltung, Begriffe und Maßnahmen. Berlin: Beuth 1985.
19. VDI 2888: Zustandsorientierte Instandhaltung. Berlin: Beuth 1999.
20. CREMER, L.; HECKL, M.: Körperschall, Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. 2., völlig neu bearb. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1996.
21. KOLLMANN, F. G.: Maschinenakustik, Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung. 2., Neubearb. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2000.
22. HECKL, M.: Physikalische Grundlagen. In: Taschenbuch der Technischen Akustik, HECKL, M.; MÜLLER, H. A. [Hrsg.] 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1994.
23. E DIN ISO 13373-1: Schwingungs-Zustandsüberwachung von Maschinen, Allgemeine Anleitungen. Entwurf Berlin: Beuth 2001.
24. DIN ISO 10816-1: Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen, Allgemeine Anleitungen. Berlin: Beuth 1997.
25. DIN ISO 7919-1: Messung und Bewertung von Wellenschwingungen, Allgemeine Anleitungen. Berlin: Beuth 1997.
26. STRACKELJAN, J.: Klassifikation von Schwingungssignalen mit Methoden der unscharfen Mustererkennung. Dissertation TU Clausthal, Clausthal : 1993.
27. GEROPP, B.: Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse. Dissertation RWTH Aachen, Aachen: Verlag der Augustinus Buchhandlung 1995.

28. BURTH, M.: Fehlererkennung an Universalmotoren bei stationärem und instationärem Lauf. Dissertation TU Berlin, Berlin: Verlag Dr. KÖSTER 1998.
29. KRICHEL, W.: Klassifikation von Klopfsignalen eines Körperschallsensors bei Ottomotoren mit Methoden der Mustererkennung. Dissertation RWTH Aachen, Aachen: Kartographie und Druck Peter LIST 1990.
30. BOSSMEYER, T. M.: Ein Beitrag zur Beschreibung und Erkennung von Klopfen bei Ottomotoren. Dissertation Ruhr-Universität Bochum, Aachen: Shaker 1992.
31. ORTMANN, S. E.: Analyse von Körperschallsignalen zur Erkennung von Motor-klopfen mittels topologie-selbstanpassender neuronaler Klassifikation. Dissertation TU Darmstadt, Herdecke: GCA-Verlag 1999.
32. LEYH, T.; TIELSCH, P.: Stationäres Maschinendiagnosesystem im Kraftwerk Schwarze Pumpe. In: Schwingungsüberwachung und –diagnose von Maschinen und Anlagen, VDI-Schwingungstagung 99, VDI-Berichte 1466, Düsseldorf: VDI Verlag 1999.
33. NOACK, A.: Zustandsorientierte Instandhaltung an Tagebaugeräten. In: Maintenance Ideas, Von der technischen Diagnose zur betriebswirtschaftlichen Prognose, VDI/VDEh-Forum Instandhaltung & AKIDA 2000, VDI-Berichte 1554, Düsseldorf: VDI Verlag 2000.
34. CASELITZ, P.; GIEBHARDT, J.: Schwingungsüberwachung und Fehlerfrüh-erkennung in Windkraftanlagen. In: Schwingungsüberwachung und –diagnose von Maschinen und Anlagen, VDI-Schwingungstagung 99, VDI-Berichte 1466, Düsseldorf: VDI Verlag 1999.
35. NOLD, S.: Wissensbasierte Fehlererkennung und Diagnose mit den Fall-beispielen Kreiselpumpe und Drehstrommotor. Dissertation TH Darmstadt, VDI Fortschritt-Berichte 8/273, Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.
36. YANG, F.-J.: Untersuchung der Anwendbarkeit von Simulationsmodellen für die On-Line Fehlerdiagnose an Kreiselpumpen. Dissertation TU Berlin, Berlin: 1991.
37. HAWIBOWO, S.: Sicherheitstechnische Abschätzung des Betriebszustandes von Pumpen zur Schadensfrüherkennung. Dissertation TU Berlin, Berlin: 1997.
38. KENULL, T.: Zustandsdiagnose an Kreiselpumpen anhand instationärer Schwankungen der Motorstromaufnahme. Dissertation TU Braunschweig, Mitteilungen des PFLEIDERER-Instituts für Strömungsmaschinen Heft 7, Braunschweig: 1999.

39. POHL, U.: Schwingungsdiagnostische Untersuchungen an vertikalen Pumpen. Dissertation TH Zittau, Zittau: 1996.
40. KAFKA, T.: Aufbau eines Störungsfrüherkennungssystems für Pumpen der Verfahrenstechnik mit Hilfe Maschinellen Lernens. Dissertation Universität Kaiserslautern 1999.
41. MICHAELSEN, A.: Untersuchungen zur automatischen Diagnose von Kreiselpumpen mit Verfahren der Signalanalyse und Mustererkennung. Dissertation TU Hamburg-Harburg, Aachen: Shaker 1999.
42. DECKERS, J.: Entwicklung einer Low-Cost-Körperschallsensorik zur Überwachung des Verschleißverhaltens von wälz- und gleitgelagerten Kreiselpumpen kleiner Leistung. Dissertation Gerhard Mercator Universität Duisburg, VDI Fortschritt-Berichte 11/300, Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
43. KOLLMAR, D.: Störungsfrüherkennung an Kreiselpumpen mit Verfahren des maschinellen Lernens. Dissertation Universität Kaiserslautern, SAM Forschungsberichte, Universität Kaiserslautern 2002.
44. HUHN, D.: Störungsfrüherkennung an wellendichtungslosen Pumpen durch bauteilintegrierte Sensorik. Dissertation Universität Kaiserslautern, SAM Forschungsberichte, Universität Kaiserslautern 2001.
45. DIN EN 12723: Flüssigkeitspumpen, Allgemeine Begriffe für Pumpen und Pumpenanlagen, Definitionen, Größen, Formelzeichen und Einheiten. Berlin: Beuth 2000.
46. KSB AG: Amacan P, Baureihenheft, Typ PA4 600-350. Geschäftsbereich Pumpen, Wasserwirtschaftstechnik, Halle 1996.
47. KSB AG: Amacan P, Produktbroschüre. Geschäftsbereich Pumpen, Wasserwirtschaftstechnik, Halle.
48. RUHM, K.: Messung mechanischer Schwingungen. In: Handbuch der industriellen Meßtechnik, PROFOS, P. [Hrsg.], 6., durchge. und korr. Aufl. Essen: Vulkan-Verlag 1994.
49. DIN 45661: Schwingungsmeßeinrichtungen, Begriffe. Berlin: Beuth 1998.
50. HOFFMANN, R.: Signalanalyse und -erkennung, Eine Einführung für Informationstechniker. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1998.
51. RICHTER, W.: Elektrische Meßtechnik, Grundlagen. 3., bearb. Aufl. Berlin: Verlag Technik 1994.

52. PCB Piezotronics, Inc.: Industrial ICP<sup>®</sup> Accelerometer, Model 627A11, Installation and Operating Manual. New York, USA 1999.
53. PCB Piezotronics, Inc.: 4-Channel Signal Conditioner with Selectable Gain, Model F482A16, Operating Guide. New York, USA 1997.
54. Data Translation GmbH: 8-poliger Butterworth-Filter, Modul AAF-2F/B-A, Bedienungsanleitung. Bietigheim-Bissingen 2001.
55. National Instruments<sup>™</sup>: E Series Multifunction I/O, PCI 6071E, Specifications. Austin, USA 2001.
56. SCHLITGEN, R.: Einführung in die Statistik, Analyse und Modellierung von Daten. 4., überarb. und erw. Aufl. München, Wien: Oldenbourg 1993.
57. DIN ISO 5348: Mechanische Schwingungen und Stöße, Mechanische Ankopplung von Beschleunigungsaufnehmern. Berlin: Beuth 1999.
58. GÜLICH, J. F.: Kreiselpumpen, Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1999.
59. HENN, H. et al.: Ingenieurakustik, Grundlagen, Anwendungen und Verfahren. 3. Aufl. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 2001.
60. LIPS, W.: Strömungsakustik in Theorie und Praxis, Anleitungen zur lärmarmen Projektierung von Maschinen und Anlagen. 2., aktual. und erw. Aufl. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag 1997.
61. STÜBER, B. et al.: Strömungsgeräusche. In: Taschenbuch der Technischen Akustik, HECKL, M.; MÜLLER, H. A. [Hrsg.] 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1994.
62. National Instruments<sup>™</sup>: LabVIEW<sup>™</sup>, Measurement and Automation Software. Version 6.0.2, Austin, USA 2001.
63. Danfoss A/S: Frequenzumrichter VLT<sup>®</sup> 6000 HVAC, Produkthandbuch. Nordborg, Dänemark 2001.
64. LÜLF, G.: Ein Beitrag zur Erfassung und Bewertung von Reibvorgängen mit Hilfe von Beschleunigungsmessungen. Dissertation Gerhard Mercator Universität Duisburg 1993.
65. GASCH, R.; KNOTHE, K.: Strukturdynamik, Band 1, Diskrete Systeme. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1987.
66. IRRETIER, H.: Grundlagen der Schwingungstechnik 1, Kinematik, Modellbildung, Systeme mit einem Freiheitsgrad. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 2000.



67. NATKE, H. G.: Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, Identifikation schwingungsfähiger elastomechanischer Systeme. 3., überarb. Aufl., Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1992.
68. Physik Instrumente: Piezoelektrischer Translator P-840.10, Produktbeschreibung. Karlsruhe 2001.
69. OPPENHEIM, A. V.; SCHAFER, R. W.: Zeitdiskrete Signalverarbeitung. 2., neu übers. und überarb. Aufl. München, Wien: Oldenbourg 1989.
70. STEARNS, S. D.; HUSH, R. H.: Digitale Verarbeitung analoger Signale, Digital Signal Analysis. 6., überarb. und erw. Aufl. München, Wien: Oldenbourg 1994.
71. GASCH, R. et al.: Rotordynamik. 2., vollst. Neubearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2002.
72. WEIGEL, M.: Neue Verfahren zur Erkennung und Überwachung von Änderungen im Schwingungsverhalten von Turbosätzen. In: Schwingungen in rotierenden Maschinen V, IRRETIER, H. et al. (Hrsg.), Tagung SIRM-2001 in Wien, Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 2001.
73. WIRTH, R.: Einflüsse auf die Zuverlässigkeit von Schwingungsdiagnoseverfahren an Wälzlagern. Dissertation TH Zittau, Zittau 1994.
74. MATZ, B.: Experimentelle Untersuchung der Rotordynamik einer Hochdruck-Gliederpumpe in diskreten Arbeitspunkten und bei Variation der Unwucht und der Spaltweiten. Dissertation Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern: 1996.
75. BRONSTEIN, I. N., SEMENDJAEV, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. 24 Aufl. Frankfurt/Main: Verlag Harry Deutsch, Thun 1989.
76. GÜLICH, F.: Beitrag zur Bestimmung der Kavitationserosion in Kreiselpumpen auf Grund der Blasenfeldlänge und des Kavitationsschalls. Dissertation TH Darmstadt, Darmstadt 1989.
77. KLOCKGETHER, J.: Nachweis und Grundlagen für die Berechnung von Kavitationserscheinungen an Flüssigkeitspumpen. Dissertation TU Berlin, Berlin: 1979.
78. SCHULLER, W.: Akustische Signale und lokale Druckimpulse als Maß für die hydrodynamische Intensität der Kavitation. Dissertation TH Darmstadt, Darmstadt: 1995.
79. HOFMANN, M.: Ein Beitrag zur Verminderung des erosiven Potentials kavitierender Strömungen. Dissertation TU Darmstadt, Darmstadt: 2001.

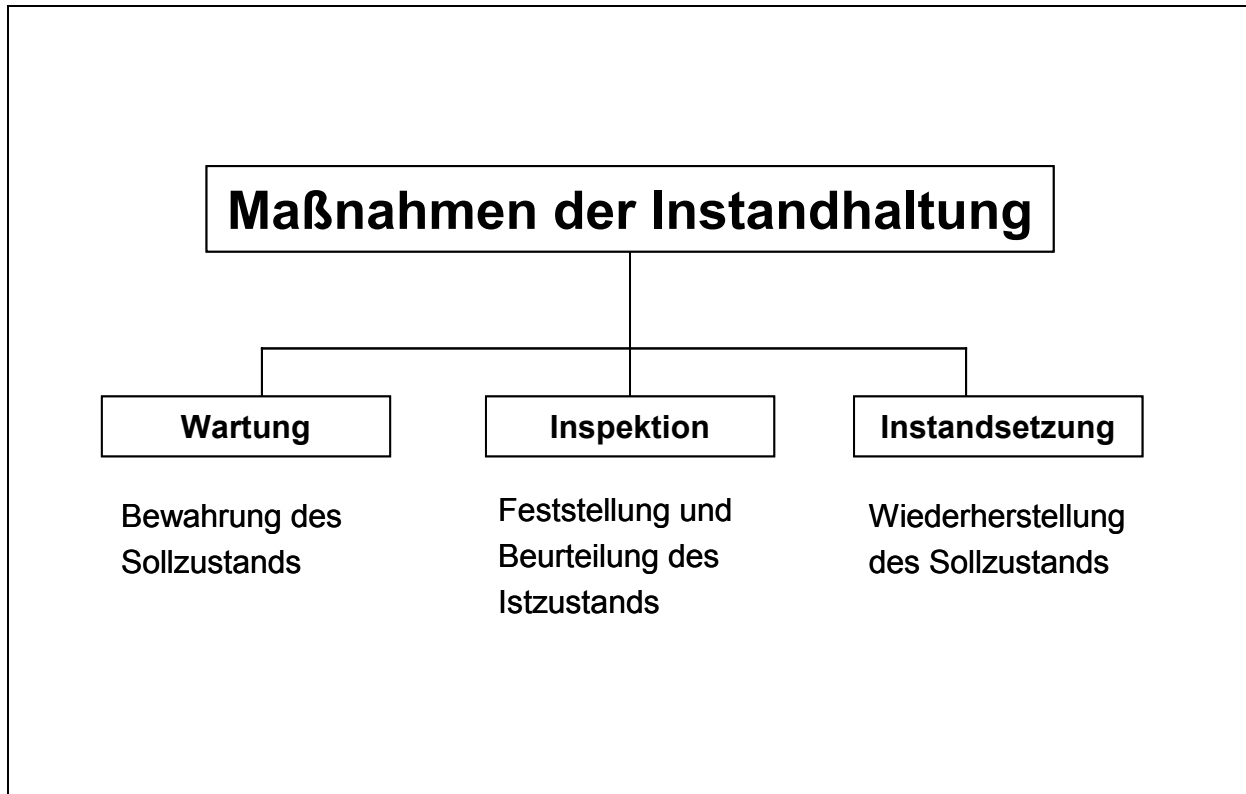
80. LOHRBERG, H.: Messung und aktive Kontrolle der erosiven Aggressivität der Kavitation in Turbomaschinen. Dissertation TU Darmstadt, Darmstadt: 2001.
81. WAGNER, K.: Hydrodynamische und akustische Untersuchungen zur Kavitation im Einflußbereich der Spaltströmung bei Kreiselpumpen an einem vereinfachten Modell, Dissertation TH Darmstadt, Darmstadt 1990.
82. SIEKMANN, H. E.: Strömungslehre, Grundlagen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2000.
83. SIEKMANN, H. E.: Strömungslehre für den Maschinenbau, Technik und Beispiele. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2001.
84. KNAUSS, J.: Wirbelbildung an Einlaufbauwerken – Luft- und Dralleintrag. Schriftenreihe des Deutschen Verbandes für Wasserwirtschaft und Kulturbau e.V. Heft 63, Hamburg, Berlin: Parey 1983.
85. KNAUSS, J.: Wirbel an Einläufen zu Wasserkraftanlagen. Untersuchung über die Gefahr eines Lufteinzuges am Einlaufbauwerk des Pumpspeicherwerkes Rodund II der Vorarlberger Illwerke, Versuchsanstalt für Wasserbau TH München Bericht Nr. 24, München/Obernach: 1972.
86. DOMM, U. et al: Modelluntersuchung der Einlaufströmung einer großen Kreiselpumpe. In: Zeitschrift für Flugwissenschaften Band 19 Heft 8/9 (1971) S. 374-379.
87. SIEKMANN, H. E.; HOLZHÜTER, E.: Die Gestaltung der Einlaufkammer für spezifisch schnellläufige Pumpen. In: Pumpentagung Karlsruhe 1973, Fachgemeinschaft Pumpen & Verdichter im VDMA, Frankfurt 1973.
88. ROSENBERGER, H.; HELLMANN, D.-H.: Modelluntersuchungen spezieller Einlaufkammergestaltungen im Wasserversuch. In: XXX. Kraftwerkstechnisches Kolloquium TU Dresden 1998, Dresden: 1998.
89. ZIEREP, J.: Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre. Karlsruhe: G. Braun 1972.
90. NAGAHARA, T. et al.: Effect of the Submerged Vortex Cavitation Occured in Pump Suction Intake on Hydraulic Forces of Mixed Flow Pump Impeller. In: CAV 2001 Fourth International Symposium on Cavitation, California Institute of Technology Pasadena, California, USA 2001.
91. LAUE, S.: Schaufelverschmutzungsdiagnose an axialen Tauchmotorpumpen. In. 5. Tagung Technische Diagnostik 2002, Merseburg: 2002.

92. HARTUNG, J.: Statistik, Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik. 13. unwes. veränd. Aufl. München, Wien: Oldenbourg 2002.
93. HARTUNG, J. ; ELPERT, B.: Multivariate Statistik, Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik. 3. durchges. Aufl. München, Wien: Oldenbourg 1989.
94. FAHRMEIR, L. et al.: Diskriminanzanalyse. In: Multivariate statistische Verfahren, FAHRMEIR, L. et al. (Hrsg.), 2., überarb. Aufl. Berlin, New York: de GRUYTER 1996.
95. KROSCHEL, K.: Statistische Nachrichtentheorie: Signal- und Mustererkennung, Parameter- und Signalschätzung. 3. neubearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1996.
96. RIPLEY, B. D.: Pattern recognition and neural networks. Cambridge: Cambridge University Press 2000.
97. HENERY, R. J.: Classification. In: Machine learning, neural and statistical classification, MICHIE D. et al. (Hrsg.), New York, London, Toronto, Sydney, Tokyo, Singapore: Ellis HORWOOD 1994.
98. HENERY, R. J.: Methods for Comparison. In: Machine learning, neural and statistical classification, MICHIE D. et al. (Hrsg.), New York, London, Toronto, Sydney, Tokyo, Singapore: Ellis HORWOOD 1994.

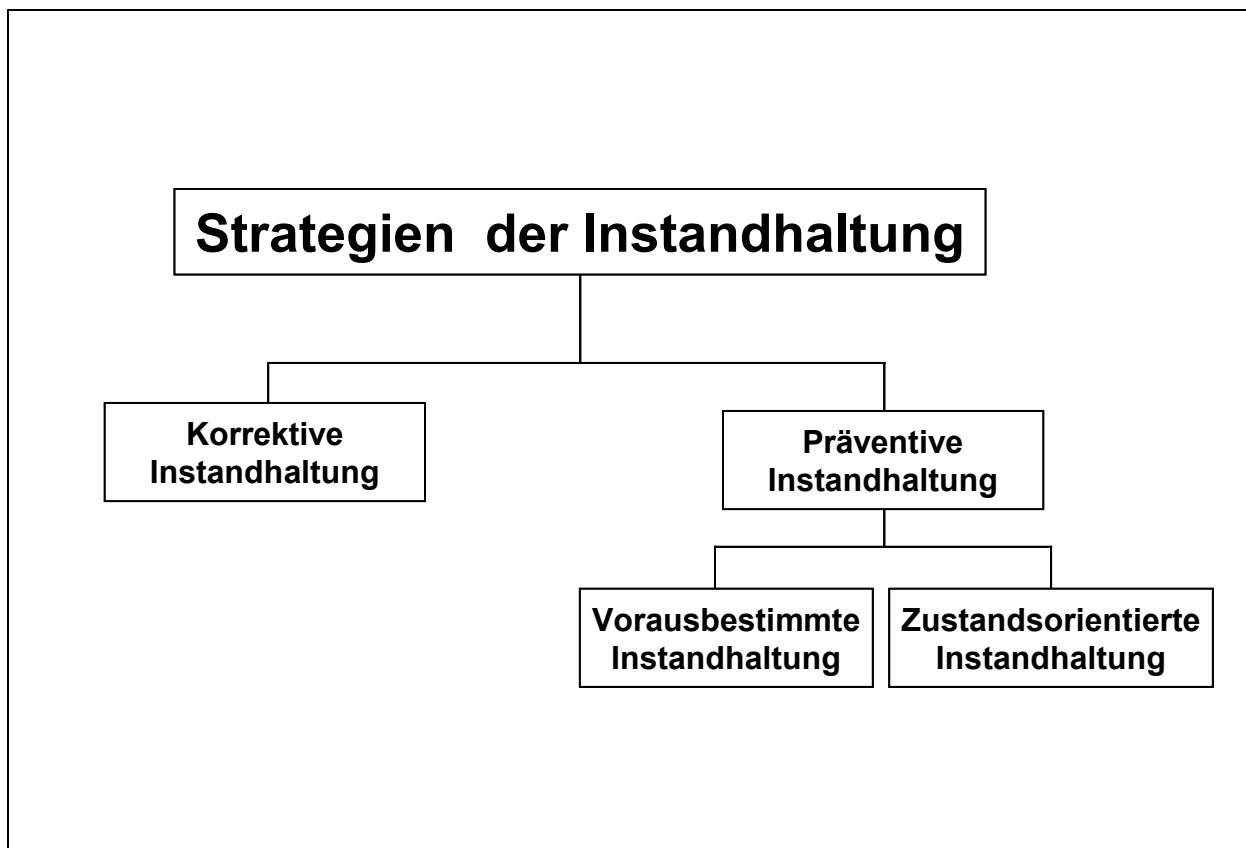
## 14 Bilder



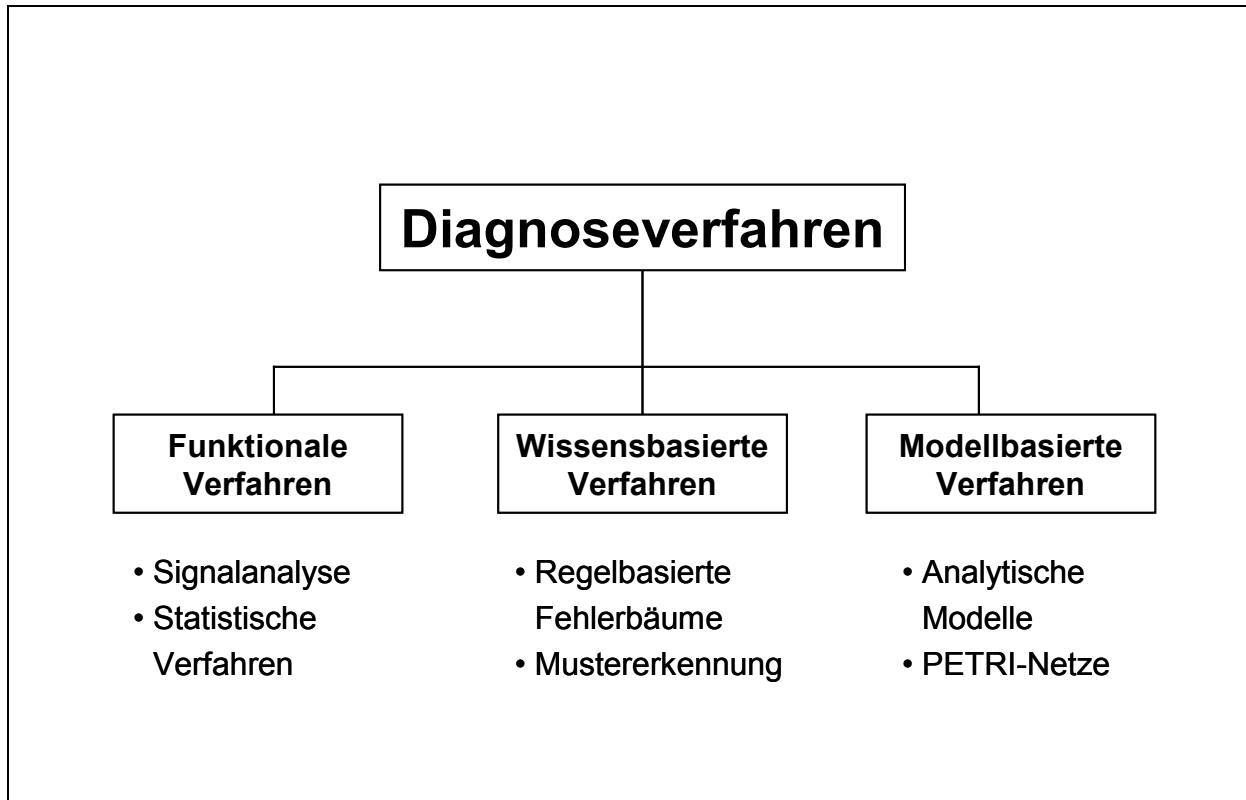
**Bild 1.** Fotografische Darstellung des Schöpfwerks Paulshof 1 im Oderbruch



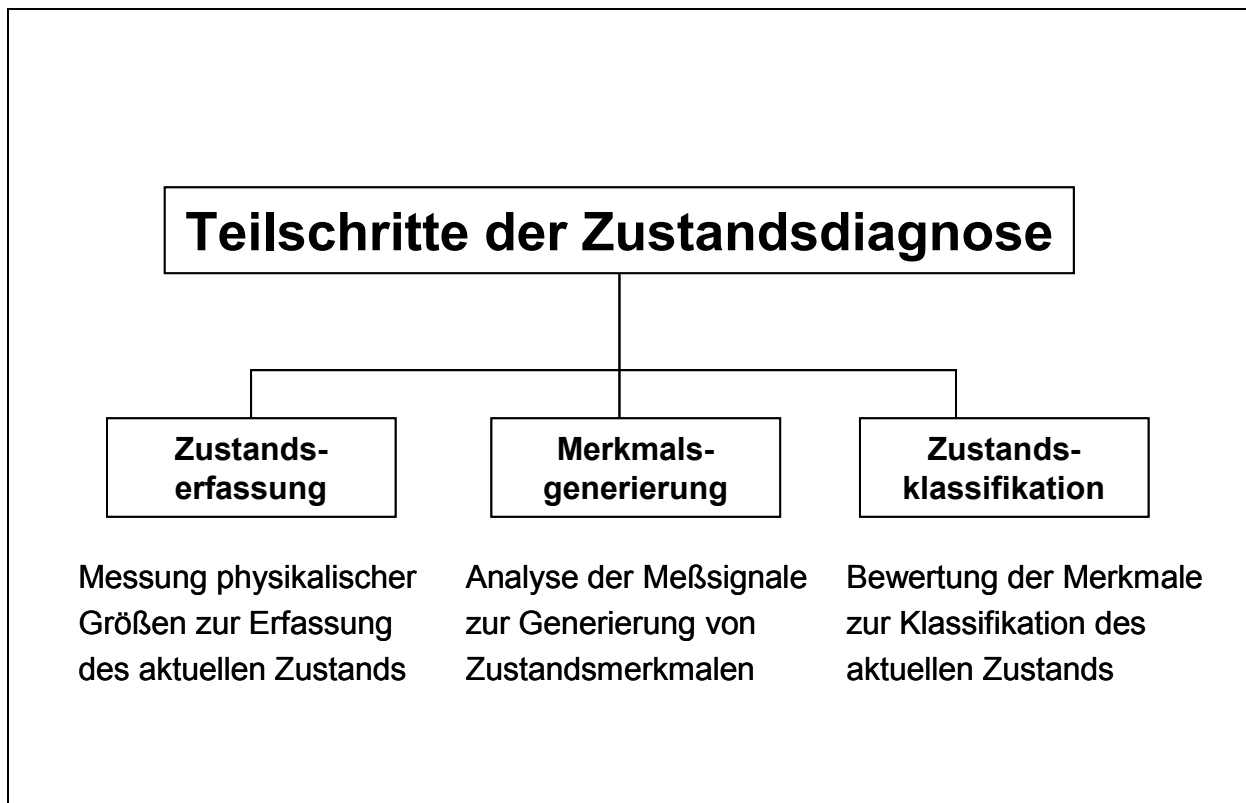
**Bild 2.** Maßnahmen der Instandhaltung, nach DIN 31051 [18]



**Bild 3.** Strategien der Instandhaltung, nach DIN EN 13306 [17]



**Bild 4.** Einteilung der Diagnoseverfahren, nach VDI 2888 [19]



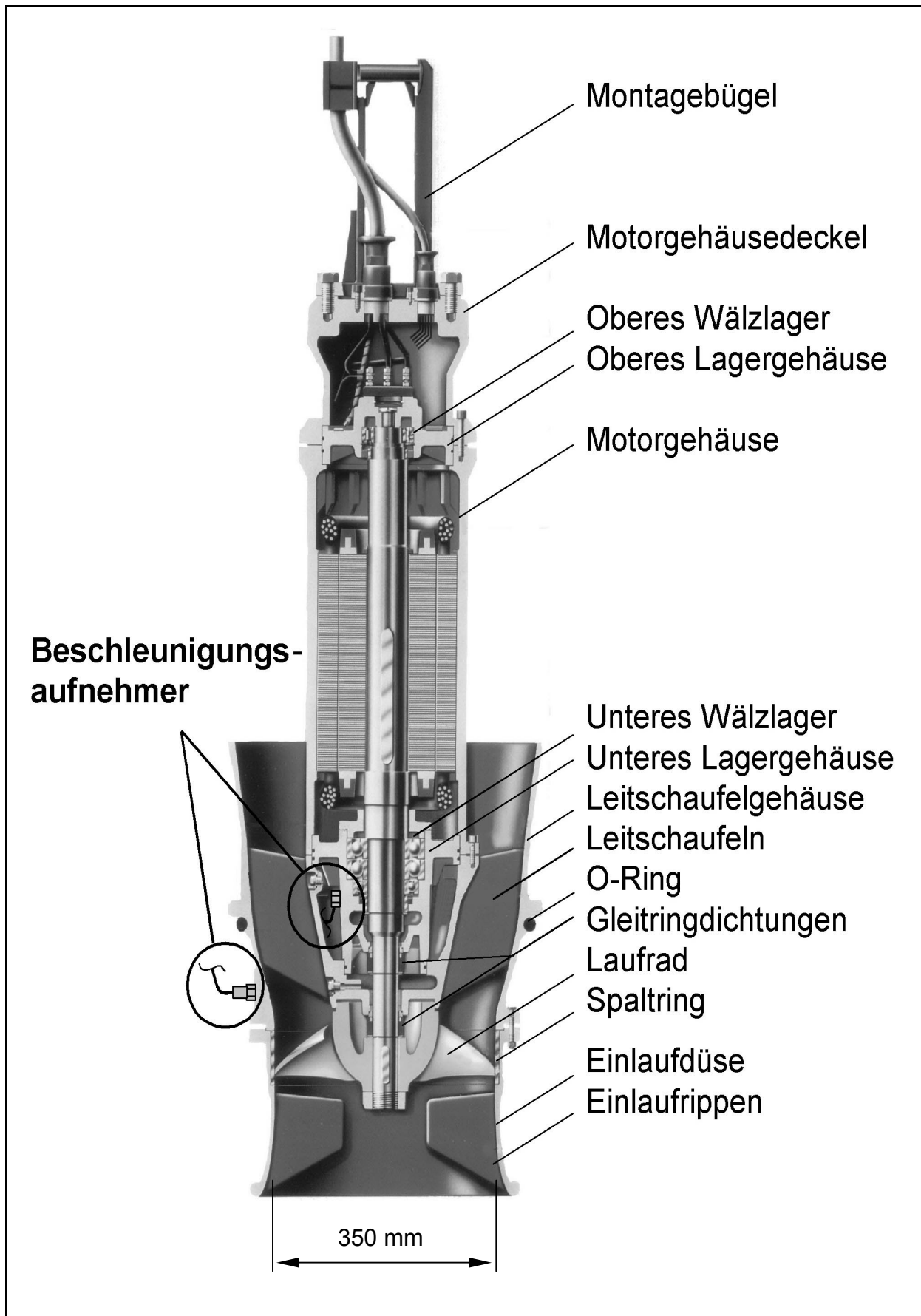
**Bild 5.** Teilschritte der Zustandsdiagnose



Legende:

