



Schlussbericht

Projekt im Förderprogramm „Maritime Technologien“ des BMWi

Ausführende Stelle:	Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, AG Baumaschinen- und Fördertechnik (AG BMFT)
Förderkennzeichen:	03SX446C
Kassenzeichen:	810303801420
Verbundprojekt:	EHCR-Boost – Kompakt vernetzte Mehrphasen Trans- portsysteme mit neuen Casing Gas Kompressoren zur Erhöhung der Ausförrerate maritimer Öl- und Gasfel- der
Vorhaben:	Grenzzustände von Komponenten von EHCR-Boost Systemen – Bewertung hinsichtlich Betriebsfestigkeit und Zuverlässigkeit
Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Jan Scholten
Laufzeit des Vorhabens:	01.10.2017 – 31.03.2021

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

1 Kurze Darstellung

1.1 Aufgabenstellung

Das Teilvorhaben ist in zwei Arbeitsbereiche (AB) unterteilt deren Hauptziele sind erstens das Bereitstellen einer praxistauglichen Berechnungsgrundlage zum Einsatz von Hartmetall (WC-Co) in Multiphasen-Downhole Aggregaten (MDA) um deren Verschaltung zum Erreichen mehrstufiger Druckerhöhungen zu ermöglichen und zweitens die wissenschaftliche Begleitung der Entwicklung eines neuartigen Casing-Gas Kompressors (CGC) im Hinblick auf Sicherheit und Zuverlässigkeit der Maschine und ihrer Komponenten.

Ausgangspunkt für den ersten AB sind die anhand der vorhandenen wissenschaftlichen Basis identifizierten wesentlichen Festigkeitseinflüsse auf Hartmetall (WC-Co) für den Einsatz im MDA. Bestehende Forschungslücken sind mit gezielten werkstoffmechanischen Versuchen zu schließen, das Werkstoffverhalten ist mit Blick auf die spätere Berechnungspraxis sowie zum besseren Verständnis simulativ abzubilden. Die Simulations- und Berechnungsansätze sind anhand der experimentell abgeleiteten Einflussfaktoren und Versagensmechanismen zu kalibrieren und zu validieren. Zur Übertragung der Erkenntnisse auf Bauteilebene sind für eine Kernkomponente aus dem MDA mittels bauteilähnlicher Prüfkörper ebenfalls werkstoffmechanische Versuche durchzuführen und abschließend eine Methode zur Festigkeitsbewertung von Komponenten aus WC-Co zu entwickeln und auf Praxistauglichkeit zu testen.

Im zweiten AB sind zunächst potentielle Grenzzustände der neuartigen Maschine systematisch zu erfassen. Auf Basis prozesstechnischer Überlegungen sind synthetische Eingangslasten zu generieren und mittels eines zu entwickelnden Lastmodells für detaillierte Bauteilsimulationen nutzbar zu machen. Anschließend sind mittels Finite-Elemente-Simulationen von steigender Komplexität die Komponenten und Teilsysteme des CGC hinsichtlich der zu erwartenden Beanspruchungen zu untersuchen. Folgend sind auf Basis der Untersuchungen auslegungsrelevante Grenzzustände zu identifizieren und für die praktische Maschinenentwicklung geeignete Modellierungstiefen der für deren Betrachtung erstellten Simulationsmodelle abzuleiten. Abschließend sind die generierten Erkenntnisse durch eine exemplarische Anwendung auf einen Demonstrator des CGC zu verifizieren.

Während der Projektbearbeitung sind die entstanden Untersuchungsergebnisse durch stetige Rückkopplung für die Bearbeitung anderer Teilprojekte bereitzustellen, sowie Ergebnisse anderer Projektpartner in die eigene Bearbeitung einfließen zu lassen.

1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Als Teil eines Verbundforschungsprojekts, welches durch die Firma ITT Bornemann GmbH (ITTb) koordiniert wird, fügt sich das Teilvorhaben thematisch in den Gesamtverbund aus den beteiligten Instituten an der Helmut Schmidt-Universität Hamburg (Institut für Schadensforschung und Schadensverhütung, ISSV), der Universität Kassel (Institut für Thermische Energietechnik / Fachgebiet Technische Thermodynamik, TTK) und dem Institut für angewandte Geowissenschaften der TU Berlin ein. Neben den Erfahrungen im Bereich der allgemeinen Festigkeitsbe-

rechnung, Bauteilsimulation und Versuchsdurchführung baut die AG BMFT auf die in den Verbundforschungsprojekten MPA, MPT1, MPT2, VMPT und MPNet (Förderkennzeichen 03SX203, 03SX226A, 03SX256E, 03SX321E und 03SX373C) erzielten Erkenntnisse auf.

1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Vorhaben ist in beiden Arbeitsbereichen (AB) jeweils in Arbeitsschritte (AS) mit zugehörigen Arbeitspaketen (AP) untergliedert. Der Arbeitsplan in Quartalsauflösung ist in Tabelle 1.1 dargestellt und zeigt den Stand zum Ende des Projektes. Gegenüber der ursprünglichen Planung wurden einzelne Arbeitspakete entlang der Zeitachse verschoben sowie geringfügig Arbeitsaufwand zwischen Paketen umgeschichtet. Auf Grund der mit der Corona-Pandemie einhergegangenen Einschränkungen, insbesondere im Versuchsbetrieb, wurde die Projektlaufzeit kostenneutral um zwei Monate bis einschl. März 2021 verlängert.

Tabelle 1.1: Balkenplan des Teilvorhabens

Nr.	Arbeitspakete Bezeichnung	17	2018				2019				2020				21
		4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1
I	Erweiterung des Betriebsbereiches von maritim eingesetzten MDA bei mehrstufiger Druckerhöhung														
1	Vertiefung Methoden und Versagensmechanismen von Hartmetallwerkstoffen														
1.1	Aufarbeitung von Versagensmechanismen / -einflüssen von Hartmetallwerkstoffen														
1.2	Entwicklung werkstoffmechanischer Modelle und Integration von Versagungskriterien														
1.3	Simulation des Gesamtwerkstoffverhaltens in Bauteilähnlichen Strukturen														
2	Planung und Vorbereitung Ermüdungsversuche														
2.1	Grundlegende Versuchplanung														
2.2	Vorbereiten der Prüftechnik und Entwicklung der Prüfaufbauten														
3	Durchführung der Ermüdungsversuche														
3.1	Erfassung der Proben Ist-Maße und Anpassung der Probenaufnahmen														
3.2	Durchführung der Versuche mit Einfluss-Proben														
3.3	Durchführung der Versuche mit dPP-Proben														
4	Ableitung von Versagensmechanismen und globalen Einflussfaktoren														
4.1	Auswertung der Versuchreihen														
4.2	Verifikation der Versagensmechanismen														
4.3	Ableitung von Einflussfaktoren														
5	Anpassung der Methoden auf Basis der Versuchsergebnisse														
5.1	Parametrierung der werkstoffmechanischen Modelle anhand d. Versuchsergebnisse														
5.2	Einbindung und Verifikation der neuen werkstoffmechanischen Modelle														
5.3	Weiterentwicklung der Bewertungsmethodik für die Anwendung auf Strukturbauteile														
II	Grenzzustände von maritim eingesetzten neuartigen Casing-Gas Kompressoren														
6	Grundlegende Betrachtung potentieller Grenzzustände														
7	Erstellung und Parametrierung eines Lastmodells														
7.1	Ableitung synthetischer Eingangslasten														
7.2	Erstellung des Lastmodells für Komponenten und Teilsysteme														
8	Analyse des Verhaltens und der Grenzzustände ...														
8.1	...von Komponenten mittels quasistatischer Modellierung														
8.2	...von Komponenten mittels transienter und gekoppelter Modellierung														
8.3	...von Teilsystemen m. quasistatischer, transienter und gekoppelter Modellierung														
8.4	Anpassung und Weiterentwicklung des Lastmodells														
9	Ableitung von Grenzzuständen und Modellierungstiefen für die Nachweisführung														
9.1	Ableitung von Grenzzuständen														
9.2	Auswahl geeigneter Modellierungstiefen														
10	Exemplarische Anwendung der Grenzzustände auf den CGC Demonstrator														
11	Projektbegleitende Rückkopplung von Erprobungsergebnissen														

Durchführung in Unterauftrag für ITT Bornemann

1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

1.4.1 Angabe bekannter Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens benutzt wurden

Im Rahmen der durchgeführten Arbeiten wurden Verfahren und Methoden der Festigkeitsberechnung angewandt, die unter anderem der FKM-Richtlinie [FKM2012] entnommen sind. Zur Berechnung der Beanspruchungen wurde die Finite-Elemente Methode eingesetzt, wozu die kommerziellen Softwareprodukte Ansys® und Hypermesh® genutzt wurden. Des Weiteren wurde die Software Matlab® vielseitig, unter anderem zur statistischen Versuchsauswertung, genutzt. Ferner wurden Berechnungsverfahren eingesetzt, die in den vorangegangenen Projekten (Förderkennzeichen 03SX203, 03SX226A, 03SX256E, 03SX321E und 03SX373C) an der AG BMFT entwickelt worden sind.

Schutzrechte sind zur Durchführung des Projektes nicht genutzt worden.

1.4.2 Angabe der verwendeten Fachliteratur sowie der benutzten Informations- und Dokumentationsdienste

Für die anfänglichen Aufarbeitungen sowie die weitere Projektbearbeitung der Themen „(Gas-) Kompressoren“, „Grenzzustandsermittlung und Festigkeitsnachweise“, „Festigkeitsbewertung von Hartmetall“ sowie „experimentelle Ermittlung von Festigkeitseinflüssen“ wurden verschiedene Literaturquellen ermittelt. Hierzu wurde auf Fachbücher, Dissertationen, Richtlinien sowie Veröffentlichungen zurückgegriffen, die über Datenbanken verfügbar sind. Als verwendete Portale seien beispielhaft Online-Portale großer Wissenschaftsverlage (Scencedirect von Elsevier, Springerlink von Springer), das Opac der Universitätsbibliothek der Ruhr-Universität Bochum sowie die Suchmaske des Hochschul-Bibliotheksentrums (hbz digibib) genannt.

Zur Thematik „(Gas-) Kompressoren und im Betrieb auftretende Lasten“ sowie „Grenzzustandsermittlung und Festigkeitsnachweise“ liegen unter anderem folgende Dissertationen vor, auf denen dieses Projekt aufbaut:

- Hamelberg, F.W.: Läuferkräfte bei Schraubenspindelpumpen. Dissertation. TH Hannover 1966
- Wiedemann, T.: Systemanalytische Betrachtung von Rotoren von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen. Dissertation Ruhr-Universität Bochum 2009
- Camphausen, J.: Parametrischer Ermüdungsfestigkeitsnachweis auf Basis lokaler Kerbspannungen am Beispiel von Förderschrauben von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen. Dissertation Ruhr-Universität Bochum 2009

Für das Themenfeld „Festigkeitsbewertung von Hartmetall“ wurde eine Vielzahl wissenschaftlicher Veröffentlichungen genutzt. Insbesondere hinsichtlich wesentlicher Festigkeitseinflüsse seien beispielhaft folgende Quellen genannt:

- M. Jonke, et al., Strength of WC-Co hard metals as a function of the effectively loaded volume, Int J Refract Met Hard Mater (2016), <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2016.11.003>
- Y. Torres, M. Anglada, L. Llanes, Fatigue mechanics of WC-Co cemented carbides, Int J Refract Met and Hard Mater (2001) [https://doi.org/10.1016/S0263-4368\(01\)00032-4](https://doi.org/10.1016/S0263-4368(01)00032-4)

Einen sehr umfangreichen Gesamtüberblick gibt folgende Quelle:

- Comprehensive hard materials, Volume 1, Elsevier, ISBN: 978-0-444-63385-9

Für das Themenfeld „experimentelle Ermittlung von Festigkeitseinflüssen“ wurde im Wesentlichen auf eigene Erfahrungswerte zurückgegriffen, maßgebliche Literaturstellen sind hier nicht zu nennen, das grundsätzliche Vorgehen zur Ermittlung der Bruchspannung ist angelehnt an:

- ISO 3327:2009-10, Hardmetals - Determination of transverse rupture strength, <https://dx.doi.org/10.31030/1500054>

1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Die Durchführung des Forschungsprojekts beruhte auf einer intensiven Zusammenarbeit und einem regen Austausch zwischen den einzelnen Projektpartnern.

Der Austausch mit dem Projektpartner ISSV bestand insbesondere in der Zusammenarbeit bei der Bewertung der in den Versuchen entstandenen Bruchflächen einiger Prüfkörper und umfasste neben intensivem Wissenstransfer den Einsatz der an der Helmut-Schmidt-Universität vorhandenen Geräte, wie Licht- und Rasterelektronen-Mikroskope.

Mit dem Projektpartner TTK fand digital sowie vor Ort über die gesamte Projektbearbeitung, jedoch insbesondere bei der Überarbeitung des Lastmodells (AS 7) ein reger Informationsaustausch statt. Das Team aus Kassel stellte unter anderem Informationen zum Druckaufbau und zur Wärmeentwicklung des CGCs im Betrieb bereit.

Mit dem Projektpartner ITT Bornemann bestand ein reger Austausch. Insbesondere während der gesamten Bearbeitungsphase des 2. AB wurden regelmäßig der Stand bei der Entwicklung des CGC sowie erste Erkenntnisse zu kritischen Grenzzuständen kommuniziert. Während der gesamten Projektbearbeitung fand darüber hinaus ein umfangreicher Austausch zur Bewertung der durch ITT Bornemann gesammelten Betriebserfahrung statt.

Ein reger und konstruktiver Austausch mit allen Projektpartnern stand zudem bei den halbjährlichen Projekttreffen im Vordergrund.

2 Eingehende Darstellung

2.1 Arbeitsschritt 1 - Vertiefung Methoden und Versagensmechanismen von Hartmetallwerkstoffen

In diesem Arbeitsschritt waren die spezifischen Versagensmechanismen und Festigkeitseinflüsse des Hartmetallwerkstoffes WC-Co zu erfassen und mittels einer Finite-Elemente-Software für die Festigkeitsbewertung von Komponenten aus WC-Co nutzbar zu machen.

Neben dem Risswachstumsverhalten wurden die wesentlichen Festigkeitseinflüsse des Werkstoffes recherchiert. Der Stand der Technik zum Bearbeitungszeitpunkt lässt sich hinsichtlich der für die weitere Projektbearbeitung relevanten Aspekte folgendermaßen zusammenfassen: WC-Co zeigt unter statischer (bzw. gleichmäßig ansteigender) Belastung ein vornehmlich sprödes Versagensverhalten. Das Risswachstum gliedert sich in Sprödbrüche durch die Karbide und an Karbidgrenzen sowie duktile Brüche innerhalb der Binderphase sowie im Grenzbereich (Schleinkofer). Als lokales Versagenskriterium für die Hartstoffphase kann die maximale erste Hauptnormalspannung herangezogen werden, für den duktilen Kobaltbinder bietet sich ein dehnungsbezogener Ansatz an. Die Festigkeitsstreuung des Werkstoffes lässt sich statistisch mit der zweiparametrischen Weibullverteilung abbilden (Vidod K. Sarin). Das Versagen ist als defektkontrolliert anzusehen, was den Einsatz des weibullschen „weakest-link“-Konzeptes ermöglicht (Danzer). Als projektrelevante globale Festigkeitseinflüsse auf die Bruchfestigkeit von Proben und Komponenten sind neben der Werkstoffzusammensetzung die Oberflächenbearbeitung sowie das effektiv beanspruchte Bauteilvolumen V_{eff} bzw. die effektiv beanspruchte Bauteiloberfläche A_{eff} näher zu betrachten, wobei die beiden letztgenannten Einflussgrößen die Anwendung des „weakest-link“-Konzeptes darstellen. Das zyklische Versagensverhalten des Verbundwerkstoffes ist weiterhin Gegenstand der Forschung. Es existieren unterschiedliche analytische bruchmechanische Ansätze, die jedoch für praxisbezogene Betrachtungen ungeeignet erscheinen. Das Risswachstum wird durch die zyklische Dehnung der entstehenden Binder-Ligamente stark beeinflusst (Sigl und Exner). Diese nehmen zunächst einen beträchtlichen Teil der Energie auf und verlangsamen so den Rissfortschritt, bevor sie zyklisch verfestigen und auf Grund einer Phasentransformation an Volumen zunehmen. Dadurch verlagert sich die Beanspruchung erneut an die Rissspitze. Als lokales Versagenskriterium für die Hartstoffphase wird weiterhin die maximale erste Hauptspannung verwendet, für die Binderphase existieren in der Literatur erste grundlegende Ansätze unter Verwendung der kumulierten plastischen Dehnung (Özden, Bezold und Broeckmann). Das Verbundmaterial ermüdet zyklisch, es wird angenommen, dass die ertragenen Lastwechsel logarithmisch zunehmen, wenn die zyklische Oberspannung abnimmt (einfach logarithmisches Wöhlerverhalten). Eine Dauerfestigkeit wird nicht angenommen. Als projektrelevante globale Festigkeitseinflüsse werden neben der Werkstoffzusammensetzung ebenfalls das effektiv beanspruchte Volumen bzw. die effektiv beanspruchte Oberfläche identifiziert.

Zur Simulation des Werkstoffes wurden zwei werkstoffmechanische Modellansätze verfolgt:

1. Meso-Simulationsmodell

Mit dem Ziel der Vertiefung des Systemverständnisses und zur gefügebasierten Analyse möglicher Kerb- bzw. Stützwirkungseigenschaften bildet das Meso-Simulationsmodell ein statistisch repräsentatives, zufällig generiertes Verbundgefüge ab. Vergleichbar mit klassischen Submodelling-Techniken werden die Randverschiebungen eines ausgewählten Punktes im Bauteilmodell auf das Verbundgefüge übertragen und die Versagenskriterien angewendet. So kann über ein mögliches Versagen entschieden und iterativ der Rissfortschritt verfolgt werden. Das Meso-Simulationsmodell wurde entsprechend der zur Verfügung stehenden Bearbeitungszeit unter diversen vereinfachenden Annahmen entwickelt. Unter anderem wurde die geometrische Gestalt der Karbide entsprechend den Untersuchungen von (Kim) reduziert.

2. Makro-Simulationsmodell

Das Makro-Simulationsmodell operiert auf Bauteilebene und stellt die für die Festigkeitsbewertung benötigten Beanspruchungsgrößen bereit. Hierzu zählen neben relevanten statischen sowie zyklischen Beanspruchungskennwerten auch das effektiv beanspruchte Volumen und die effektiv beanspruchte Oberfläche. Ziel ist auch die spätere Integration der in AS 4 zu gewinnenden Erkenntnisse um die in AS 5 zu entwickelnde Bewertungsmethodik teilweise oder vollständig direkt in der Simulationsumgebung nutzen zu können.