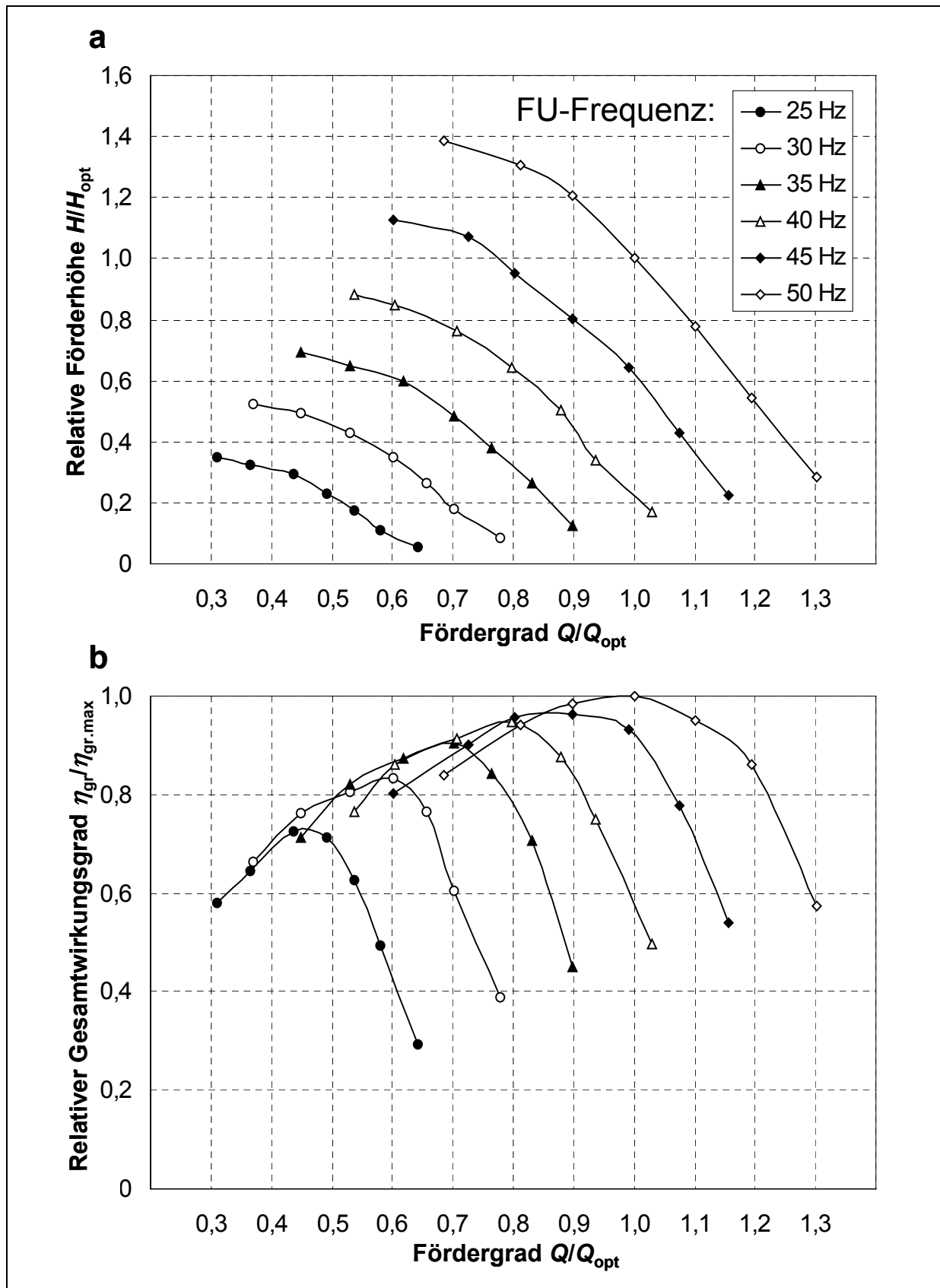
- 1 Steigrohr DN 600 mit eingehängter Tauchmotorpumpe
- 2 Rohre DN 400
- 3 Magnetisch-induktiver Durchflußmesser
- 4 Kompensator
- 5 Schieber
- 6 Krümmer
- 7 Schaltschrank
- 8 Becken, 8 m<sup>3</sup>
- 9 Sensorversorgungen, Meßverstärker
- 10 Meßrechner mit eingebauter Filter- und Meßkarte

**Bild 6.** Fotografische Ansicht der Forschungspumpstation

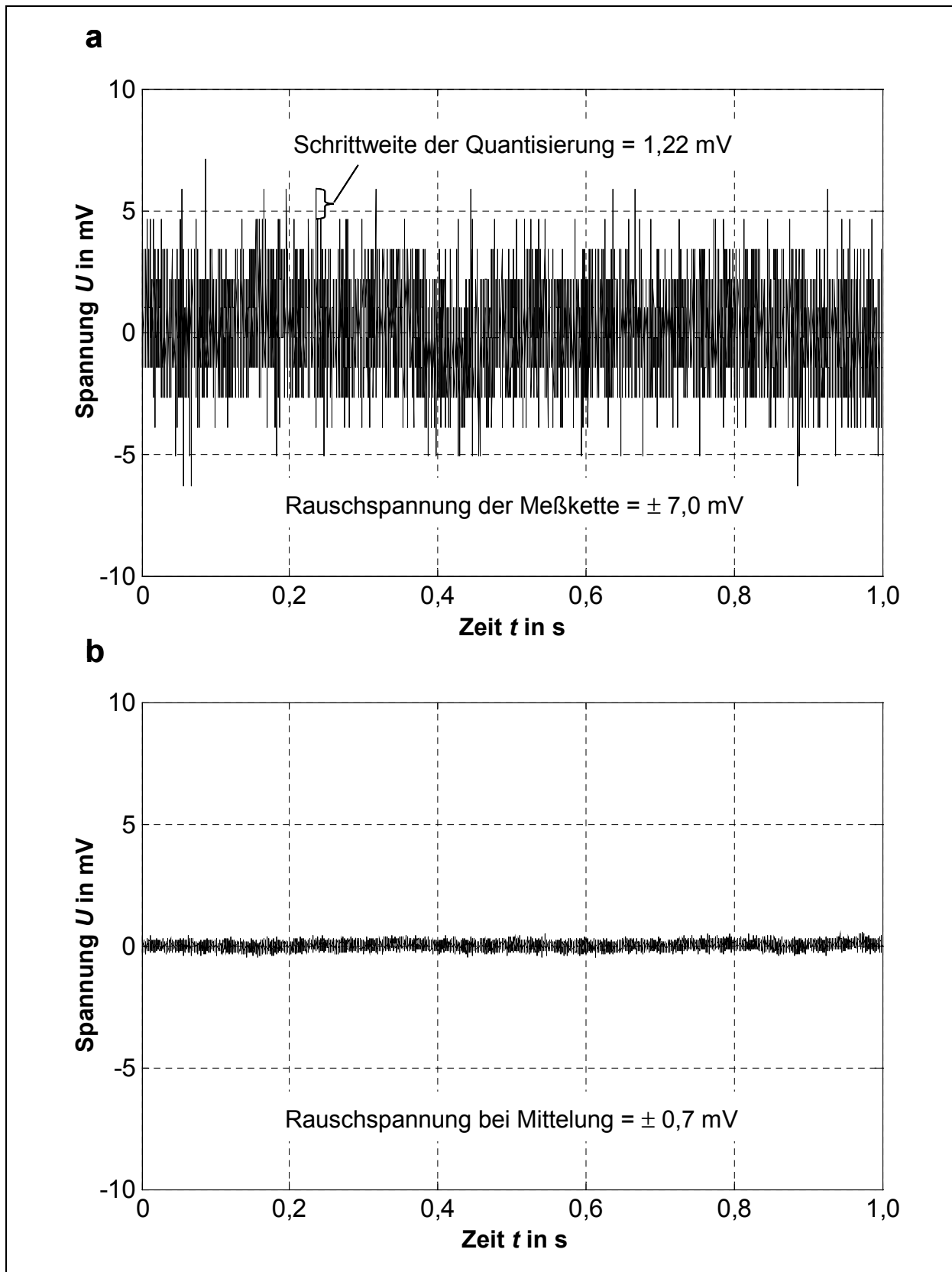


**Bild 7.** Schematische Schnittdarstellung der axialen Tauchmotorpumpe mit zwei installierten Beschleunigungsaufnehmern, nach [47]

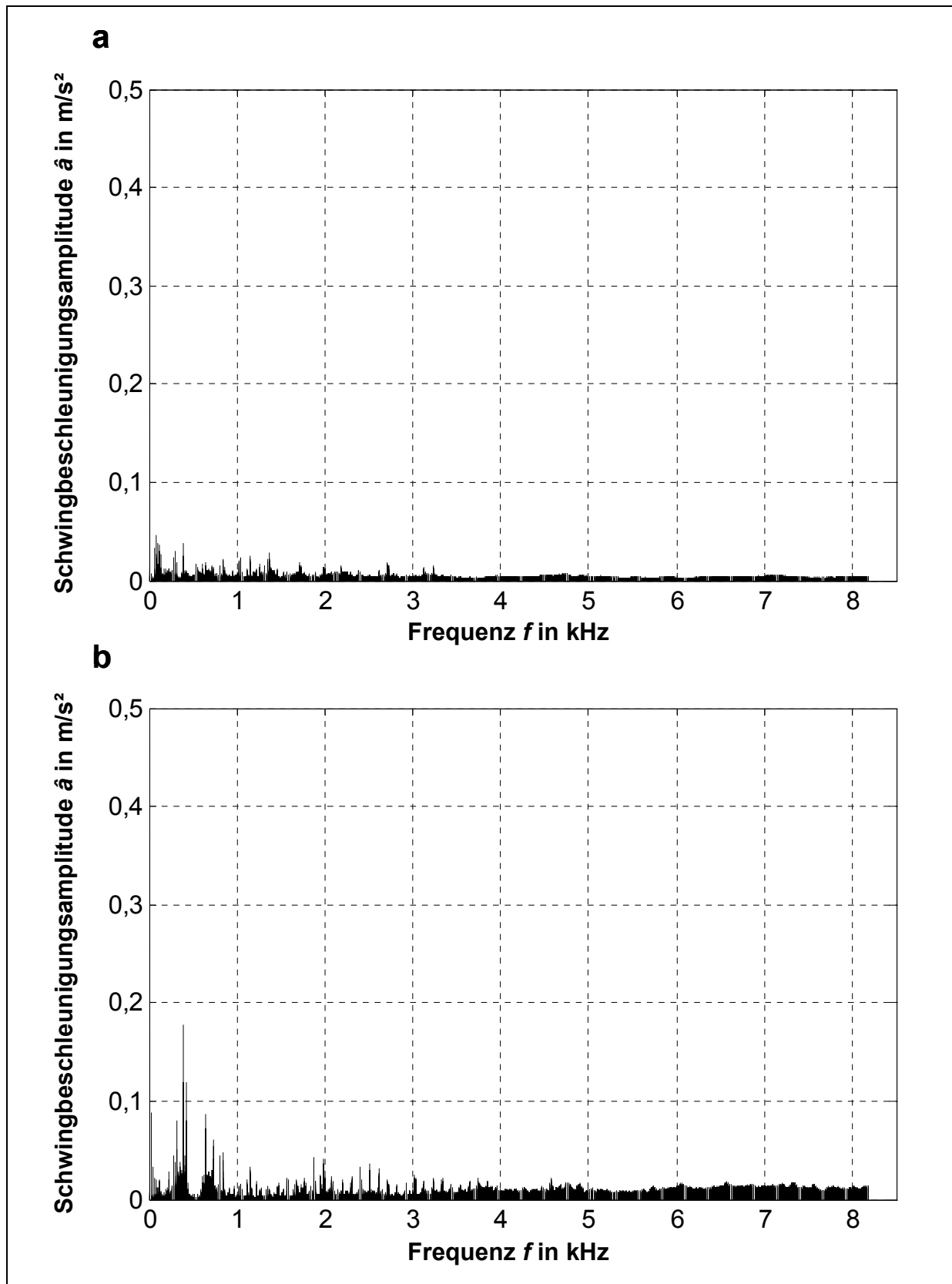




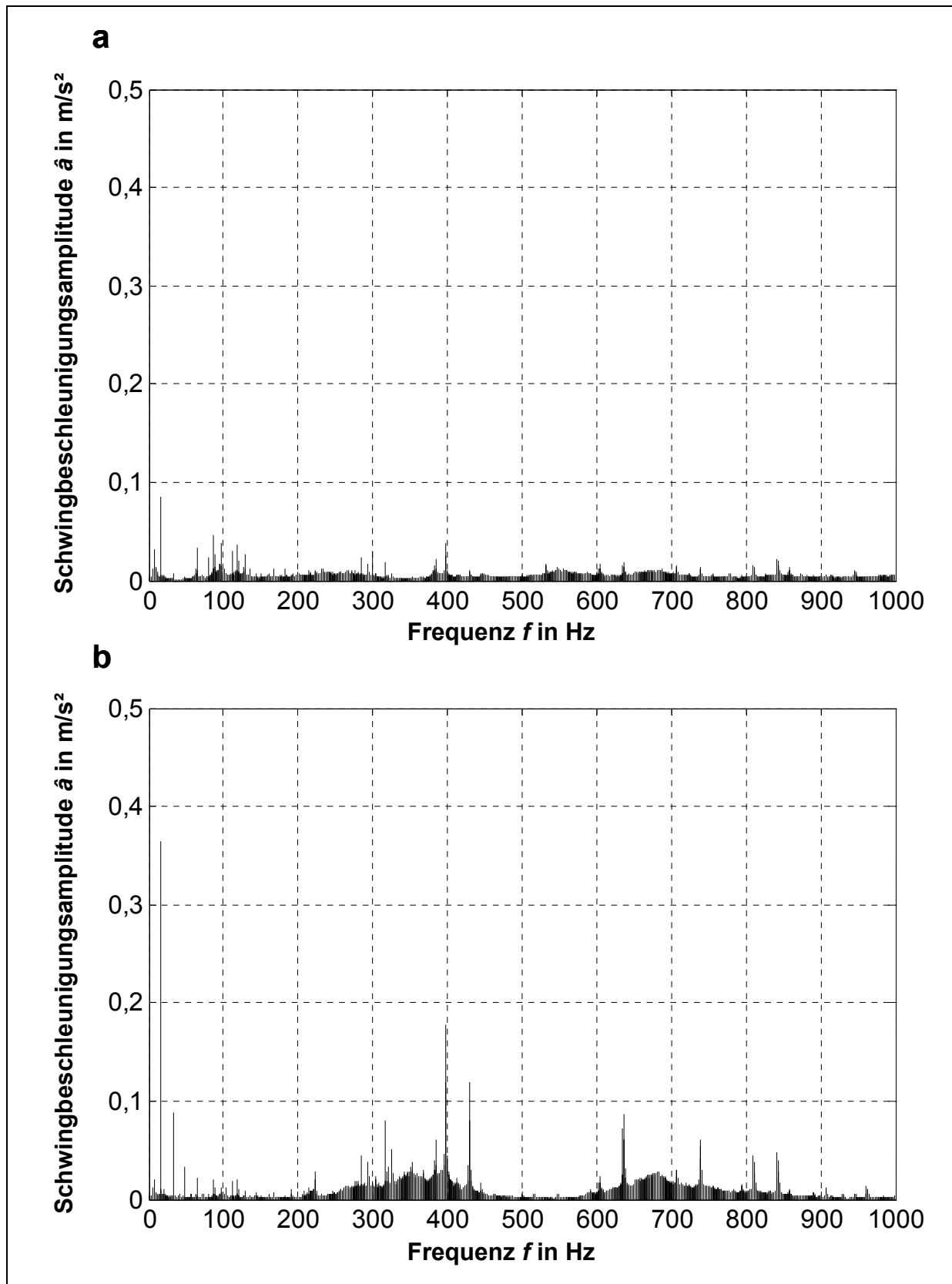
**Bild 8.** Gemessene Kennlinien der Tauchmotorpumpe in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{opt}$  bei Betrieb mit verschiedenen FU-Frequenzen. **a** Relative Förderhöhe  $H/H_{opt}$ ; **b** Relativer Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{gr}/\eta_{gr,max}$



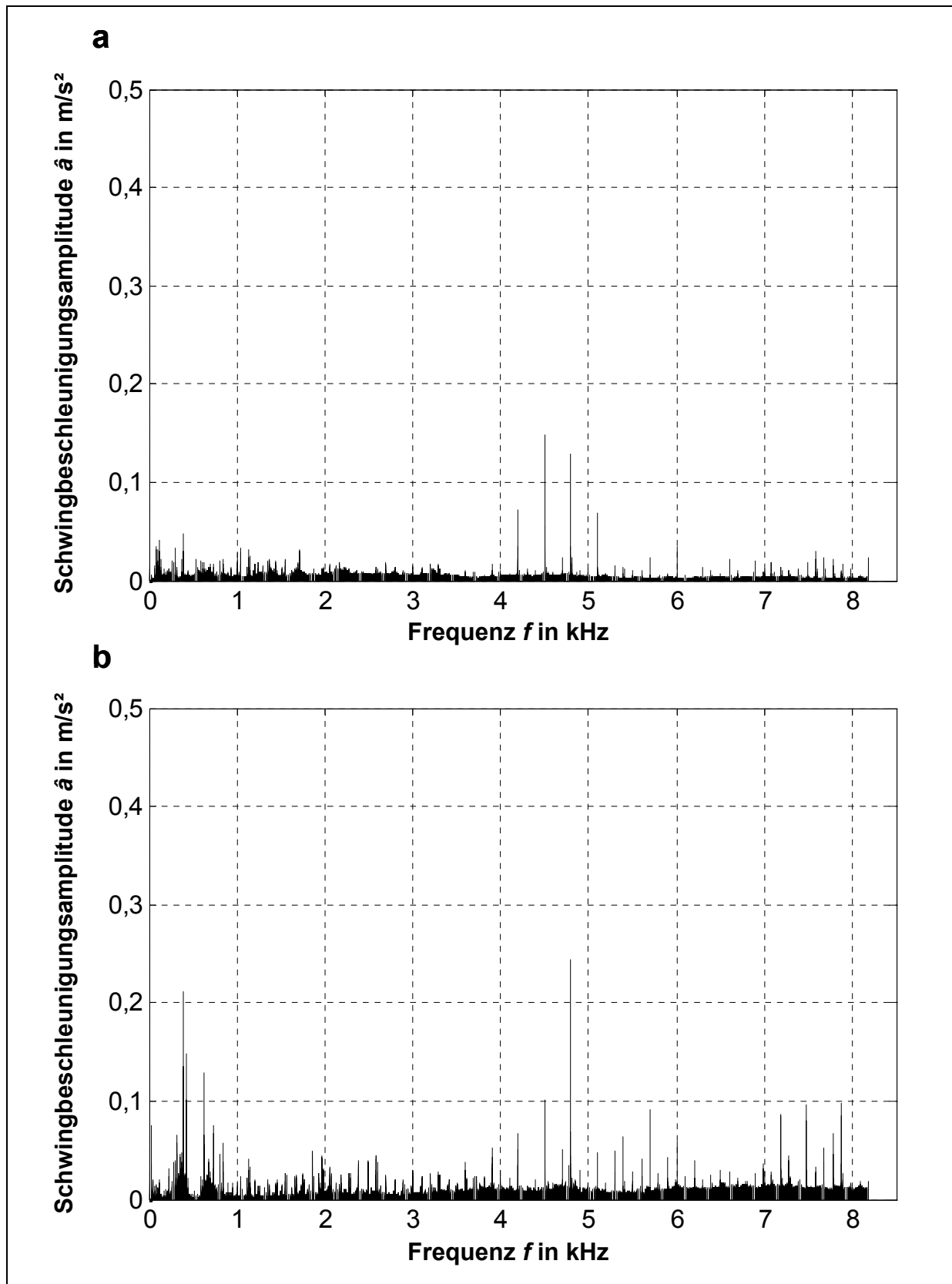
**Bild 9.** Rauschspannung der Meßkette bei Stillstand der Tauchmotorpumpe. **a** Rauschspannung für einen Meßzyklus; **b** Rauschspannung bei Mittelung im Zeitbereich von 100 Meßzyklen



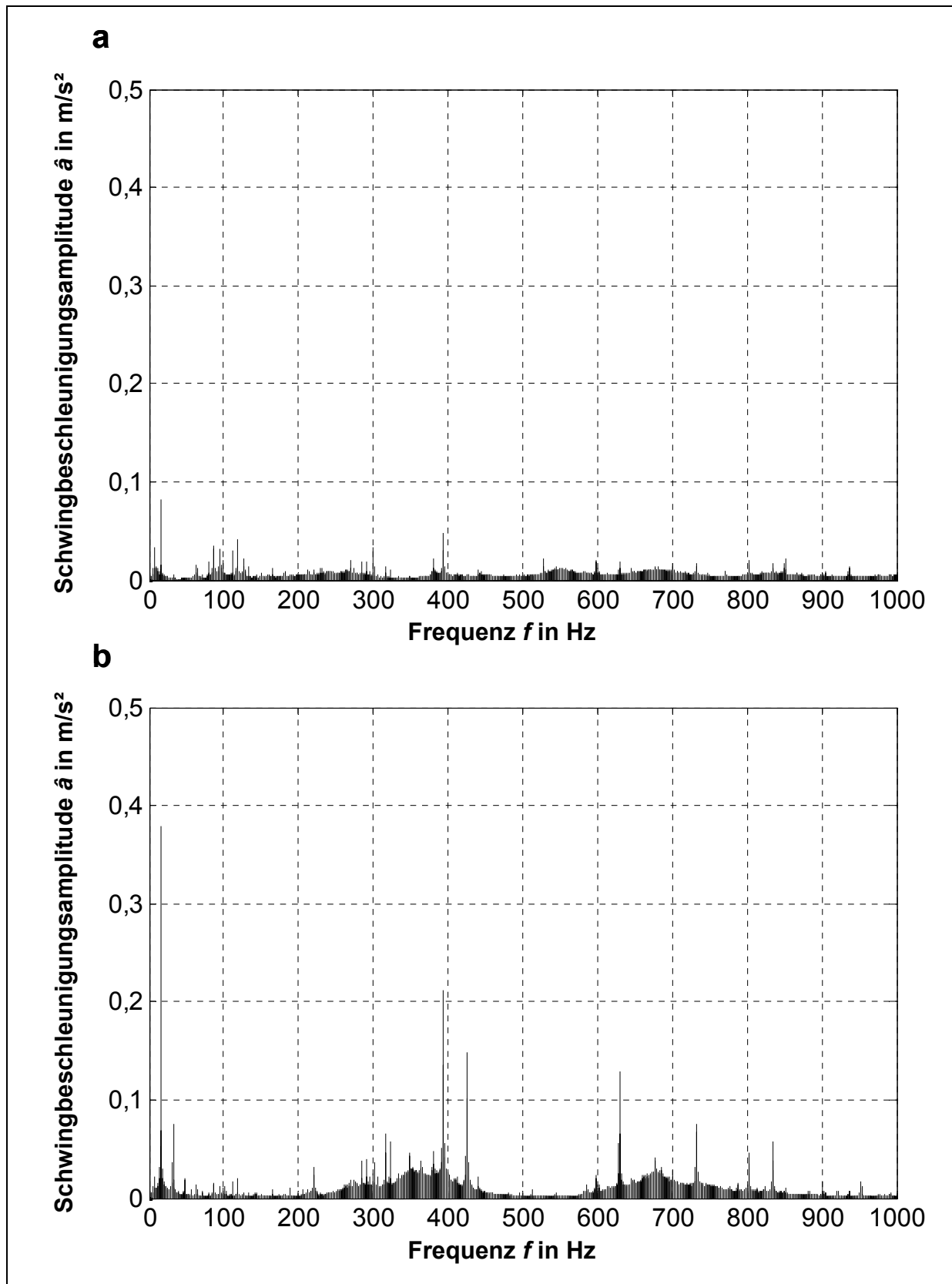
**Bild 10.** Spektren  $f = 0 \dots 8192$  Hz der Schwingbeschleunigung bei Direktbetrieb der Tauchmotorpumpe im Bestpunkt  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und Mittelung von 100 Meßzyklen im Frequenzbereich. **a** Leitschaukelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



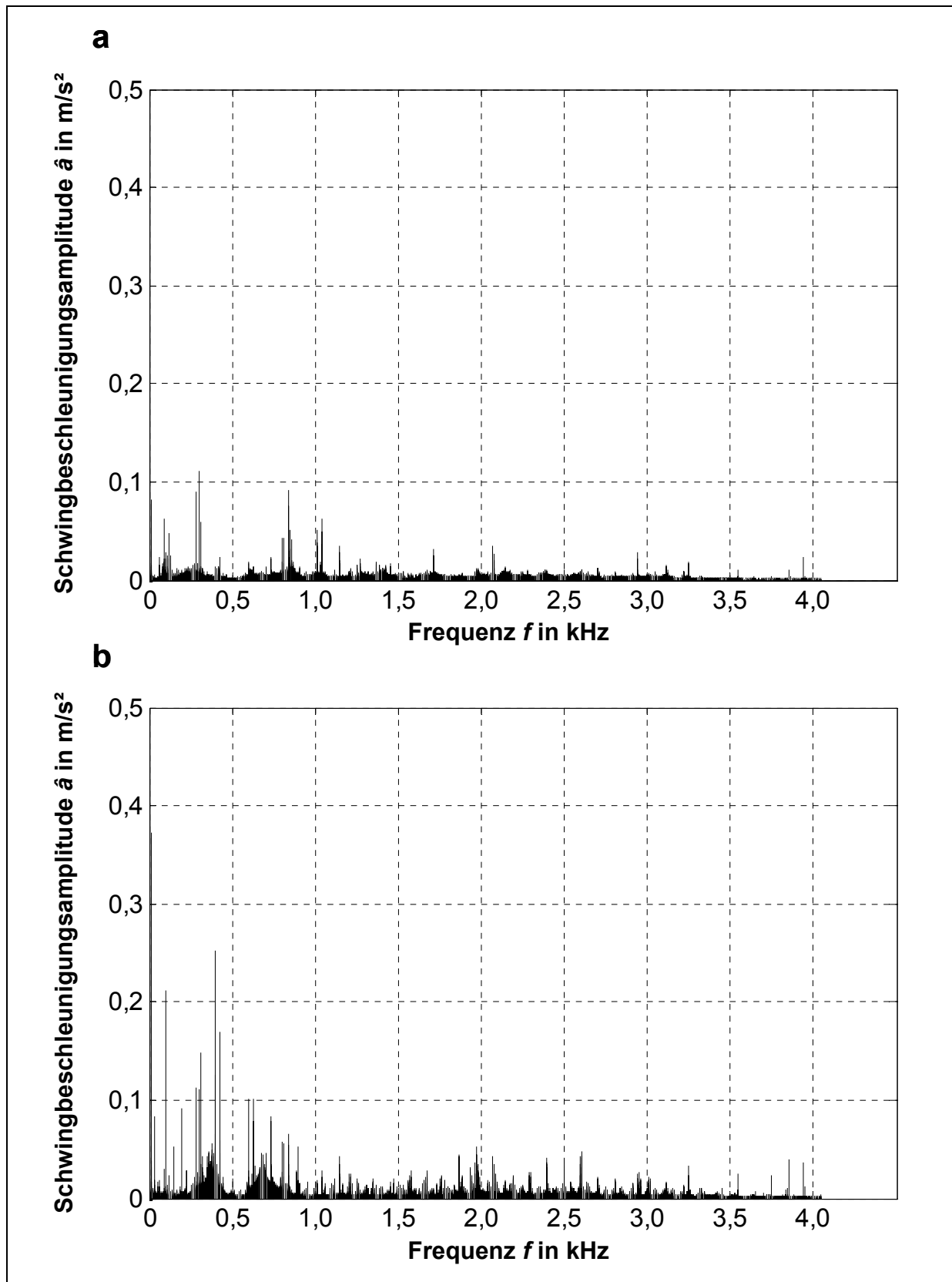
**Bild 11.** Spektren  $f = 0 \dots 1000$  Hz der Schwingbeschleunigung bei Direktbetrieb der Tauchmotorpumpe im Bestpunkt  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und Mittelung von 100 Meßzyklen im Frequenzbereich. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



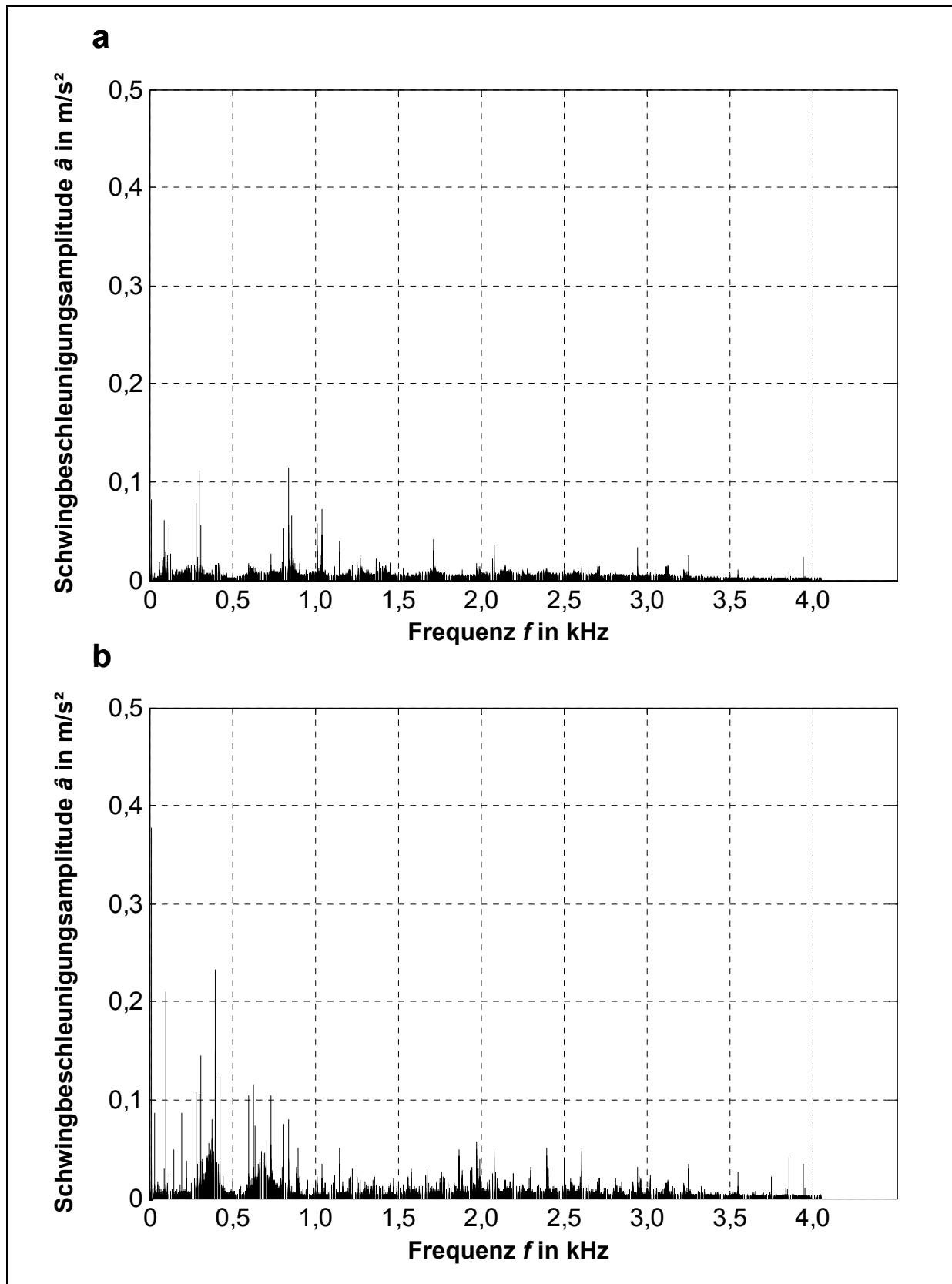
**Bild 12.** Spektren  $f = 0 \dots 8192$  Hz der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und Mittelung von 100 Meßzyklen im Frequenzbereich. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



**Bild 13.** Spektren  $f = 0 \dots 1000$  Hz der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und Mittelung von 100 Meßzyklen im Frequenzbereich. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

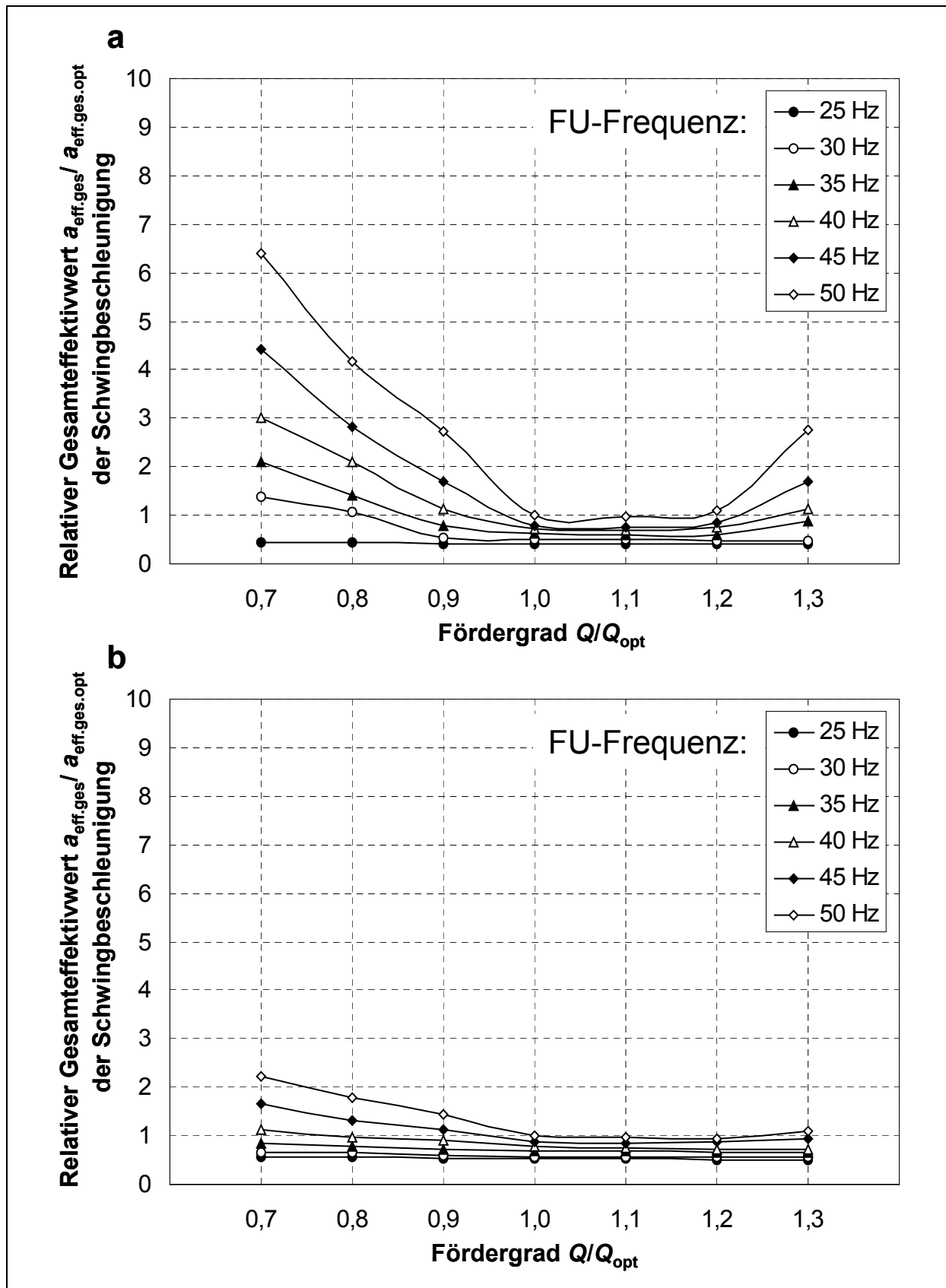


**Bild 14.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  mit angepassten Meßparametern und Mittelung von 100 Meßzyklen im Frequenzbereich. **a** Leitschaukelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