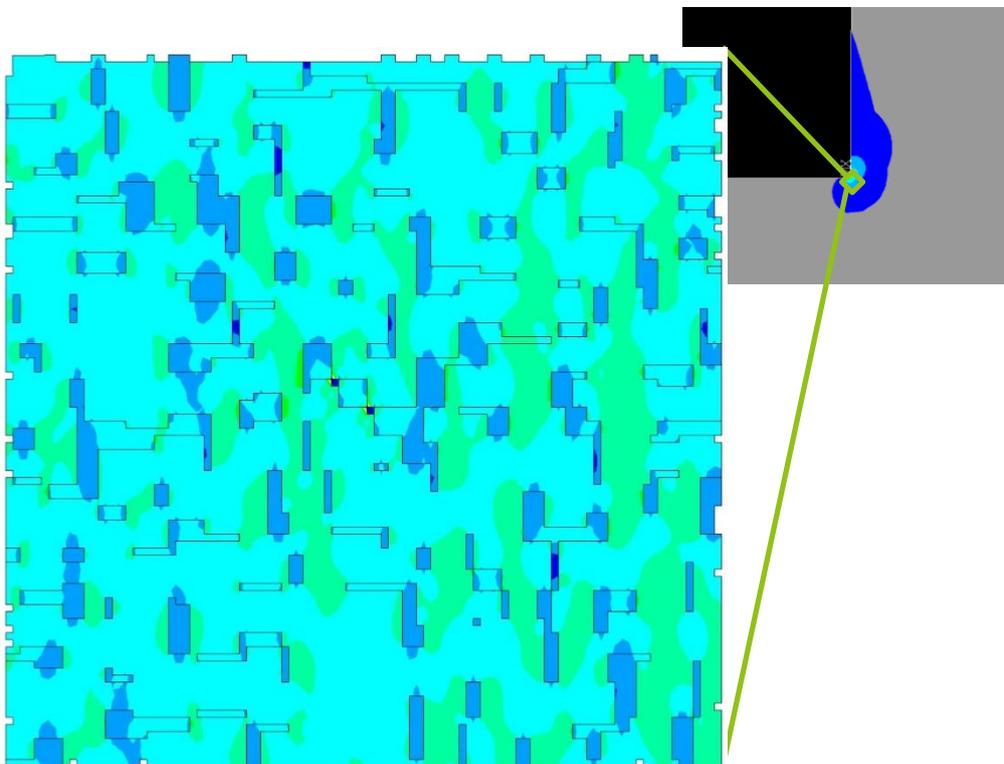


Abbildung 2.1 Ausschnitt des dritten Iterationsschritts der Simulation spröden Gewaltbruchs im Meso-Simulationsmodell mit bereits zwei gebrochenen Karbidelementen im Zentrum (Darstellung der 1. Hauptspannung) und Angabe der Lage des statistischen Volumenelements im Bauteilmodell

2.2 Arbeitsschritt 2 - Planung und Vorbereitung Ermüdungsversuche

Im zweiten Arbeitsschritt waren unter Einsatz der Erkenntnisse und Simulationstechniken aus AS 1 die zu untersuchenden Einflussgrößen festzulegen, die Versuchsreihen zu planen und die Prüftechnik zu entwickeln und in Betrieb zu nehmen.

Basierend auf den Erkenntnissen aus AS 1 und vor dem Hintergrund der Anwendung auf Förderschrauben wurden die mittels sogenannter „Einflussproben-Hartmetall“ (EPH) zu untersuchenden Einflussgrößen festgelegt: Effektiv beanspruchtes Volumen bzw. effektiv beanspruchte Oberfläche, Oberflächenzustand und Kerbwirkung. Auf der einen Seite wurde berücksichtigt, dass damit maßgebliche Parameter einzeln untersucht werden können, die eine Förderschraube von einer Werkstoffprobe (die die Hersteller zu Ermittlung der Katalog-Werkstoffkennwerte nutzen) unterscheiden. Auf der anderen Seite wurde ein Abgleich mit dem Stand der Wissenschaft vorgenommen um den Versuchsaufwand durch die Verwendung publizierter Ansätze und Versuchsergebnisse zu minimieren.

Die Einflussgrößen sind in der Wissenschaft bislang in unterschiedlicher Breite betrachtet worden.

Das effektiv beanspruchte Volumen und die effektiv beanspruchte Oberfläche sind im Bereich der statischen Beanspruchung als Festigkeitseinfluss wissenschaftlich gut abgesichert (Jonke, Klünsner und Supancic), eine Übertragung auf zyklische Beanspruchungen dagegen nicht. Der Zustand der Oberflächenbearbeitung ist direkt mit den genannten Festigkeitseinflüssen verknüpft und bisher nicht ausreichend wissenschaftlich beschrieben (Yang, Odén und Johansson-Jöesaar). Die beschriebenen Haupteinflussfaktoren effektiv beanspruchtes Volumen und effektiv beanspruchte Oberfläche stellen naturgemäß eine Maßzahl für die Spannungskonzentration im Bauteil dar. Formkerben üben daher einen wesentlichen Einfluss auf diese Kenngrößen aus. Die im Bereich der Ermüdungsfestigkeit bei Stahlwerkstoffen an Kerben auftretende Stützwirkung wird ebenfalls in Bezug zu Spannungskonzentrationen gesetzt. Für den betrachteten Hartmetallwerkstoff ist nicht bekannt, ob Stützwirkungsphänomene auftreten.

Unter Einsatz der Simulationstechniken aus AS 1 (insbesondere des Makro-Simulationsmodells) wurden drei Prüfkörpergeometrien („Basisprobe“, „Flachprobe“ und „Kerbprobe“) für die Untersuchung der Einflussfaktoren entwickelt, welche sich durch die Lastumkehr an der Kerbprobe zur Untersuchung von vier verschiedenen effektiven Volumina und Oberflächen sowie Kerbwirkung eignen. Alle Proben wurden ohne eine mechanische Nachbearbeitung nach dem Sinterprozess („sinterroh“) und in Absprache mit dem Hersteller aus derselben Charge des Ausgangsmaterials hergestellt. Zusätzlich wurde eine nachgeschliffene Version der Basisprobe eingesetzt um den Einfluss der Oberflächenbearbeitung untersuchen zu können.

Basierend auf den Untersuchungen aus dem Forschungsvorhaben MPNet wurde die dort entwickelte Ersatzgeometrieprobe als Differenzdruckprobe (dpP) zur Übertragung des Gesamtverhaltens auf Bauteilebene ausgewählt.

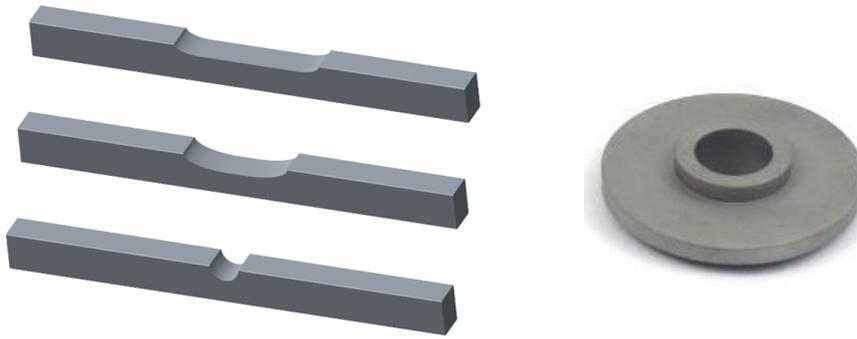


Abbildung 2.2: Geometrien der Einflussproben (v.o.n.u.: Basis-, Flach- und Kerbprobe) sowie der Differenzdruckprobe

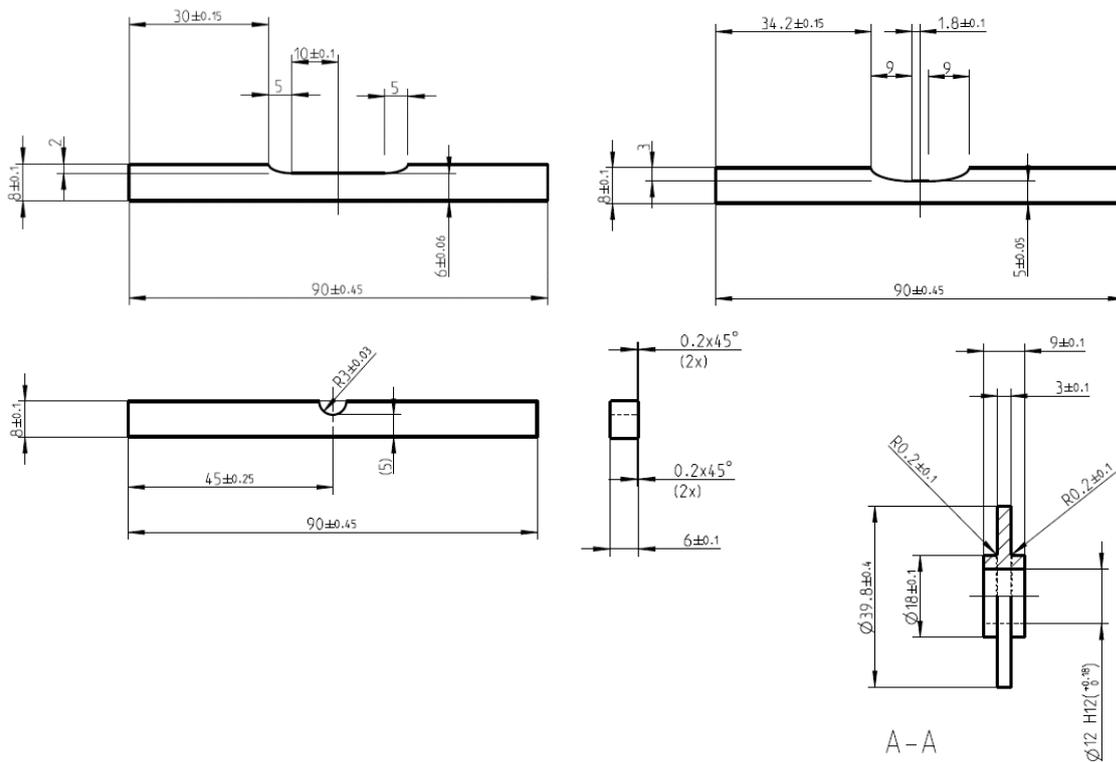


Abbildung 2.3: Fertigungszeichnungen der Prüfkörpergeometrien

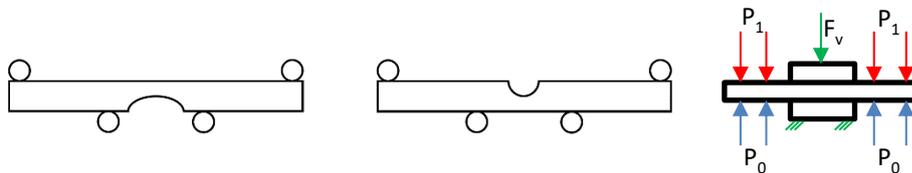


Abbildung 2.4: Einspannung bzw. Belastung der Prüfkörper. links: EPH-01, -02, -03 und -01g, mitte: EPH-03u, rechts: dpP

Tabelle 2.1: Überblick der Versuchsreihen – Prüfkörper und Untersuchungsziele

Nr.	Art	Probentyp	Belastung	Anz.	Untersuchung			
1.1	EPH	Basisprobe	Statisch	10	Effektiv beanspruchte Oberfläche	Effektive beanspruchtes Volumen	Kerbwirkung	Oberflächenbearbeitung
1.2	EPH	Basisprobe	Ermüdung	40				
2.1	EPH	Flachprobe	Statisch	10				
2.2	EPH	Flachprobe	Ermüdung	40				
3.1	EPH	Kerbprobe oben	Statisch	10				
3.2	EPH	Kerbprobe oben	Ermüdung	40				
4.1	EPH	Kerbprobe unten	Statisch	10				
4.2	EPH	Kerbprobe unten	Ermüdung	40				
5.1	EPH	Basisprobe geschliffen	Statisch	5				
5.2	EPH	Basisprobe geschliffen	Ermüdung	20				
6.1	dpP	Differenzdruckprobe	Statisch	12	Übertragung auf Bauteilebene			
6.2	dpP	Differenzdruckprobe	Ermüdung	38				

Die vorhandene Prüftechnik wurde durch zusätzliche Hydraulik erweitert und regelungs- sowie messtechnisch verbessert um ausreichend hohe Mess- und Regelfrequenzen zu erreichen sowie einen dem empfindlichen Material angemessen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten.

Für die Untersuchungen mit den EPH wurde ein 4-Punkt-Biegeaufbau entwickelt, welcher durch integrierte Freiheitsgrade in der Lage ist eine ungleichmäßige Belastung im Betrieb selbsttätig auszugleichen.

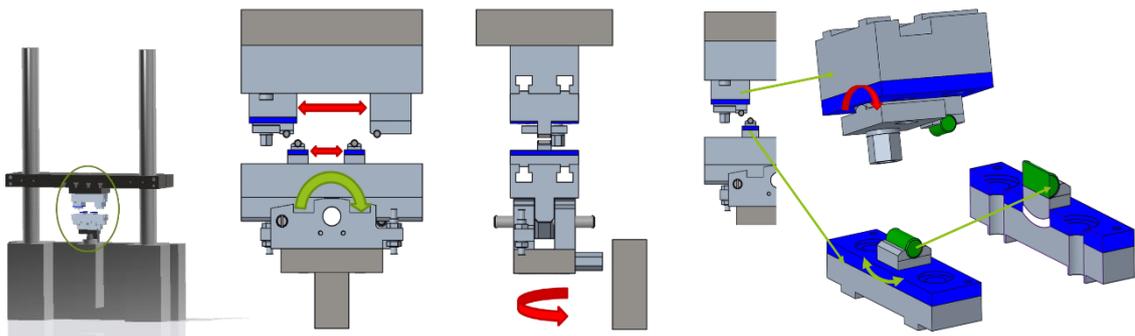


Abbildung 2.5: Darstellung des entwickelten Prüfaufbaus mit den vorhandenen Freiheitsgraden. Rot: Einstellbar und im Betrieb fixiert. Grün: dauerhaft flexibel und selbsteinstellend.

Das Funktionsprinzip des Prüfaufbaus für die dpP ist folgend dargestellt, Details können (Scholten, Peschkes und Höhbusch) entnommen werden.

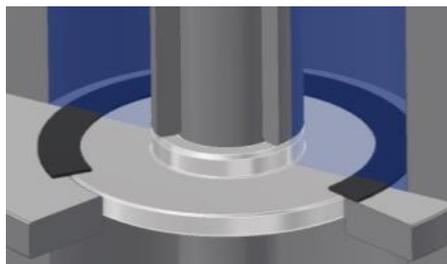


Abbildung 2.6: Funktionsprinzip Prüfaufbau dpP

2.3 Arbeitsschritt 3 - Durchführung der Ermüdungsversuche

In AS 3 waren die Versuchsreihen mit EPH sowie dpP vorzubereiten indem die genauen Abmessungen der Prüfkörper ermittelt und in einem Finite-Elemente-Modell zur exakten Beanspruchungsermittlung abgebildet werden. Anschließend waren die geplanten Versuchsreihen durchzuführen.

Für alle EPH wurden mittels eines Linienlasers die Form der eingebrachten Aussparung sowie die äußeren Abmessungen überprüft. Bei den dpP wurden mittels eines hochgenauen taktilen Messgeräts an drei Messstellen je Probe die genaue Form des Kerbradius ermittelt, sowie mittels Mikrometerschraube die äußeren Abmessungen erfasst. Alle Proben wurden hinsichtlich äußerer Beschädigungen untersucht. Prüfkörper mit starken Abweichungen in einzelnen kritischen Maßen oder mit äußeren Beschädigungen wurden ausgesondert.

Folgende Versuche wurden durchgeführt:

Tabelle 2.2: Übersicht der durchgeführten Versuche

Prüfkörpertyp	Lastart	Anzahl Versuche
EPH-01 Basisprobe	statisch	17
	zyklisch	36
EPH-02 Flachprobe	statisch	16
	zyklisch	33
EPH-03 Kerbprobe	statisch	15
	zyklisch	35
EPH-03u Kerbprobe umgedreht	statisch	13
	zyklisch	34
EPH-01g Basisprobe geschliffen	statisch	5
	zyklisch	18
dpP Differenzdruckprobe	statisch	15
	zyklisch	20+13

Für die statischen Versuche wurde die Last von einem möglichst niedrigen Grundniveau (ca. 10% der erwarteten Maximallast) kontinuierlich gesteigert bis der Bruch des Prüfkörpers eintrat oder die maximale Leistung der Prüfmaschine erreicht war. Die Geschwindigkeit der Laststeigerung lag dabei in Anlehnung an (ISO 3327:2009 / Hartmetalle - Bestimmung der Biegebruchfestigkeit) stets unterhalb von $200 \text{ N/mm}^2/\text{s}$.

Die zyklischen Versuche wurden bei einem Spannungsverhältnis von $R=0,1$ durchgeführt. Die Prüffrequenz lag bei den Versuchen mit EPH bei 50Hz (Sinusförmige Lastaufbringung) bis zum Bruch oder Erreichen von 11 Millionen Lastwechseln. Die Versuche mit dpP wurden unter sinusförmiger Druckbelastung mit 20-30Hz bis zum Bruch oder bis zum Erreichen einer Grenzlastwechselzahl (11 Millionen bzw. bei einer Probe bereits bei 8 Millionen) durchgeführt.

2.4 Arbeitsschritt 4 - Ableitung von Versagensmechanismen und globalen Einflussfaktoren

In AS 4 waren die probenspezifischen Beanspruchungen aus den gemessenen Prüflasten zu ermitteln und die durchgeführten Versuche statistisch auszuwerten. Anhand fraktografischer Untersuchungen und detaillierter Auswertung der zugehörigen Messschiebe waren die erwarteten Versagensmechanismen zu überprüfen und falls möglich zu verifizieren. Abschließend waren anhand der Versuchsergebnisse der EPH die untersuchten Einflussgrößen zu verifizieren und entsprechende Einflussfaktoren abzuleiten.

2.4.1 Auswertung der Versuchsergebnisse

Für alle Probentypen erfolgte stichprobenartig und mit Fokus auf besondere (d.h. auffällig niedrige oder hohe Festigkeitswerte) eine eingehende Untersuchung der Bruchflächen mittels eines speziellen Lichtmikroskops mit Fokusvariation. Zusätzlich wurden alle Prüfkörper EPH-02, EPH-03 und EPH-03u mit einem einfachen Lichtmikroskop hinsichtlich des mutmaßlichen Rissursprungs kategorisiert. Grundlegend ließ sich hier die Erkenntnis ableiten, dass die Mehrheit der betrachteten Proben mit geringen Bruchfestigkeiten (statische Versuche) oder Lastwechselzahlen (zyklische Versuche) aufgrund von Oberflächendefekten versagt haben, während Brüche bei hohen Spannungen oder Lastwechselzahlen auf Defekte im Werkstoffvolumen zurückzuführen waren.