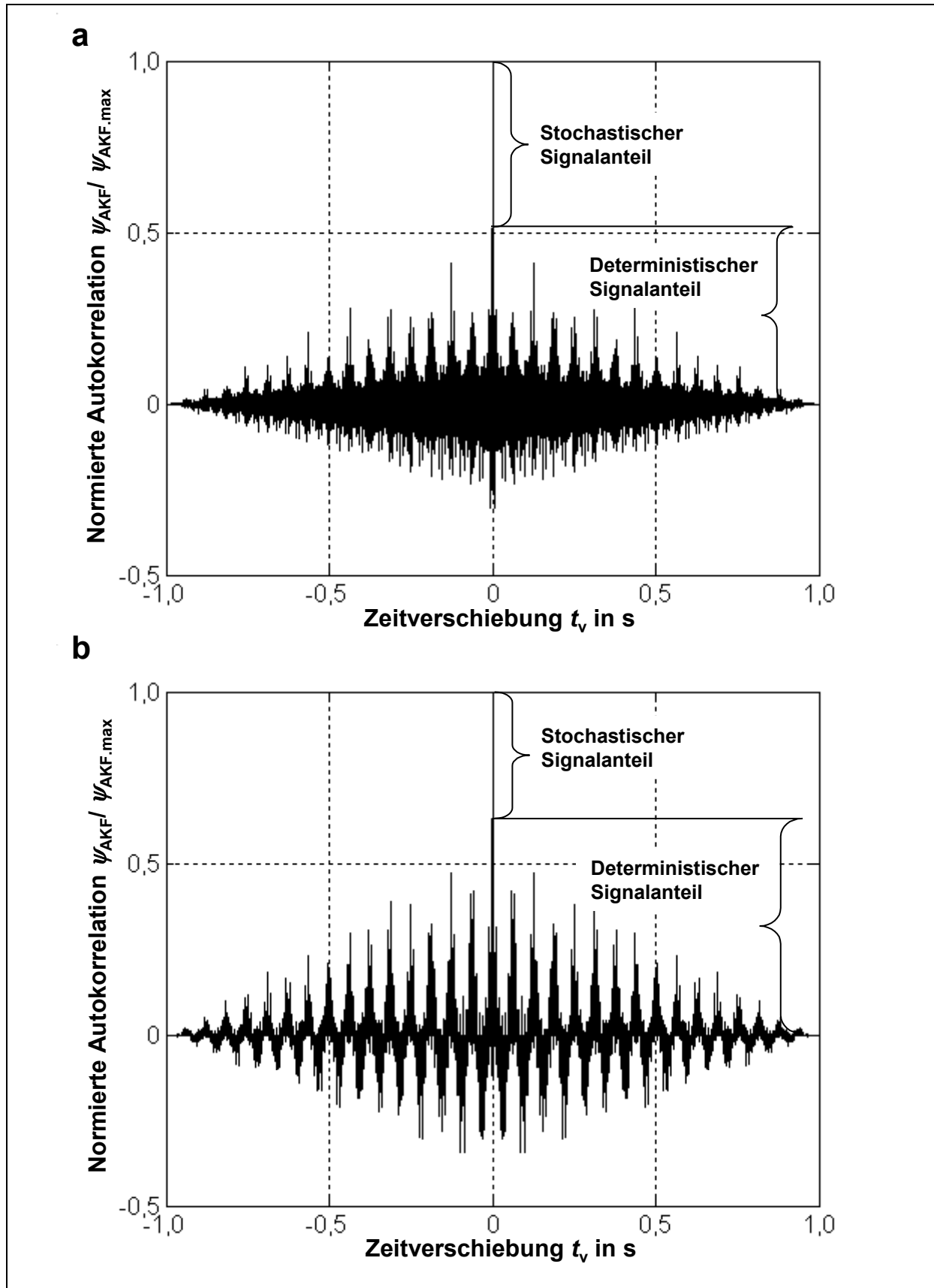


**Bild 15.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  mit angepassten Meßparametern und Mittelung von 10 Meßzyklen im Frequenzbereich. **a** Leitschaukelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

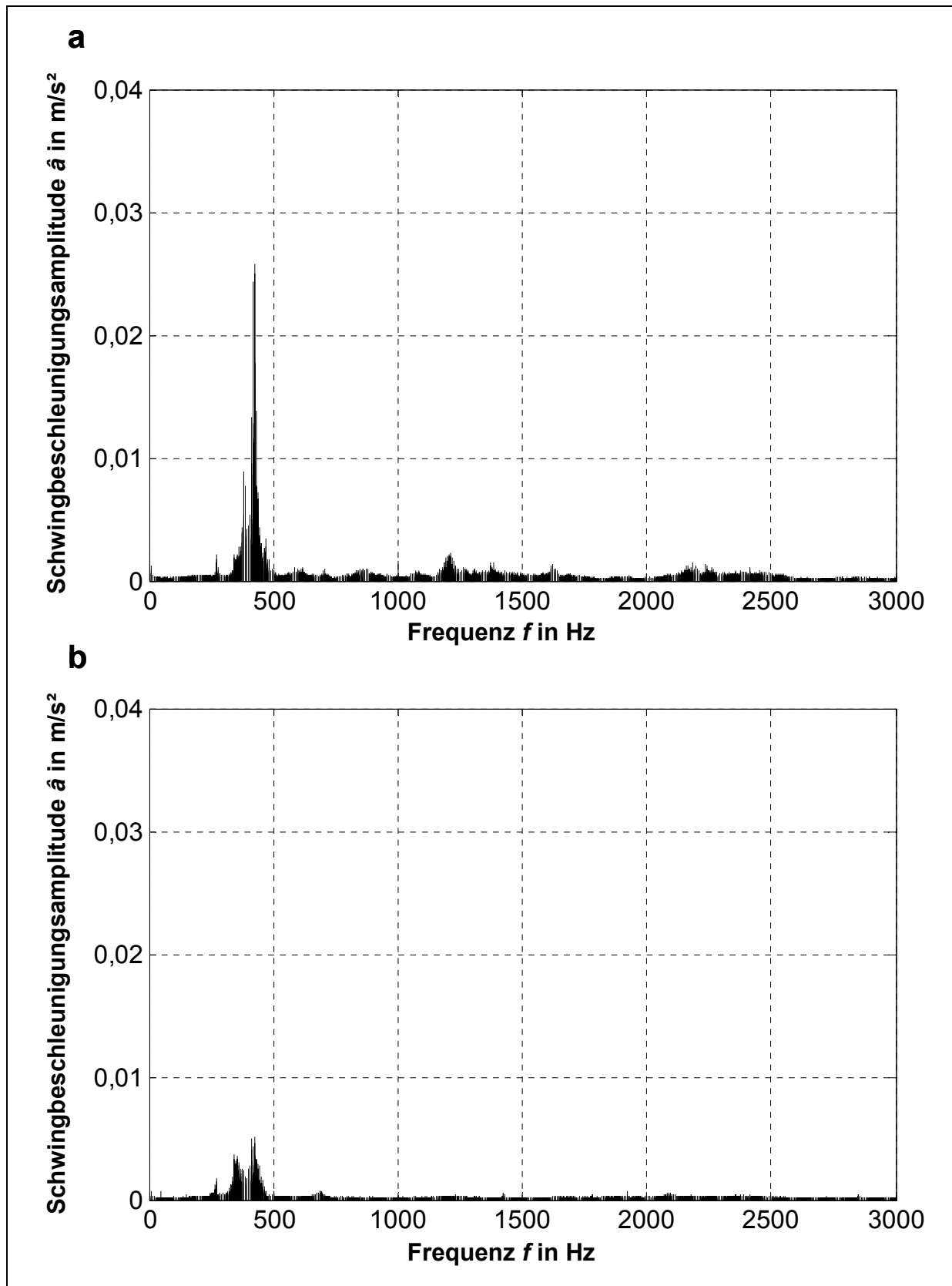




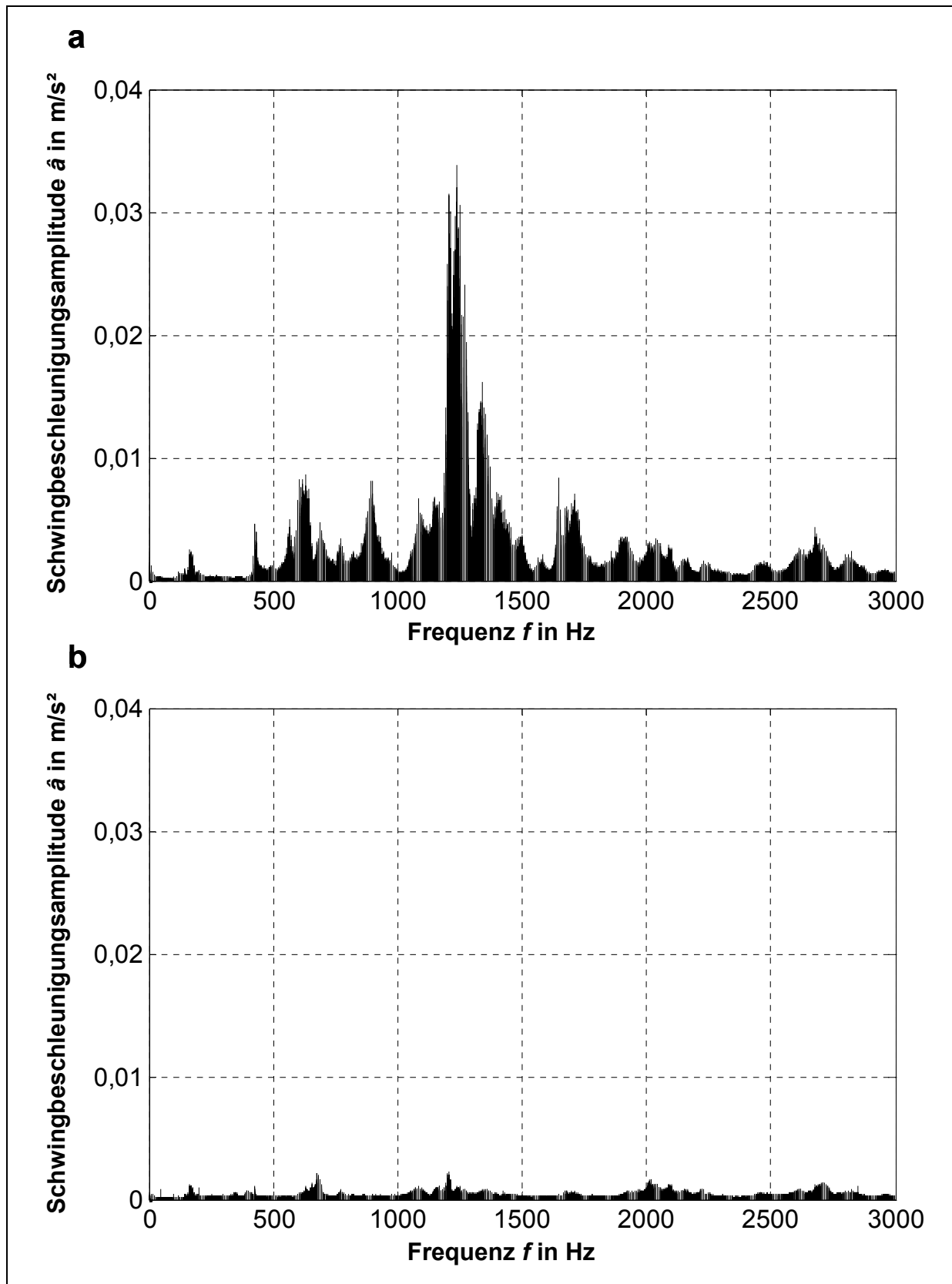
**Bild 16.** Relative Gesamteffektivwerte der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



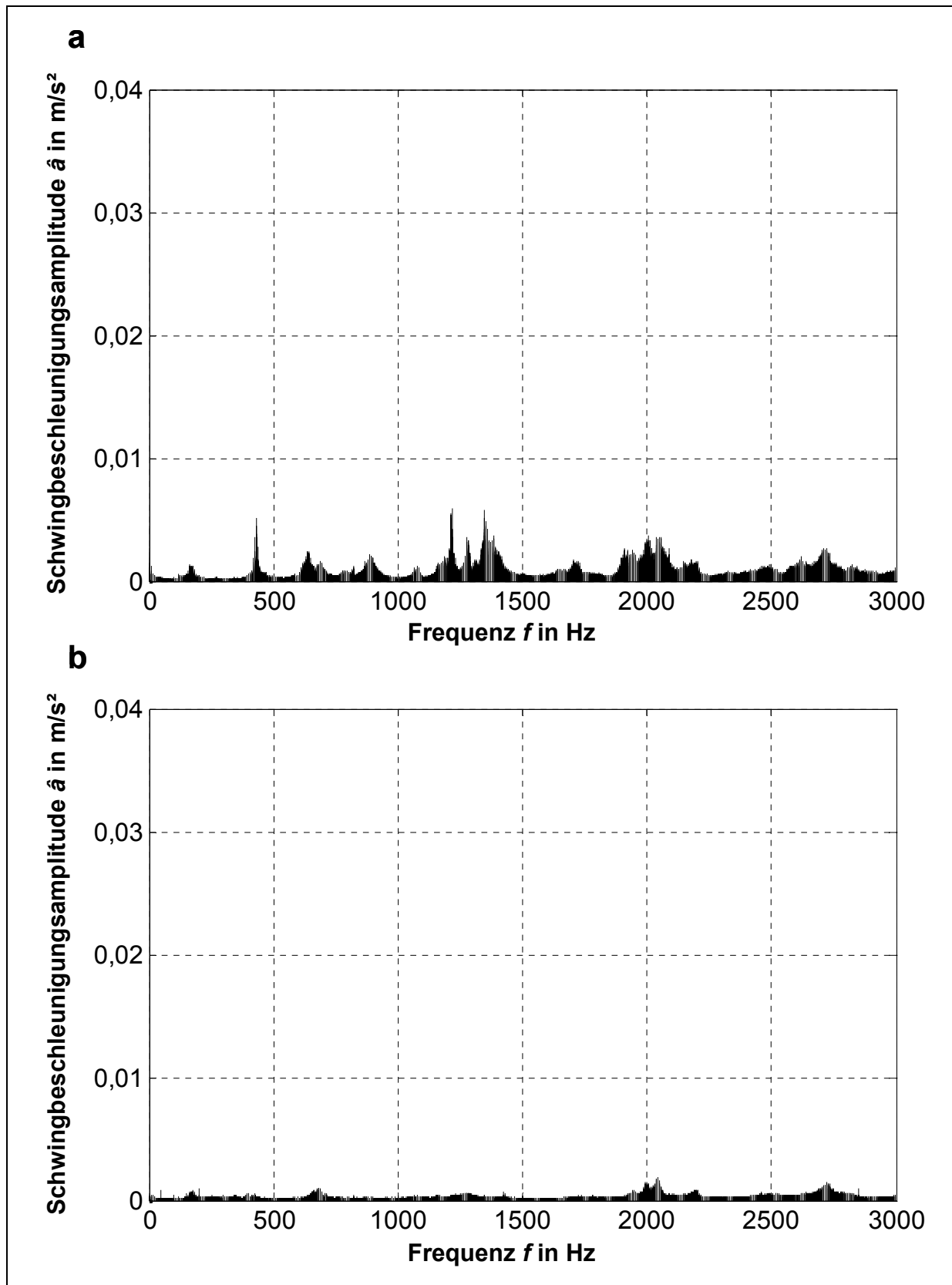
**Bild 17.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$ .  
**a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



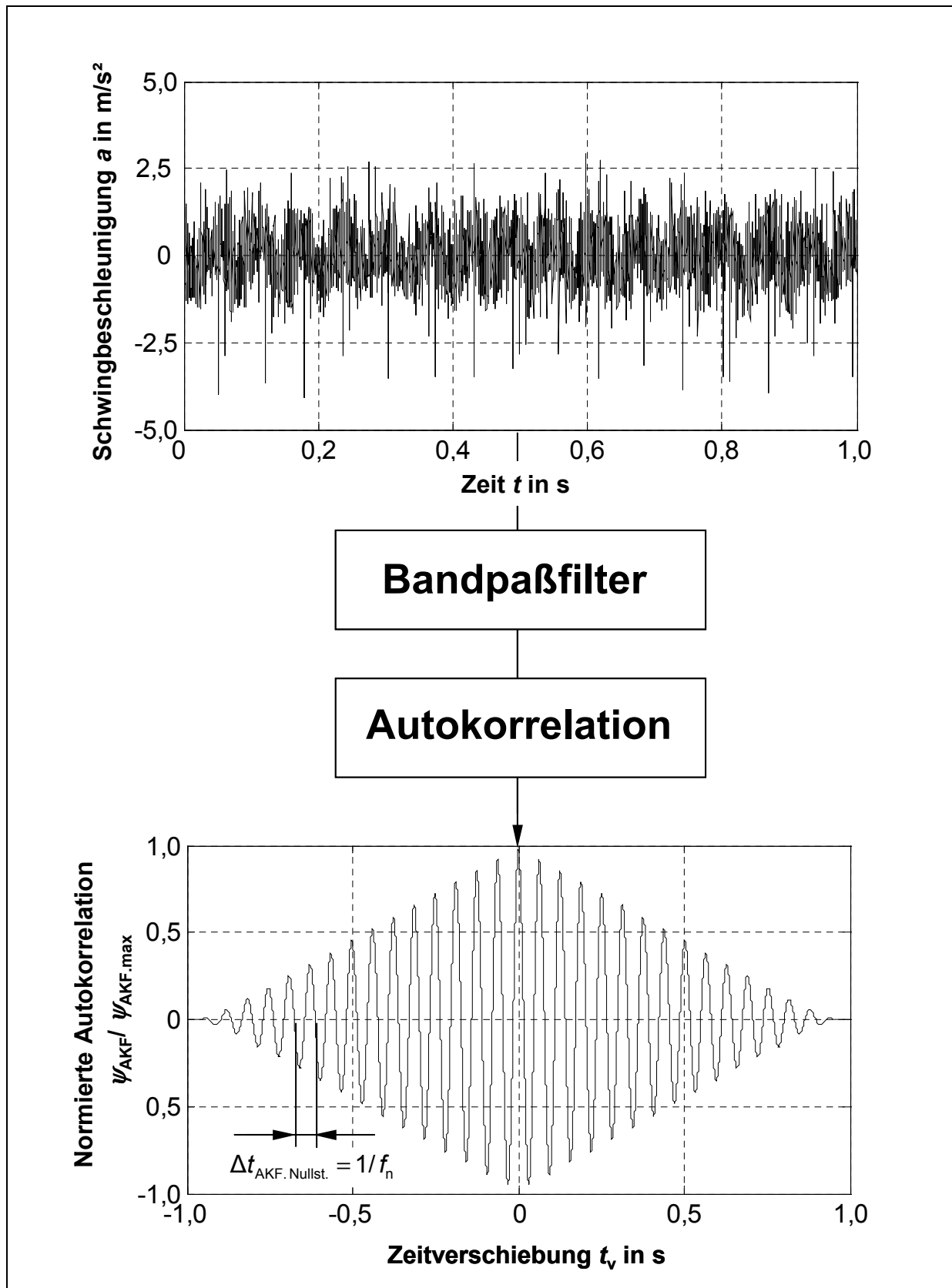
**Bild 18.** Spektren der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Anregung durch weißes Rauschen am Leitschaufelgehäuse ohne montierte Einlaufdüse zur Ermittlung der Eigenfrequenzen. **a** Spektrum am Leitschaufelgehäuse; **b** Spektrum am unteren Lagergehäuse



**Bild 19.** Spektren der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Anregung durch weißes Rauschen an der Einlaufdüse zur Ermittlung der Eigenfrequenzen. **a** Spektrum am Leitschaufelgehäuse; **b** Spektrum am unteren Lagergehäuse



**Bild 20.** Spektren der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Anregung durch weißes Rauschen am Leitschaufelgehäuse mit montierter Einlaufdüse zur Ermittlung der Eigenfrequenzen. **a** Spektrum am Leitschaufelgehäuse; **b** Spektrum am unteren Lagergehäuse



**Bild 21.** Vorgehensweise zur Bestimmung der Drehfrequenz  $f_n$

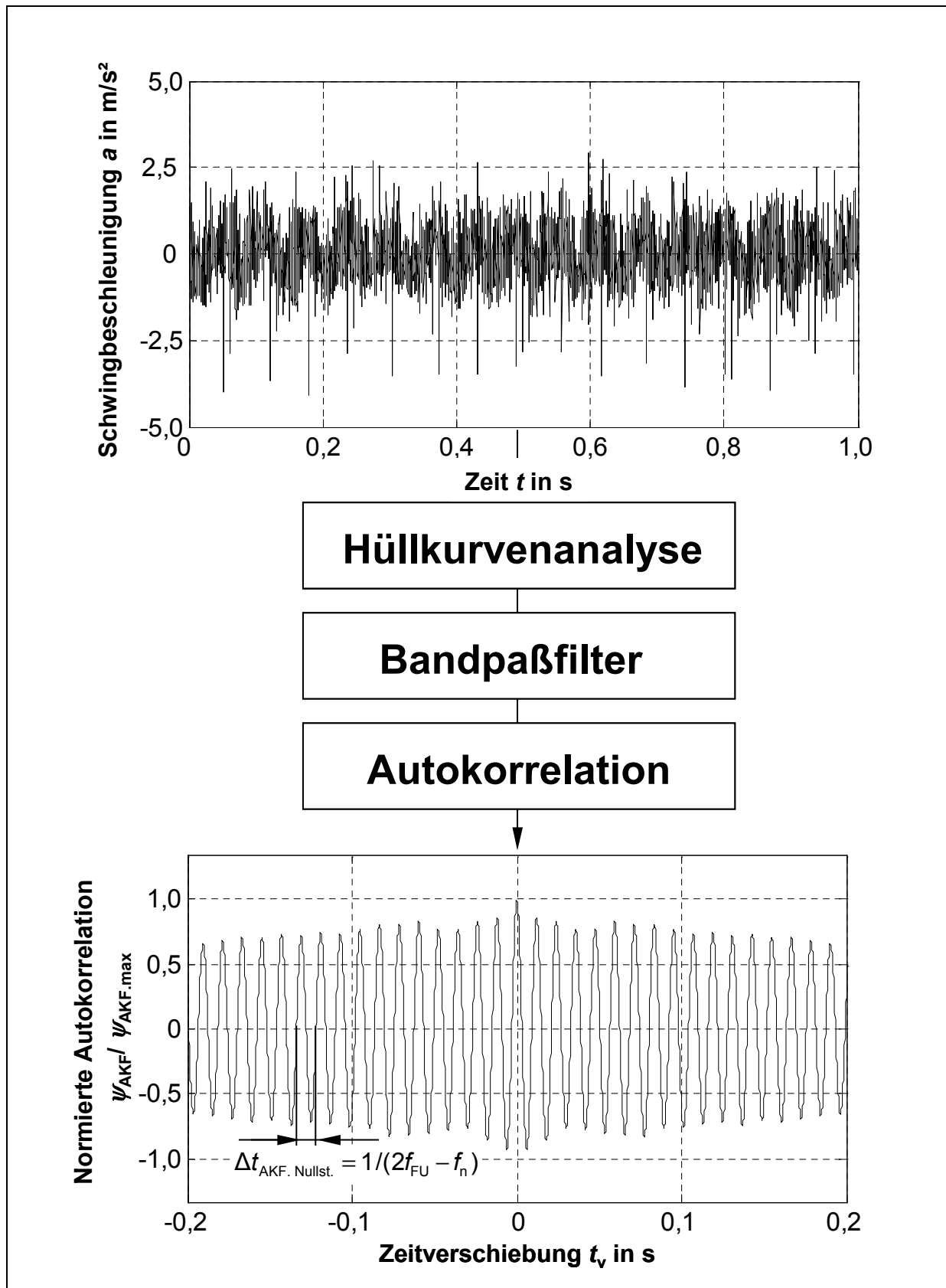
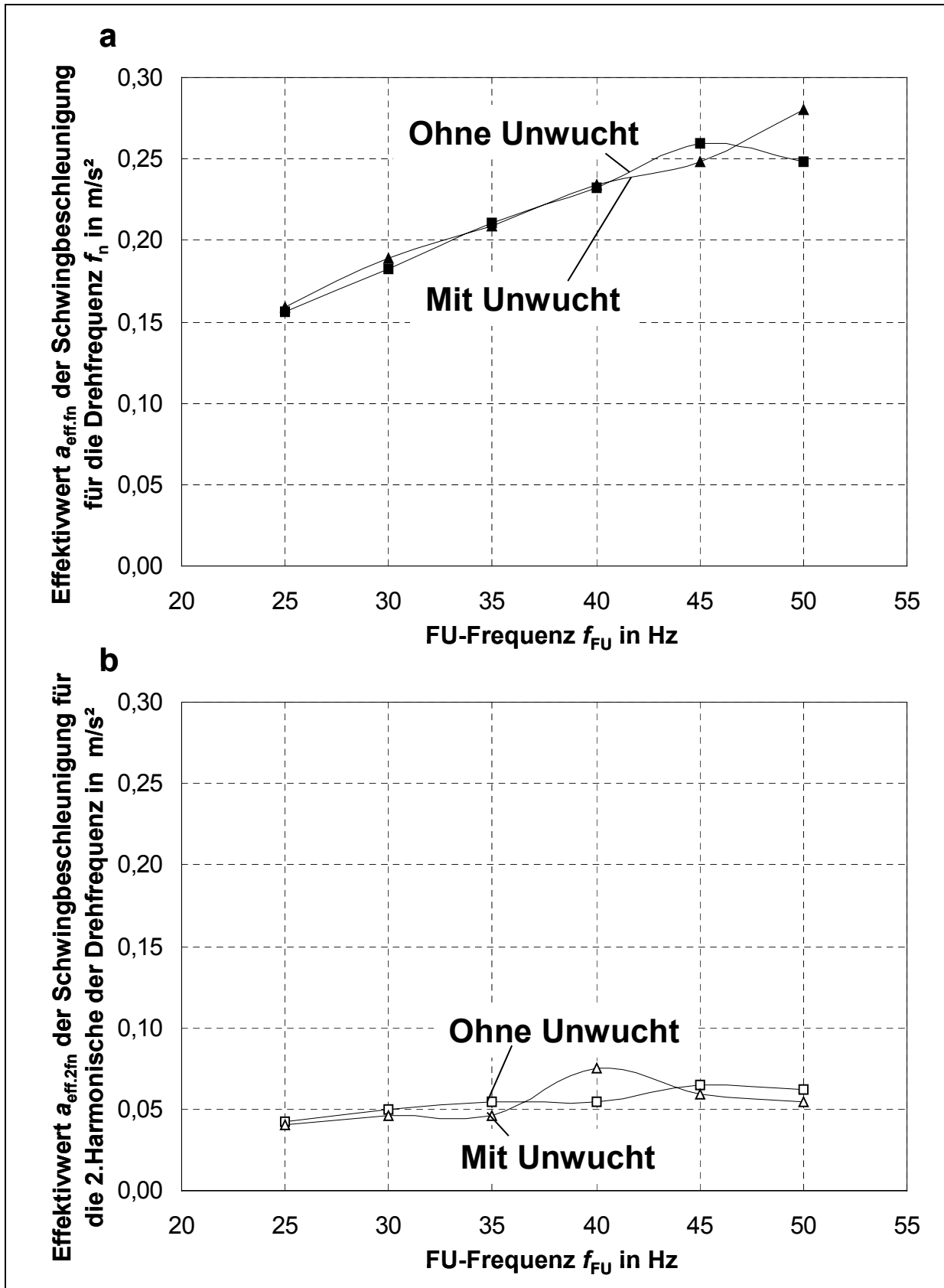
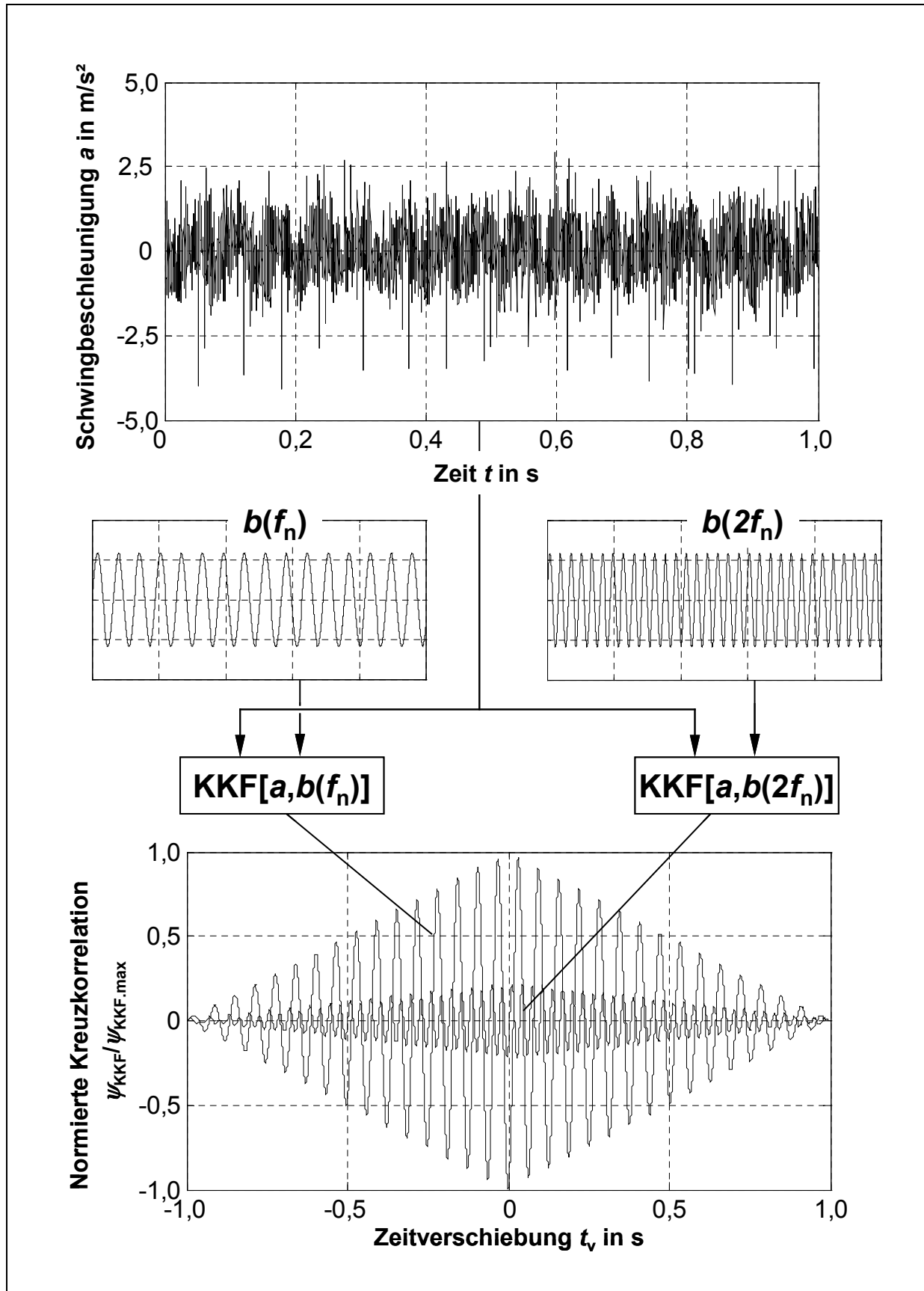