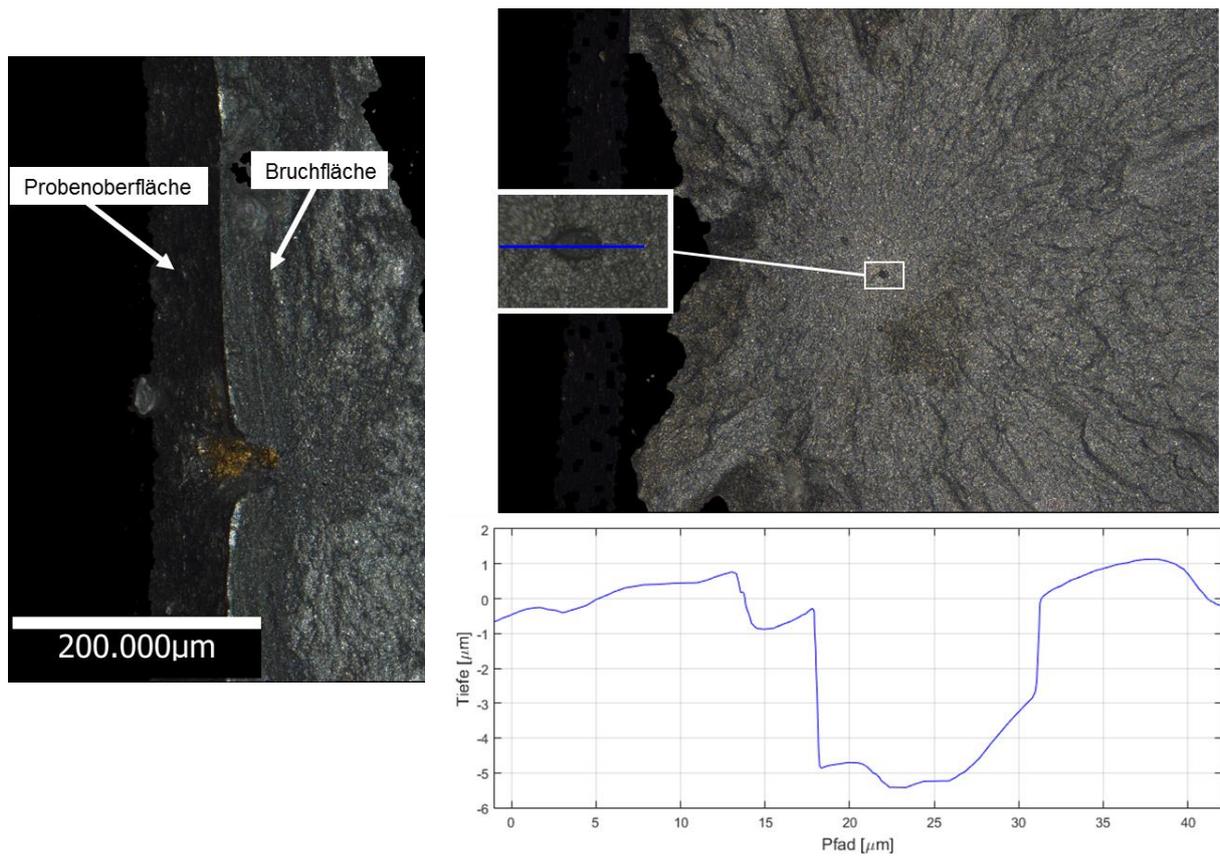


Abbildung 2.7: Ergebnisse der fraktografischen Analyse. Links: Oberflächenpore als Versagensgrund. Rechts: Pore im Werkstoffvolumen als Rissursprung

Die ermittelten Beanspruchungswerte aller Versuche mit EPH sind in der folgenden Abbildung 2.8 dargestellt.

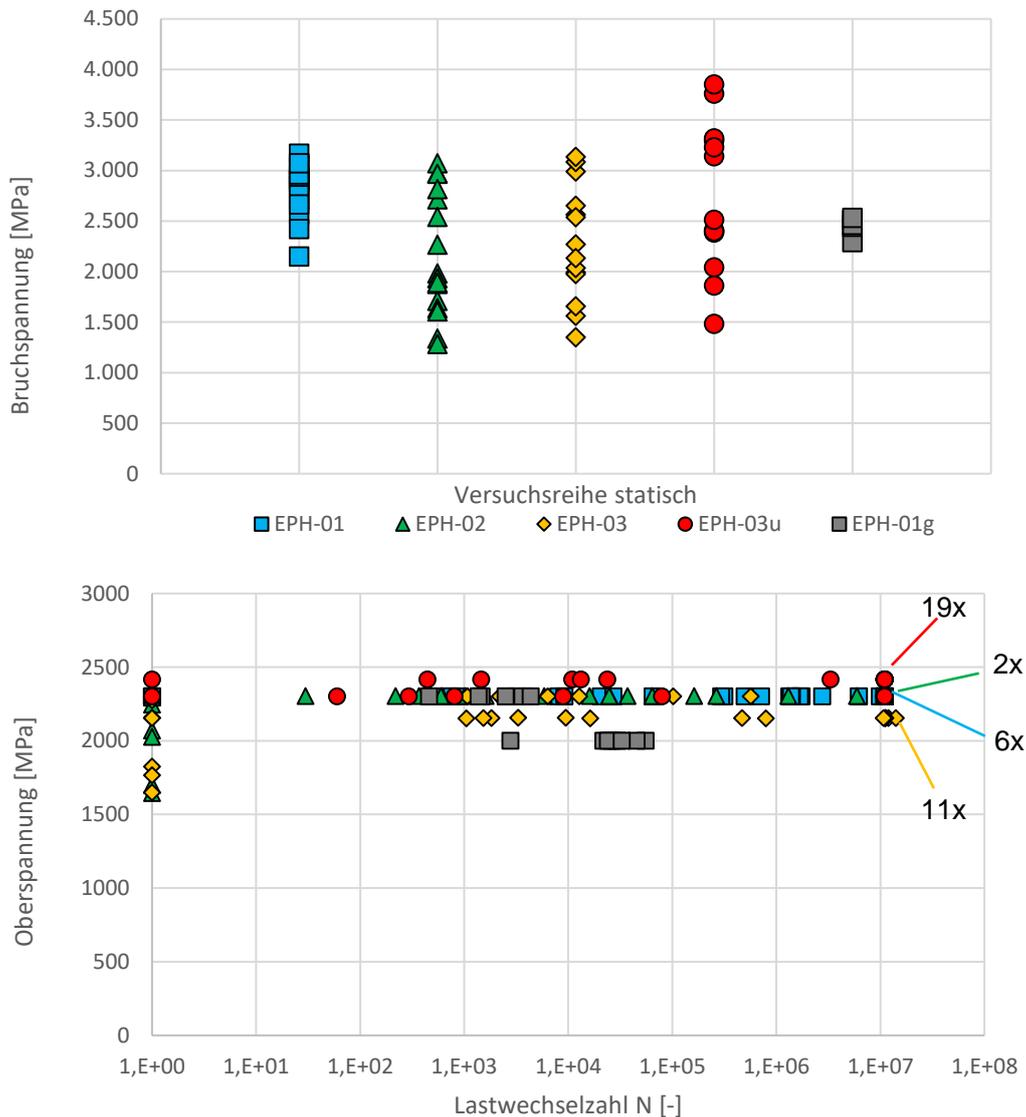


Abbildung 2.8 Versuchsergebnisse (Beanspruchungswerte). Oben: Bruchspannungen (max. 1. HS auf der Zugseite) aus den statischen Versuchen nach Versuchsreihe. Unten: Oberspannung (max. 1. HS auf der Zugseite) über erreichter Lastwechselzahl je Versuchsreihe aus den zyklischen Versuchen.

Mittels der Maximum-Likelihood-Methode wurden für die statischen Versuche die Parameter *charakteristische Bruchspannung* σ_c und *Weibullmodul* m der zugrundeliegenden Weibullverteilungen geschätzt. Für die zyklischen Versuche wurde analog die Weibull-Verteilung der logarithmischen Lastwechselzahlen ermittelt. Durchläufer wurden hierbei für den Algorithmus als „rechts zensiert“ markiert. Die Schätzwerte einschließlich der jeweiligen 90%-Konfidenzintervalle zeigt die folgende Abbildung.

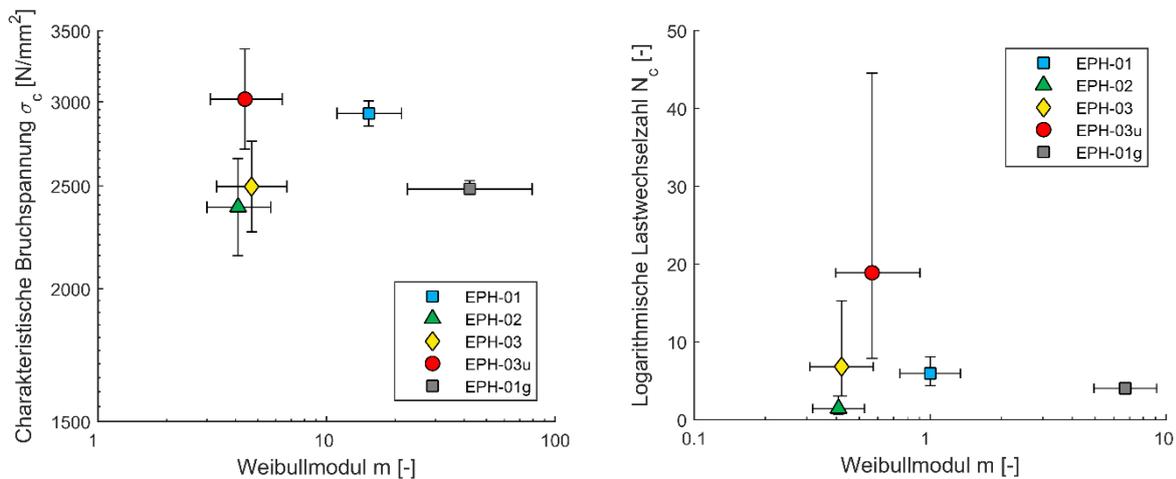


Abbildung 2.9: Statistische Auswertung der Versuchsergebnisse. Links: Charakteristische Bruchspannung und Weibullmodul je Versuchsreihe. Rechts: Charakteristische logarithmische Lastwechselzahl und Weibullmodul je Versuchsreihe für den betrachteten Spannungshorizont.

Die mit der Differenzdruckprobe (dpP) als Bauteilersatz durchgeführten statischen Versuche konnten nicht zur Bestimmung der charakteristischen Bruchspannung (also der statischen Festigkeit) dieser Geometrie verwendet werden, da bei maximal möglicher Last nur eine Probe regulär brach. Zwölf Proben konnten mit den verfügbaren 250 bar Differenzdruck nicht zerstört werden und zwei Versuche waren auf Grund von Störeinflüssen nicht verwertbar. Die Bruchspannung der gebrochenen Probe betrug 3.009,49 MPa, die nicht gebrochenen Prüfkörper erreichten im Mittel Spannungen von 3.233 MPa (max. 1. HS).

Die nicht gebrochenen Prüfkörper aus den statischen Versuchen wurden anschließend in einer Vorversuchsreihe zyklisch belastet um für die reguläre Versuchsreihe einen Spannungshorizont mit Ergebnissen im Langzeitfestigkeitsbereich abschätzen zu können. Die Ergebnisse der zyklischen Versuche mit der zugehörigen statistischen Auswertung sind in Abbildung 2.10 dargestellt.

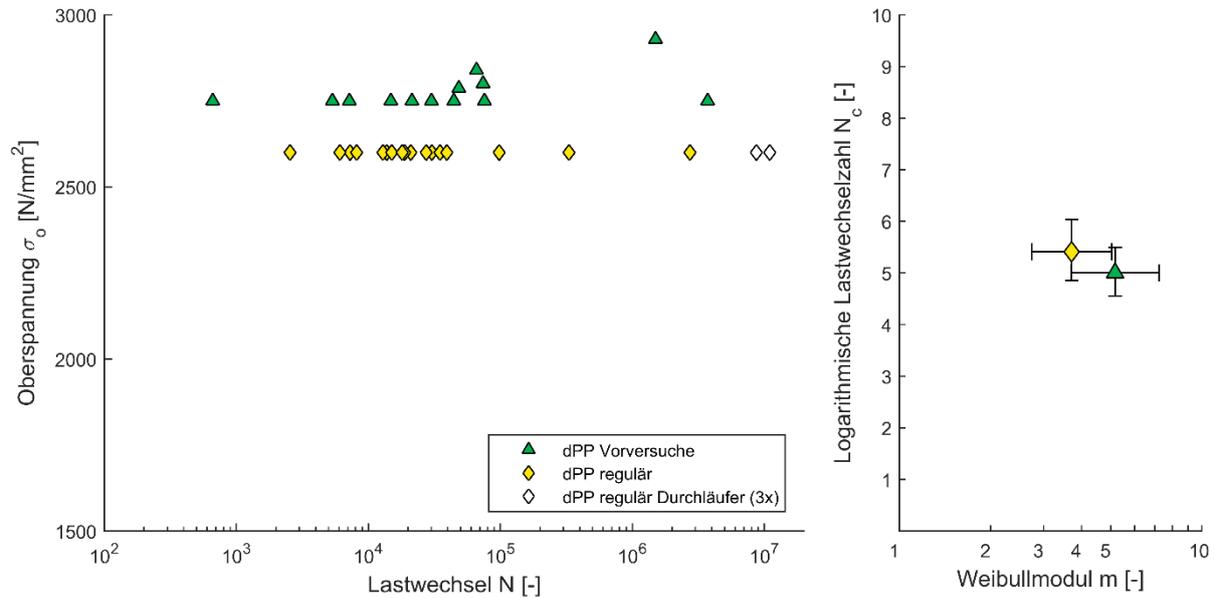


Abbildung 2.10: Ergebnisse der zyklischen Versuche mit dpP. Links: zyklische Oberspannung (max. 1. HS lokal in der Kerbe) über erreichter Lastwechselzahl. Rechts: charakteristische logarithmische Lastwechselzahl und Weibullmodul, jeweils mit 90%-Konfidenzintervall.

2.4.2 Ableitung von Einflussfaktoren

Der Einfluss des effektiv beanspruchten Volumens und der effektiv beanspruchten Oberfläche eines Bauteils auf dessen statische Ausfallwahrscheinlichkeit $F(\sigma)$ wird berücksichtigt, indem die Weibullverteilung der Bruchfestigkeit (Gleichung 1.4.1) um den volumen- bzw. oberflächenbezogenen „weakest-link“-Term erweitert wird:

$$F(\sigma) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^m} \quad (1.4.1)$$

$$F(\sigma, V_{eff}) = 1 - e^{-\frac{V_{eff}}{V_0} \left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^m}; \quad F(\sigma, A_{eff}) = 1 - e^{-\frac{A_{eff}}{A_0} \left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^m} \quad (1.4.2)$$

Das effektiv beanspruchte Volumen bzw. die effektiv beanspruchte Oberfläche berechnen sich zu:

$$V_{eff} = \int \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}}\right)^m dV \quad \text{bzw.} \quad A_{eff} = \int \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}}\right)^m dA \quad (1.4.3)$$

Entsprechend gilt für die charakteristische Bruchspannung σ_c :

$$\sigma_c = \sigma_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_{eff}}\right)^{\frac{1}{m}} \quad \text{und} \quad \sigma_c = \sigma_0 \cdot \left(\frac{A_0}{A_{eff}}\right)^{\frac{1}{m}} \quad (1.4.4)$$

Die verwendeten Parameter Bezugsvolumen (bzw. effektives Volumen der Werkstoffprobe) V_0 , Bezugsoberfläche (bzw. effektive Oberfläche der Werkstoffprobe) A_0 , charakteristische Werkstoff-Bruchspannung σ_0 und Weibull-Modul m stellen damit zusammengehörige Werte zur Beschreibung der Festigkeitseigenschaften dar und erlauben durch die beschriebenen Ansätze theoretisch die Bestimmung der charakteristischen Bruchspannung beliebig geformter Bauteile. Dieser Mo-

dellansatz ist in Abbildung 2.11 mittels der durchgezogenen Linie dargestellt, welche in der doppeltlogarithmischen Darstellung einer Geraden mit der Steigung $1/m$ entspricht. Als Referenzwertpaar wurden die Versuchsergebnisse der EPH-03 eingesetzt. Die gestrichelten Linien begrenzen den 90%-Konfidenzbereich in dem die durchgezogene Linie gemäß des Ergebnisses von EPH-03 verlaufen kann (das effektiv beanspruchte Volumen bzw. die Oberfläche sind rechnerisch mit dem Weibullmodul verknüpft und daher mit entsprechenden Konfidenzbalken versehen).

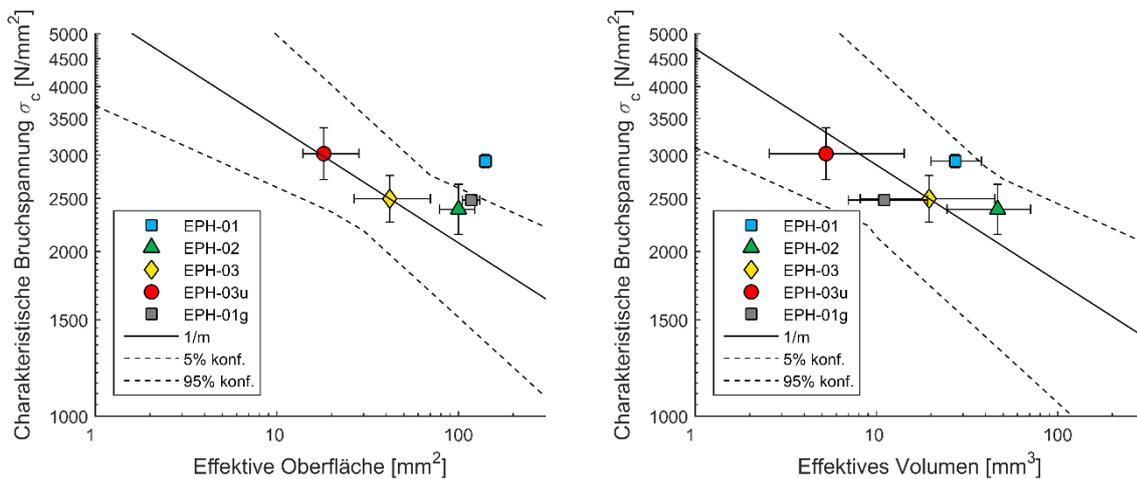


Abbildung 2.11: Charakteristische Bruchspannung als Funktion des effektiv beanspruchten Volumens bzw. Oberfläche mit Versuchsergebnissen

Zur Übertragung des oben dargestellten Einflusses in den zyklischen Bereich wird zunächst die allgemeine Basquin-Gleichung auf das (einfach logarithmische) Ermüdungsverhalten von WC-Co angepasst:

$$\sigma_f = \sigma_{f,r} - \frac{1}{k} (\log(N_f) - \log(N_{f,r})) \quad \text{bzw.} \quad \log(N_f) = \log(N_{f,r}) + k(\sigma_{f,r} - \sigma_f) \quad (1.4.5)$$

Mit $\sigma_{f,r}$ und $N_{f,r}$ als Referenzpunkt der ertragbaren Oberspannung und Lastwechselzahl sowie $-1/k$ als Steigung der resultierenden einfach-logarithmischen Wöhlerlinie.

Wird als Referenzpunkt die charakteristische Bruchspannung gewählt ($\sigma_{f,r} = \sigma_c$ und $N_{f,r} = 0$) kann die ertragbare Lastwechselzahl für eine gewählte Oberspannung abhängig vom effektiv beanspruchten Volumen bzw. der effektiv beanspruchten Oberfläche berechnet werden (einsetzen von Gl. 1.4.4 in Gl. 1.4.5):

$$\log(N_f) = k \cdot \left(\sigma_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_{eff}} \right)^{\frac{1}{m}} - \sigma_f \right) \quad \text{bzw.} \quad \log(N_f) = k \cdot \left(\sigma_0 \cdot \left(\frac{A_0}{A_{eff}} \right)^{\frac{1}{m}} - \sigma_f \right) \quad (1.4.6)$$

Abbildung 2.12 und Abbildung 2.13 zeigen diese Zusammenhänge in Bezug zu den Versuchsergebnissen. Als Referenzwerte für den analytischen Zusammenhang werden wie bereits in Abbildung 2.11 die jeweiligen Ergebnisse der Versuchsreihe mit EPH-03 verwendet, dies gilt auch für den Steigungskoeffizienten k .

Grundsätzlich zeigen die Versuchsergebnisse insbesondere hinsichtlich des effektiv beanspruchten Volumens zufriedenstellende Übereinstimmungen mit dem zugrundeliegenden Modellansatz. Lediglich die Ergebnisse der Probe EPH-01 zeigen hinsichtlich charakteristischer Bruchspannung, log Lastwechselzahl sowie den jeweiligen Weibullmoduln deutliche Abweichungen, die auf abweichende Fertigungsparameter hindeuten könnten. Diesem Vorhaben nachgelagerte Untersuchungen deuten darauf hin, dass die EPH02, EPH03, EPH03u aus dem Fertigungsprozess negative Einflüsse auf die Festigkeit erfahren haben (Details sollen in der Dissertation von M. Peschkes dargestellt werden). Die geschliffene Basisprobe (EPH-01g) fällt bei Betrachtungen im Zusammenhang mit der effektiv beanspruchten Oberfläche etwas deutlicher neben die analytische Berechnung als im Zusammenhang mit dem effektiv beanspruchten Volumen. Dies passt jedoch in die Überlegung, dass bei entsprechend bearbeiteter Oberfläche mögliche Oberflächendefekte reduziert werden und dieses Kriterium entsprechend an Bedeutung verliert.