Bild 22. Vorgehensweise zur Bestimmung der Polpassierfrequenz  $2f_{FU}$

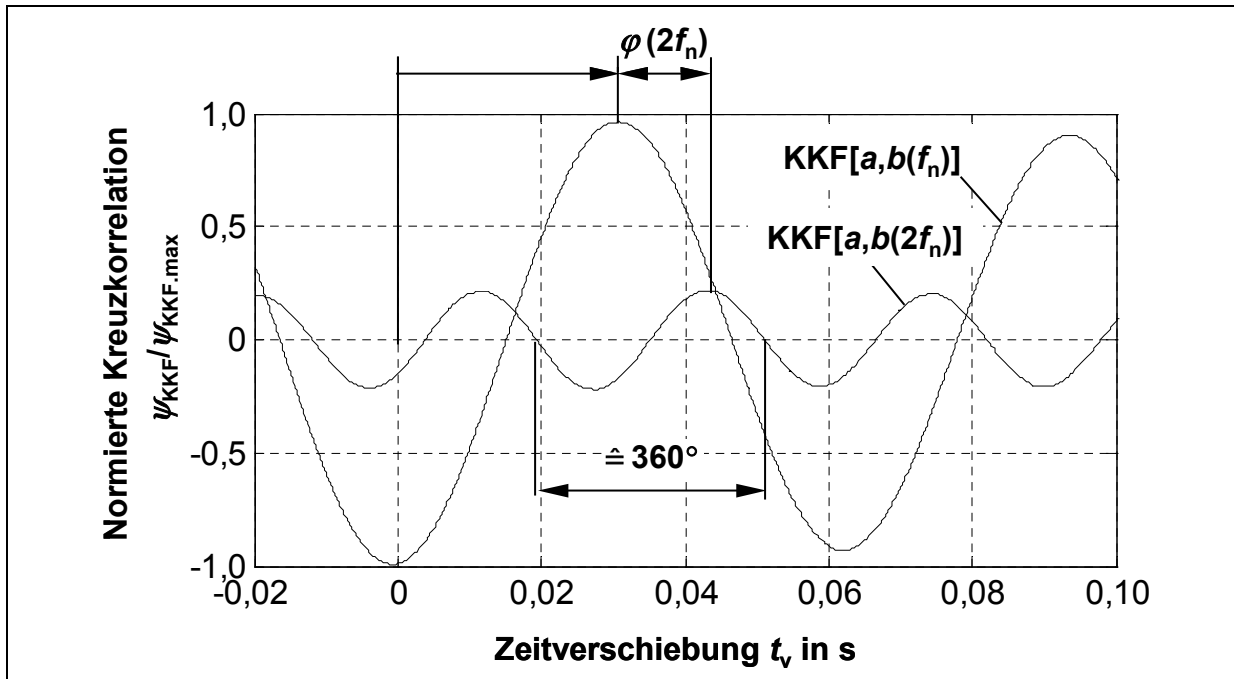


**Bild 23.** Effektivwerte der Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse der Tauchmotorpumpe bei Betrieb mit und ohne Unwucht beim Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und 50 Hz. **a** Effektivwert für die Drehfrequenz; **b** Effektivwert für die zweite Harmonische der Drehfrequenz

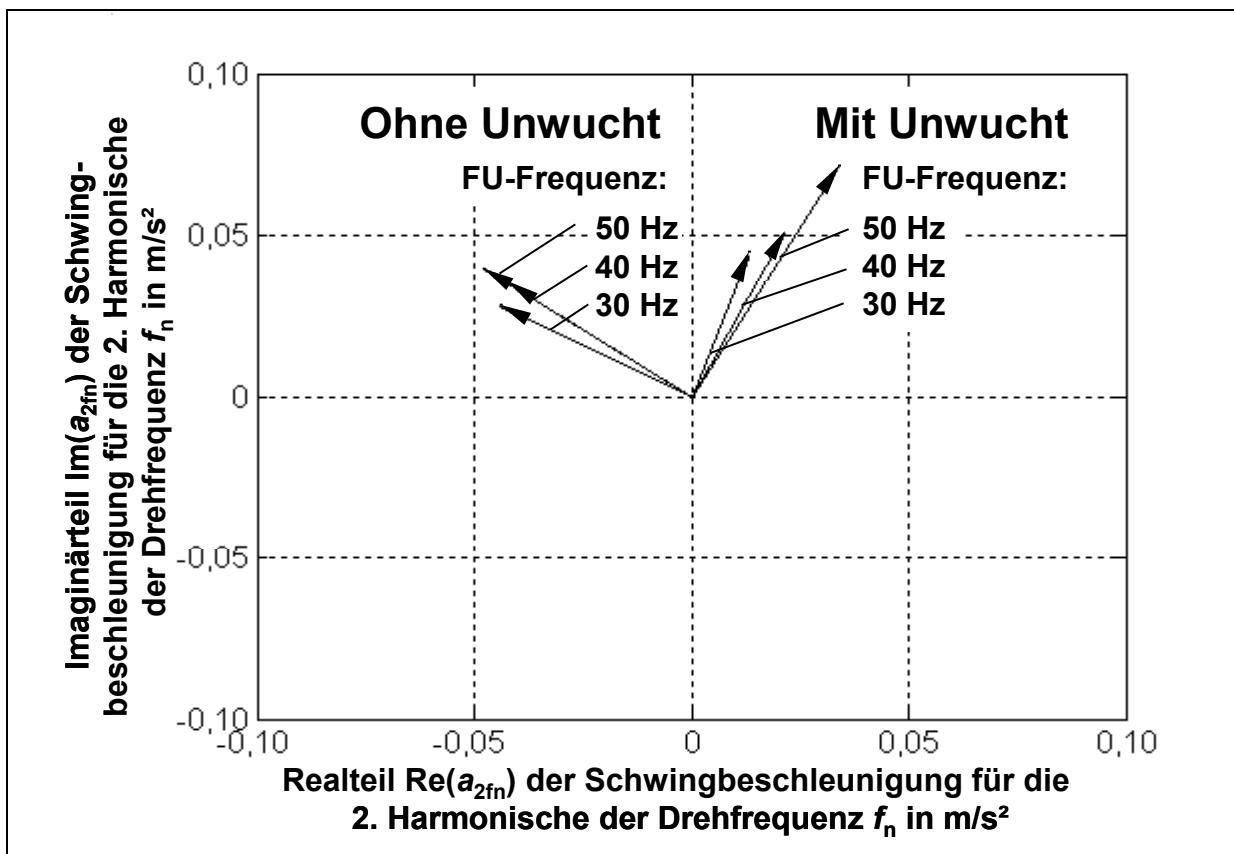




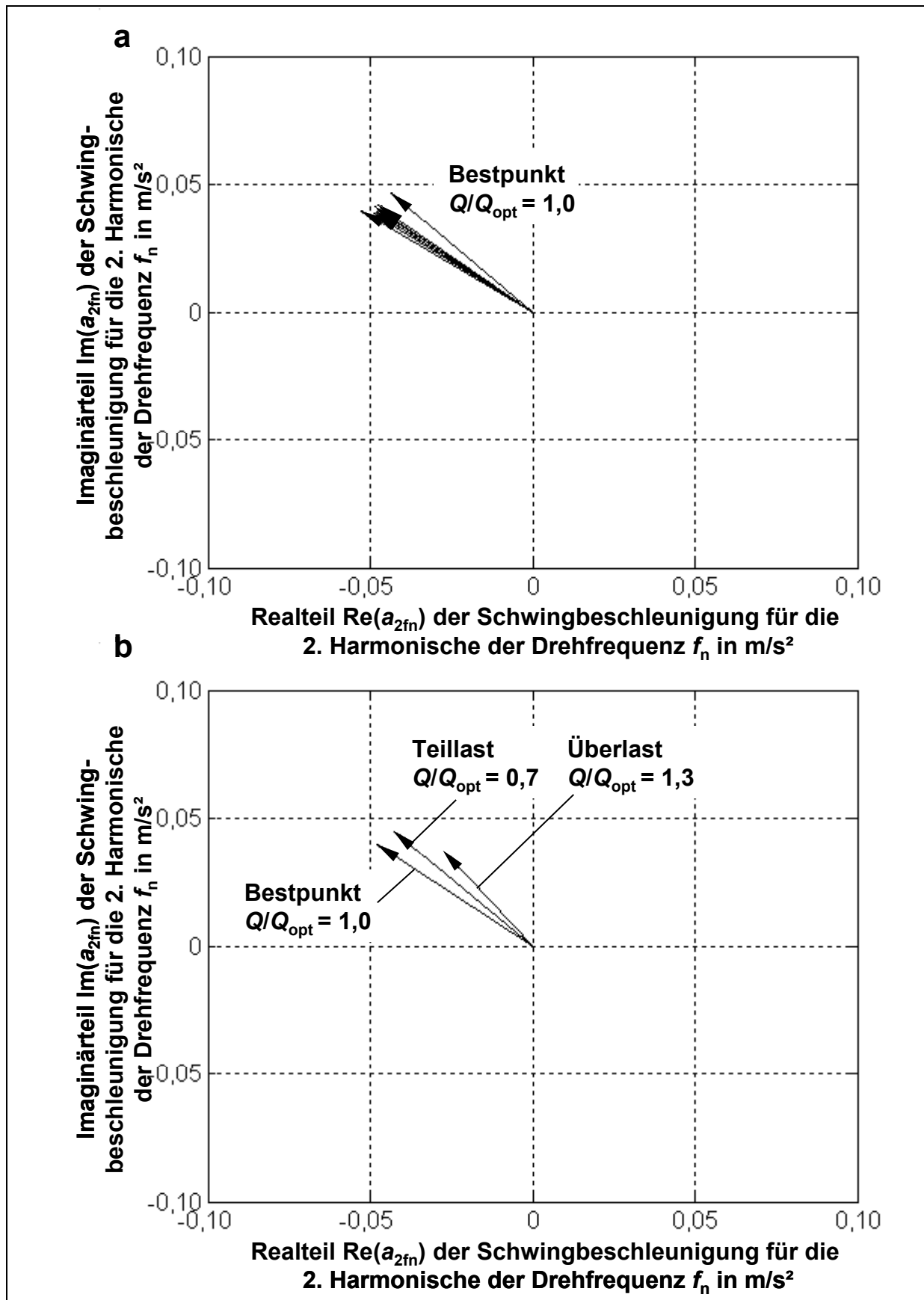
**Bild 24.** Vorgehensweise zur Bestimmung der Verläufe für die Kreuzkorrelation des Zeitsignals der Schwingbeschleunigung mit der Drehfrequenz und ihrer zweiten Harmonischen



**Bild 25.** Ausschnitt der Verläufe für die Kreuzkorrelation des Zeitsignals der Schwingbeschleunigung mit der Drehfrequenz und ihrer zweiten Harmonischen



**Bild 26.** Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei Betrieb mit und ohne Unwucht beim Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und drei FU-Frequenzen



**Bild 27.** Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei Betrieb mit 50 Hz. **a** Zehn Einzelmessungen für einen Betriebspunkt; **b** Gemittelt für drei Betriebspunkte

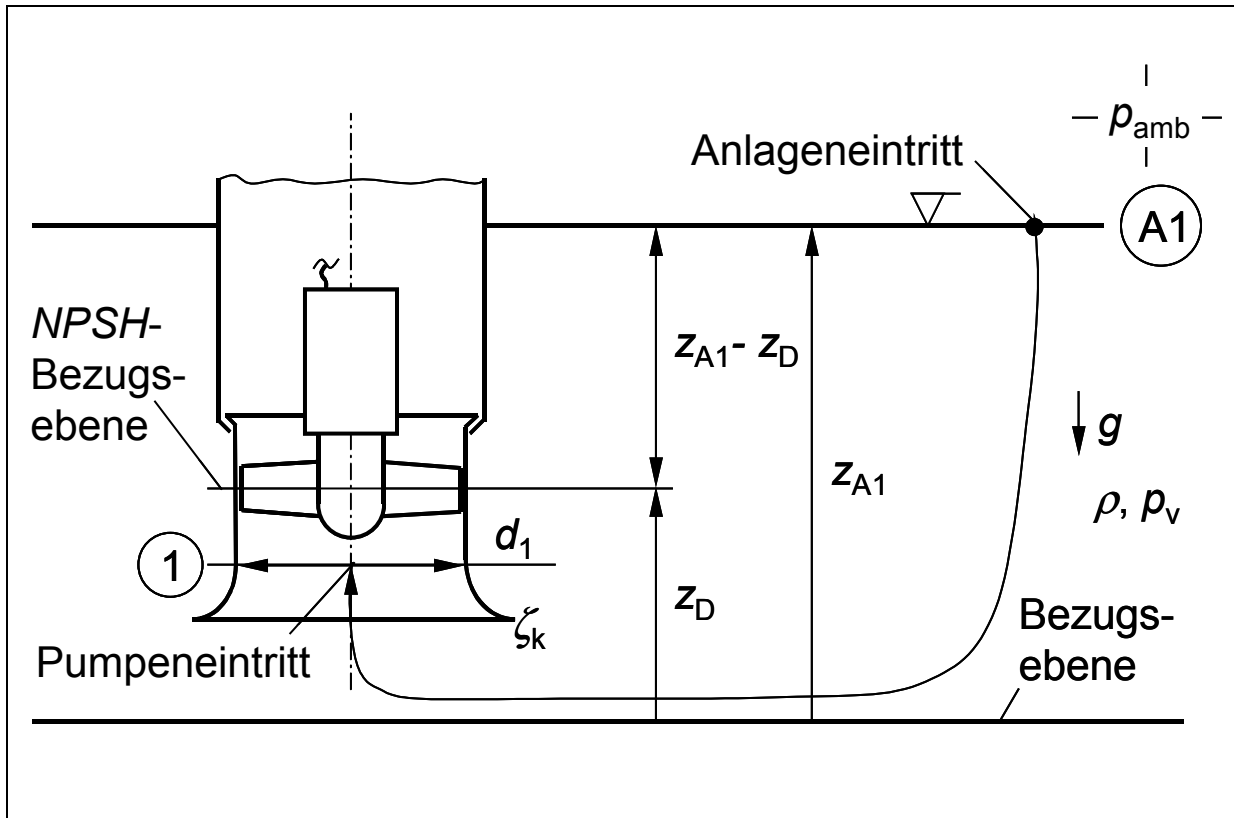


Bild 28. Schematische Darstellung der axialen Tauchmotorpumpe mit Anlage.

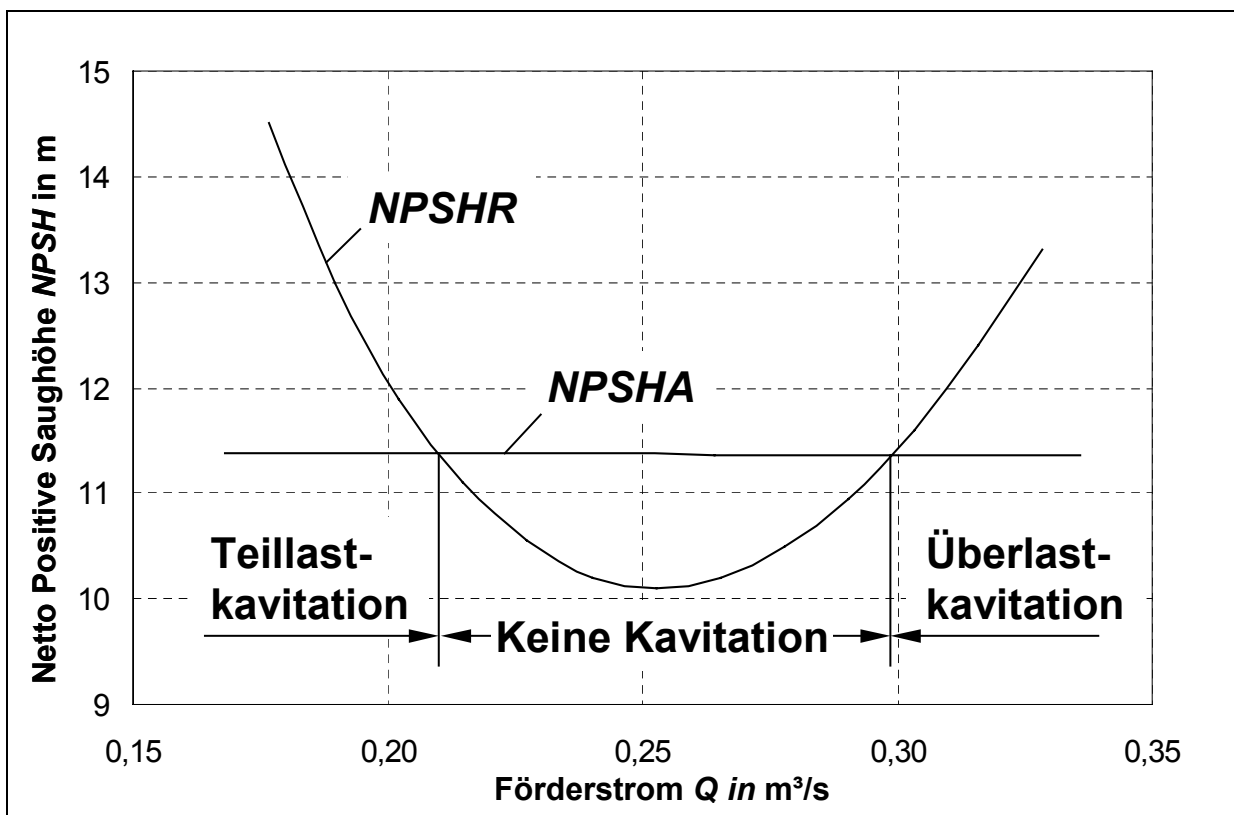
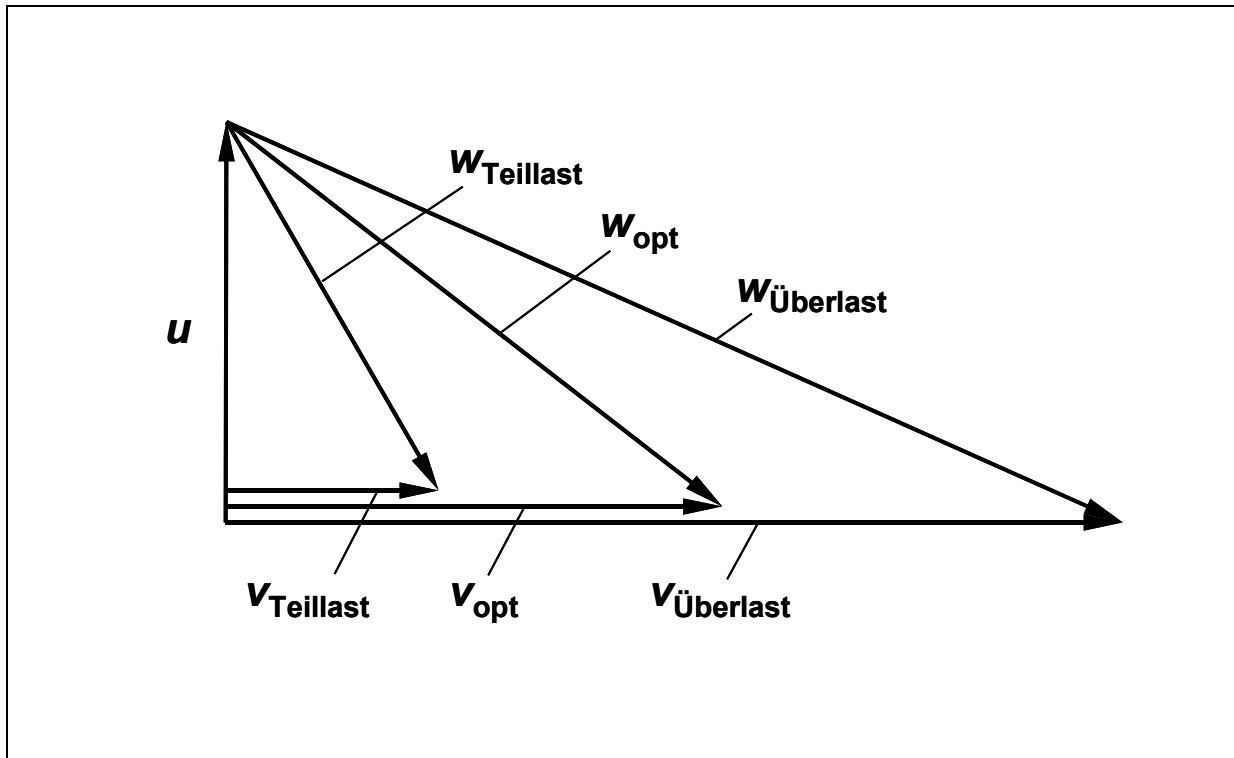
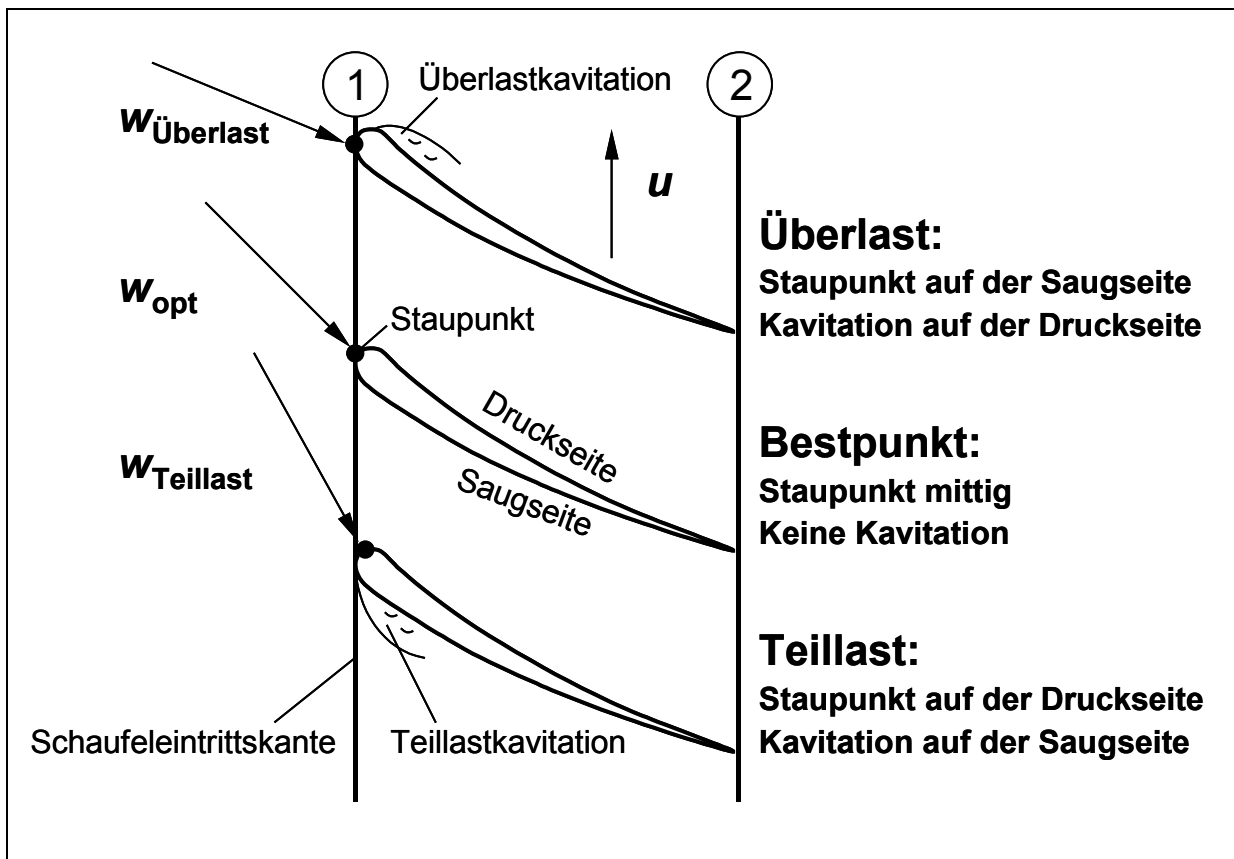


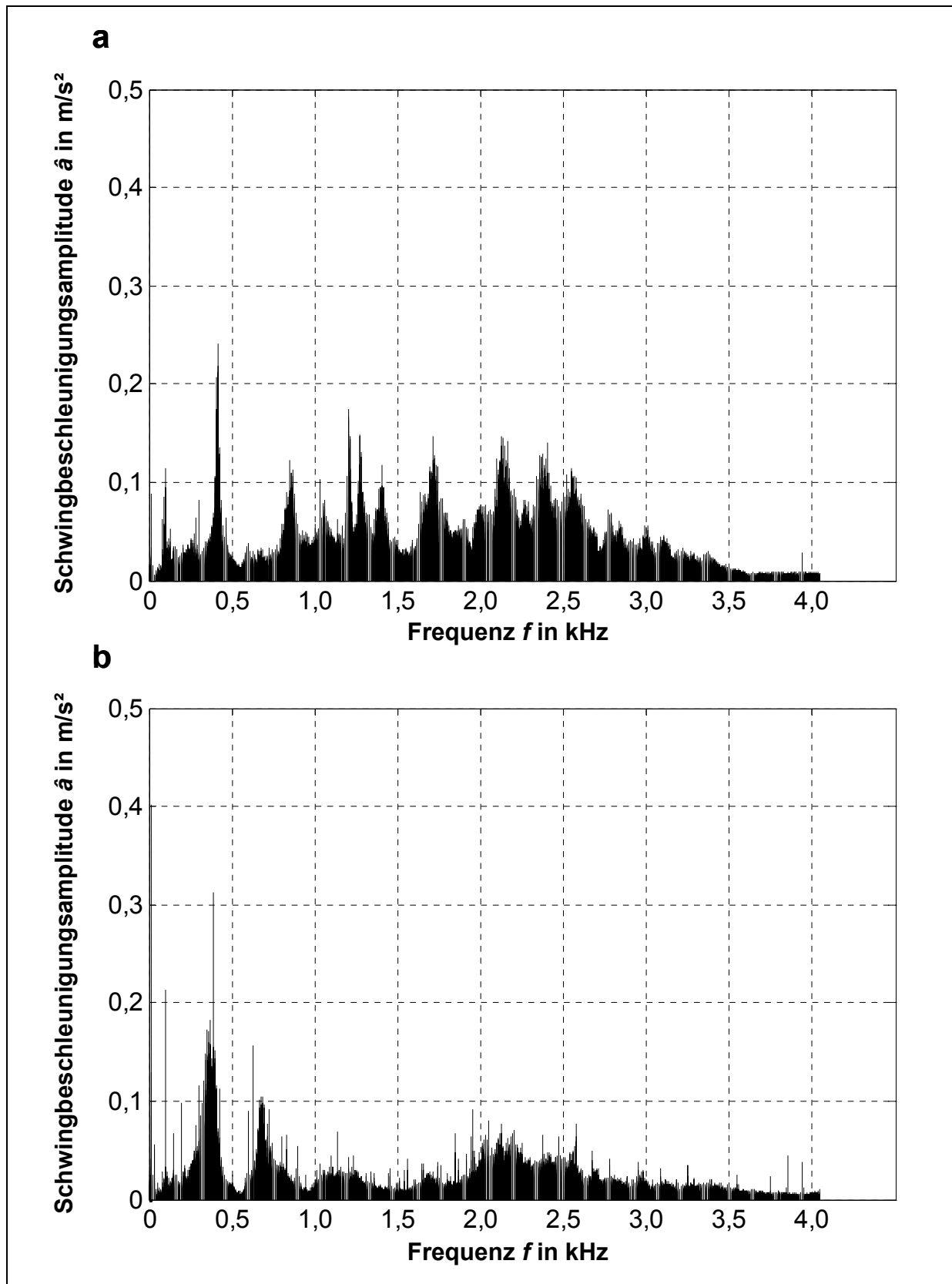
Bild 29. Netto Positive Saughöhe für die axiale Tauchmotorpumpe  $NPSHR$  und für die Anlage  $NPSHA$  der Forschungspumpstation in Abhängigkeit vom Förderstrom.



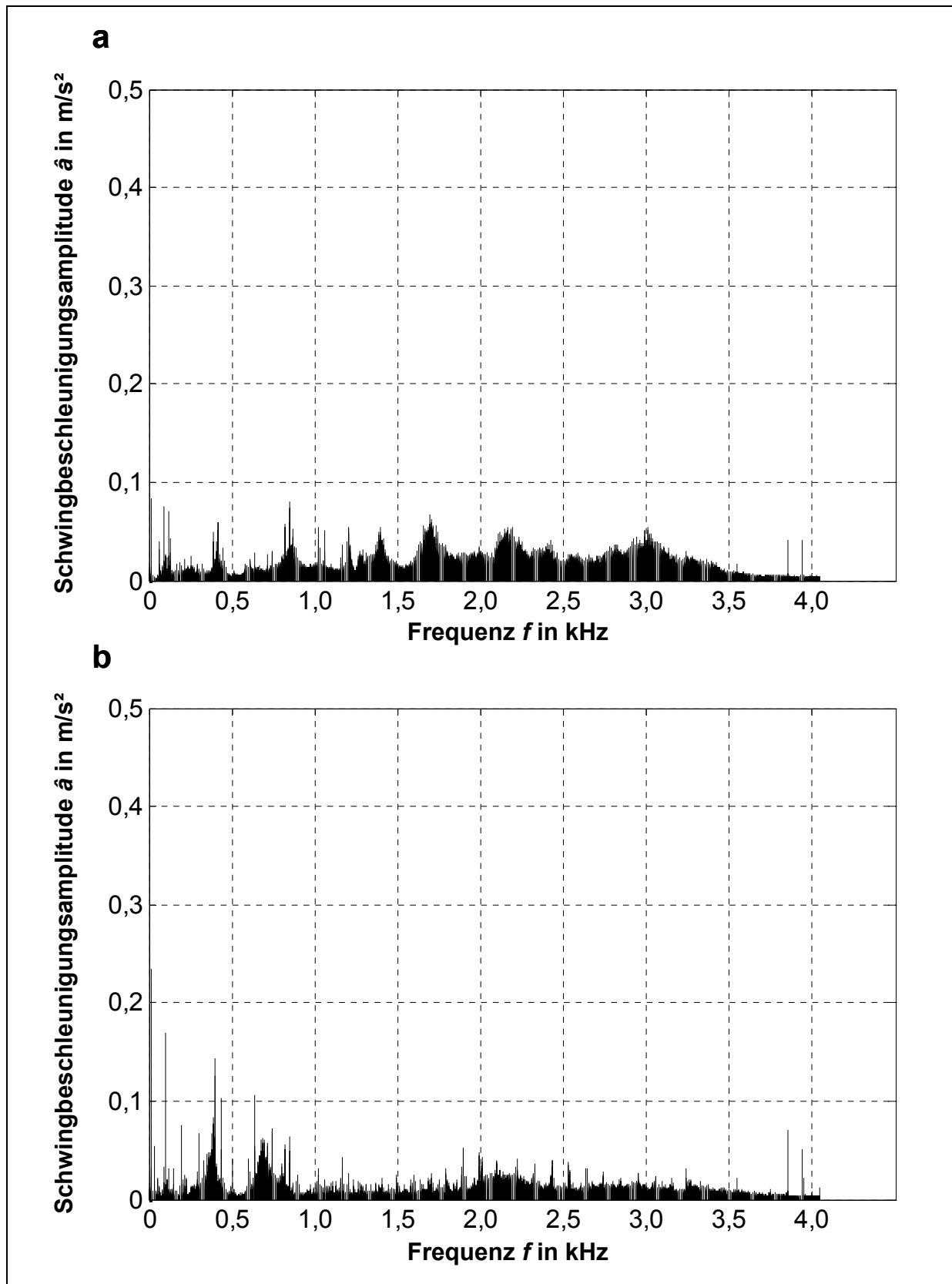
**Bild 30.** Geschwindigkeitsdreiecke am Schaufeleintritt für den Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast, im Bestpunkt und in Überlast bei drallfreier Zuströmung.



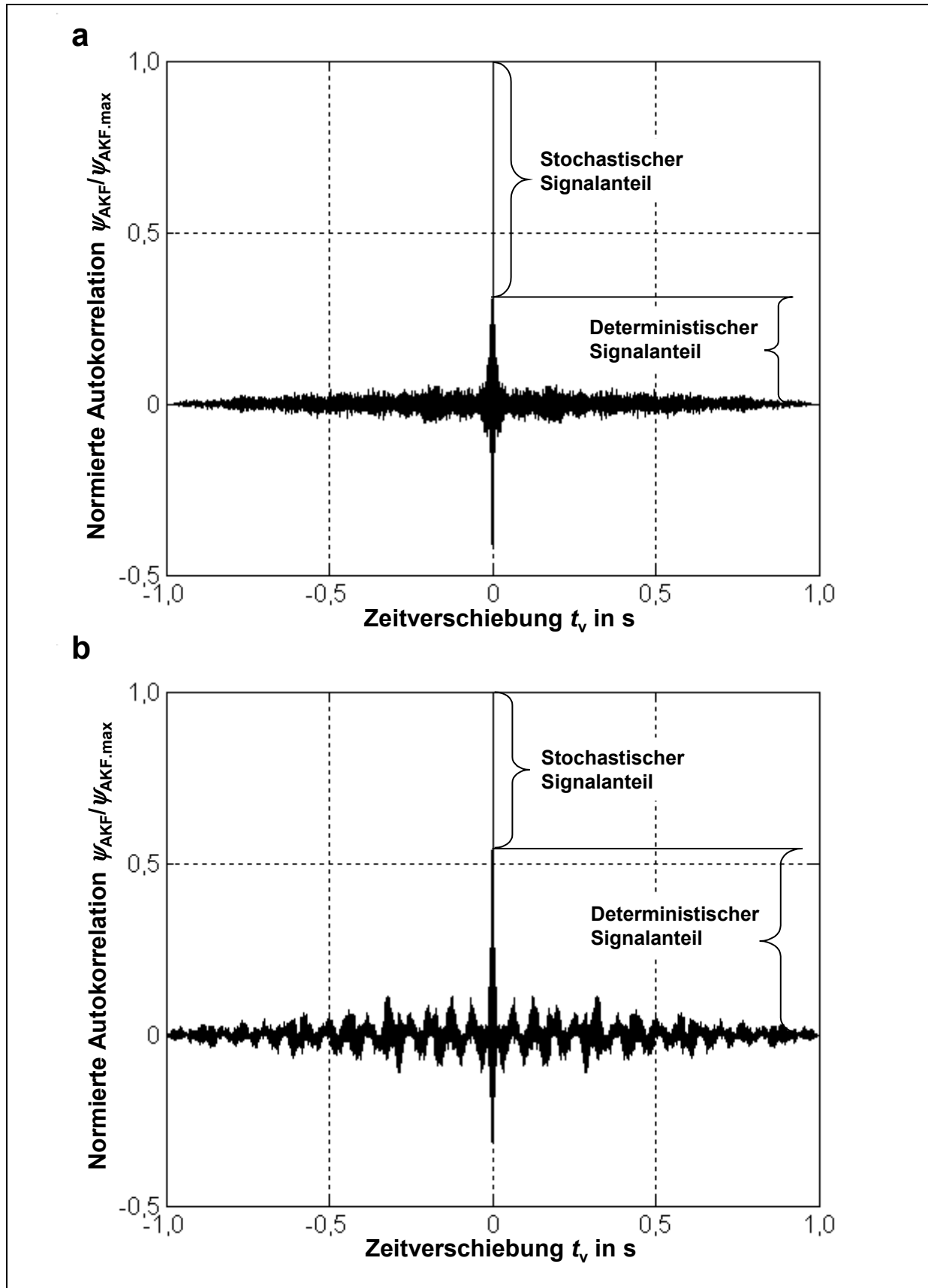
**Bild 31.** Anströmung der Schaufeleintrittskante für den Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast, im Bestpunkt und in Überlast bei drallfreier Zuströmung.



**Bild 32.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Teillast beim Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}} = 0,7$ . **a** Spektrum am Leitschaufelgehäuse; **b** Spektrum am unteren Lagergehäuse

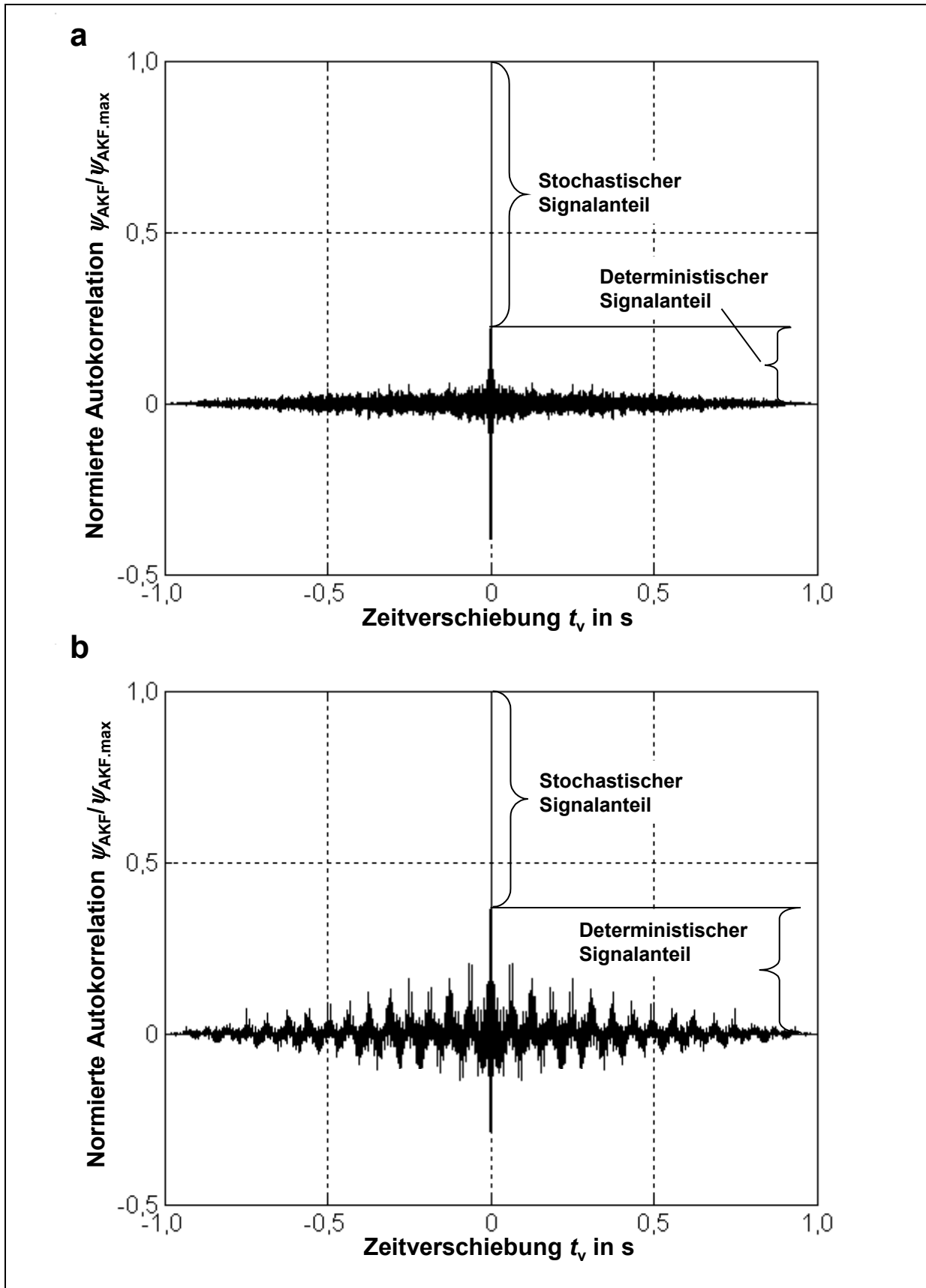


**Bild 33.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe in Überlast beim Fördergrad  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,3$ . **a** Spektrum am Leitschaufelgehäuse; **b** Spektrum am unteren Lagergehäuse

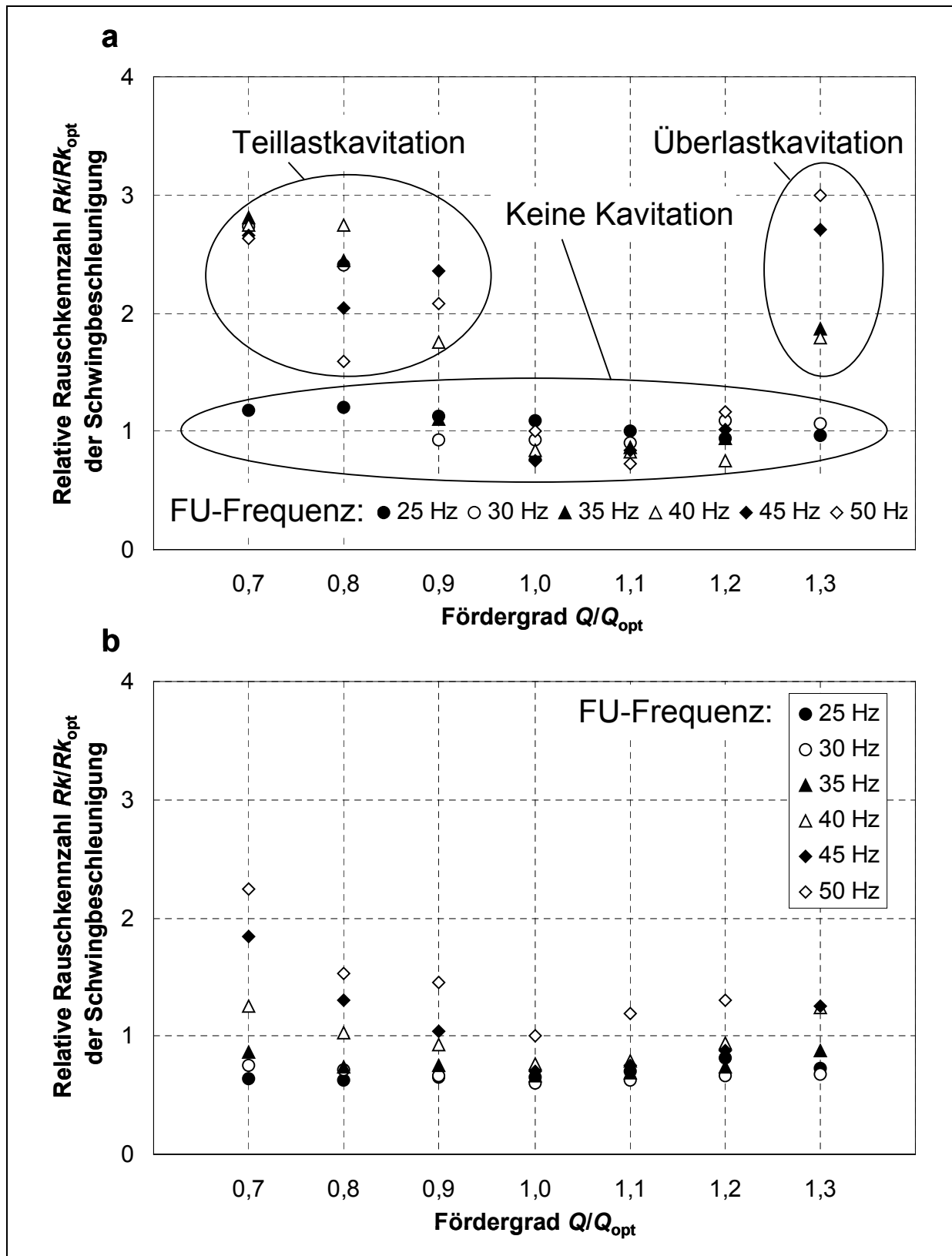


**Bild 34.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz in Teillast  $Q/Q_{opt} = 0,7$ . **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

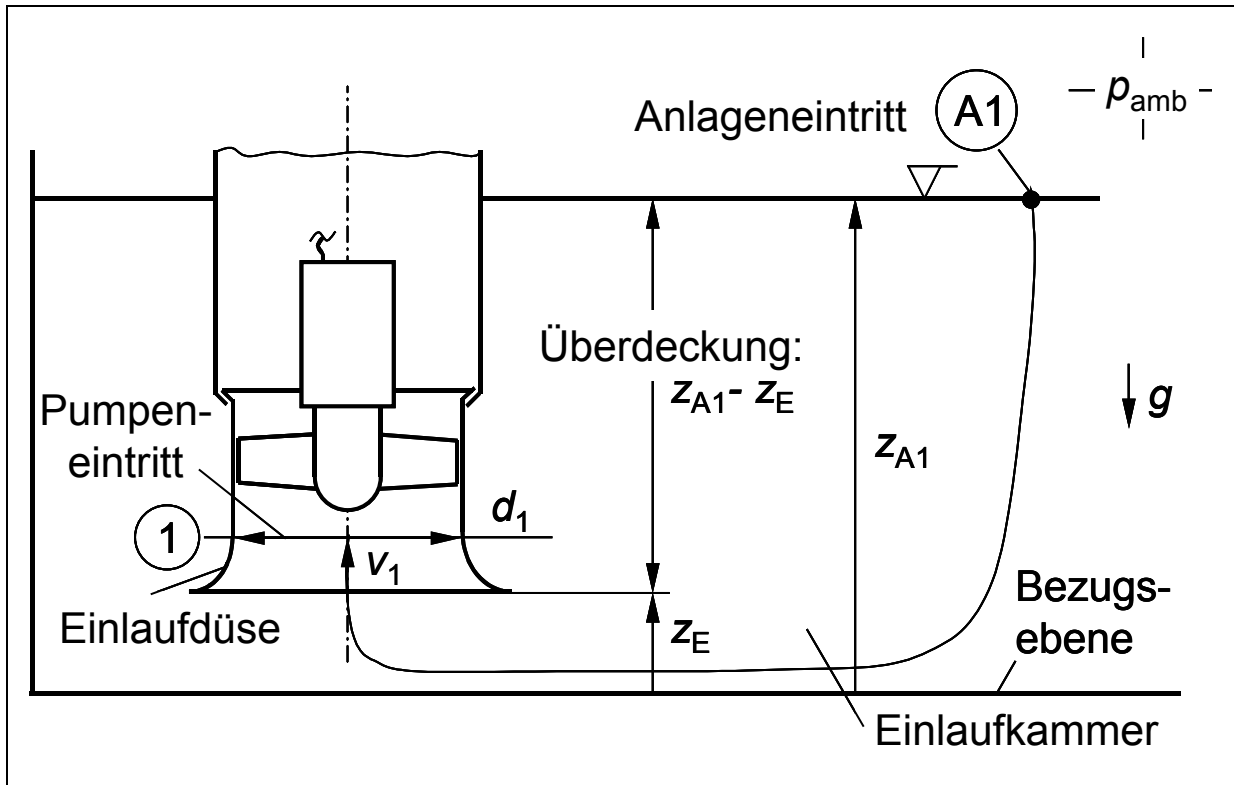




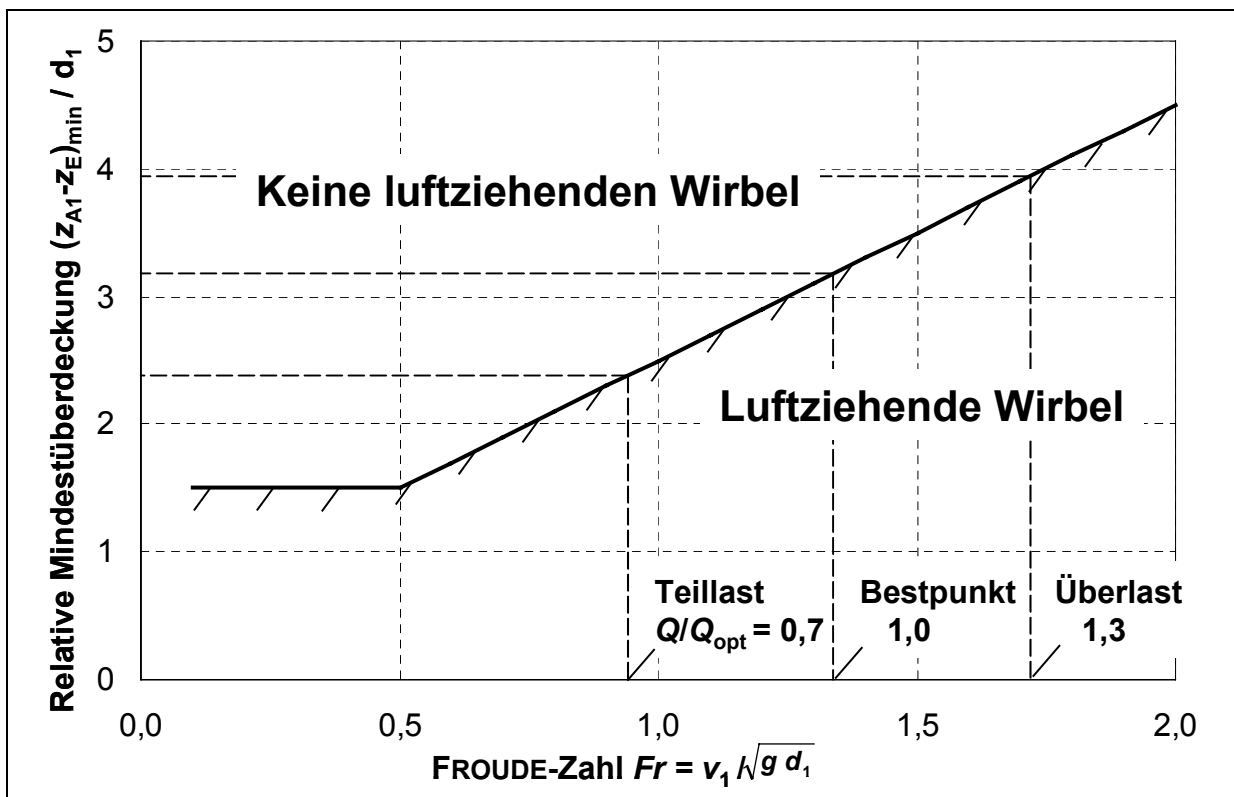
**Bild 35.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz in Überlast  $Q/Q_{opt} = 1,3$ . **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



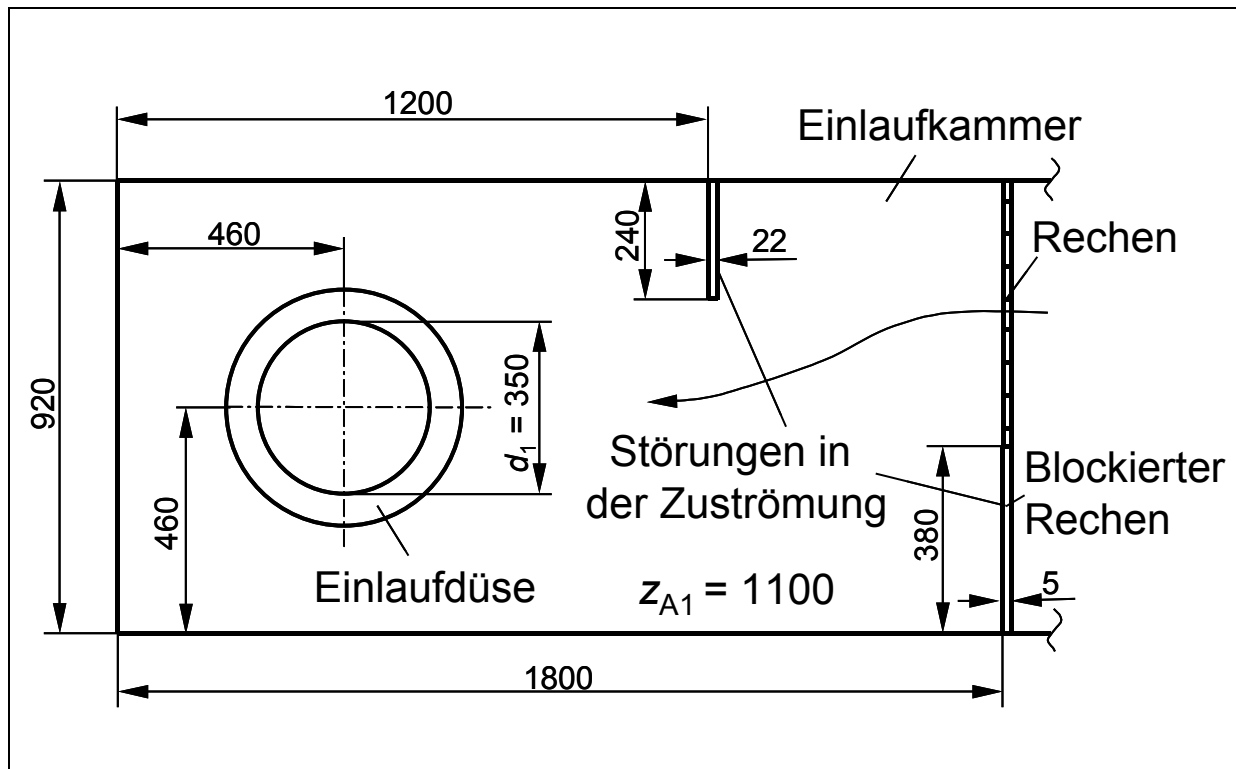
**Bild 36.** Relative Rauschkennzahlen der Schwingbeschleunigung. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



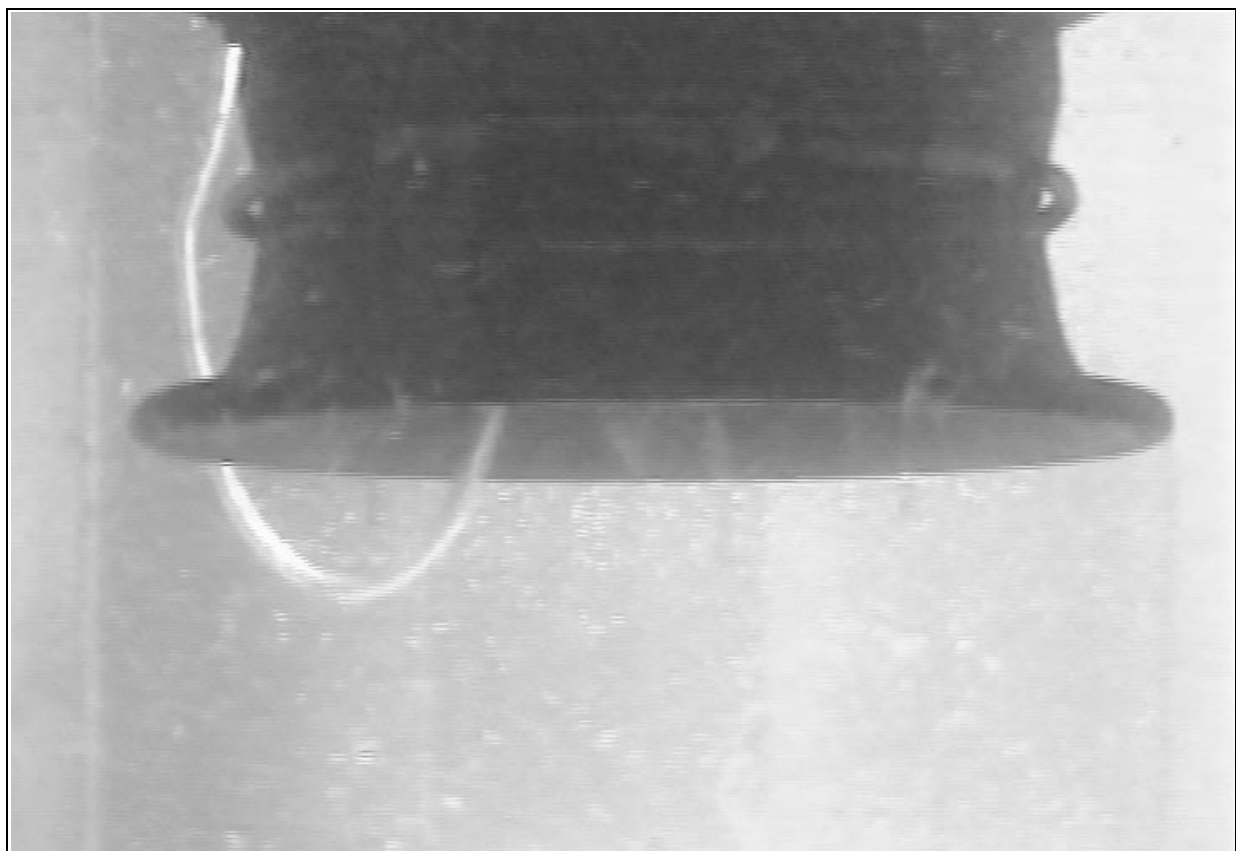
**Bild 37.** Schematische Darstellung der axialen Tauchmotorpumpe mit offener Einlaufkammer



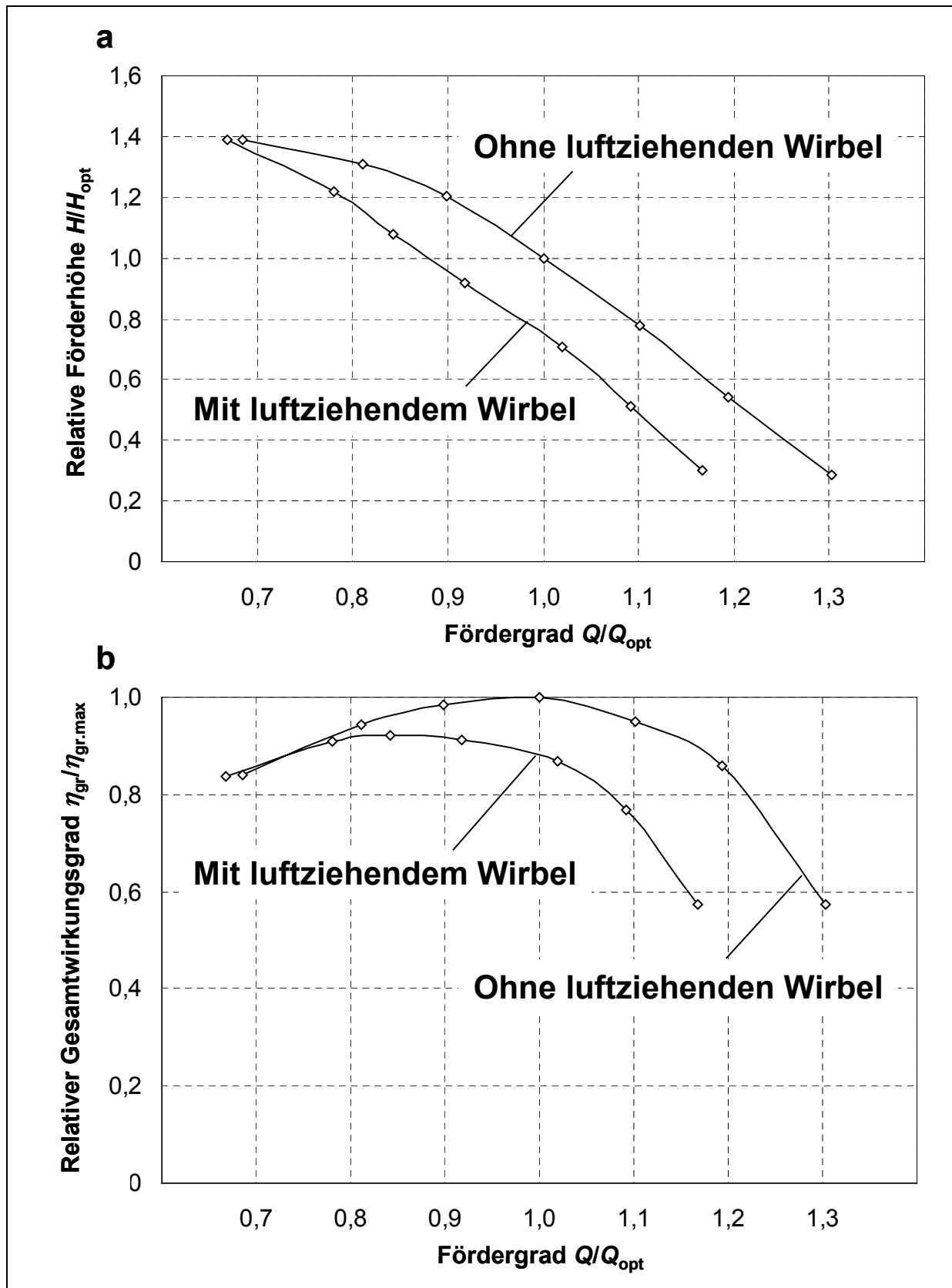
**Bild 38.** Relative Mindestüberdeckung in Abhängigkeit von der FROUDE-Zahl zur Vermeidung luftziehender Wirbel mit drei Betriebspunkten der Tauchmotorpumpe, nach [84]



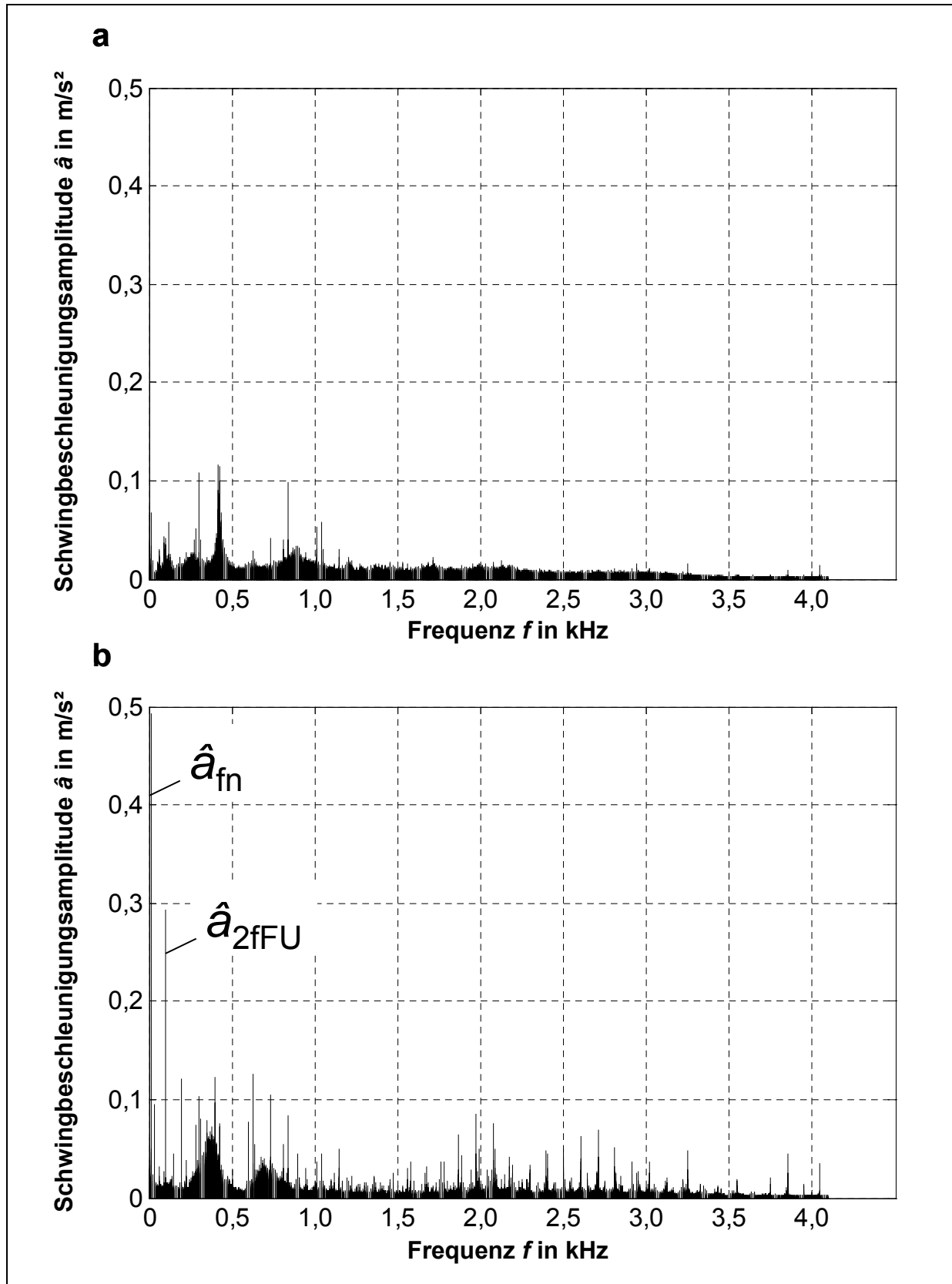
**Bild 39.** Schematische Darstellung der Einlaufkammer der Forschungspumpstation mit Einlaufdüse und Störungen in der Zuströmung



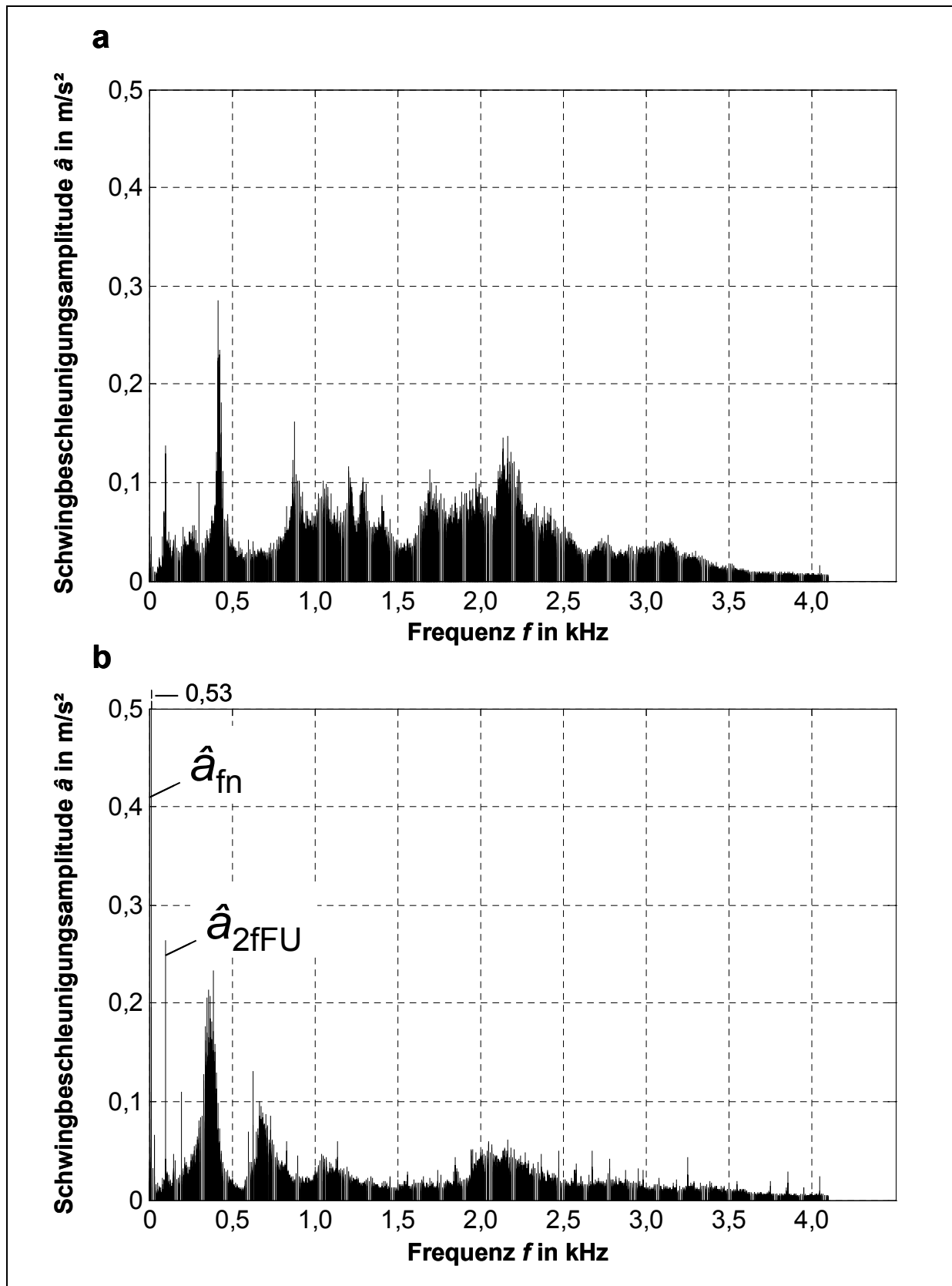
**Bild 40.** Fotografische Darstellung der Einlaufdüse mit einem luftziehenden Wirbel