Hinsichtlich der Oberflächenbearbeitung zeigen die beiden Versuchsergebnisse mit EPH-01 und EPH-01g im direkten Vergleich nicht den erwarteten und in der Literatur angedeuteten Zusammenhang. Die geschliffenen Proben weisen zwar erwartungsgemäß eine deutlich geringere Streuung auf, zeigen jedoch niedrigere charakteristische Festigkeitswerte. Auch an dieser Stelle muss erneut eine unbekannte Abweichung bei den Proben EPH-01 in Erwägung gezogen werden.

Ein möglicher Kerb- bzw. Stützwirkungseinfluss, der nicht bereits über das effektiv beanspruchte Volumen bzw. die effektiv beanspruchte Oberfläche abgedeckt ist kann anhand der Versuchsergebnisse ausgeschlossen werden, da die Probe EPH-03u in gutem Einklang mit den übrigen Werten (insbes. EPH-03) und der analytischen Betrachtung steht.

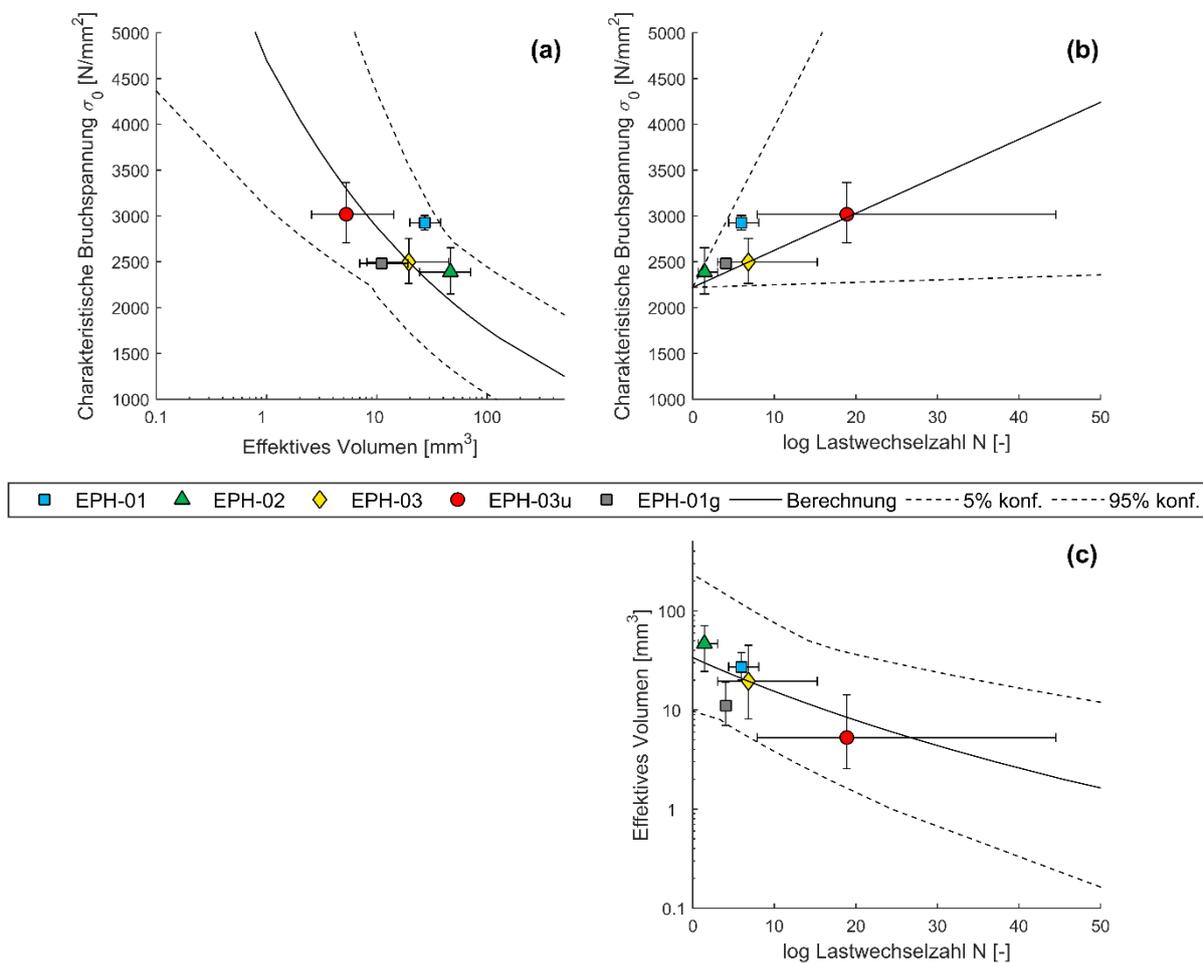


Abbildung 2.12: Effektiv beanspruchtes Volumen als Einflussgröße auf die zyklische Festigkeit: Ausgangseinfluss auf die charakteristische Bruchspannung (a), Zusammenhang gemäß der angepassten Basquin-Gleichung (b), Einfluss auf ertragbare Lastwechselzahl (c)

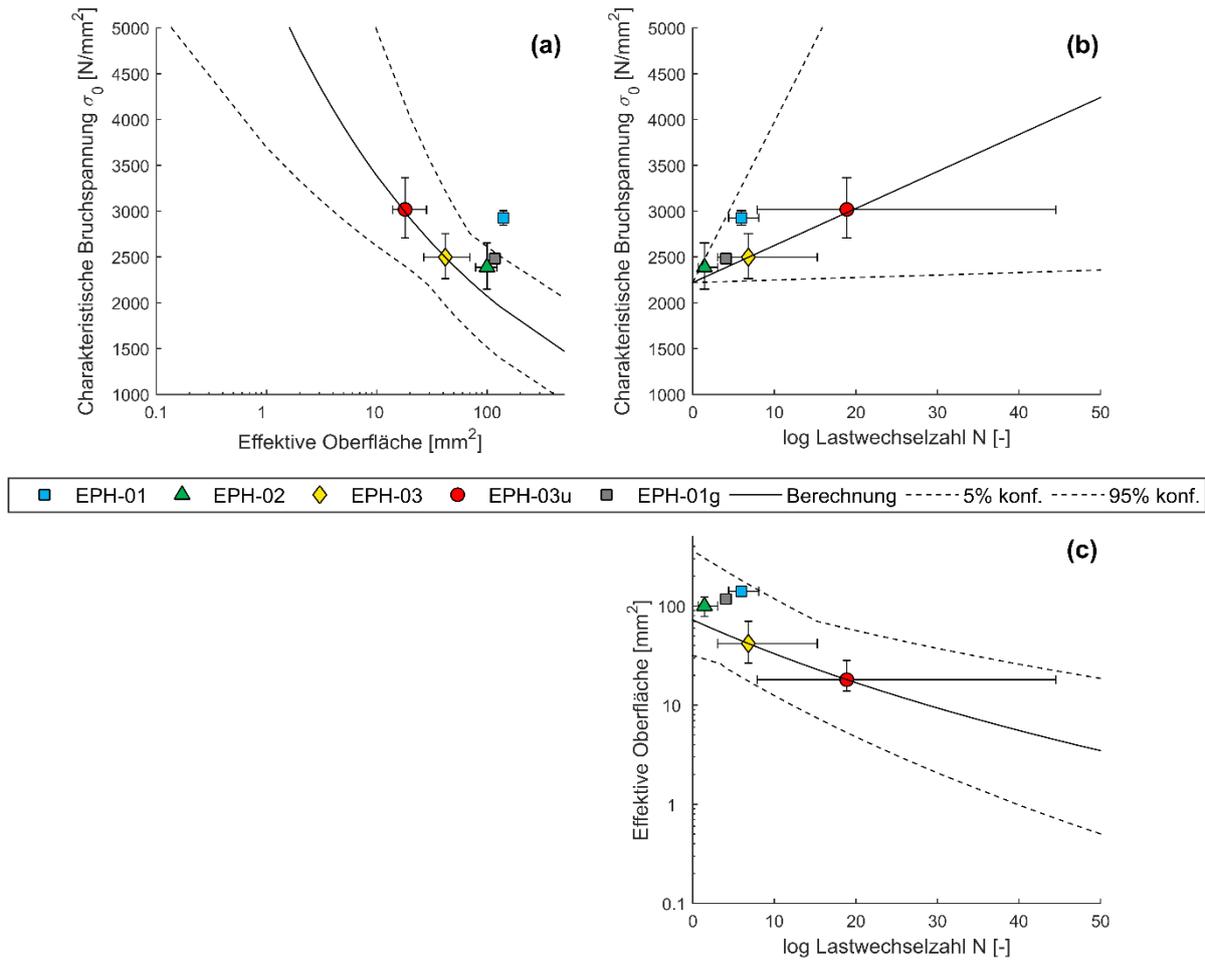


Abbildung 2.13: Effektiv beanspruchte Oberfläche als Einflussgröße auf die zyklische Festigkeit: Ausgangseinfluss auf die charakteristische Bruchspannung (a), Zusammenhang gemäß der angepassten Basquin-Gleichung (b), Einfluss auf ertragbare Lastwechselzahl (c)

Auch die Übertragung des Modellansatzes für den Einfluss des effektiven Volumens bzw. der effektiven Oberfläche auf zyklische Beanspruchungen wird von den Versuchsergebnissen bestätigt. Hier ist jedoch auf Grund der teils hohen Anzahl an Durchläufern und statischen Brüchen je Versuchsreihe die statistische Auswertung mit großen Unsicherheiten versehen, was sich insbesondere in der Bestimmung der charakteristischen logarithmischen Lastwechselzahl niederschlägt.

2.5 Arbeitsschritt 5 - Validierung der Methode auf Basis der Versuchsergebnisse

In AS 5 waren anhand der Versuchsergebnisse und der aktualisierten Versagensmechanismen aus AS 4 die Versagenskriterien und Simulationsmodelle zu parametrieren. Diese waren in die bestehende FE-Umgebung einzubinden und durch Anwendung auf die durchgeführten Versuche hinsichtlich der ermittelten Bauteilgrenzlasten zu verifizieren und stichprobenartig auf weitere Anwendungen und Werkstoffkonfigurationen anzuwenden. Abschließend war auf Basis der im Projekt gewonnenen Erkenntnisse eine Methode zur Festigkeitsbewertung von Komponenten aus dem

genannten Werkstoff zu entwickeln und anhand der dpP-Versuchsergebnisse für die Anwendung auf Komponenten zu validieren.

2.5.1 Parametrierung und Verifizierung der Simulationsmodelle

Anhand der Erkenntnisse aus AS 4 wurde das Meso-Simulationsmodell geringfügig angepasst und anhand der Geometrie der Basisprobe verifiziert. Da das Einbringen generischer Oberflächendefekte auf dem Entwicklungsstand des Modells nicht möglich war, sind die Versuchsergebnisse mit geschliffenen Proben (EPH-01g) als Referenz heranzuziehen. Zur Verifikation wurde die Prüfkraft je Prüfkörper in der Simulation schrittweise so lange erhöht, bis stabiles (überkritisches) Risswachstum auftrat. Die resultierenden Bauteilgrenzlasten wurden für einen einordbaren Vergleich mit den Versuchsergebnissen in entsprechende Nennbruchspannungen umgerechnet. Die Ergebnisse der Simulation sowie den Vergleich mit den Versuchsergebnissen zeigen Abbildung 2.14 und Abbildung 2.15.

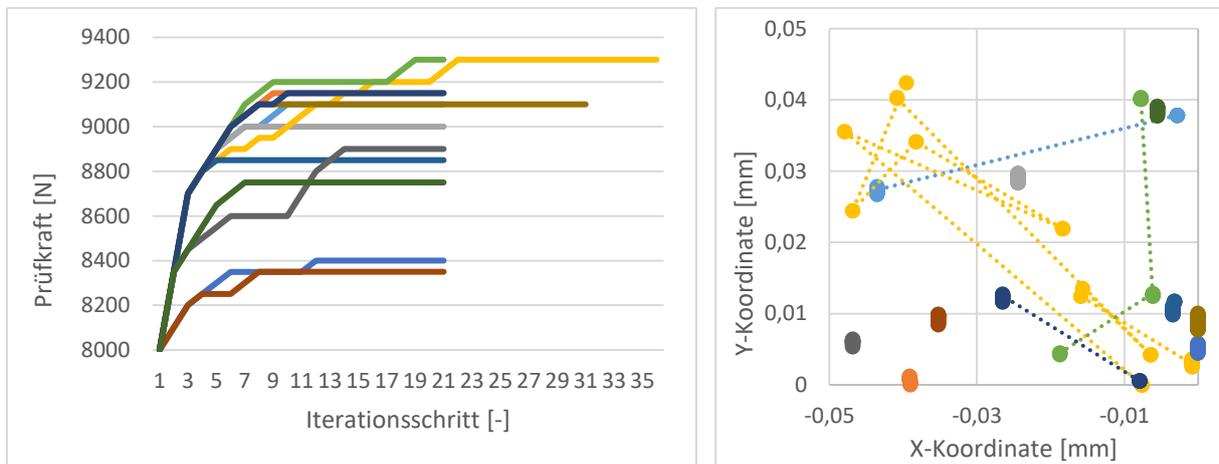


Abbildung 2.14: Simulierte statische Versuchsreihe mit der Basisprobe: Prüfkraftverlauf und Risskoordinaten im simulierten Gefügebereich

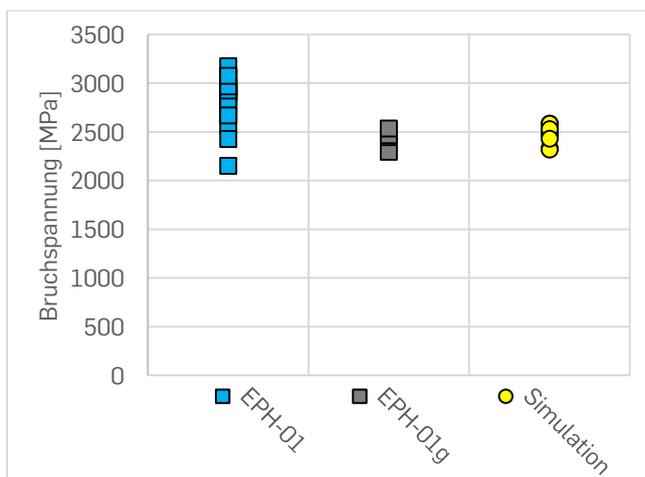


Abbildung 2.15: Vergleich der Versuchsergebnisse mit den Simulationsergebnissen

Grundsätzlich zeigt sich für die simulierte Versuchsreihe eine gute Übereinstimmung von Meso-Simulationsmodell und Experiment. Die weitere Bearbeitung des AS 5 konzentrierte sich jedoch

auf das Makro-Simulationsmodell, eine tiefergehende Ausgestaltung des Meso-Simulationsmodells wurde aus folgenden Gründen verworfen:

- Es zeigte sich, dass für die Bauteilauslegung und Anwendung der Bewertungsmethode das Makro-Simulationsmodell vollumfänglich geeignet ist.
- Fehlende (Hersteller-)Angaben für detaillierte Materialmodelle erschwerten eine belastbare Modellierung des zyklischen Versagens
- In den Versuchen konnten keine Anzeichen auf zusätzliche Stützwirkungseffekte in Kerben beobachtet werden (deren Untersuchung ein wesentliches Ziel des Meso-Simulationsmodells wäre).
- Die Modellierung von Oberflächenfehlern um dem sinterrohen Prüfkörperzustand gerecht zu werden war in der verfügbaren Zeit technisch nicht umzusetzen.

Das Makro-Simulationsmodell zur Unterstützung der Festigkeitsberechnung von Komponenten wurde anhand der Erkenntnisse aus AS 4 angepasst und durch die simulative Umsetzung der unten dargestellte entwickelte Methode zur Festigkeitsbewertung zu einem umfangreichen Berechnungstool entwickelt. Dies ermöglicht eine größtenteils automatisierte Festigkeitsbewertung ganzer Komponenten oder ausgewählter Hotspots in der Simulationsumgebung ANSYS®. Das Berechnungstool operiert für die zyklische Festigkeitsberechnung nach dem Verfahren zur Ermittlung der kritischen Schnittebene und ist für komplexe Geometrien sowie eine größere Anzahl wirkender Lastfälle einsetzbar. Der grundsätzliche Ablauf ist im Folgenden stichpunktartig dargestellt:

1. Ermitteln der Oberflächenanteile je Oberflächenknoten

2. Ermittlung der kritischen Schnittebene

Lokales Koordinatensystem (KOS) des betrachteten Knotens wird auf der Oberfläche gedreht

Für jeden Knoten:

a. Für jeden Drehwinkelschritt

i. Für jede Spannungsart σ_i

Ermittle $\sigma_{\max,i}$ und $\sigma_{\min,i}$ aus allen Lastschritten

Berechne $\sigma_{a,i}$ und $\sigma_{m,i}$ und das Spannungsverhältnis R_i

Berechne eine Ersatz-Oberspannung für $R=-1$

$$\sigma_{O,w,ers} = \frac{1}{2} \sigma_O \cdot ((1 - R) + (1 + R) \cdot \alpha) \quad \text{mit } \alpha = \frac{\sigma_{w,B}}{\sigma_{c,B}}$$

ii. Ermittle über alle Spannungsarten die maximale Ersatz-Oberspannung

b. Ermittle über alle Drehwinkelschritten die maximale Ersatz-Oberspannung

c. Ermittle die maximale erste Hauptspannung aus allen Lastschritten

3. Berechnen der effektiven Oberflächen

a. statische effektiv beanspruchte Oberfläche anhand der maximalen ersten Hauptspannung und des ermittelten Flächeninkrements je Knoten

b. zyklische effektiv beanspruchte Oberfläche anhand der maximalen Ersatz-Oberspannung und des ermittelten Flächeninkrements je Knoten

4. Berechnen der effektiven Volumina

a. Ermitteln der Elementspannungen über alle Loadsteps sowie der Elementvolumina

b. Berechnen des statischen effektiv beanspruchten Volumens anhand der maximalen ersten Hauptspannung und des Volumens je Element

- c. Berechnen des zyklischen effektiv beanspruchten Volumens anhand der maximalen Ersatz-Oberspannung gem. Punkt 2. und des Volumens je Element
- 5. Berechnen der Beanspruchbarkeit des Bauteils (bzw. Hotspots)**
 - a. Berechnen der statischen sowie zyklischen Festigkeitskennwerte durch Anwendung der Einflussfaktoren gemäß der Berechnungsmethode
 - b. Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit (zyklisch und statisch) des Bauteils bzw. Hotspots
- 6. Berechnen der Auslastung**
 - a. Berechnen der statischen sowie zyklischen Auslastung des Bauteils bzw. Hotspots
 - b. Berechnen der statischen sowie zyklischen Auslastung je Knoten

Neben den statischen sowie zyklischen Festigkeitswerten und Ausfallwahrscheinlichkeiten für den betrachteten Bereich (Bauteil oder Hotspot) können auch die Prozess- und Ergebnisgrößen effektiv beanspruchte Oberfläche, effektiv beanspruchtes Volumen, „Ersatz-Oberspannung“, statische Auslastung und zyklische Auslastung je Knoten in entsprechenden contour-plots dargestellt werden und ermöglichen so eine qualitative und quantitative Beurteilung der gesamten Bauteilauslastung. Insbesondere die Berechnung der effektiven Oberfläche wurde umfangreich anhand verschiedener Geometrien mit steigender Komplexität unter anderem über die berechnete Gesamtoberfläche verifiziert. Abschließend erfolgte eine praxisnahe Evaluierung der erstellten Methoden und Werkzeuge für komplexe Geometrien durch Anwendung des erstellten Berechnungstools auf Komponenten aus dem EHCR-Boost System einschließlich der Förderschrauben des MDA und CGC. Hierbei konnte eine gute Durchführbarkeit der gesamten Berechnung mit plausiblen Ergebnissen erzielt werden.