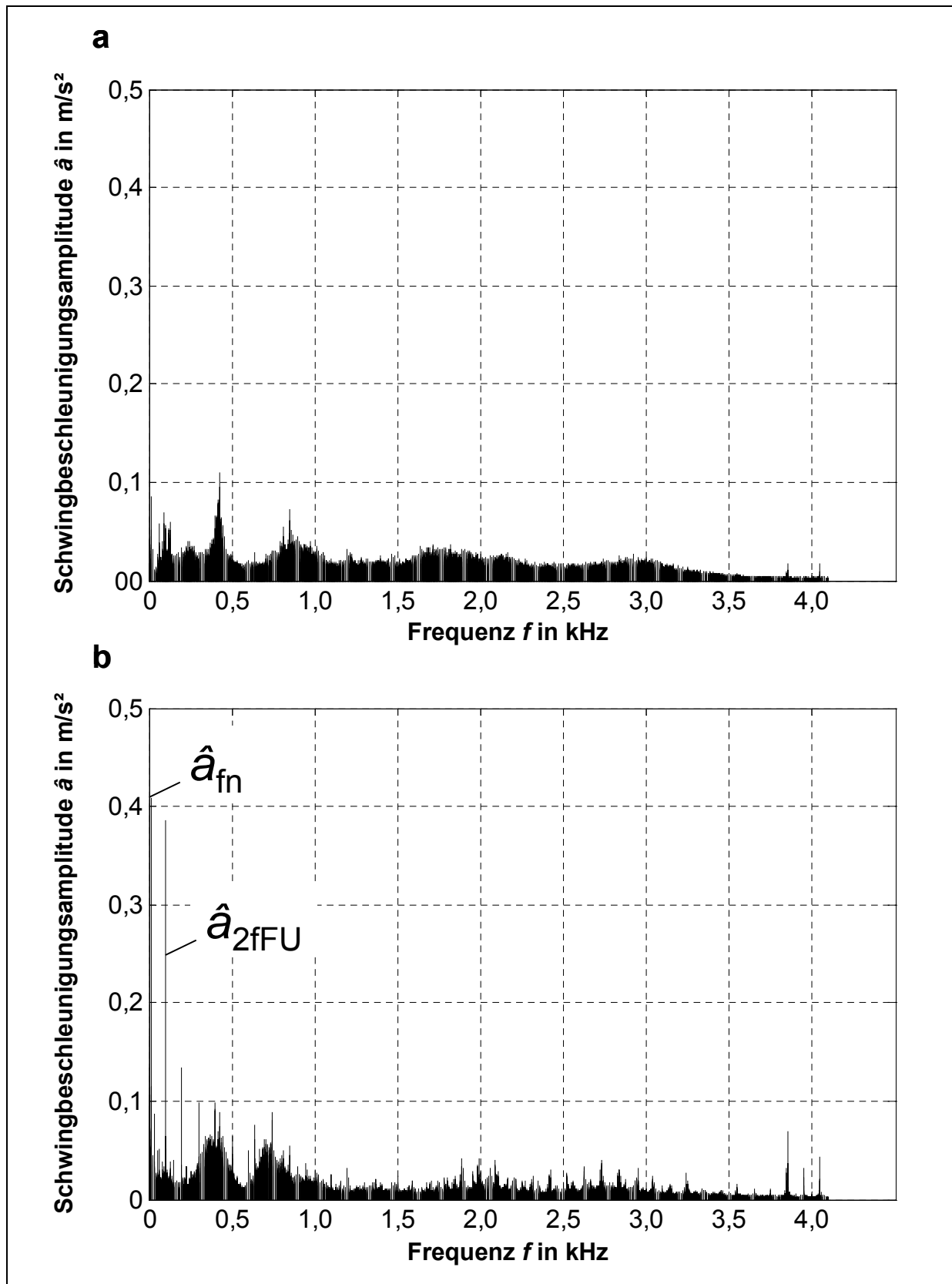
**Bild 41.** Gemessene Kennlinien der Tauchmotorpumpe in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{opt}$  bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Relative Förderhöhe  $H/H_{opt}$ ; **b** Relativer Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{gr}/\eta_{gr.max}$



**Bild 42.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels.  
**a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

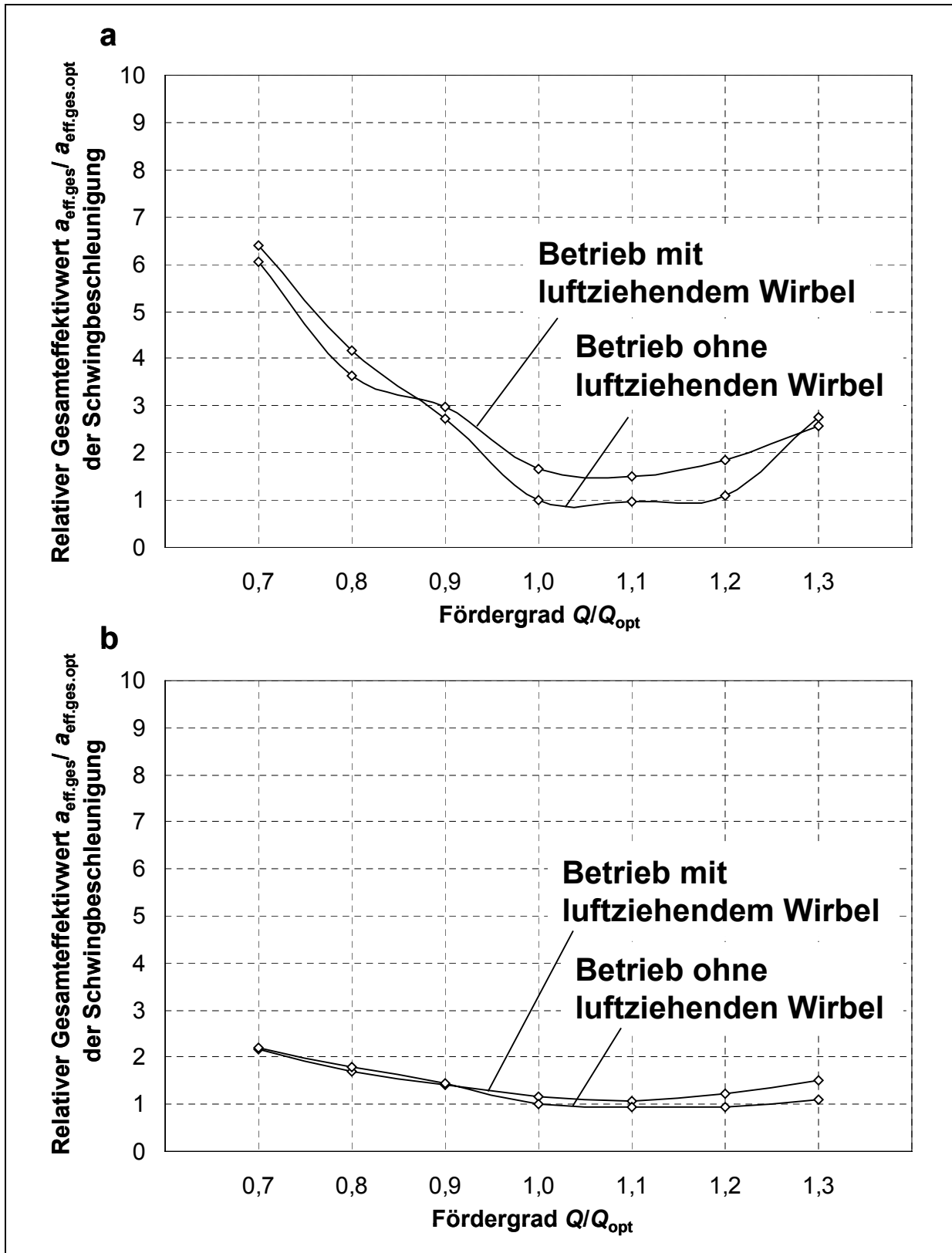


**Bild 43.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 0,7$  und bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

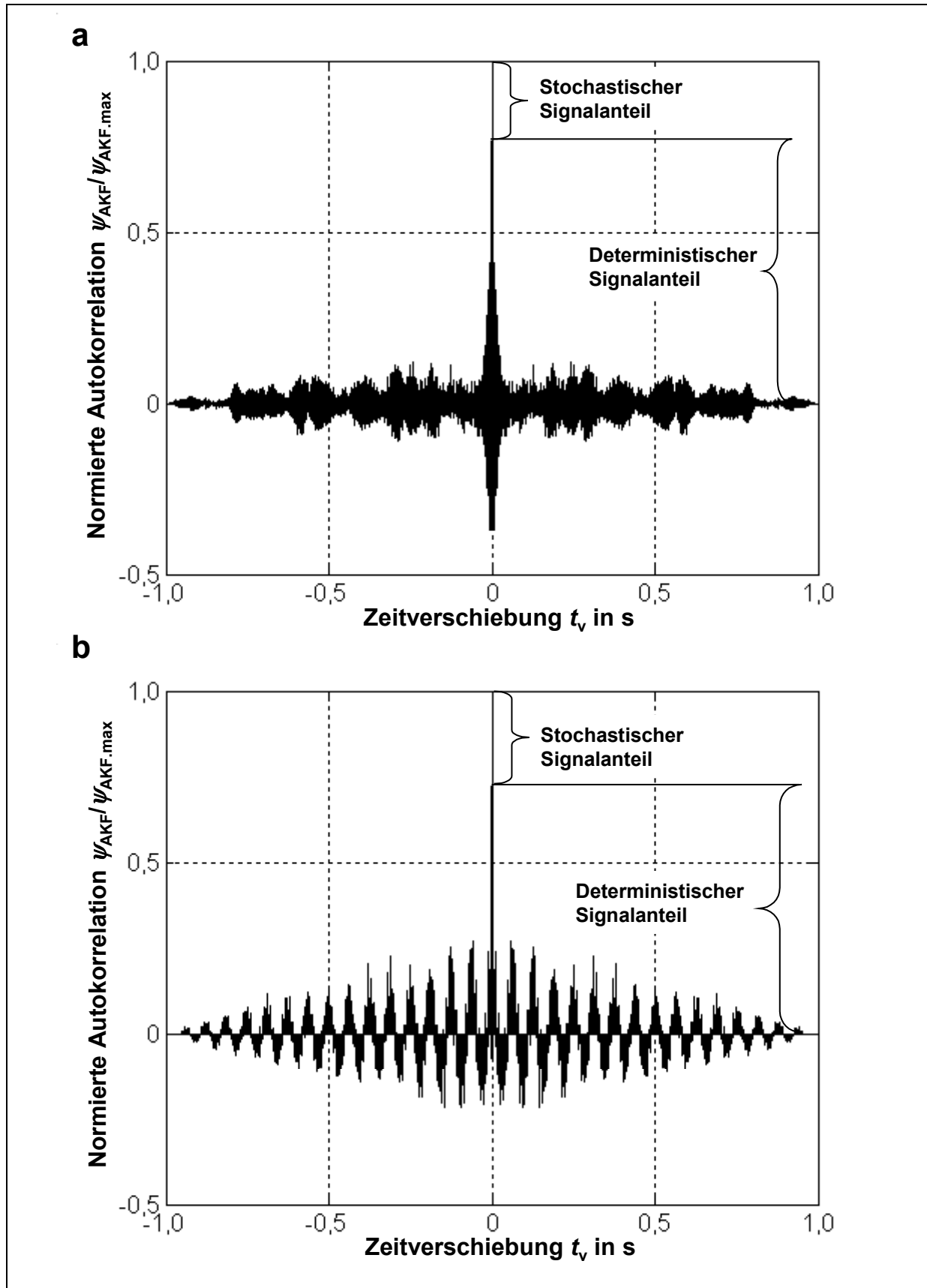


**Bild 44.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,3$  und bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

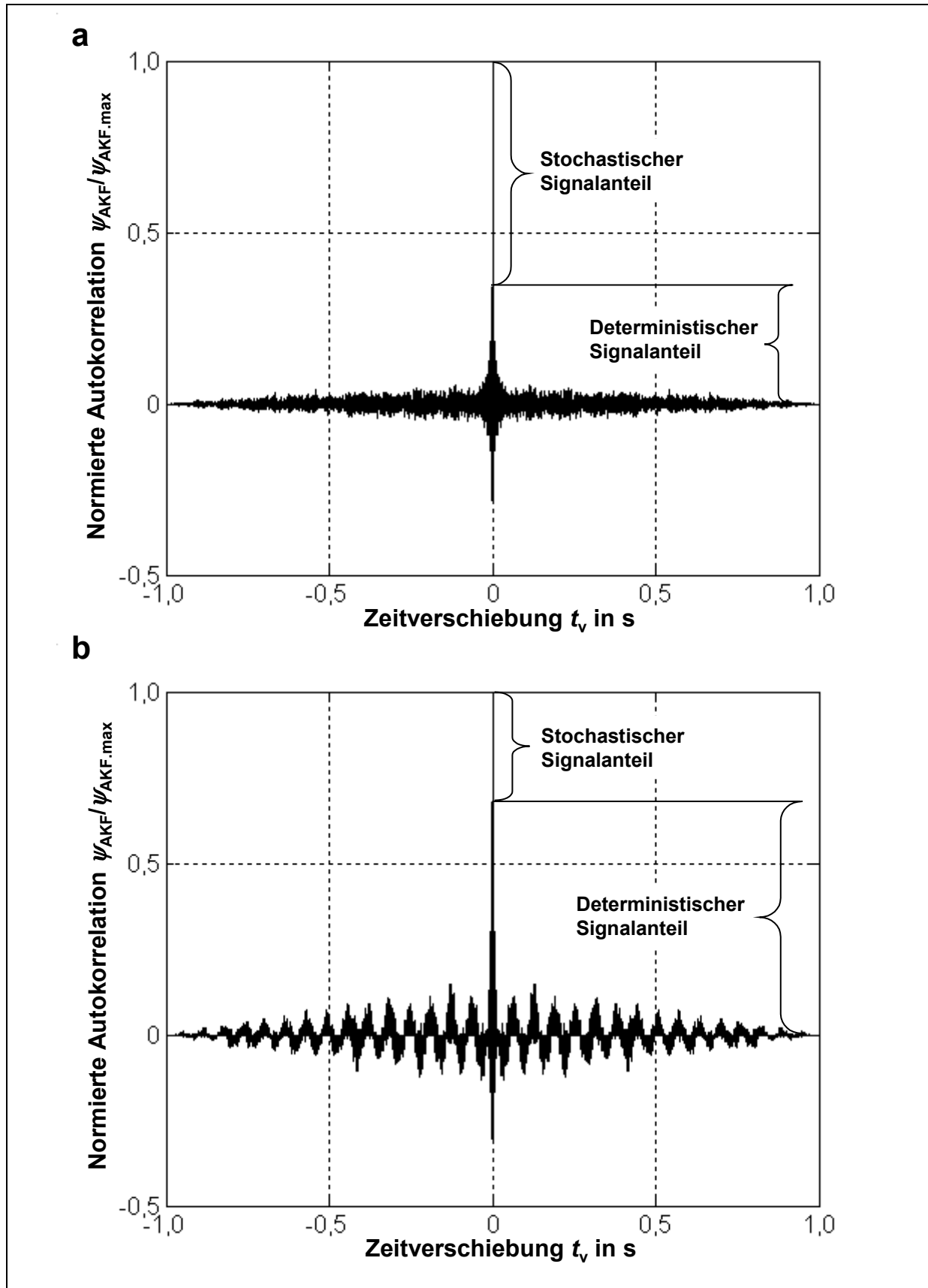




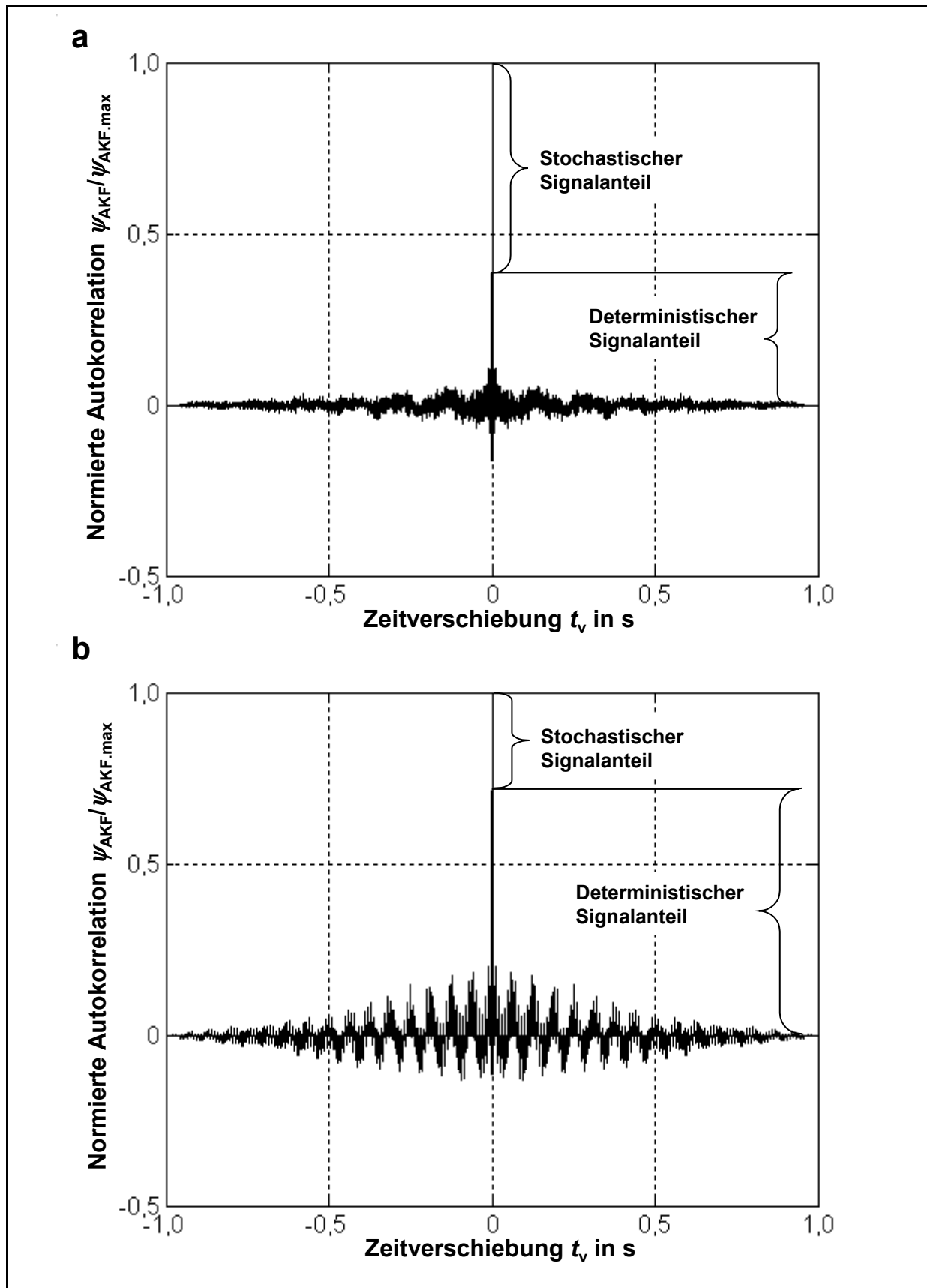
**Bild 45.** Relative Gesamteffektivwerte der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Betrieb mit luftziehendem und ohne luftziehenden Wirbel. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



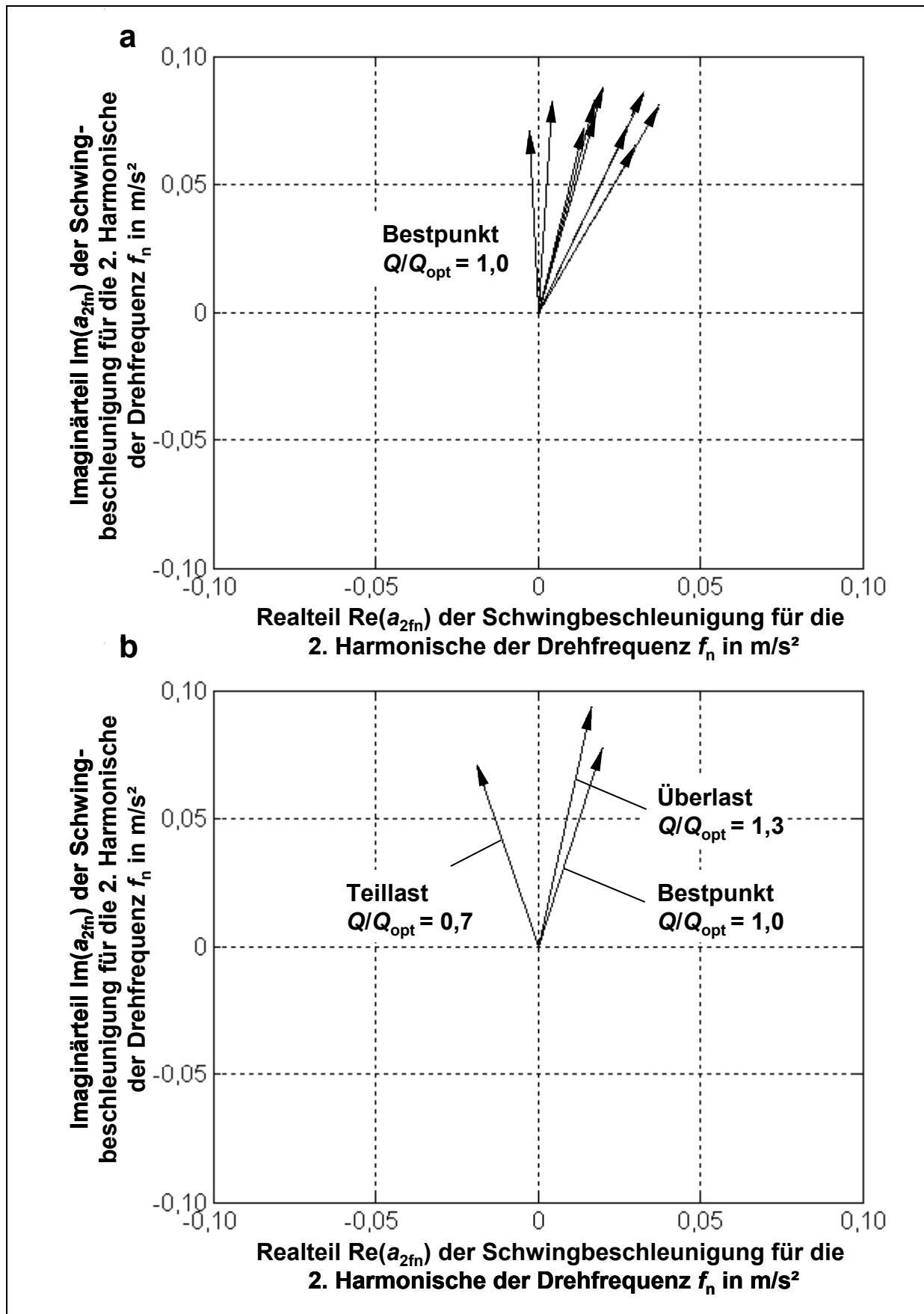
**Bild 46.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



**Bild 47.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 0,7$  und bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



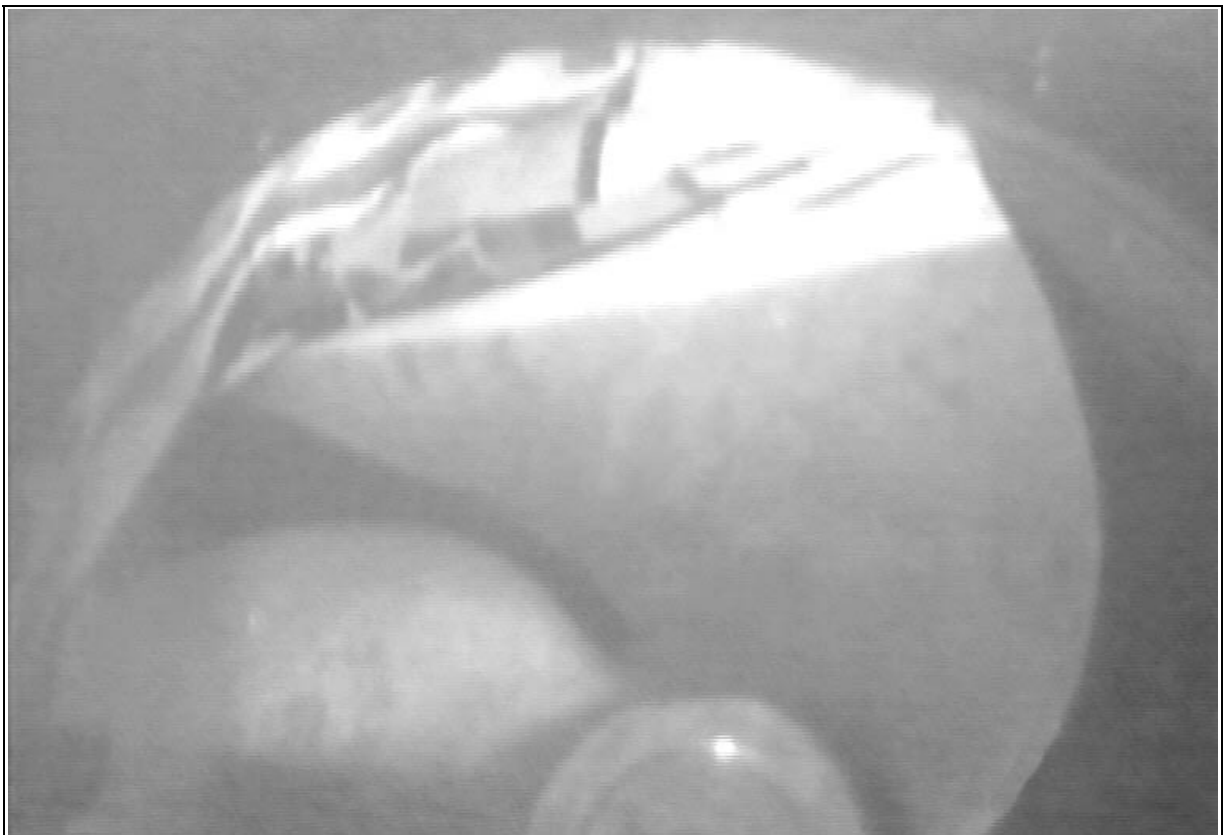
**Bild 48.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,3$  und bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



**Bild 49.** Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei Auftreten eines luftziehenden Wirbels. **a** Zehn Einzelmessungen für einen Betriebspunkt; **b** Gemittelt für drei Betriebspunkte



**Bild 50.** Fotografische Darstellung des Laufrads mit einer Verschmutzung durch einen Stofflappen



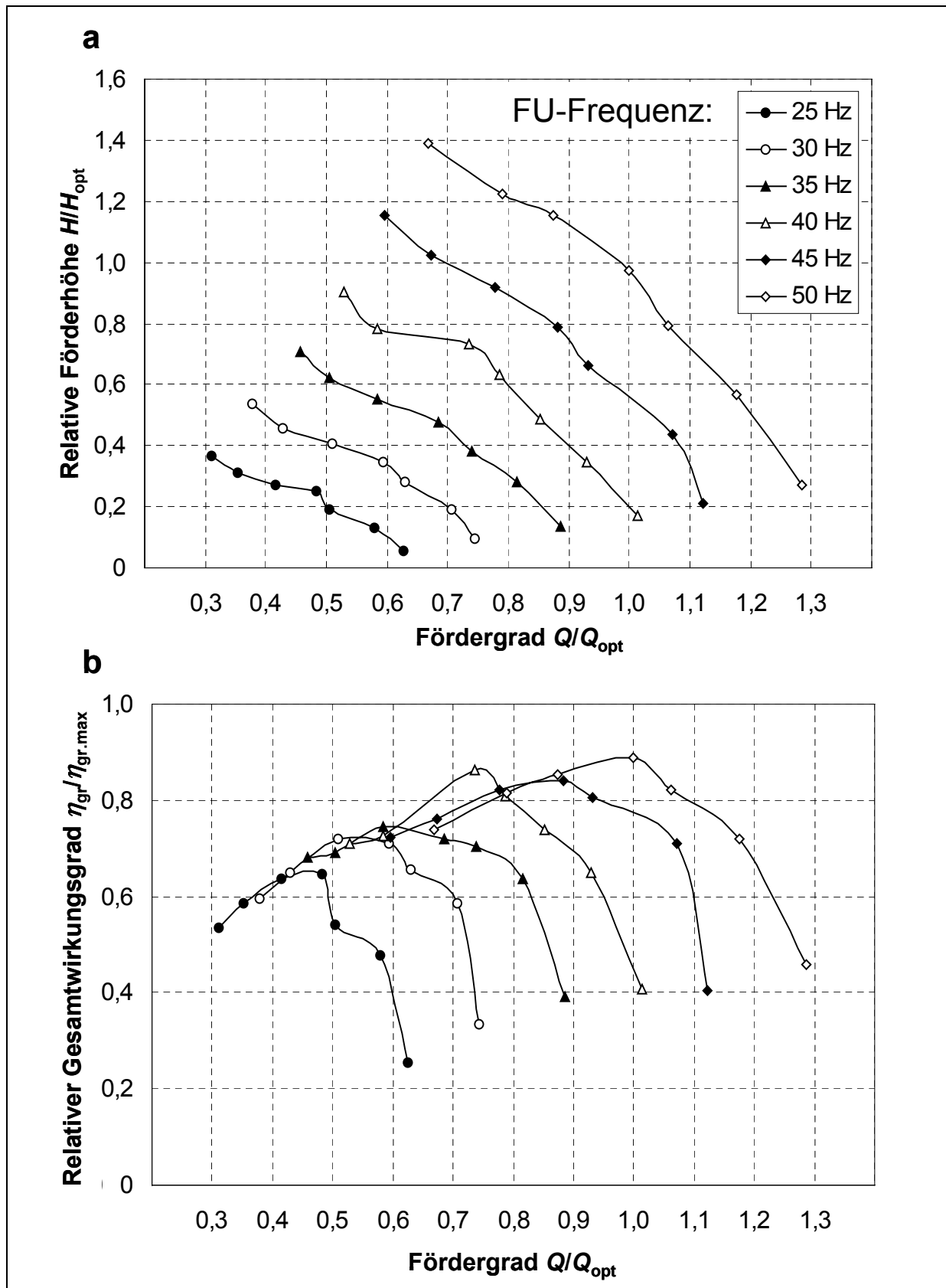
**Bild 51.** Fotografische Darstellung des Laufrads mit einer Verschmutzung durch eine Plastiktüte



**Bild 52.** Fotografische Darstellung des Laufrads mit einer Verschmutzung durch Schilf

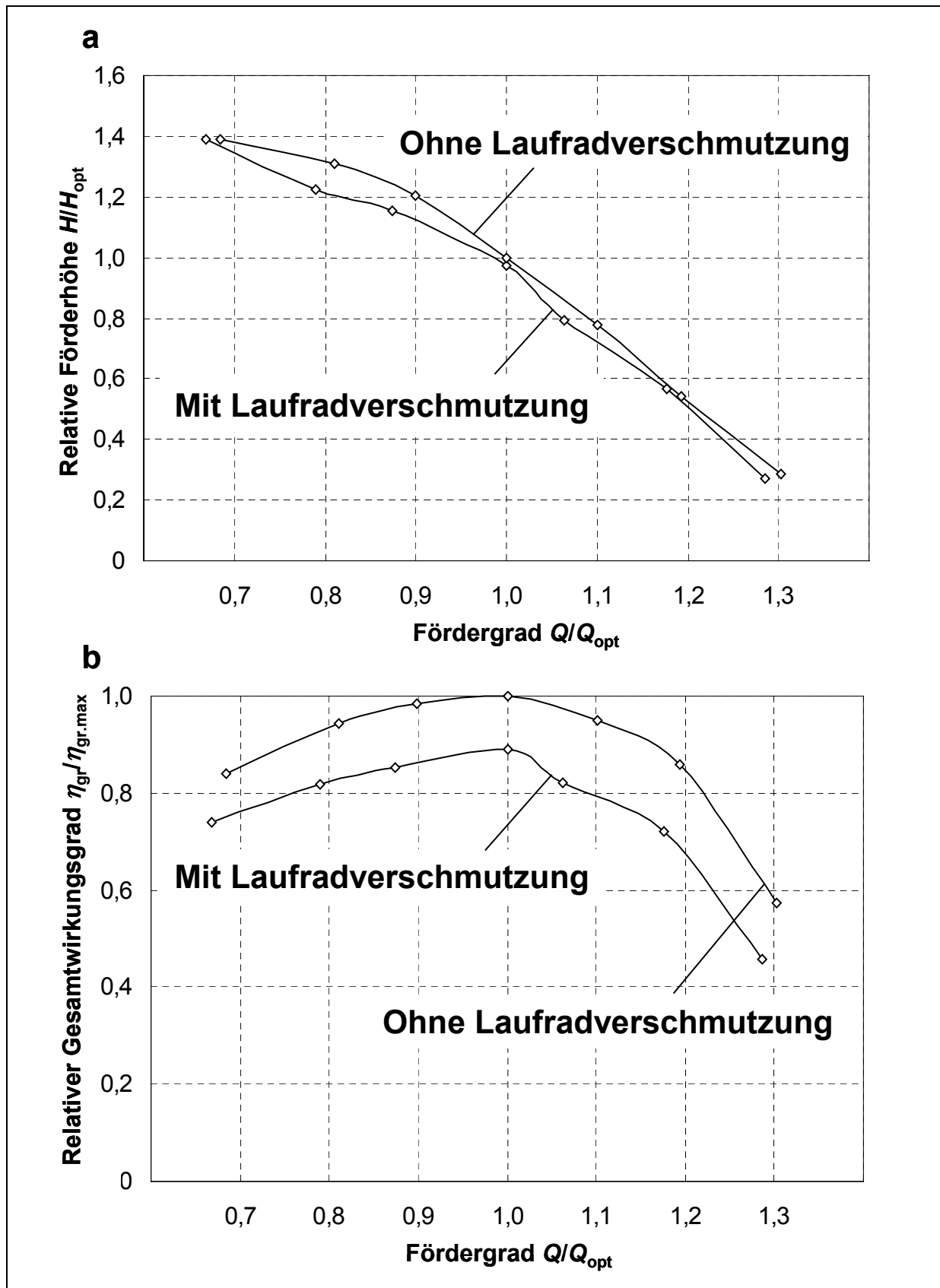


**Bild 53.** Fotografische Darstellung des Laufrads mit einer kombinierten Verschmutzung durch Stoffflappen, Plastiktüte und Schilf