2.5.2 Entwicklung und Verifikation einer Methode zur Festigkeitsbewertung

Anhand der Erkenntnisse aus AS 4 wurde ein grundsätzliches Vorgehen festgelegt und die ermittelten Einflussfaktoren in den Berechnungsablauf integriert. Die entwickelte Methode zur Festigkeitsbewertung wurde in einen „Leitfaden Strukturbauteile aus WC-Co“ eingebettet und berücksichtigt neben den im Projekt experimentell erworbenen Erkenntnissen auch diverse aufbereitete Festigkeitseinflüsse aus der Literatur. Alle Berechnungsansätze und -faktoren sind innerhalb der vorhandenen Erkenntnisse eher konservativ gewählt um ein Überschätzen der Bauteilfestigkeit zu vermeiden, alle Berechnungsschritte sind möglichst einfach gehalten um eine Anwendbarkeit außerhalb wissenschaftlicher Fachkreise zu ermöglichen. Folgende Festigkeitseinflüsse werden in der Berechnung berücksichtigt:

- Standardisierung der Werkstoffkennwerte des Herstellers
 - o Unsicherheiten bei der Ermittlung der Festigkeitskennwerte
 - o Umrechnung zur Standardisierung der verwendeten Prüfkörperform nach ISO3327
 - o Berücksichtigung der Oberflächenbearbeitung (sehr konservativ)
- Effektives Volumen und Oberfläche bei statischer Beanspruchung
- Effektives Volumen und Oberfläche bei zyklischer Beanspruchung
- Ermüdungsfaktor
- Spannungsverhältnis bzw. Mittelspannungseinfluss
- Gewünschte Überlebenswahrscheinlichkeit

Wird die charakteristische Bruchfestigkeit der dpP unter Annahme eines effektiv beanspruchten Volumens (für $m=15$) von $0,133\text{mm}^3$ bzw. einer effektiv beanspruchten Oberfläche von $4,7528\text{mm}^2$ und auf Basis der Herstellerangaben nach dem Leitfaden berechnet, ergibt sich diese (ohne den konservativen Oberflächenfaktor) zu $3.619,02\text{MPa}$ (Die Bruchspannung der gebrochenen Probe betrug $3.009,49\text{MPa}$, die nicht gebrochenen Prüfkörper erreichten im Mittel Spannungen von 3.233MPa). Die Überlebenswahrscheinlichkeit für die Bruchspannung der einzigen gebrochenen Probe berechnet sich zu knapp $93,9\%$ und deckt sich damit sehr gut mit den empirischen Beobachtungen ($1/13$ Proben gebrochen entspricht $92,3\%$).

Für die charakteristische logarithmische Lastwechselzahl der zyklischen Versuche von $5,41$ (regulär) bzw. $5,0$ (Vorversuche) berechnet sich die ertragbare Oberspannung für das wirkende Spannungsverhältnis von $R=0,1$ nach dem Leitfaden zu $3.227,4\text{MPa}$ bzw. $3.280,6\text{MPa}$. Dies überschätzt die in den zyklischen Versuchen angewendete Oberspannung von 2.600MPa bzw. 2.750MPa sehr deutlich. Der starke Festigkeitsabfall über der Lastwechselzahl (Wöhlerliniensteigung) bei den Versuchen mit dpP steht in großem Gegensatz zu den Versuchen mit EPH und lässt auf zusätzliche negative Einflüsse bei der zyklischen Versuchsdurchführung schließen. Unter Verwendung des Oberflächenfaktors reduziert sich die rechnerische Festigkeit gemäß Leitfaden jedoch auf $2.025,7\text{MPa}$ bzw. $2.088,4\text{MPa}$ und liegt damit deutlich unter den Versuchsergebnissen, so dass der Leitfaden auch bei zyklischer Beanspruchung eine sichere Auslegung ermöglicht.

2.6 Arbeitsschritt 6 - Grundlegende Betrachtung potentieller Grenzzustände

Basierend auf den erwarteten Einsatzbedingungen des Casing-Gas Kompressors sowie den ersten Konzepten des Projektpartners ITT Bornemann zu dieser Maschine, waren in AS 6 die potentiellen Grenzzustände des CGC zu identifizieren und in einem Grenzzustandslastenheft (GZLH) für die weitere Projektbearbeitung zu strukturieren.

Für die grundlegende Betrachtung der potentiellen Grenzzustände wurde zunächst eine Mindmap zur strukturierten Erfassung relevanter Systembestandteile (Betriebspunkte, Grenzzustände, Komponenten etc.) erstellt und gemeinsam mit ITTB vervollständigt. Im nächsten Schritt wurden die Komponenten des CGC erfasst und hinsichtlich ihrer Beteiligung am Kompressionsprozess sowie bauteilbezogenen Kernfunktionen strukturiert. Des Weiteren erfolgte eine detaillierte Zuordnung möglicher Schadensszenarien zu den einzelnen Komponenten bzw. Baugruppen des Kompressors. Auf dieser Basis konnte ein Grenzzustandslastenheft erstellt werden, welches zunächst den kompletten Umfang der potentiellen Grenzzustände widerspiegelt. Da dieser Umfang keine praxisorientierte Handhabung zulässt wurden die Grenzzustände über die jeweils qualitativ miteinander vergleichbaren auftretenden Prozesslasten gewichtet, sowie durch Identifikation von Überschneidungen bzw. Ausschlussmerkmalen reduziert. Somit konnten die Grenzzustände erarbeitet werden, die die potentiell kritischsten Zustände darstellen. Diese Grenzzustände wurden im weiteren Verlauf der Untersuchungen eingehender betrachtet.

2.7 Arbeitsschritt 7 - Erstellung und Parametrierung der Lastmodelle

Die maßgeblichen Belastungen der Komponenten des CGC entstehen aus den vom Betriebszustand abhängigen Druck- und Temperaturverläufen des transportierten Fluids in dem CGC, insbesondere längs der Förderschrauben. Diese Verläufe werden als Eingangslasten bezeichnet und waren im Detail zu Beginn des Projektes nicht bekannt. Als Basis für die Betrachtung des CGC in den

weiteren AS waren synthetische Eingangslasten abzuleiten, die die erwarteten Grenzfälle bzw. erwarteten typischen Fälle der Eingangslasten annähern. Die synthetischen Eingangslasten waren in Abstimmung mit den Projektpartnern TTK und ITTB so zu definieren, dass diese durch simulierte oder gemessene Eingangslasten ersetzt werden können. Um diese in äquivalente Randbedingungen zur Berücksichtigung innerhalb von FE-Modellen des CGC überführen zu können, waren entsprechende Lastmodelle zu entwickeln.

Gemeinsam mit dem Projektpartner TTK wurde eine Schnittstelle zum Austausch der relevanten Prozesslasten definiert. Für die Definition der Schnittstelle wurde zwischen mechanischen und thermischen Prozesslasten unterschieden und dementsprechend jeweils ein Austauschformat definiert. Bedingt durch die bisherigen Erfahrungen beider Projektpartner konnte für den Austausch der mechanischen Lasten der Verlauf des lokalen Prozessdruckes als Funktion des Umschlingungswinkels der eingängigen Förderschraube („Druckprofil“) definiert werden. Analog wurde zur Einbindung thermischer Prozesslasten ein Temperaturprofil definiert, welches die Temperatur des Prozessgases ebenfalls abhängig von dessen Position im Kompressor angibt. Das Temperaturprofil ist hierbei stark abhängig vom Druckprofil. Zusätzlich werden thermodynamische Kenngrößen wie bspw. Wärmekapazität in die Schnittstelle aufgenommen.

Aufbauend auf den definierten Formaten für die zu verwendenden Eingangslasten wurden nun Druck- und Temperaturprofile auf Basis der Eigenschaften des zweiflutigen CGC synthetisiert: Das Volumenprofil wird dabei über die komplexe Geometrie der beiden Förderschrauben gewonnen, indem die jeweils resultierende Querschnittsfläche in den Förderkammern mit den jeweiligen Kammerlängen über den Drehwinkel verrechnet wird. Auf diese Weise kann durch die Kombination von ein- und zweigängiger Förderschraube unterschiedlichen Umschlingungswinkeln (Steigungen) über die Achslänge und den daraus resultierenden stark variierenden Kammergrößen Rechnung getragen werden. Mithilfe des Volumenprofils unter der Annahme einer adiabaten Volumenreduktion werden unter Verwendung von Stoffdaten, welche durch das TTK bereitgestellt wurde, die Temperatur- und Druckprofile synthetisiert. Insbesondere durch die interne Kompression vor dem Kompressorauslass, verursacht durch die Vereinigung der gegenüberliegenden Förderkammern und anschließende Kompression im Schraubenmittelteil, ergibt sich ein stark progressives Druckprofil. Während der Bearbeitung des AS 8 wurden die Berechnungsmodelle zur Ermittlung der synthetischen Eingangslasten erweitert, sodass die Kühlung des Gehäuses und der Rotoren mit berücksichtigt werden konnte. Hierauf aufbauend wurde das Verfahren um eine Parametrierung ergänzt, damit ebenfalls die synthetischen Eingangslasten in Abhängigkeit von Parameterkonfigurationen des An-/ Abtriebsrotors angepasst werden konnten.

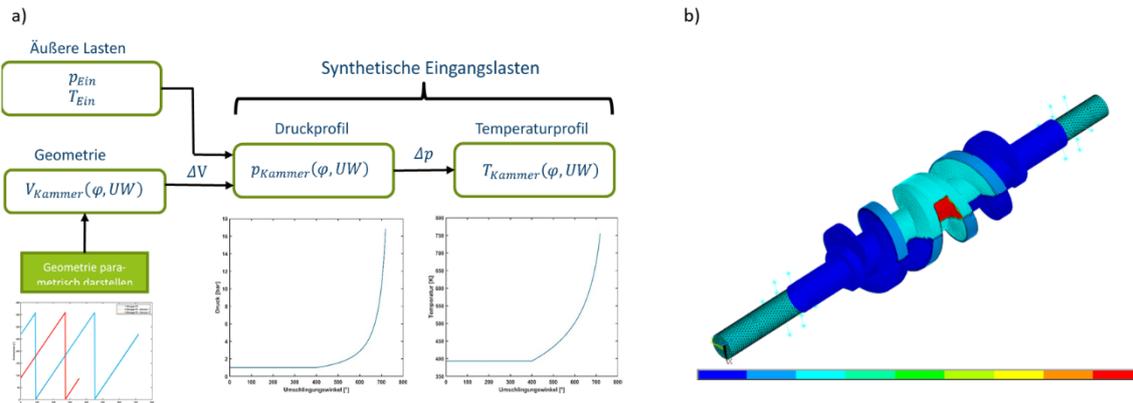


Abbildung 2.16 Darstellung der Gewinnung synthetischer Eingangslasten (schematisch a) aus den synthetischen Eingangslasten aufgebrachtes Drucklastprofil auf den Antriebsrotor in Abhängigkeit der Schließ- und Lagebedingung des Auslassschiebers b)

Daran anschließend waren Berechnungsmodelle zur Übertragung von Eingangslasten in simulationsfähige Bauteillasten zu erstellen. Hierzu sind zunächst der Bedarf an Modellen zur Ermittlung von Bauteillasten anhand des Grenzzustandslastenheftes erfasst und die notwendigen Randbedingungen (bspw. Geometriegrößen) für die Berechnung mit ITTB abgestimmt worden. Der Bedarf an Modellen zur Ermittlung der Bauteillasten ist anhand der mit ITTB erstellten Mindmap sowie der im Anschluss daran überstellten CAD-Modelle eines ersten Entwurfes des CGCs abgeschätzt und die notwendigen Geometriegrößen den CAD-Modellen entnommen worden. Im Anschluss wurden erste Modelle zur Übertragung der synthetischen Druck- und Temperaturlasten auf die Geometrie entwickelt und in der Finite-Elemente-Umgebung erprobt. Dabei wurden durch die Berechnungsmodelle Lastprofile zur Darstellung der Prozessdruckverteilung innerhalb einer vollständigen Umdrehung des Antriebsrotors sowohl für den An- als auch für den Abtriebsrotor erzeugt. Hierbei hängt die Druckverteilung im Bereich des Auslasses sehr stark von den genauen Schließ- und Lagebedingungen der Mittenschieber und des Liners ab und übt somit einen wesentlichen Einfluss auf die Beanspruchungssituation der Rotoren aus. Die Druckverteilung am Auslass musste daher in Abhängigkeit der Rotorpositionen angepasst werden. Eine manuelle Erarbeitung des gesamten Berechnungsablaufes wäre sehr zeitintensiv, schlecht anpassbar und somit nicht praxisorientiert. Daher ist das gesamtheitliche Berechnungsmodell zur Ermittlung der synthetischen Eingangslasten und die Überführung dieser auf die Geometrie der Komponenten des CGC in der Finiten-Elemente Umgebung innerhalb eines Berechnungsskripts erarbeitet worden, welches als Ergebnis sowohl die Druck-/ Temperaturprofile der synthetischen Eingangslasten als auch Makros ausgibt, die in der Finiten Elemente Umgebung eingelesen werden und somit die berechneten Lasten automatisiert auf die Komponenten aufgeben.

Abschließend konnten zur Übertragung der synthetischen Eingangslasten auf die in der Simulationsumgebung erzeugten Kompressor geometrien unterschiedliche Herangehensweisen gewählt werden. Zum Einen wurden für die Komponenten, deren direkte Lasten nicht von dem genauen Verlauf der Druck- und Temperaturprofile bestimmt werden, da sie keinen direkten Kontakt zu den Förderkammern aufweisen (Lager, Dichtungen, Getriebe, Teile der Welle), die Eingangslasten

aus Betriebsparametern des Kompressors, Informationen der Projektpartner entnommen/berechnet bzw. auf Basis der synthetischen Eingangslasten abgeleitet. Zum Anderen erfolgte die Lastaufbringung für die direkt in Kontakt zu den Förderkammern stehenden Bauteile (Förderschrauben, Liner, Teile der Welle etc.), die deutlich komplexeren, zeitlich (bzw. über den Drehwinkel) veränderlichen Eingangslasten unterliegen, als Funktion von Umschlingungs- und Drehwinkel abhängig von der Beteiligung am Verdichtungsprozess.

2.8 Arbeitsschritt 8 - Analyse des Verhaltens und der Grenzzustände von Komponenten und Teilsystemen des CGC

Dieser Arbeitsschritt umfasst den Aufbau von Simulationsmodellen des CGC, um die abgeschätzten Lasteinwirkungen in Beanspruchungszustände überführen zu können. Die Arbeiten waren auf mehrere Arbeitspakete mit einer zunehmenden Komplexität der jeweiligen Simulation aufzuteilen. Zusätzlich war in einem AP das Lastmodell aus AS 7 weiter zu entwickeln und auf die neu entstehenden Simulationen anzupassen.

In der folgenden Tabelle 2.3 und damit verknüpften Abbildung 2.17 sind, in Abhängigkeit des in AS 6 erarbeiteten Grenzzustandslastenheftes, die relevanten Komponenten bzw. Baugruppen des ersten Entwurfs des CGC mit den jeweiligen zu untersuchenden Versagensszenarien dargestellt. Ausgehend von Simulationsmodellen mit geringer Komplexität (*mittels quasistatischer Modellierung*), dem hieraus abgeleiteten Systemverständnis und identifizierten Grenzzuständen wurden die Versagensszenarien im weiteren Bearbeitungsverlauf durch komplexere Simulationen (*mittels transienter und gekoppelter Modellierung*) bis hin zur Simulation ganzer Teilsysteme (*quasistatische, transiente und gekoppelte Modellierung ganzer Teilsysteme des Kompressors*) detailliert untersucht. Die im Folgenden dargestellten Erkenntnisse stützen sich auf die Ergebnisse aller Simulationen. Die maßgeblichen Ergebnisse werden im Folgenden in Abhängigkeit der Versagensart aufbereitet, so dass hierrüber Aussagen zu den Grenzzuständen der einzelnen Komponenten bis hin zu den analysierten Teilsystemen gesamtheitlich getroffen werden können.

Tabelle 2.3 Zusammenfassung der aufgebauten Simulationsmodelle in Abhängigkeit des GZLH

Nr.	Versagensgrund	Versagenskriterien	Komponenten/ Baugruppe
1	Maximaldruck	Statisches Versagen/ plastische Verformung	eingängige Förderschraube
1	Vibrationen/ elastische Verformungen	Resonanz/ zyklisches Versagen	eingängige Förderschraube
2	Unwucht	Reibung & Kollision/ statisches Versagen/ plastische Verformung	Auslassschieber (eingängige FS) leer / gefüllt
2	Maximaldruck/ zyklischer Druck	statisches Versagen/ plastische Verformung/ zyklisches Versagen/ Verlust der Vorspannkraft	Auslassschieber (eingängige FS)
3	Temperaturgradient	Reibung & Kollision	Welle / Lager
4/5	elastische Verformung: Maximaldruck/ zyklischer Druck	statisches Versagen/ plas- tische Verformung/ zykli- sches Versagen/ Reibung& Kollision	beide Rotorsätze: - Welle - Förderschrauben - Auslassschieber - Spannmuttern - Lager
4/5	Temperaturgradient/ Temperaturschwankungen	zyklisches Versagen	beide Rotorsätze: - Welle - Förderschrauben - Auslassschieber - Spannmuttern - Lager
6	Temperaturgradient/ Temperaturschwankungen Maximaltemperatur	statisches Versagen/ Reibung & Kollision	Gehäuse

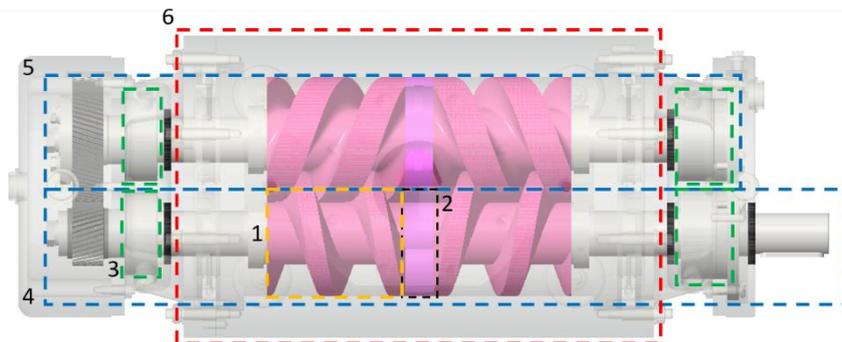


Abbildung 2.17 Abbildung des CGC mit Kennzeichnung der untersuchten Bauteile und Bauteilgruppen

Für die Teilsysteme der einzelnen An-/ Abtriebsrotoren (Nr. 4,5) sind die Wellen, Förderschrauben, Auslassschieber und Spannmuttern in 3D-FEM-Modelle überführt worden. Zwischen den Förderschrauben und dem Auslassschieber, sowie den Förderschrauben und den Spannmuttern wurden

Kontakte auf Grundlage gängiger Kontaktalgorithmen definiert. Als Vereinfachung wurde der Kontakt zwischen Spannmutter und Welle als stoffschlüssig angenommen. Die Vorspannkraft wurde nach dem Stand der Technik bestimmt (Wiedemann). Die Lagersteifigkeit wurde durch Lagerersatzmodelle auf Grundlage der Angaben des Lagerherstellers abgebildet (Schaeffler Technologies AG & Co. KG.). Thermische Lasten wurden als Konvektionslasten, Prozessdruckverteilungen als Druckprofil auf die Oberflächen der Rotoren aufgebracht. Die synthetischen Lastprofile sind durch die Lastmodelle aus AS 7 berechnet und aufgebracht worden. Hierbei wurden die Lastmodelle während der Bearbeitung von AS 8 erweitert und angepasst.