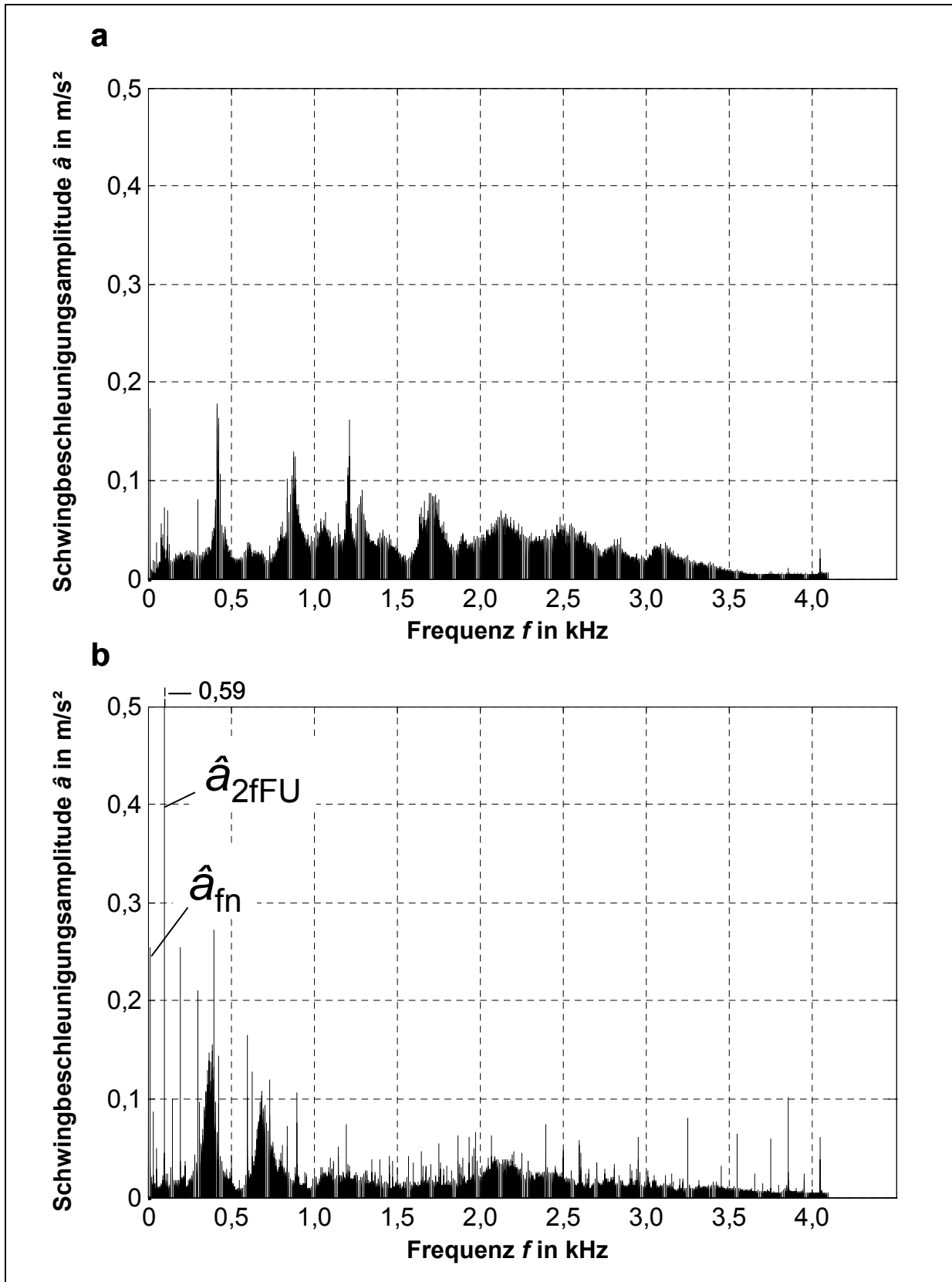


**Bild 54.** Gemessene Kennlinien der Tauchmotorpumpe in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{opt}$  bei Betrieb mit verschiedenen FU-Frequenzen und einer Laufradverschmutzung mit einem Stofflappen. **a** Relative Förderhöhe  $H/H_{opt}$ ; **b** Relativer Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{gr}/\eta_{gr,max}$

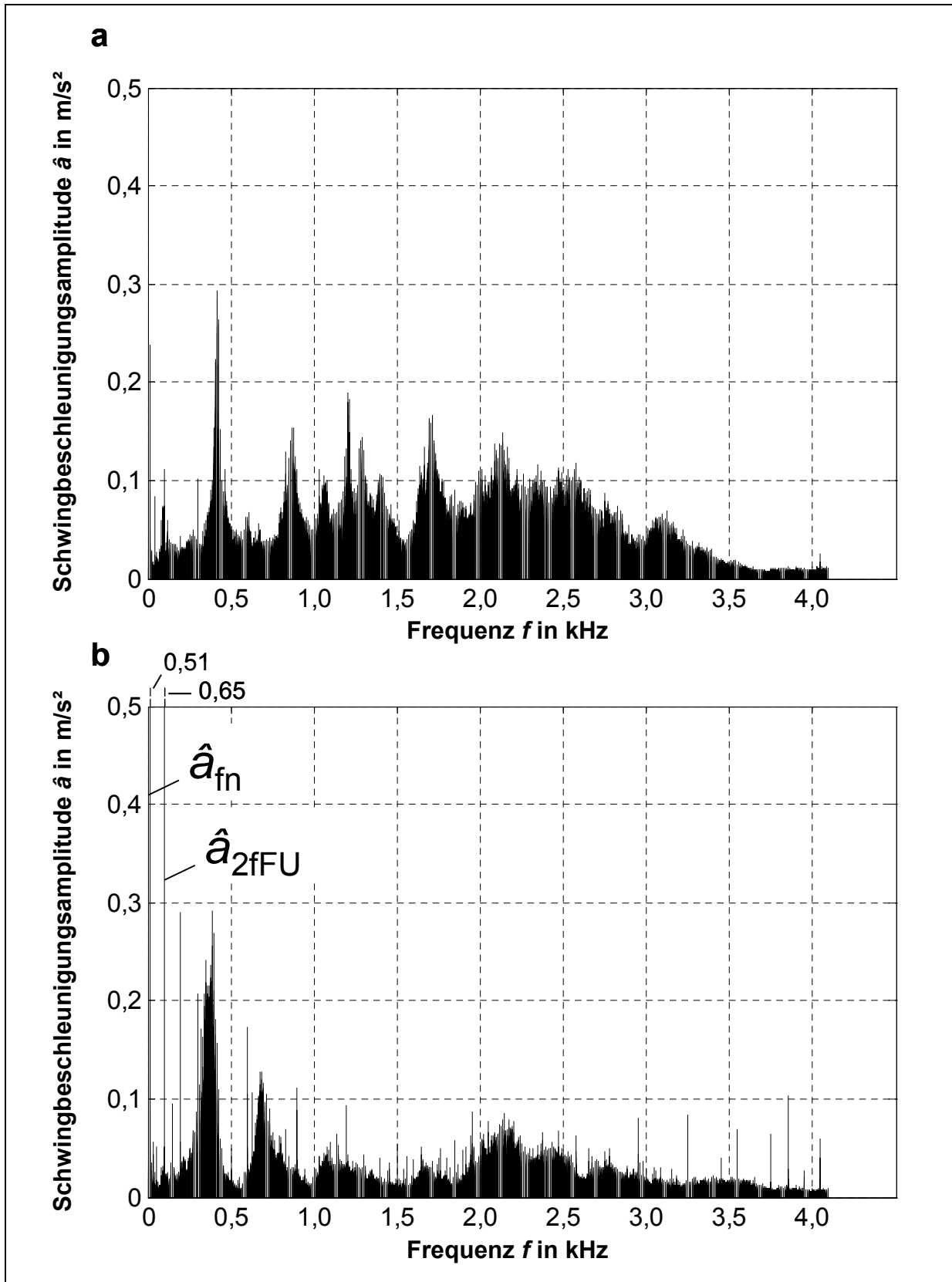




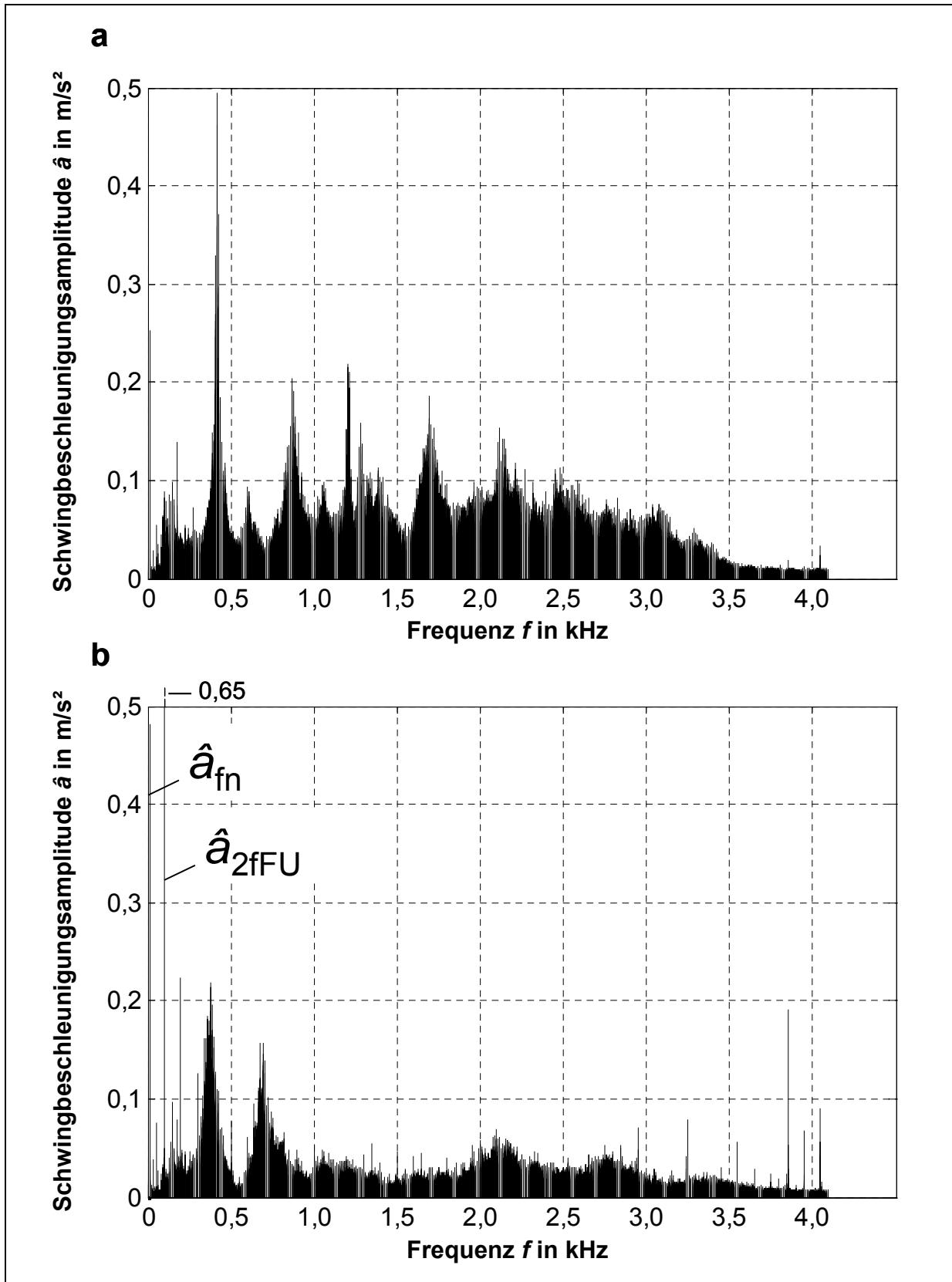
**Bild 55.** Gemessene Kennlinien der Tauchmotorpumpe in Abhängigkeit vom Fördergrad  $Q/Q_{opt}$  bei Betrieb mit und ohne Laufradverschmutzung. **a** Relative Förderhöhe  $H/H_{opt}$ ; **b** Relativer Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{gr}/\eta_{gr,max}$



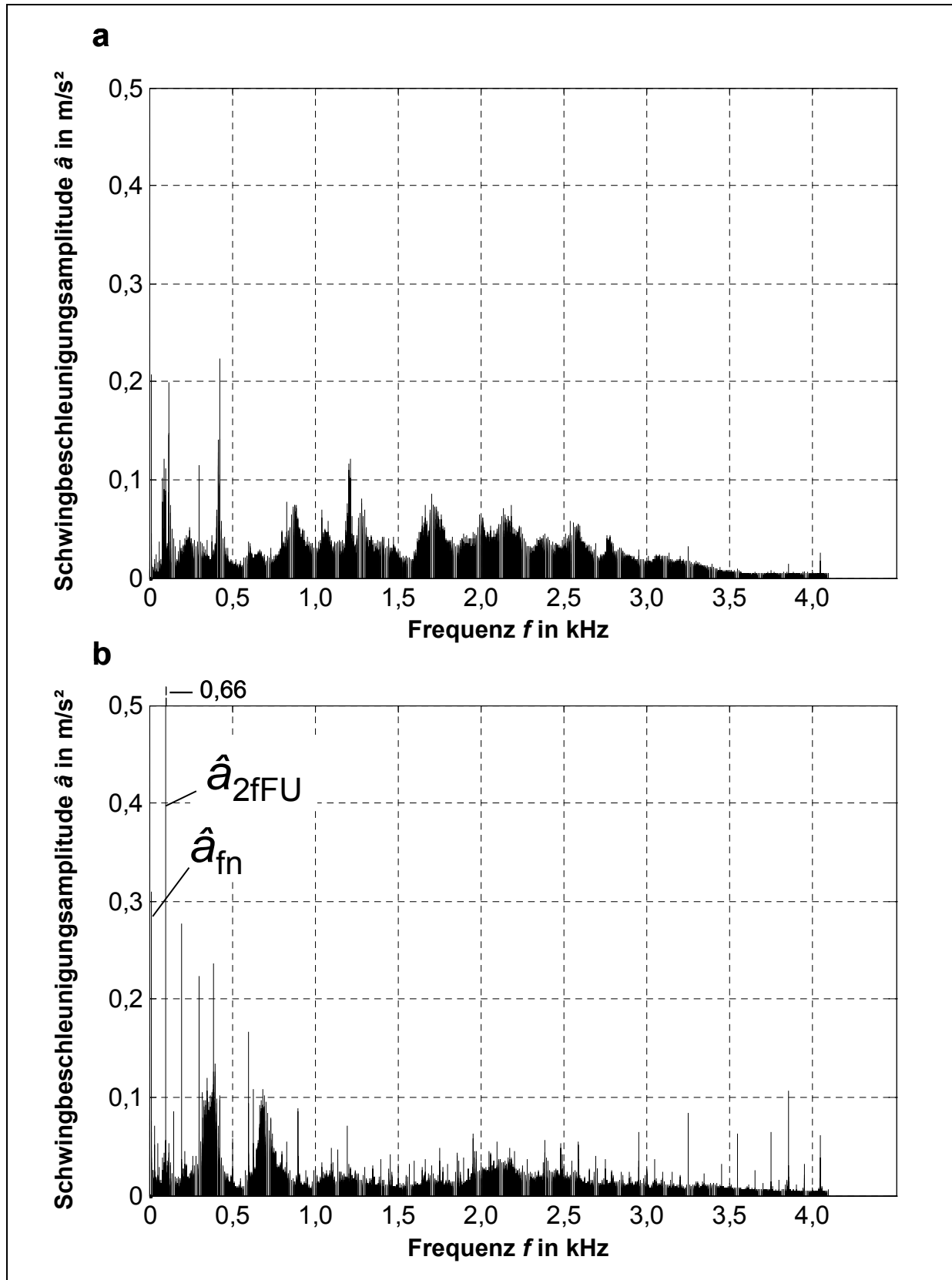
**Bild 56.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,0$  und bei Verschmutzung mit einem Stofflappen. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



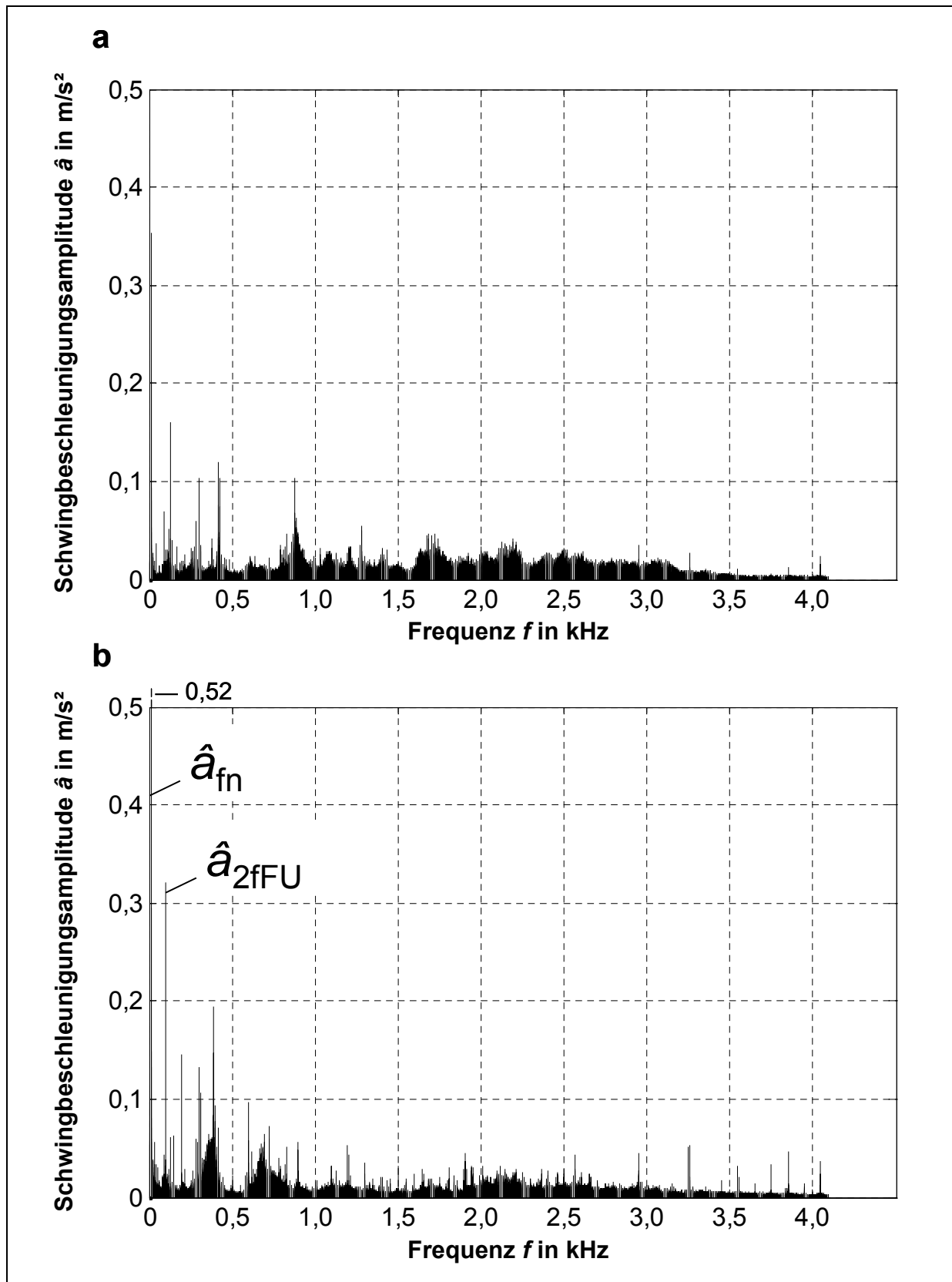
**Bild 57.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz bei Teillast  $Q/Q_{\text{opt}} = 0,7$  und Verschmutzung mit einem Stofflappen.  
**a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



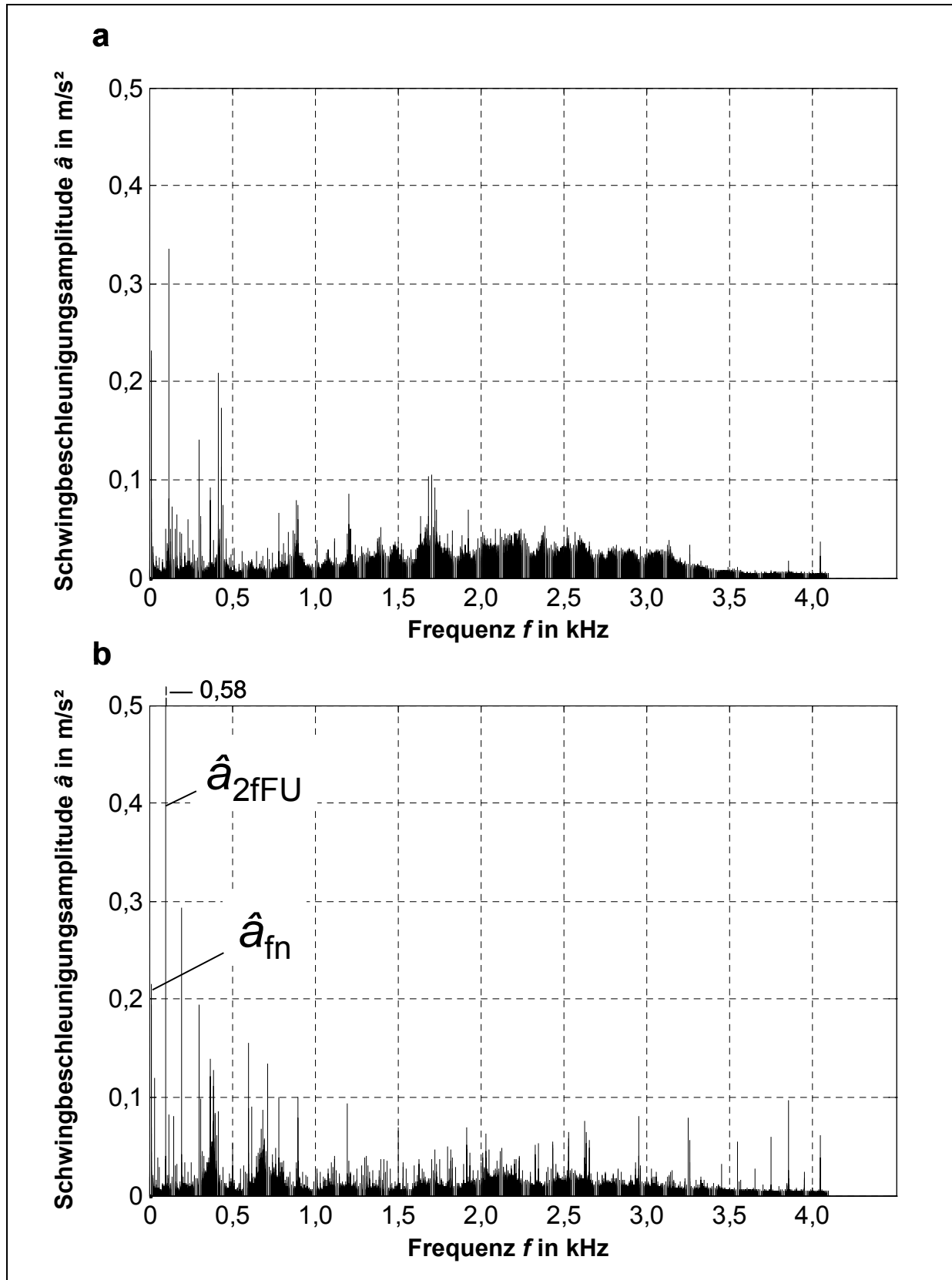
**Bild 58.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz bei Überlast  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,3$  und Verschmutzung mit einem Stofflappen. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



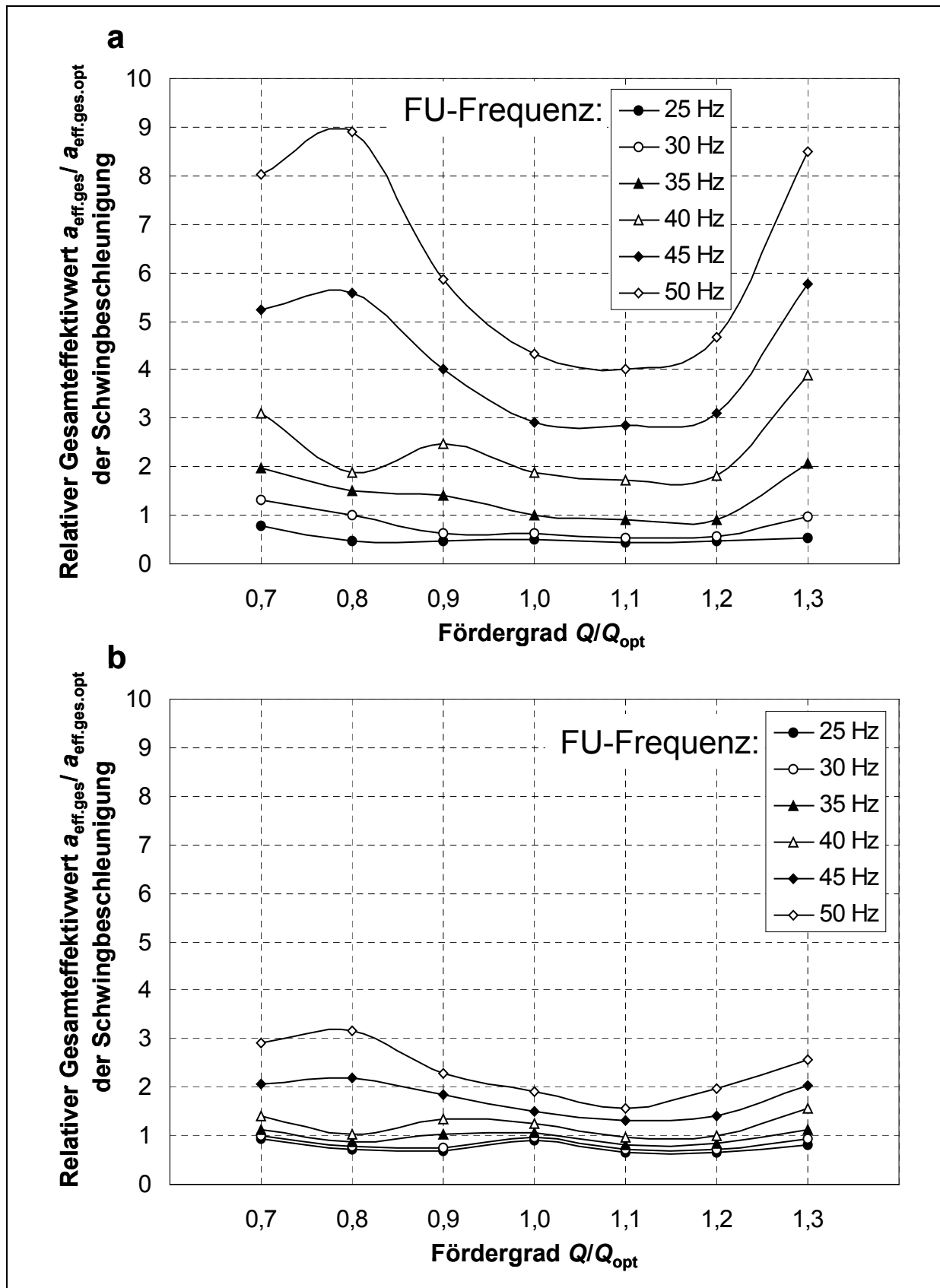
**Bild 59.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und bei Verschmutzung mit einer Plastiktüte. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



**Bild 60.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und bei Verschmutzung mit Schilf.  
**a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

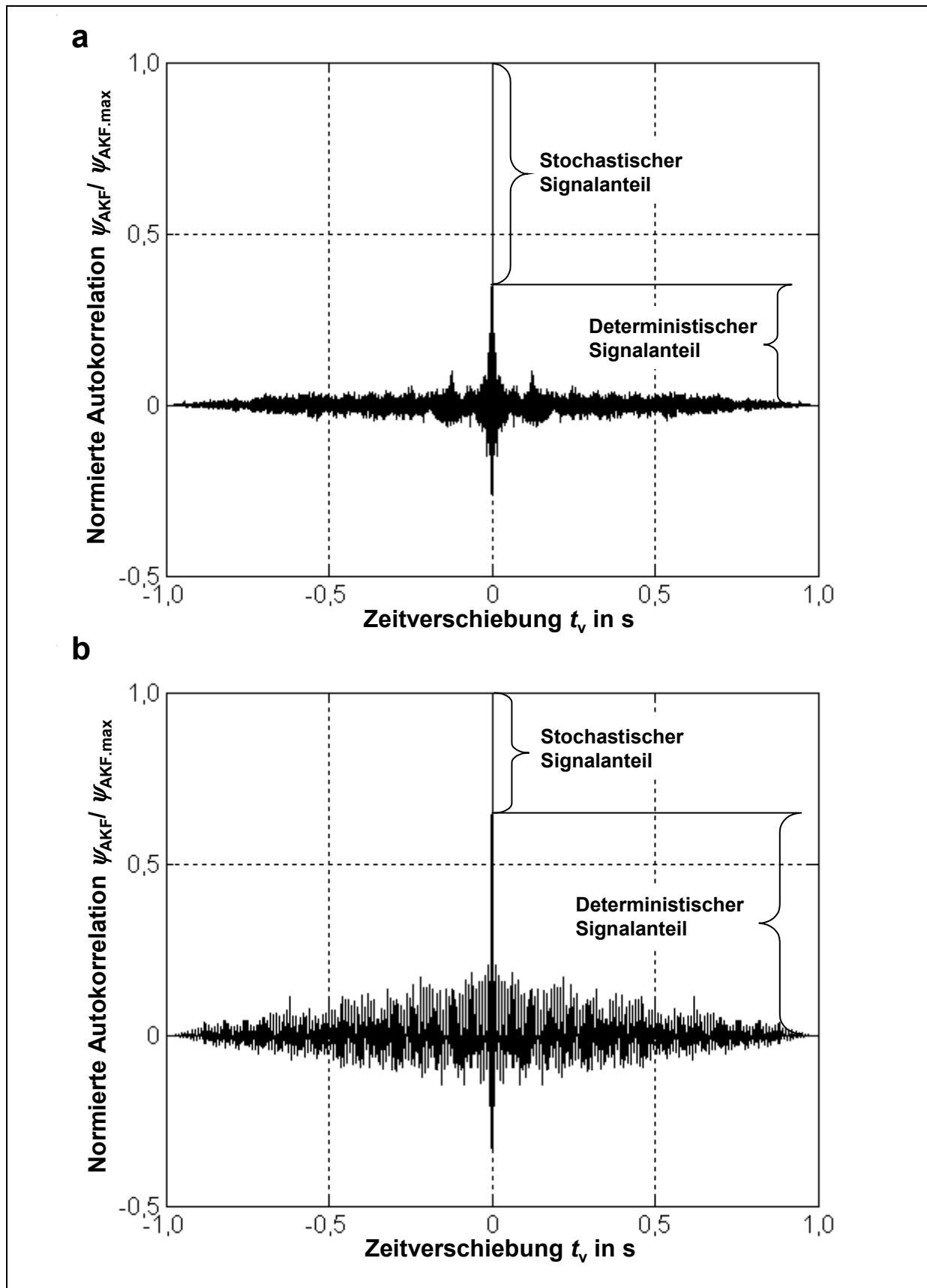


**Bild 61.** Spektren der Schwingbeschleunigung bei FU-Betrieb der Tauchmotorpumpe mit 50 Hz im Bestpunkt  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und bei kombinierter Verschmutzung mit Lappen, Plastiktüte und Schilf. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