Unwucht:

Der Auslasschieber des Antriebsrotors weist konstruktionsbedingt eine Unwucht auf, die durch eine Ausfräsung (Hohlkammer) reduziert ist. Der Einfluss der Unwucht kann vernachlässigt werden, wenn die Hohlkammer, wie vorgesehen, nur mit Luft bzw. Gas gefüllt ist. Wenn Flüssigkeit in die Hohlkammer eindringt sodass diese letztlich vollständig gefüllt ist und die gem. AS 6 definierten Drehzahlen vorliegen, bildet sich bei den gem. AS 6 definierten Drehzahlen deutliche Fliehkräfte aus. Das Eindringen von Flüssigkeit sollte daher durch geeignete Maßnahmen ausgeschlossen werden.

Vibrationen / elastische Verformungen:

Zunächst ist der Teilaspekt „Zahnschwingung“ (axiale Schwingungen der Förderschraubenzähne unter Berücksichtigung des anliegenden, pulsierenden Differenzdruckes) anhand einer Ersatzgeometrie analog zur Differenzdruckprobe (dpP) hinsichtlich der auftretenden Eigenformen und – Frequenzen untersucht worden.

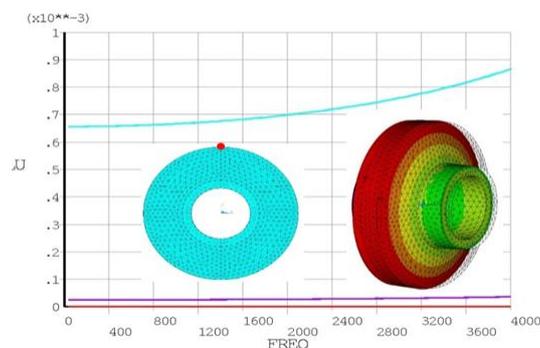


Abbildung 2.18 Untersuchung axialer Zahnschwingungen, vereinfachtes Modell; Verschiebung im markierten Auswertungspunkt über der Frequenz

Die Ergebnisse zum Teilaspekt „Zahnschwingung“ zeigten, dass in relevanten Frequenzbereichen axiale Schwingungen der Förderschraubenzähne mit vernachlässigbaren Wegamplituden auftreten und somit Modelle zur Abbildung der Förderschrauben diesen Effekt nicht berücksichtigen können müssen.

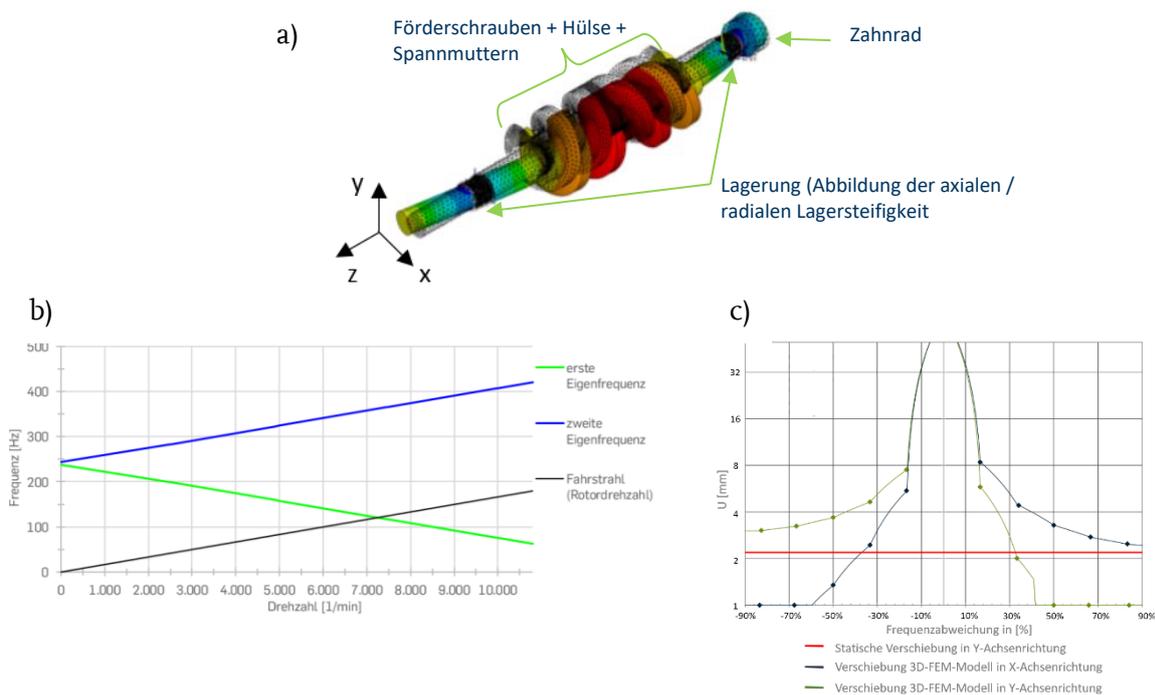


Abbildung 2.19 Darstellung der Eigenschwingungsform des Antriebsrotors: 1. Biegung x' a) Entwicklung der ersten beiden Eigenfrequenzen des Antriebsrotors unter Berücksichtigung der rotordynamischen Effekte b) Frequenzganganalyse der ersten Eigenfrequenz mit dem Betrachtungspunkt am Lastangriffspunkt c)

Für die Betrachtung des Schwingungsverhaltens wurden der An-/ Abtriebsrotor (Nr. 4, 5) als 3D-FEM-Modell aufgebaut und mittels einfacher Modalanalysen die ersten Eigenfrequenzen der An-/ Abtriebsrotoren zu 240 [Hz] ($>14400 \text{ [min}^{-1}]$) bestimmt. Somit liegen alle Eigenfrequenzen außerhalb eines drehzahlkritischen Bereiches. Mithilfe der Modalanalysen unter Berücksichtigung der rotordynamischen Effekte ist festgestellt worden, dass diese Effekte eine signifikante Erhöhung oder Verringerung der Eigenfrequenzen hervorrufen können. Die erste Eigenfrequenz liegt jedoch weiterhin mit 120 [Hz] ($7200 \text{ [min}^{-1}]$) weit außerhalb des angenommenen Drehzahlbereiches. Durch eine weiterführende Parameterstudie ist jedoch festgestellt worden, dass bei einer Skalierung, bspw. einer Leistungsskalierung, des CGC mit Eigenfrequenzen in drehzahlkritischen Bereichen zu rechnen ist. Aufbauend auf den Ergebnissen der Modalanalyse unter Berücksichtigung der rotordynamischen Effekte konnte gezeigt werden, dass durch eine weiterführende Frequenzganganalyse die Frequenzabweichungen ermittelt werden können, ab deren Erreichen eine maßgebliche zu berücksichtigende Verformung am Rotor eintritt.

Maximaldruck/ zyklischer Druck:

Zur Betrachtung des Systemverhaltens unter den Prozessdrucklasten wurden zunächst einzelne Förderschrauben (Nr.1) und darauf aufbauend der An-/ Abtriebsrotor (Nr.2, 4, 5) innerhalb von 3D-FEM-Modellen abgebildet. Die kritischen Betriebszustände sind auf Grundlage des GZLH aus AS 6 definiert und die daraus folgenden synthetischen Prozessdrucklasten berechnet und aufgebracht worden. Daraufaufgehend wurden die Betriebszustände oder der Wechsel zwischen diesen Betriebszuständen mit den dazugehörigen Prozesslasten hinsichtlich der aufkommenden Beanspruchung analysiert und zur Ermittlung der kritischen Grenzzustände im Sinne des Ermüdungsfestigkeitsnachweises nach der FKM-Richtlinie ausgewertet.

In Abbildung 2.20 sind exemplarisch die Resultate der Berechnung des Durchbiegungsverlaufs einer vollständigen Umdrehung des An-/ Abtriebsrotors detailliert dargestellt worden.

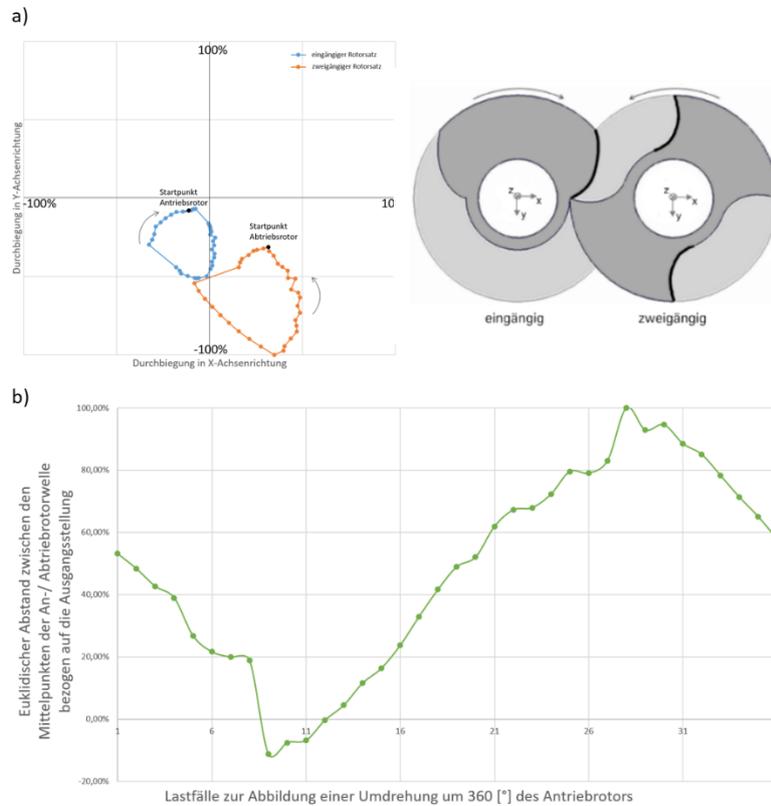


Abbildung 2.20 Durchbiegung des An-/ Abtriebsrotors für eine vollständige Umdrehung im Vergleich a) Euklidischer Abstand zwischen den Mittelpunkten der An-/ Abtriebsrotorwellen bezogen auf die Ausgangsposition während einer Umdrehung des Antriebsrotors b)

Die Durchbiegung der Rotoren ist aufgrund der komplexen Lastsituation durch die drehwinkelabhängige Kompression im Auslassbereich nicht konstant in eine Raumrichtung (entgegengesetzt zum Auslass). Der Verschiebungsvektor bewegt sich über einen Teil der Umdrehung unter ca. 45 [°] aus der Senkrechten nach außen. Die maximale Gesamtdeformation des Abtriebsrotors ist im Vergleich um das 2-fache höher. Dies lässt sich vor allem durch die Querschnittsgeometrie der zweigängigen Förderschraube erklären. Die hieraus resultierende effektiv wirksame Biegesteifigkeit der zweigängigen Förderschraube fällt gegenüber der eingängigen wesentlich geringer aus. Unter Berücksichtigung der jeweiligen Auslassschieber- und Zahnflankenpositionen beider Rotoren und der im CGC Demonstrator gegebenen Toleranzen ist dennoch kein Kontakt zwischen den Rotoren zu erwarten. Ebenfalls wurde eine leichte rotatorische Verschiebung der Auslassschieber zum übrigen Spannverband festgestellt. Dies ist möglich, da neben den hohen Druckbelastungen die Durchbiegung des Rotors den Kontakt zwischen dem exzentrischen Teil des Auslassschiebers und den Förderschrauben entlastet und so die Relativbewegung erleichtert. Diese Bewegung würde im Realfall durch die (hier nicht berücksichtigten) Passfedern weitestgehend verhindert, jedoch ggf. zusätzliche Beanspruchungen hervorrufen.

Durch die Betrachtung der aufkommenden zyklischen Beanspruchungen bei den unterschiedlichen kritischen Betriebszuständen nach Abbildung 2.21 und der auf Grundlage dieser Beanspruchungen durchgeführten Betriebsfestigkeitsbewertung ist ersichtlich, dass im quantitativen Vergleich eine starke Überkompression z.B. aufgrund von zu berücksichtigenden Flüssigkeitsablagerungen am Liner in Kombination mit dem maximalen Einlassdruck, die kritischsten Belastungen für den eingängigen Rotor darstellen. Die maßgeblichen Beanspruchungen in den Kerbgründen der Förderschrauben werden durch die Gesamtdeformation der Rotoren bedingt. Die Auswertungen der Beanspruchungen in den Kerbgründen mithilfe der Modelle zur Abbildung des vollständigen Rotorsatzes zeigten jedoch, dass für eine detailliertere Analyse dieser Beanspruchungen im Sinne eines Festigkeitsnachweises die Kerbgründe vollständig ausmodelliert und vernetzt werden sollten, wie es in AS 10 durchgeführt worden ist.

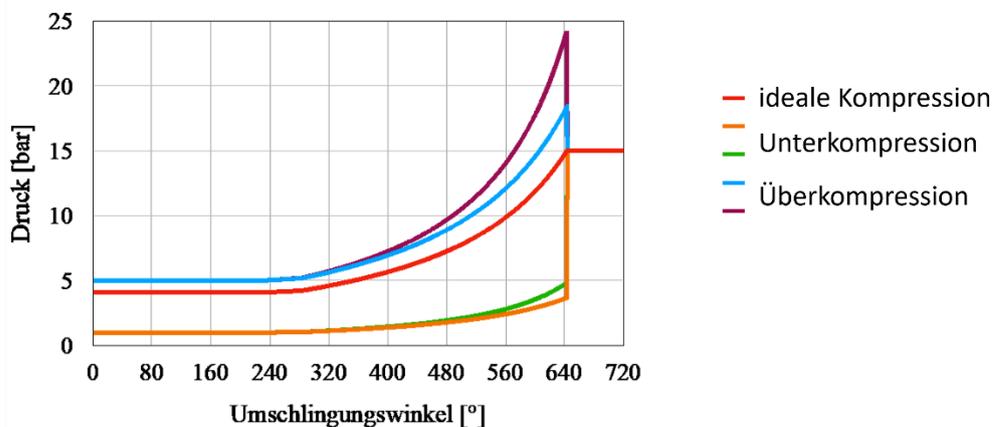


Abbildung 2.21 Darstellung der synthetischen Lastprofile für verschiedene Grenzzustände bei einem maximalen Auslassdruck von 15 [bar]

Temperaturgradienten/ Temperaturschwankungen/ Maximaltemperaturen:

Zur Analyse der Beanspruchungen aufgrund von Erwärmungsprozessen des CGC sind die An-/ Abtriebsrotoren getrennt vom Gehäuse simuliert worden. Ausgangs-/ Umgebungstemperaturen wie auch die Temperaturen entlang der Wellen-/ Förderschraubenoberflächen beim An-/ Abtriebsrotor wurden aus den in AS 6 definierten Betriebsbedingungen entnommen oder durch das Lastmodell aus AS 7 berechnet und unter Berücksichtigung der Konvektion aufgebracht. Der Wärmeübertrag zwischen den verspannten Kontaktflächen des An-/ Abtriebsrotors wurde als weitestgehend ideal angenommen. Die Übertragung im Umfangspalt zwischen Welle und Förderschrauben wurde in drei Stufen (keine Wärmeübertragung, schlechte Wärmeübertragung, gute Wärmeübertragung) variiert. Als mechanische Randbedingung des An-/Abtriebsrotors ist eine vereinfachte Fest-/ Loslagerung implementiert worden.

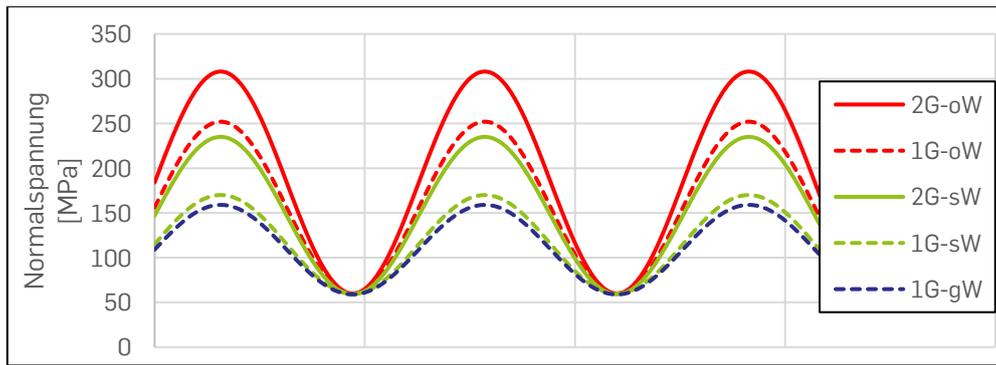


Abbildung 2.22: Zyklische Beanspruchung in den Wellen des CGC durch wiederholtes Anfahren (1G = eingängiger Rotor, 2G = zweigängiger Rotor, oW/sW/gW = ohne/schlechter/guter Wärmeübergang zwischen Förderschrauben und Welle)

Der resultierende Normalspannungsverlauf in der Welle aufgrund wiederholten Anfahrens ist in Abbildung 2.22 für verschiedene Variationen dargestellt. Der Erwärmungsprozess des Kompressors ausgehend von einer niedrigen Umgebungstemperatur kann eine deutliche zyklische Beanspruchung der Wellen hervorrufen. Diese Beanspruchung reicht jedoch alleine nicht aus um den Kompressor aufgrund zyklischen Versagens zu gefährden. Eine Überlagerung mit weiteren mechanischen Beanspruchungen der Welle sollte jedoch in der weiteren Auslegung geprüft werden.

Im nächsten Schritt wurden die Ausgangs-/ Umgebungstemperaturen wie auch die Temperaturen entlang der Lineroberfläche unter Berücksichtigung der Konvektion an der Gehäuseoberfläche aufgebracht. Das Gehäuse wurde an einer Befestigungsbohrung eines Fußes in alle Raumachsenrichtungen fest gelagert.

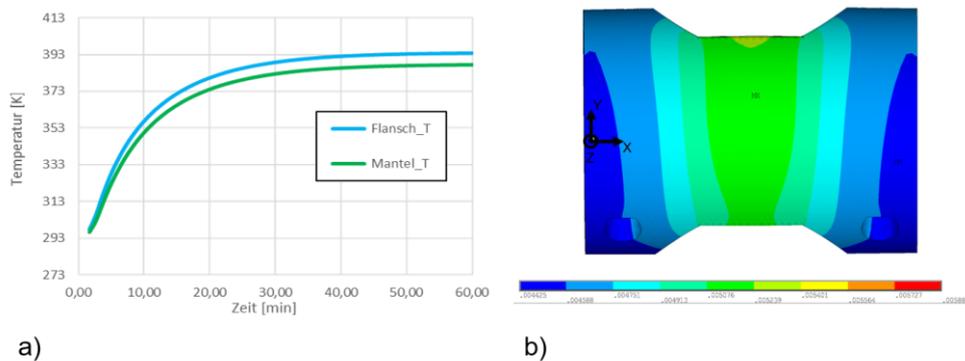


Abbildung 2.23 Temperaturentwicklung entlang der Simulationszeit am Flansch und Mantel a) thermische Dehnung des Gehäuses in X-Achsenrichtungen b)

Durch die unterschiedlich schnelle Erwärmung des Gehäuses erfolgt eine unregelmäßige Ausdehnung in alle drei Raumachsenrichtungen. Dies führt zu erhöhten mechanischen Spannungen vor allem an der Flanschverbindung auf der Höhe des Auslasses, welche für die Auslegung nicht zu vernachlässigen ist und durch eine geeignete Materialauswahl zu berücksichtigen ist. Ergänzend/alternativ könnte die Wärmeentwicklung mithilfe des gegebenen Kühlsystems reguliert werden.