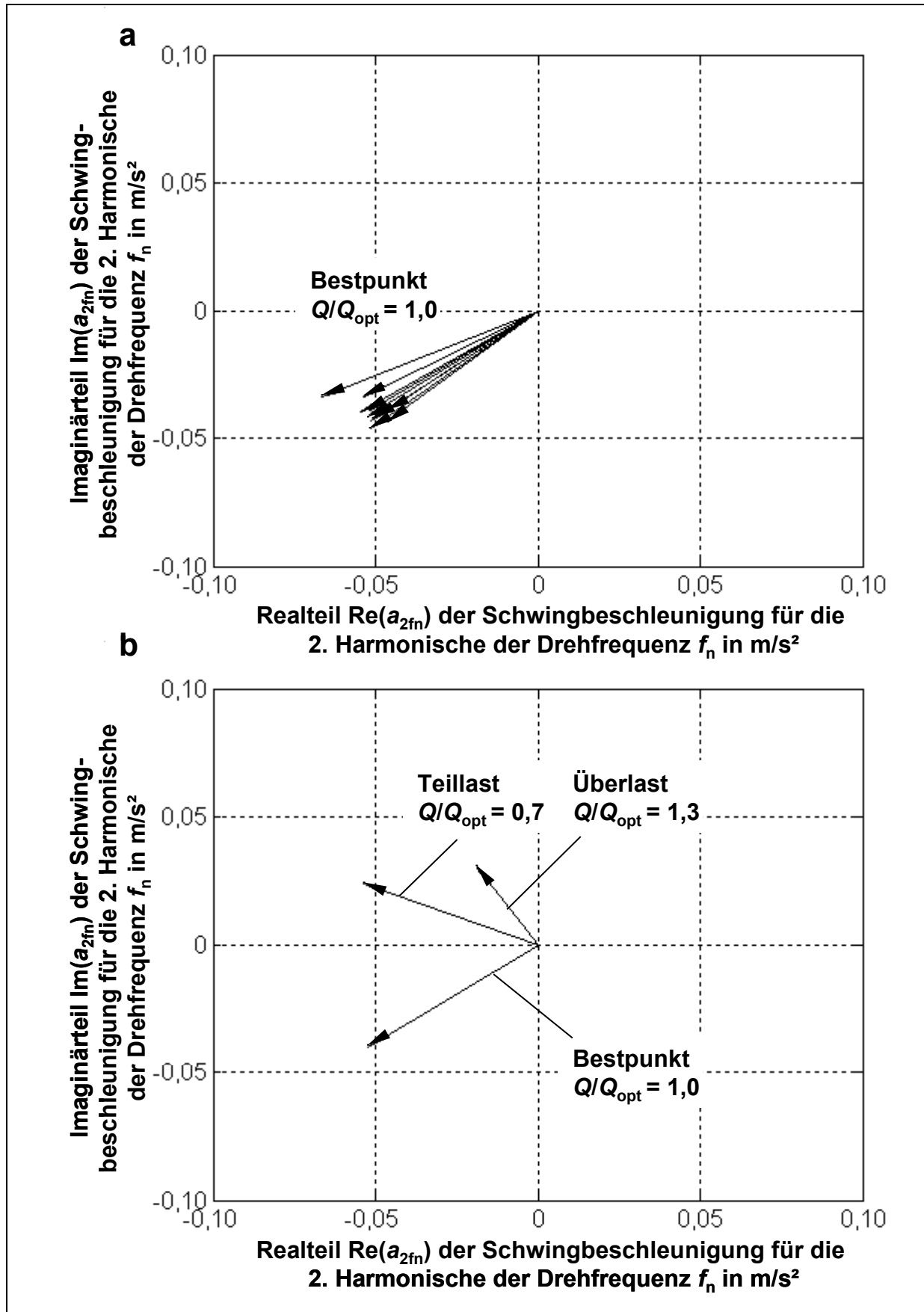


**Bild 62.** Relative Gesamteffektivwerte der Schwingbeschleunigung der Tauchmotorpumpe bei Betrieb mit und ohne Laufradverschmutzung. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse

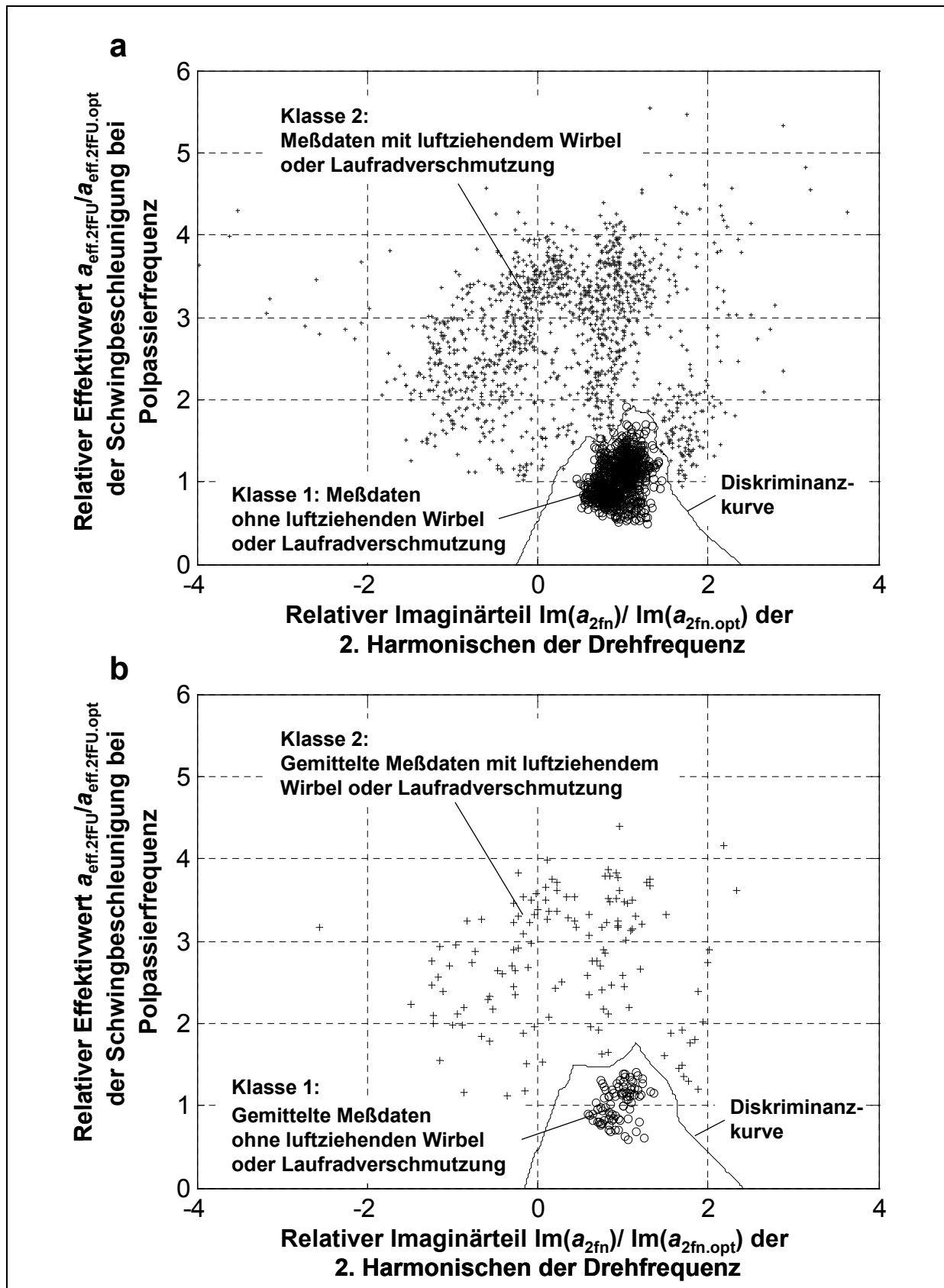




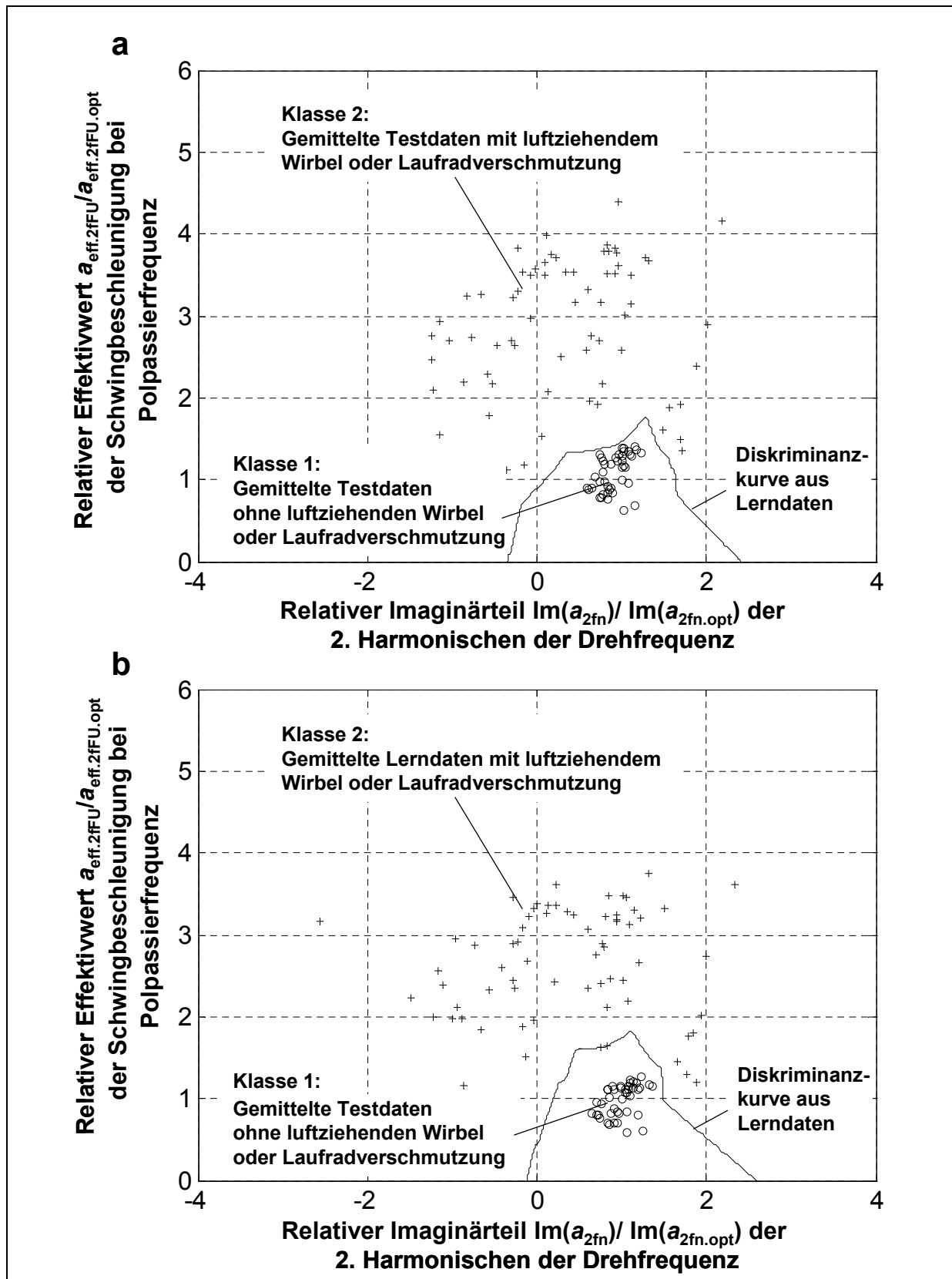
**Bild 63.** Normierte Autokorrelationsfunktionen der Schwingbeschleunigung bei Betrieb der Tauchmotorpumpe mit dem Fördergrad  $Q/Q_{opt} = 1,0$  und bei einer Laufradverschmutzung. **a** Leitschaufelgehäuse; **b** Unteres Lagergehäuse



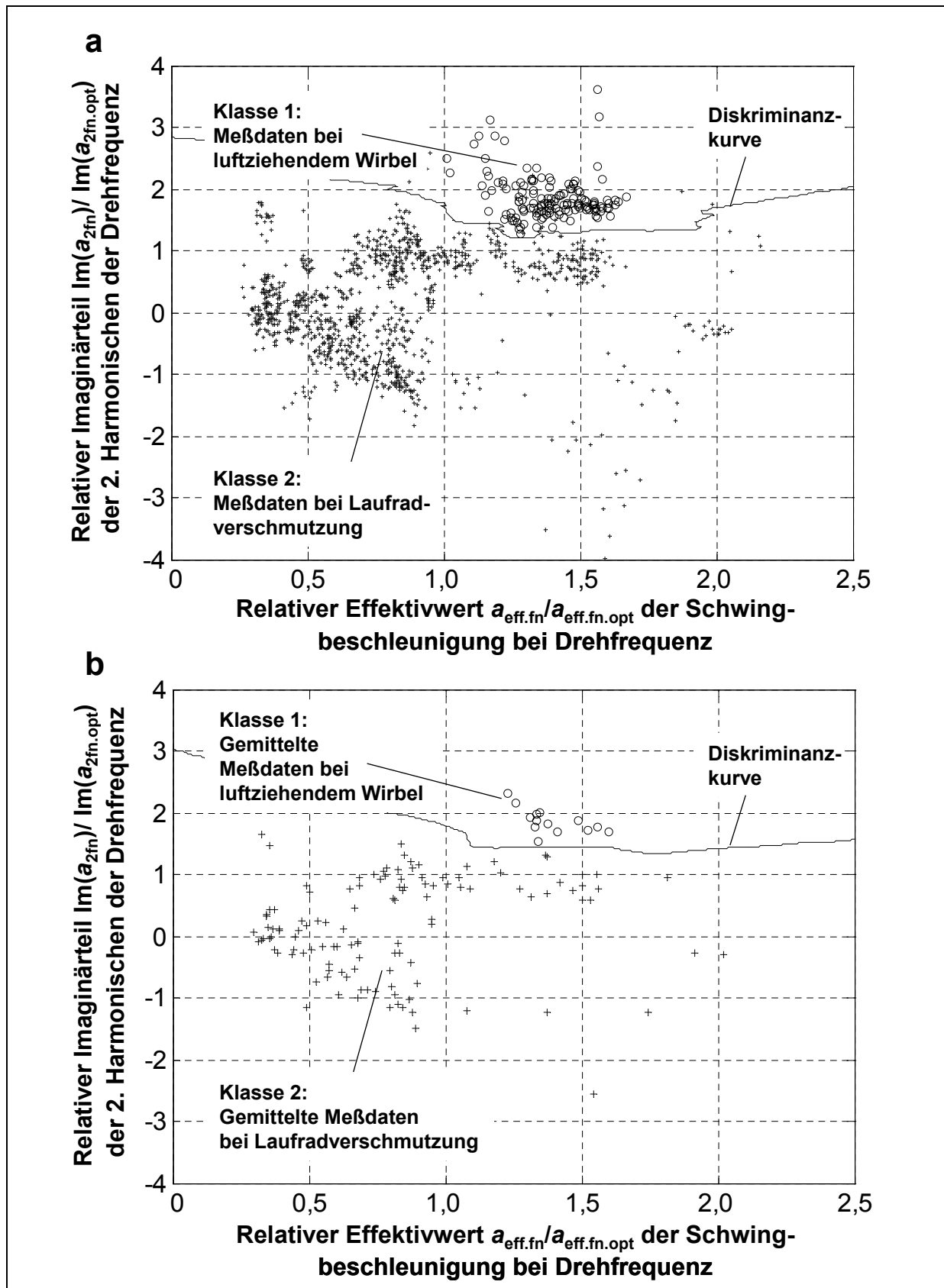
**Bild 64.** Zeiger der zweiten Harmonischen der Drehfrequenz für die Schwingbeschleunigung am unteren Lagergehäuse bei einer Laufradverschmutzung. **a** Zehn Einzelmessungen für einen Betriebspunkt; **b** Gemittelt für drei Betriebspunkte



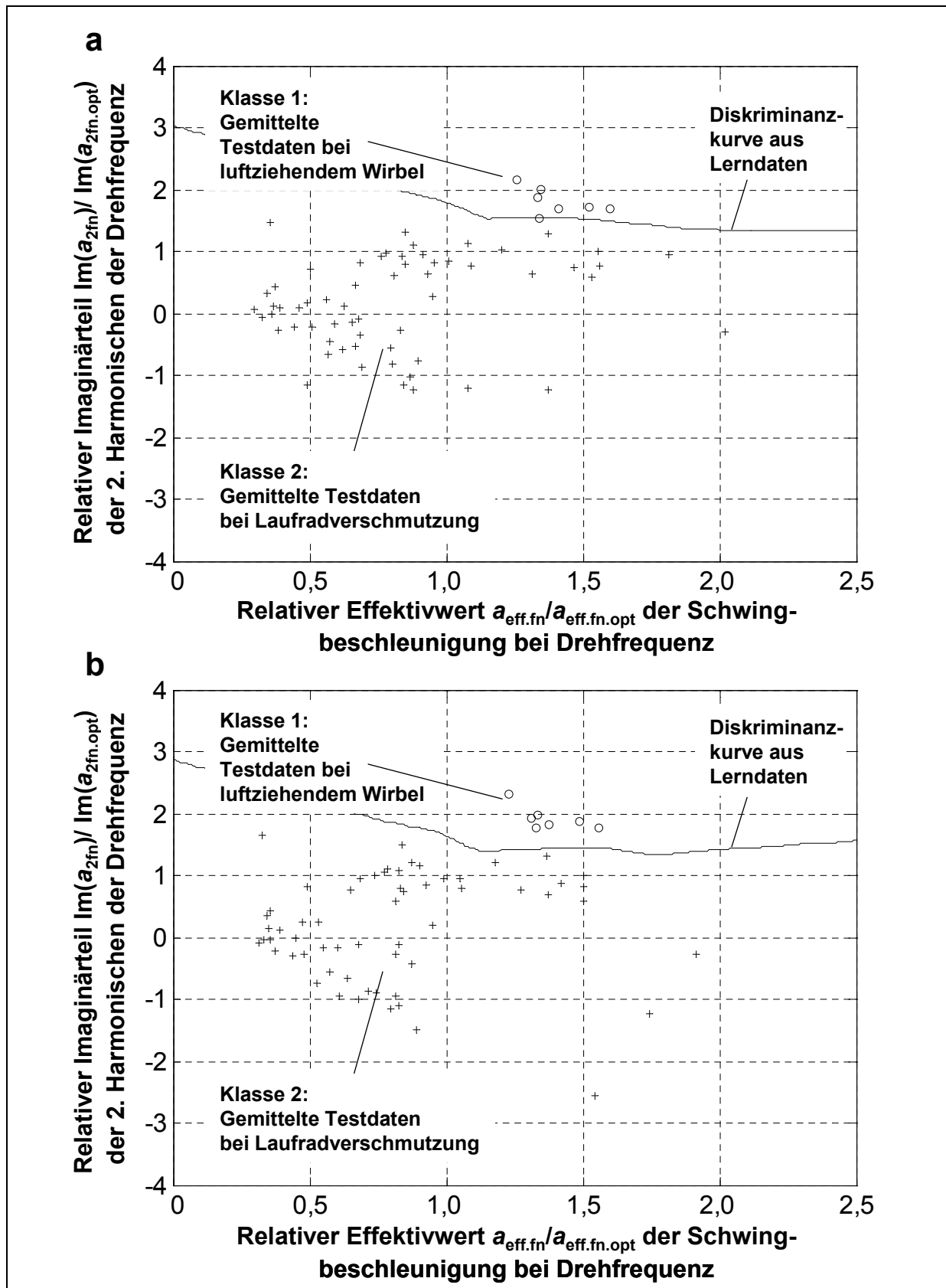
**Bild 65.** Merkmalsräume der Meßdaten sowie die mittels k-Nächste-Nachbarn-Klassifikator ermittelten Diskriminanzkurven zur Klassifikation des luftziehenden Wirbels oder der Laufradverschmutzung. **a** Einzelmeßdaten,  $k = 7$ ; **b** Gemittelte Meßdaten,  $k = 1$



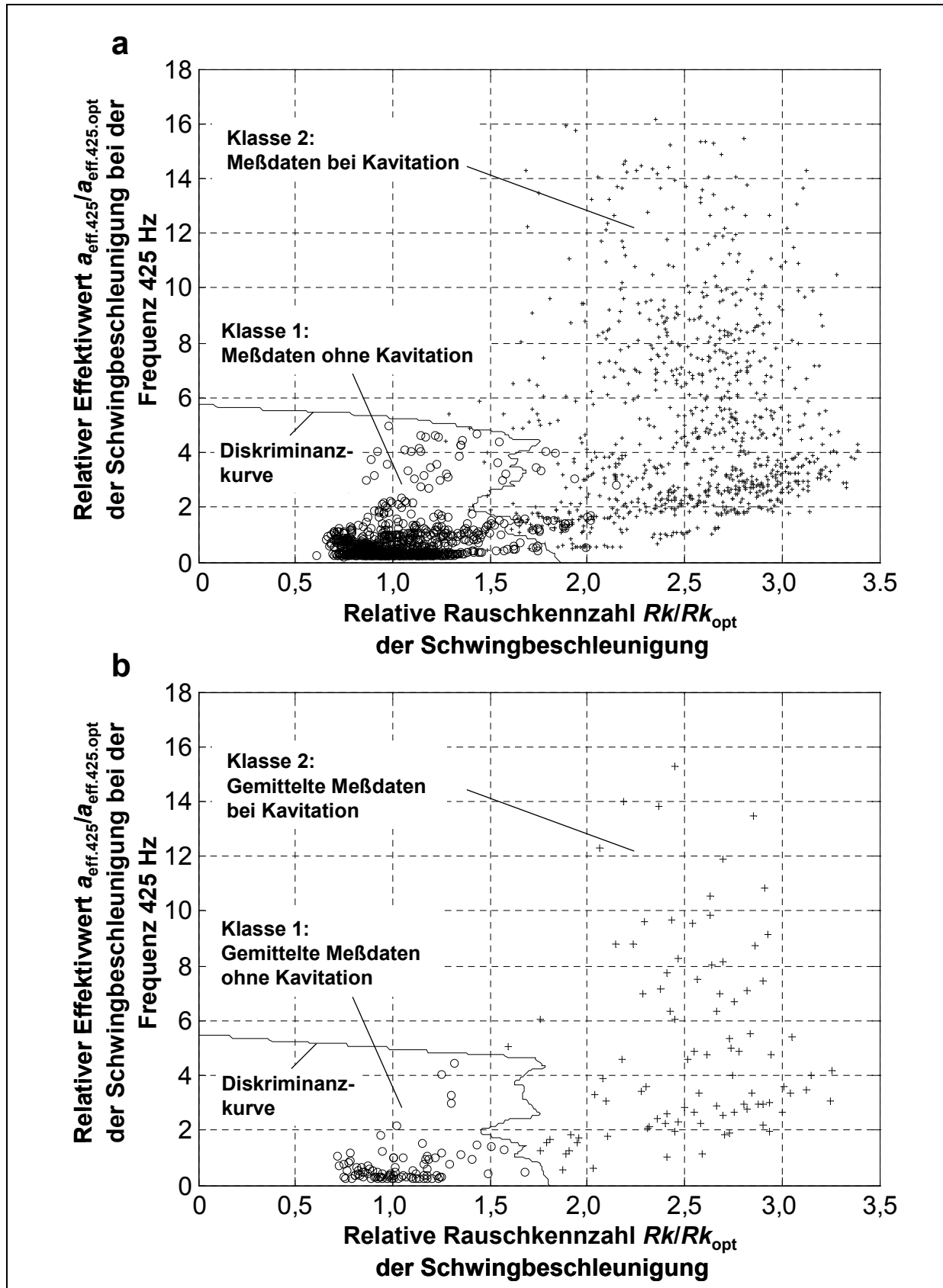
**Bild 66.** Merkmalsräume der gemittelten Testdaten sowie die mittels Nächster-Nachbar-Klassifikator aus den gemittelten Lerndaten ermittelten Diskriminanzkurven zur Klassifikation des luftziehenden Wirbels oder der Laufradverschmutzung. **a** Einteilung der Meßdaten in Lern- und Testdaten; **b** Vertauschung von Lern- und Testdaten



**Bild 67.** Merkmalsräume der Meßdaten sowie die mittels k-Nächste-Nachbarn-Klassifikator ermittelten Diskriminanzkurven zur Klassifikation zwischen luftziehendem Wirbel und Laufradverschmutzung. **a** Einzelmeßdaten,  $k = 3$ ; **b** Gemittelte Meßdaten,  $k = 1$

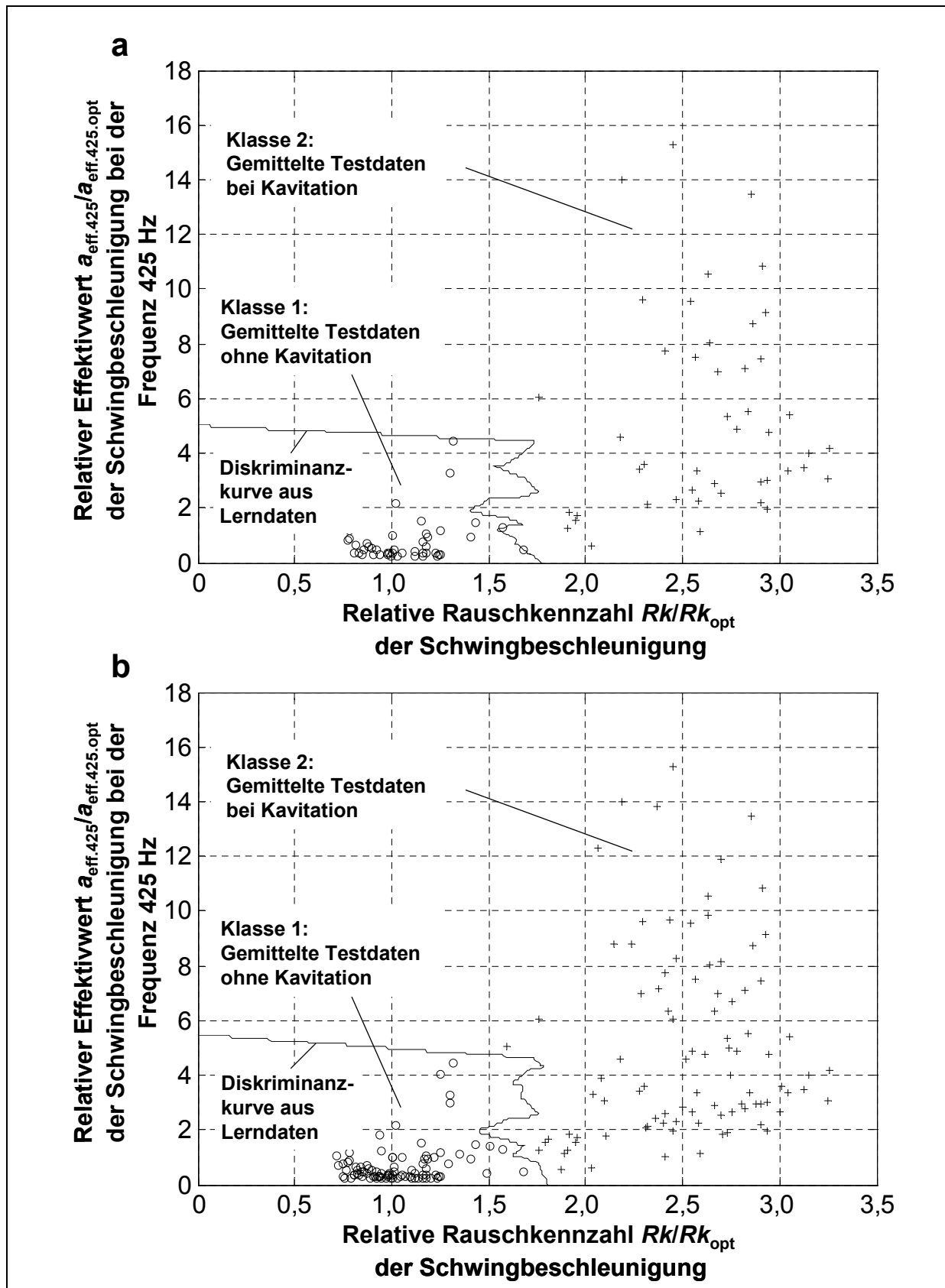


**Bild 68.** Merkmalsräume der gemittelten Testdaten sowie die mittels Nächster-Nachbar-Klassifikator aus den gemittelten Lerndaten ermittelten Diskriminanzkurven zur Klassifikation zwischen luftziehendem Wirbel und Laufradverschmutzung. **a** Einteilung der Meßdaten in Lern- und Testdaten; **b** Vertauschung von Lern- und Testdaten



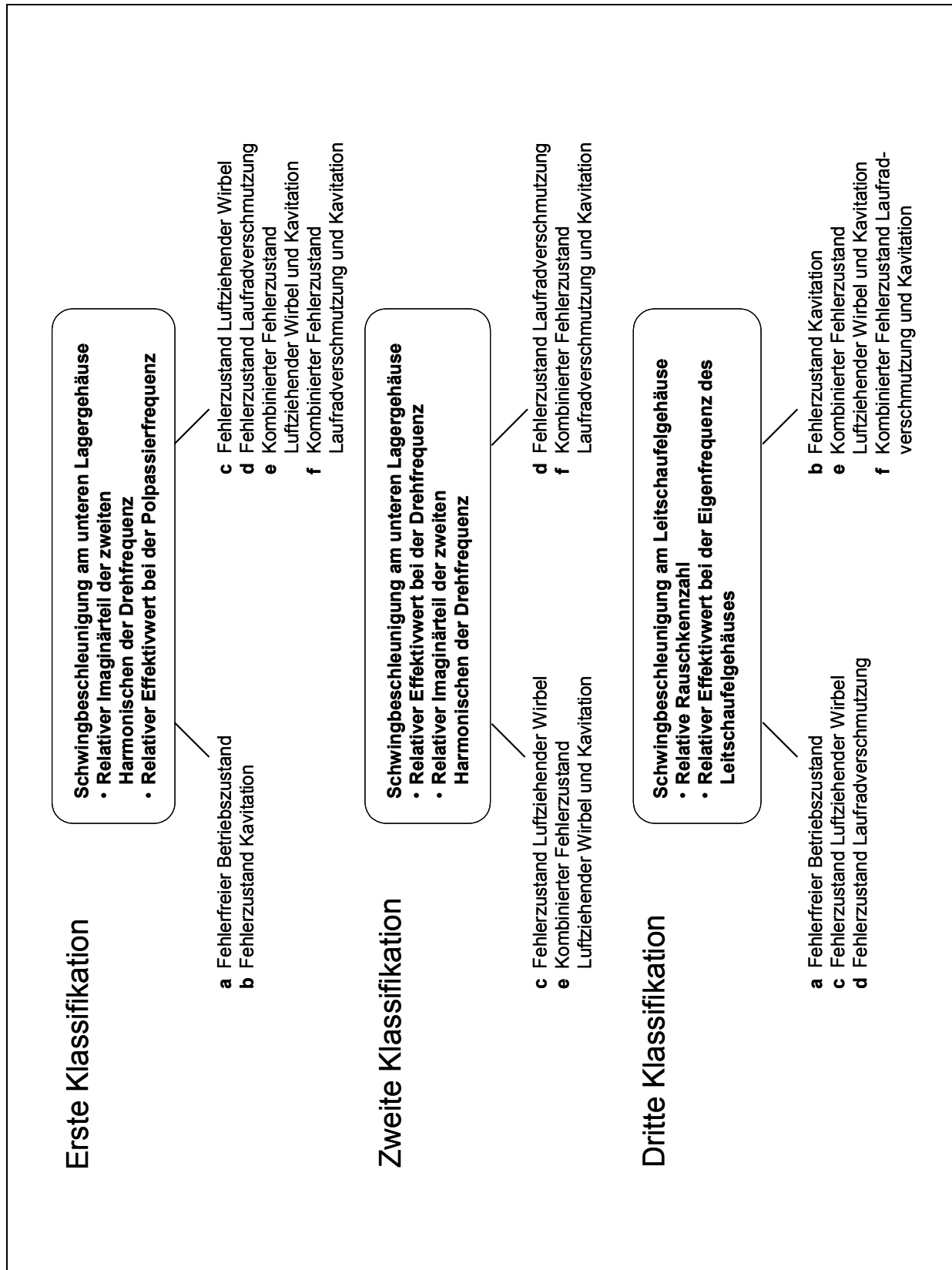
**Bild 69.** Merkmalsräume der Meßdaten sowie die mittels k-Nächste-Nachbarn-Klassifikator ermittelten Diskriminanzkurven zur Klassifikation von Kavitation.

**a** Einzelmessdaten,  $k = 11$ ; **b** Gemittelte Meßdaten,  $k = 1$



**Bild 70.** Merkmalsräume der gemittelten Testdaten sowie die mittels Nächster-Nachbar-Klassifikator aus den gemittelten Lerndaten ermittelten Diskriminanzkurven zur Klassifikation von Kavitation. **a** Einteilung der Meßdaten in Lern- und Testdaten; **b** Vertauschung von Lern- und Testdaten





**Bild 71.** Übersicht zur Zustandsklassifikation für die Diagnose hydraulischer Fehlerzustände bei axialen Tauchmotorpumpen anhand des Körperschalls