In der kombinierten Betrachtung des Gehäuses mit der analysierten Rotordeformation unter den Prozessdrucklasten ist zu erkennen, dass sich das Gehäuse entgegengesetzt zur maßgeblichen Durchbiegung der Rotoren ausdehnt. Des Weiteren ist zu erwarten, dass eine verzögerte radiale Ausdehnung des Gehäuses aufgrund der höheren Masse sowie der äußeren Kühlung im Verhältnis zum Rotor auftritt. Durch dieses Ausdehnungsverhalten wird ein Anlaufen der Rotoren am Liner begünstigt. Für die Annahme geeigneter Spaltmaße zwischen Liner und Rotoren müssen die thermisch-mechanischen Verformungen des Gehäuses sowie der Rotoren vor allem im Anfahrvorgang berücksichtigt und ggf. mithilfe des gegebenen Kühlsystems reguliert werden. Verklemmen der Lagerung oder der Vorspannkraftverlust an den Lager-/ Dichtungsträgern aufgrund der Temperaturdifferenz ist nicht zu erwarten.

2.9 Arbeitsschritt 9 - Ableitung von relevanten Grenzzuständen und geeigneten Modellierungstiefen für die Nachweisführung

In diesem Arbeitspaket waren auf Grundlage der Erkenntnisse aus dem AS 6 und 8 wie auch durch den überwiegend parallel verlaufenden AS 10 die relevanten Grenzzustände für eine Nachweisführung zu erarbeiten und für diese Nachweisführung Modelle oder Modellierungsstrategien im Sinne einer praxisorientierten Komplexität mit einer für die Anwendung notwendigen Genauigkeit zu erstellen.

Auf Grundlage des Grenzzustandslastenheftes, der Simulationsergebnisse aus AS 8 sowie den Erkenntnissen aus AS 9 und 10 sind für eine strukturierte Nachweisführung innerhalb einer Nachweismatrix die Grenzzustände mit den zur Analyse benötigten Simulationsmodellen übergeordnet klassifiziert und der Betrachtungsraum (betrachtete Komponenten oder Baugruppen) wie auch die Auswertungsgrößen in Bezug auf die einzelnen Klassen definiert worden. Hieraus konnten konkret durchzuführende Simulationen abgeleitet werden, die zur Nachweisführung der Sicherheit und Zuverlässigkeit des CGC berücksichtigt werden müssen. Hierbei wurden die konkreten Betriebszustände wie auch die dazugehörigen Lasteinwirkungen beschrieben. Zur Sicherstellung, dass alle relevanten Systemzustände berücksichtigt worden sind, wurde eine Verlinkung zum Grenzzustandslastenheft für die einzelnen Klassen und untergeordnet für die einzelnen Betriebszustände vorgenommen. Mithilfe der übergeordneten Klassifikation konnten im Sinne einer praxisorientierten Nachweisführung die Grenzzustände zusammengefasst werden, die auf Grundlage eines oder gleichartiger Simulationsmodelle ermittelt werden können und somit den Bearbeitungs- und Rechenaufwand erheblich reduzieren. Des Weiteren sind die Prozesslasten bzw. die Betriebszustandsparameter ermittelt und dokumentiert worden, die jeweils zu den maximalen Beanspruchungen in den Komponenten führen. Durch die Betrachtung der kritischen Betriebszustände unter diesen Lasteinwirkungen werden ebenfalls alle weiteren auftretenden Prozesslasten mit abgedeckt. Dies führt ebenfalls zu einer starken Reduktion des Simulationsaufwandes. In Korrelation zu den in AS 6 ermittelten Schadensursachen und Schadensszenarien konnten die auszuwertenden Beanspruchungen über die folgenden drei Klassifikationen unterteilt werden:

- Verformung und mechanische Spannungen
- Erwärmung
- Vibrationen

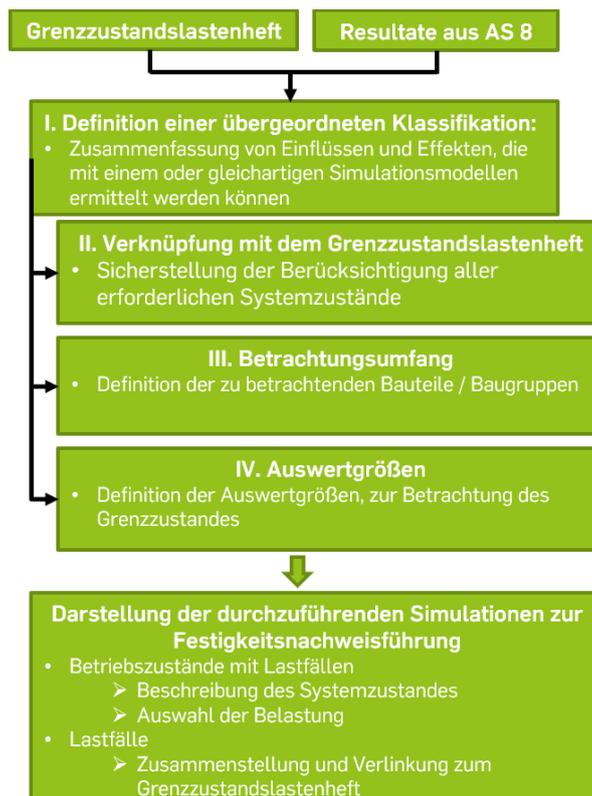


Abbildung 2.24 Schematische Darstellung des systematischen Entwicklungsablaufs zur Erstellung der Nachweismatrix

Im Folgenden werden anhand dieser Klassifikationen die wesentlichen Ergebnisse zur Identifikation der kritischen Grenzzustände sowie die damit verknüpften Lasteinwirkungen aus AS 6, 8 bis 10 zusammengefasst, welche für die Nachweisführung berücksichtigt werden müssen. Hierbei werden die in AS 8 dokumentierten Versagenszenarien aufgegriffen.

Verformung und mechanische Spannung

Für die Klassifikation Verformung und mechanische Spannungen ergeben sich unterschiedliche Grenzzustände, die die Berührung relativ zueinander bewegter Komponenten, plastische Verformungen und Ermüdungsbrüche umfassen. Die Berührung betrifft dabei die Förderschrauben der zwei Rotoren untereinander sowie mit dem umgebenden Gehäuse (dem sog. Liner). Plastische Verformungen und Ermüdungsbrüche betreffen insbesondere die Förderschrauben im Bereich der Zahnfußkerben und das Gehäuse im Bereich des druckseitigen Anschlussflansches. Die hier erarbeiteten Grenzzustände und damit verknüpften kritischen Prozesslasten beziehen sich im Wesentlichen auf Komponenten und Baugruppen, die aufgrund der komplexen Belastung außerordentliche, nicht triviale Beanspruchungen erfahren. Die konstruktive Auslegung weiterer Maschinenelemente des CGC Demonstrators (Wälzlager, Zahnräder, Verschraubungen, Dichtungen etc.) wird über gängige Normen und Tabellenwerke realisiert. Über die Nachweismatrix werden die aus den kritischen Betriebszuständen resultierenden Lasten oder Beanspruchungen für die Auslegung dieser Maschinenelemente berücksichtigt und die hierfür notwendigen Auswertungen beschrieben. Die durchgeführten Simulationen im Projekt zeigten jedoch, dass diese Komponen-

ten über die gängigen Normen und Tabellenwerke sicher ausgelegt werden können und keine zusätzlichen Simulationen erforderlich sind. Daher werden im Folgenden diese Maschinenelemente nicht eingehender betrachtet.

Die maßgeblichen Belastungen für das Erreichen der Grenzzustände lassen sich auf die Prozessdruckverteilung und die Wärmeentwicklung während des Kompressionsprozesses zurückführen. Sowohl Prozessdruckverteilung als auch Wärmeentwicklung hängen stark von dem jeweiligen Betriebszustand des CGC ab, sodass jeder Betriebszustand in die Nachweisführung Eingang finden muss. Aufgrund der großen Anzahl von Betriebszuständen wurde ein Ansatz gesucht um über eine möglichst kleine Anzahl von Lastfällen das gesamte Spektrum sicher abdecken zu können. Zunächst wurde die Prozessdruckverteilung isoliert betrachtet. Aufbauend auf den Untersuchungen zur zyklischen Auslastung in Abhängigkeit des Druckprofils in AS 8 und ergänzenden Simulationen u.a. zum Wechsel zwischen den einzelnen Druckprofilen konnte die maximal zulässige Überkompression als maßgeblicher Betriebszustand identifiziert werden. Dieses insbesondere mit Blick auf die zyklische Auslastung nicht zwangsläufig zu erwartende Resultat konnte auf die Dominanz der globalen Verformung (Umlaufbiegung) zurückgeführt werden. Als nächster Effekt wurde die Wärmeentwicklung ebenfalls isoliert betrachtet. Nach dem GZLH sind zur Abbildung der kritischsten Wärmeentwicklung die auftretenden maximalen Temperaturgradienten/ Temperaturschwankungen und Maximaltemperaturen zu betrachten. Hierfür ist die Wärmeentwicklung ausgehend von den niedrigsten Bauteil-/ Umgebungstemperaturen gegenüber der maximalen Einlasstemperatur des Fluides als Eingangslasten zu betrachten. Die maximalen Temperaturgradienten/ Temperaturschwankungen treten nach dem GZLH über den zu betrachtenden stationären Betriebszustand hinaus maßgeblich beim Anfahrvorgang sowie beim Abkühlprozess des CGC auf. Abschließend wurde analysiert, in wie weit Prozessdruckverteilung und Wärmeentwicklung gleichzeitig als Belastungen zu berücksichtigen sind. Mit Blick auf die Betriebsweise ist zu erkennen, dass beim Anfahren die Lasten gleichzeitig auftreten können (Betrieb des kalten CGC mit voller Leistung). Über einen Vergleich der Auswirkungen beider Lasten auf die Auslastungen und Verformungen wurde bewertet, ob der Einfluss eines Lastanteils ggfs. vernachlässigt werden kann. Dazu wurden die zu berücksichtigenden Rotordeformation des An-/ Abtriebsrotors aufgrund der Prozessdrucklasten im Versuchsbetrieb des CGC gegenüber der Rotordeformation aus den thermischen Lasten gestellt. Hierbei bedingen die thermischen Lasten zu 49,18 [%] am Antriebsrotor und zu 36,82 [%] am Abtriebsrotor den minimalen Gesamtumfangsspalt zwischen dem Gehäuse und den Rotoren. Im Zuge des exemplarischen Nachweises der hochdynamisch belasteten Teilsysteme des An-/ Abtriebsrotors gegenüber statischem Versagen bzw. zur Berechnung der Auslastungen nach der FKM-Richtlinie in AS 10 konnte ebenfalls ermittelt werden, dass die thermischen Lasten nicht vernachlässigt werden können. Ein außerordentlicher Sonderfall, in Ergänzung der zu betrachtenden in-/stationären Betriebszustände, ist der Betriebszustand im Anfahrprozess, welcher neben dem Kompressionsprozess des Transportgases mögliche Restflüssigkeitsablagerungen am Liner mit berücksichtigt. Diese Restflüssigkeitsablagerungen führen zu außerordentlichen Differenzdruckerhöhungen, bevor die Ablagerungen selbst aus dem System herausgefördert werden. Das sich hieraus ergebene Druckprofil muss bei der Erfassung der Grenzzustände beachtet und bestmöglich bereits durch konstruktive Maßnahmen vermieden werden. Neben den hier ausgeführten maßgeblichen Belastungen muss ebenfalls die potentielle Unwucht berücksichtigt werden. In AS 8 konnte festgestellt werden, dass die aufgrund der vollständig gefüllten Hohlkammern des

Auslassschiebers am Antriebsrotor auftretende Unwucht zu hohen Fliehkräften führt. Dies sollte daher durch geeignete Maßnahmen vermieden werden.

Die Bewertung des Erreichens der Grenzzustände erfolgt auf Basis der Beanspruchungen (hier insb. Verformungen, maximale Spannungen, zyklische Spannungsamplituden), die über geeignete Modelle auf Basis der Belastungen ermittelt werden. Das im Folgenden beschriebene Systemverhalten fasst zum einen das erarbeitete Systemverständnis in Bezug auf diese Klassifikation zusammen, zum Anderen dient es zur Identifikation der zu berücksichtigenden Beanspruchungen, die zur Betrachtung der Grenzzustände notwendig sind.

Für die Ermittlung der maximalen Deformationen der Rotoren mit Blick auf die potentielle Kollision zwischen den Rotoren und der Lineroberfläche muss der Abtriebsrotor mit den zweigängigen Förderschrauben berücksichtigt werden, da bei diesem im Vergleich zum Antriebsrotor aufgrund der niedrigeren effektiv wirksamen Biegesteifigkeit eine zweifach größere Verformung auftritt. Zusätzlich muss die Deformation des Gehäuses berücksichtigt werden, welche vor allem durch die Wärmeentwicklung und die Gehäusesteifigkeit bedingt wird. Zur Untersuchung des Einflusses der Gehäusesteifigkeit sind vereinfachte Modelle zur Abbildung der Rotordeformation (siehe „Aufbau praxisorientierter Modellansätze & Auswahl geeigneter Modellierungstiefen“) in das Gehäuse integriert und die Rotordeformation im Hinblick auf eine potentielle Kollision mit der Lineroberfläche analysiert worden. Im Vergleich zu den berechneten Deformationen der einzelnen An-/ Abtriebsrotoren ohne Gehäuse konnte eine maximale Abweichung von +13.95 [%] berechnet werden. Dies kann auf die Nachgiebigkeit der Lagersitze des Gehäuses zurückgeführt werden. Dieser Einfluss sollte bei der Auslegung nicht vernachlässigt werden und kann über ein Sicherheitsoffset oder die einmalige Berechnung und Implementierung der Gehäusesteifigkeit innerhalb eines Ersatzsystems in Analogie zur Abbildung der Lagersteifigkeit berücksichtigt werden. Die Verformung des Gehäuses aufgrund der thermischen Lasten erfolgt entgegengesetzt zur maßgeblichen radialen Deformation der Rotoren. Des Weiteren tritt eine verzögerte radiale Ausdehnung des Gehäuses aufgrund der höheren Masse sowie der äußeren Kühlung im Verhältnis zum Rotor auf. Die thermisch bedingten radialen Deformationen begünstigen vor allem im Anfahrvorgang Kollisionen zwischen den Rotoren mit dem Liner. Für die Nachweisführung und konstruktive Ausgestaltung ist die superponierte Betrachtung der Deformationen aufgrund von Prozessdrucklasten und thermischen Lasten hierbei zu berücksichtigen oder das gleichzeitige Auftreten der Lasten vor allem im Anfahrvorgang durch konstruktive oder steuerungstechnische Maßnahmen wie bspw. der Steuerung der Erwärmung/ Kühlung zu begrenzen.

Für die Ermittlung der kritischen mechanischen Spannungen muss beachtet werden, dass maßgeblich die Gesamtdeformation der Rotoren, nicht der Differenzdruck zwischen den einzelnen Förderkammern, die maximalen Beanspruchungen in den Zahnfußkerben der Förderschrauben bedingen. Dieser Zusammenhang konnte ebenfalls innerhalb von Parameterstudien (Leistungs skalierung oder variable Kopfkreisdurchmesser/ Steigungen der Förderschrauben nach der R10-Normreihe) erfasst werden. Zur Ermittlung der kritischen mechanischen Spannungen muss die Deformation der Rotoren berücksichtigt werden. Die erweiterte Betrachtung der Verformungen des Gehäuses ist nur zur Identifikation von potentiellen Kollisionen zwischen den Rotoren mit der Lineroberfläche notwendig. Des Weiteren konnte nachgewiesen werden, dass zwar die Deformation des Abtriebsrotors mit zweigängiger Förderschraube im Vergleich zum Antriebsrotor zweifach

größer ist, aufgrund der deutlich kleineren Radien in den Zahnfußkerben der eingängigen Förderschrauben die maximalen mechanischen Spannungen jedoch in den Kerbgründen der eingängigen Förderschrauben auftreten. Durch die weiterführenden Simulationsergebnisse zur Betrachtung der Auslastungen nach der FKM-Richtlinie aus AS 10 ist in Analogie zur Betrachtung der Verformungen festgestellt worden, dass wie bereits erwähnt, sowohl die Prozessdrucklasten, als auch thermischen Lasten bei der Nachweisführung zur Absicherung gegen zyklisches wie auch statisches Versagen kombiniert betrachtet werden müssen.

Für die Nachweisführung zur Berechnung der Verformungen und mechanischen Spannungen werden grundsätzlich die einzelnen Rotoren sowie das Gehäuse in Analogie zu AS 8 unabhängig voneinander in 3D-FEM Modelle überführt. Neben diesen 3D-FEM Modellen können zur Ermittlung der maximalen Deformationen der Rotoren/ der potentiellen Kollision zwischen den Rotoren mit der Lineroberfläche zusätzlich Ersatzmodelle mit einem praxisorientierten Modellansatz verwendet werden. Die Entwicklung dieser Modellansätze wird im weiteren Verlauf des AS 9 eingehender beschrieben. Aufgrund der unzureichenden geometrischen Abbildung und Vernetzung der Zahnfußkerben der Förderschrauben in den 3D-FEM-Modellen der einzelnen Rotoren müssen für die Ermittlung der maximalen mechanischen Spannungen in den Kerbgründen Submodelle aufgebaut werden.

Erwärmung

In dieser Klassifikation stehen bei der Analyse hinsichtlich Grenzzuständen grundsätzlich Komponenten der Dichtsysteme etc. im Fokus, da diese durch die eingesetzten Materialien (Kunststoffe) eine deutlich geringere Temperaturfestigkeit als Stahlwerkstoffe aufweisen und damit durch hohe Temperaturen (sog. Maximaltemperaturen) ausfallen können. Die Maximaltemperaturen lassen sich fast vollständig auf die Kompressionswärme zurückführen, andere Wärmequellen wie bspw. die Reibung in Lagern konnten nicht in einer maßgeblichen Größenordnung ermittelt werden. Das Kühlsystem des CGC und das Temperaturmanagement werden seitens ITTB jedoch so ausgelegt, dass die Ausgangstemperatur des Fluids die maximal zulässigen Temperaturen der Komponenten nicht überschreitet. Damit ist sichergestellt, dass die zulässigen Maximaltemperaturen nicht überschritten werden und die Überprüfung hinsichtlich dieser Klassifikation vereinfacht sich dazu, dass Herstellerdaten (zul. Maximaltemperaturen) mit den globalen Betriebsgrößen abzugleichen sind.

Vibrationen

Für die Klassifikation Vibrationen ergeben sich vor allem für die schwingfähigen An-/ Abtriebsrotoren unterschiedliche Grenzzustände, die die Resonanz, den instabilen Lauf der Rotoren aufgrund kritischer Umlaufdeformation im Bereich der Eigenfrequenzen und die Erfassung der zu berücksichtigenden erhöhten Umlaufdeformation der Rotoren aufgrund eines Betriebs nahe der Eigenfrequenzen umfassen.

Mithilfe von Modalanalysen können hierbei die Eigenfrequenzen und Eigenmoden der Rotoren eingehender untersucht werden. Auf Grundlage der Analyseergebnisse von AS 8 ist festzuhalten, dass für die Modalanalysen die rotodynamischen Effekte berücksichtigt werden müssen, da diese einen signifikanten Erhöhung oder Verringerung der Eigenfrequenzen hervorrufen können. Die

Steifigkeit der Wälzlager, sowie der Zahnradeingriff werden in Analogie zu der Klassifikation „Verformung und mechanische Spannung“ sowie dem AS 8 durch Ersatzmodelle berücksichtigt. Die Massen- und Steifigkeitsverteilung der Rotoren muss innerhalb der Simulationsmodelle abgebildet sein. Aufbauend auf den Simulationsmodellen für die Modalanalysen können unter Berücksichtigung von äußeren harmonisch wirkenden Lasten (Anregung durch vereinfachte Querkraftresultierende zur Abbildung der Prozessdruckverteilung) die Frequenzabweichungen ermittelt werden, bei denen signifikante Auslenkungen der Rotoren zu erwarten sind.

Durch die Modalanalysen konnte festgestellt werden, dass die ersten Eigenfrequenzen des CGC Demonstrators auch unter Berücksichtigung der rotordynamischen Effekte weit oberhalb des drehzahlkritischen Bereichs liegen. Die weiterführenden Parameterstudien zeigten jedoch, dass bei der Skalierung des CGC in höhere Leistungsklassen die ersten Eigenfrequenzen in den drehzahlkritischen Bereich fallen und daher die Baugrößeneinflüsse bei der Auslegung zwingend berücksichtigt werden müssen. Es konnte zusätzlich nachgewiesen werden, dass mithilfe von Frequenzganganalysen unter Berücksichtigung der rotordynamischen Effekte die Frequenzabweichungen ermittelt werden können, ab deren Erreichen eine maßgebliche zu berücksichtigende Umlaufdeformation an den Rotoren eintritt. Diese Analysen bieten somit eine weitere Möglichkeit die Grenzzustände des CGC in potentiell höheren Leistungsklassen identifizieren und bewerten zu können.

Für diese Nachweisführung können, neben den in AS 8 erarbeiteten 3D-FEM Simulationsmodellen, die in AS 9 ermittelten Ersatzmodelle mit einem praxisorientierten Modellansatz für die Durchführung der Modal-/ Frequenzganganalysen eingesetzt werden.

Aufbau praxisorientierter Modellansätze & Auswahl geeigneter Modellierungstiefen

Ein weiteres Ziel des AS 9 war die Erarbeitung von Modellen oder Modellierungsstrategien mit einer praxisorientierten Komplexität für die Nachweisführung. Hierbei sollen diese Modelle/ Modellstrategien eine für die Anwendung notwendige Genauigkeit aufweisen. Für die Simulation der Durchbiegung der Rotorsätze im Betrieb sowie für die Modal-/ Frequenzganganalyse der Rotorsätze sind vereinfachte Balkenmodelle mit einem reduzierten Bearbeitungs-/ und Rechenaufwand aufgebaut worden.

Zur Bestimmung der Verformung als Grenzzustand zur Vermeidung von Reibung/ Kollisionen sind in AS 8 3D-FEM Vollmodelle betrachtet worden. Der Aufbau und die Berechnung dieser Simulationsmodelle verursachen hierbei einen erhöhten Bearbeitungs-/ und Rechenaufwand. Daher ist zur Abbildung der Verformung der Rotoren im Betrieb in Analogie zu (Wiedemann) ein Balkenmodell als 1D-FEM Ersatzmodell aufgebaut worden. Nach Wiedemann kann unter Berücksichtigung der Gesamtsteifigkeit die komplexe Förderschraubengeometrie auf eine vereinfachte rotationsymmetrische Geometrie reduziert und hieraus eine Ersatzgeometrie für das Balkenmodell weiterentwickelt werden. Die Berechnung der Linienlasten zur Abbildung der komplexen Druckverteilung entlang der Förderschrauben sind auf Grundlage von (Wiedemann) weiterentwickelt worden. Im Unterschied zu (Wiedemann), welcher auf Grundlage von trigonometrischen Funktionen die projizierte Oberfläche der Förderschraube beschrieben hat, wurden in diesem Ansatz die Oberfläche der Förderschrauben diskretisiert, sodass grundsätzlich beliebige Geometrien abgebildet werden können. Erst dadurch wird es möglich, die Flankengeometrien der Förderschrauben des CGC und auch den Mittenschieber adäquat abzubilden. Nach der Projektion der Oberflächen

werden die effektiven, kumulierten Drucklasten nach dem Lastmodell aus AS 7 auf die diskretisierten Kammer-/ Umfangspaltoberflächen aufgebracht und in den jeweiligen Achsenrichtungen des Bezugskordinatensystems zu Linienlasten reduziert. Somit wurde das Lastmodell aus AS 7 für die Anwendung auf die Balkenmodelle erweitert.

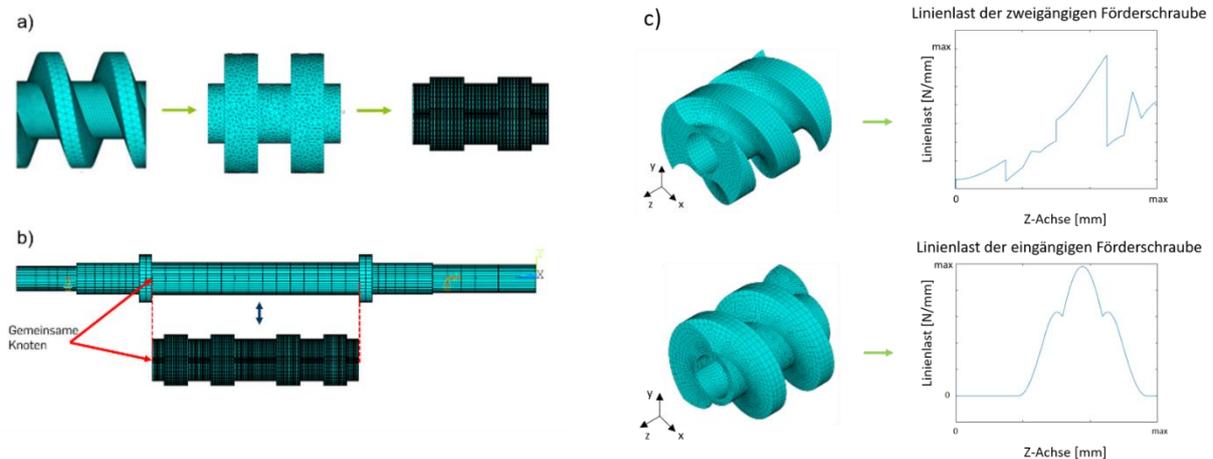


Abbildung 2.25 Darstellung der Ersatzmodellierung der eingängigen Förderschraube mit dem Vollmodell (links), rotationssymmetrischem Vollmodell (Mitte), Balken-Ersatzmodell (rechts) a), Darstellung der Struktur des Rotors im Balkenersatzmodell b) Exemplarische Darstellung der abgeleiteten Linienlasten der ein-/zweigängigen Förderschraube c)

Das Ersatzmodell des CGC Demonstrators kann die maximale Gesamtdeformation im Vergleich zum komplexen 3D-FEM-Modell in einer guten Näherung abbilden. Die Abweichung Δu der maximalen Durchbiegungen und die dazugehörigen Verformungen in X-, Y-Achsenrichtung für die ein-/zweigängigen Förderschrauben liegen bei 5,37 [%]. Aufbauende Parameterstudien (Variation einzelner Konstruktionsparameter, wie bpsw. Kopfkreisdurchmesser oder Steigung der Förderschrauben), zeigten jedoch höhere Abweichungen der Gesamtdeformation bei steigender Abweichung zum CGC Demonstrator (insbesondere bei für CGC untypischen deutlich schlankeren Zähnen konnte eine erhöhte Abweichung bis zu 16,85 [%] nachgewiesen werden). Die Abbildung der Steifigkeit des Ersatzmodells wie auch die Berechnung der Linienlasten muss daher erweitert werden, wenn in der Praxis deutlich vom CGC Demonstrator abweichende Geometrieverhältnisse umgesetzt werden sollen.

Auf diesen Verformungsmodellen aufbauend konnte das Deformationsverhalten der An-/ Abtriebsrotoren unter Berücksichtigung der Steifigkeit des Zahnradengriffes (Berechnung nach der DIN 3990, Teil 1 Methode C), sowie der Kupplungssteifigkeit (nach Angaben des Herstellers / ITTB) zum Motor mit einem stark reduzierten Rechenaufwand simuliert werden.

Neben der direkten Anwendung zur Verformungsberechnung der Rotoren kann das Modell auch in der Berechnung des Gehäuses eingesetzt werden. Wenn die Spannungen und Verformungen des Gehäuses berechnet werden sollen, kann das Balkenmodell der Rotoren in ein 3D-modelliertes Gehäuse eingebracht werden und so der Einfluss des Rotors (inkl. der Lastaufbringung) auf die Verformung des Gehäuses berücksichtigt werden. Auf die Weise entsteht eine praxisgerechte Lösung zur Abbildung des Gehäuses (insb. im Vergleich zu der vollständigen 3D-Abbildung von Rotoren und Gehäuse in einem Modell). Eine weitere Möglichkeit der Verknüpfung von Gehäuse und

Rotormodellierung dient dazu, den Einfluss der Gehäusesteifigkeit innerhalb der Verformungs- und Spannungsberechnung der Rotoren zu berücksichtigen. Dabei erfolgt die Abbildung der Rotoren mit 3D-Elementen und die Abbildung des Gehäuses als sog. Superelement, welches die für die Rotoren relevante Gehäusesteifigkeit durch 3 Translations- und 3 Rotationssteifigkeiten ersetzt. Zur Modellierung dieses Superelementes sind die Steifigkeitskoeffizienten, welche die Steifigkeit des Gehäuses repräsentieren, einmalig innerhalb des 3D-FEM Modells des Gehäuses zu ermitteln und auf das Superelement zu übertragen.

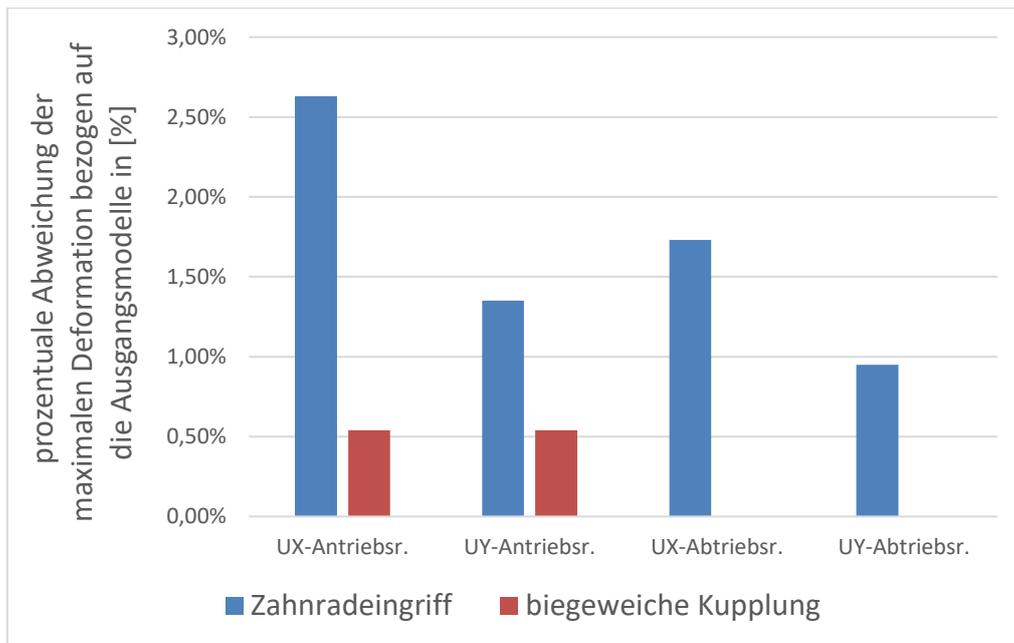


Abbildung 2.26 Einfluss des Zahneingriffs sowie der biegeweichen Kupplung auf die maximale Deformation des An-/ Abtriebsrotors im Vergleich zum Verformungsmodell ohne Erweiterungen

Zur Durchführung der Modal- und Frequenzganganalyse wird in Analogie zu den vereinfachten Verformungsmodellen ebenfalls ein Balkenmodell als Ersatzmodell aufgebaut, welches wie die 3D-FEM Modelle die rotodynamischen Effekten berücksichtigt. Für die akkurate Darstellung der Massenverteilung der Förderschraube wird diese längs der Achse in kurze Abschnitte geteilt für die jeweils eine Punktmasse und ein Trägheitstensor bestimmt und als sog. erweiterte Massenverteilung zusammengefasst wird, siehe Abbildung 2.27 rechts.

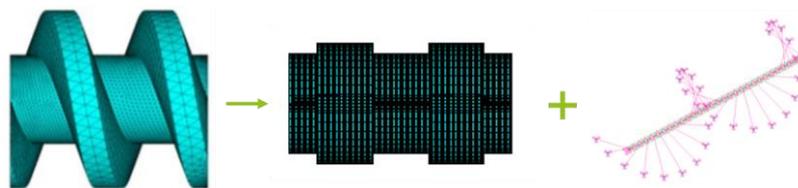


Abbildung 2.27 Darstellung der Ersatzmodellierung der eingängigen Förderschraube mit dem Vollmodell (links) sowie dem Balken-Ersatzmodell mit erweiterter Massenverteilung (rechts)

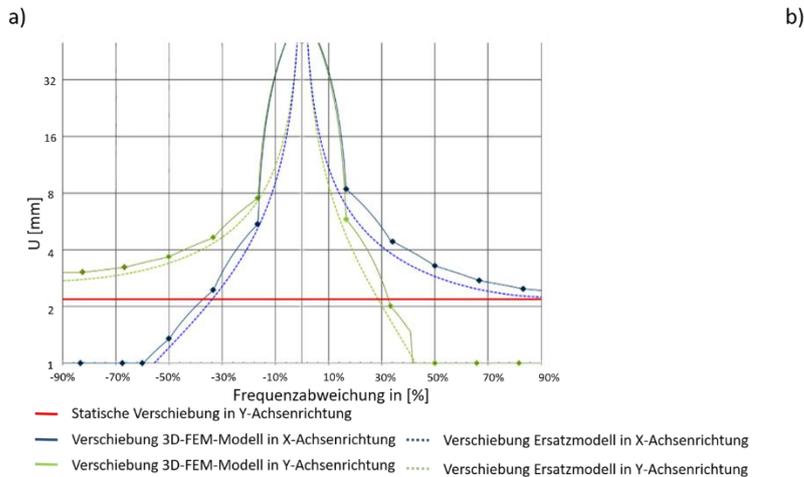


Abbildung 2.28 Vergleich der Frequenzganganalyse im Betrachtungspunkt der Hülse a) und der berechneten ersten 12 Eigenfrequenzen b) des Ersatzmodells im Vergleich zum komplexen 3D-FEM-Modell

Das Ersatzmodell kann die Eigenfrequenzen- und Eigenschwingungsformen im Vergleich zum komplexen 3D-FEM-Modell in einer guten Näherung abbilden. Bei der Gegenüberstellung der Eigenfrequenzen ist zu erkennen, dass beim Ersatzmodell Abweichungen unterhalb von 5% auftreten. Die einzige Ausnahme ist hier die 10te Eigenfrequenz, deren Eigenschwingungsform die 1. Längung darstellt. Dies lässt sich anhand der Vorspannkraft erläutern, die im Ersatzmodell nur in einer simplifizierten Form aufgebracht werden kann und somit einen maßgeblichen Einfluss auf diese Eigenfrequenzen/ Eigenschwingungsformen besitzt. Unter Verwendung des MAC-Kriteriums (Pastor, Binda und Harcarik) ist zu erkennen, dass die Eigenschwingungsformen ebenfalls mit einer guten Approximation ermittelt werden konnten. Darauf aufbauend können ebenfalls die rotordynamischen Effekte berücksichtigt und die realen Verformungen durch die Frequenzganganalyse mit akzeptablen Abweichungen berechnet werden.

Abschließend ist der Nachweis erbracht worden, dass Anfahr-/ Abkühlprozesse nicht in Simulationen mit der rechenzeitintensiven simultanen Berechnung der Verformung-/ und Temperaturverteilung (Coupled Field Analysis) durchgeführt werden müssen, sondern durch die sequenzielle Berechnung der Temperaturfelder und daran anschließende statisch-mechanische Simulationen betrachtet werden können. In dem sequenziellen Verfahren wurden zunächst die Temperaturfelder für einen definierten Anfahr-/ Abkühlprozess berechnet. Für das kritische Zeitfenster, bei der maximalen Temperaturdifferenz zwischen den Komponenten des Spannverbandes (Welle gegenüber den Förderschrauben mit Auslasschieber), konnten daran anschließend strukturelle Simulationen durchgeführt werden. Die maximalen Abweichungen zur Betrachtung der kritischen Grenzzustände zwischen der simultanen und sequenziellen Berechnungsmethode lagen für die maximale Zugbeanspruchung in der Welle bei 2,8 [%] und bei der radialen Deformation am Kopfkreis bei 8,3 [%]. Exemplarisch konnte hiermit die Rechenzeit zur Abbildung eines Anfahrvorgangs des Antriebsrotors von 13 [h] (Coupled Field Analysis) auf 2.5 [h] (sequenzielle Methode) mit einer ausreichenden Modellgenauigkeit reduziert werden.

2.10 Arbeitsschritt 10 - Exemplarische Anwendung der Grenzzustände auf den CGC Demonstrator

Die in AS 9 erarbeitete Nachweismatrix und die als geeignet identifizierten Modellierungstiefen waren auf den CGC Demonstrator anzuwenden. AS 9 und AS 10 sollten zu einem großen Teil parallel verlaufen um die Erfahrungen aus AS 10 nach AS 9 zurück zu koppeln. Entsprechend der Grenzzustandsübersicht waren die (FEM-) Modelle der Komponenten und Teilsysteme des CGC Demonstrators auf zu bauen. Für die relevanten Lasteinwirkungen wurden die Berechnungen durchgeführt und ausgewertet. Die Auswertung verfolgt zwei Ziele: Zum einen soll die Sicherheit und Zuverlässigkeit des CGC Demonstrators bewertet, zum anderen die Eignung der Nachweismatrix als Grundlage für die Nachweisführung in der Praxis überprüft werden.

Aufgrund der parallelen Bearbeitung von AS 9 und AS 10 sowie der hieraus gewonnenen Ergebnisse, welche innerhalb der Nachweismatrix zusammenzufassen waren, sind die Erkenntnisse bezüglich der kritischen Grenzzustände, wie auch die dabei durchgeführten Auswertungen bereits in AS 9 zusammenfassend dokumentiert worden. Daher wird in diesem Kapitel die Prüfung der Eignung der Nachweismatrix sowie der Eignung zur exemplarischen Bewertung der Sicherheit und Zuverlässigkeit des CGC Demonstrators, insb. der hochdynamisch belasteten Teilsysteme des An-/ Abtriebsrotors hinsichtlich der Verformung sowie des statischen und zyklischen Versagens, detailliert dargestellt.

Nach dem Ablaufschema der Nachweismatrix sind auf Grundlage der sequenziellen Methode zur Simulation der Betriebszustände zunächst die Temperaturfeldberechnungen durchgeführt worden, um diese als Randbedingungen für die darauffolgenden strukturmechanischen Untersuchungen aufbringen zu können und zur Prüfung gegenüber statischem Versagen bzw. zur Berechnung der Auslastungen nach der FKM-Richtlinie (Verwendung der konservativen „Methode der kritischen Schnittebenen“) für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis zu berücksichtigen. Alle hierfür benötigten Werkstoff-/ Bauteilkennwerte sind nach Angaben von ITTB festgelegt worden. Zur Berechnung der Temperaturverteilung ist eine aktive Kühlung angenommen worden, die eine Temperaturentwicklung am Auslass bis zu maximal 200 °C zulässt. Der zusätzliche Sicherheitsfaktor wurde auf 1,4 (mittlere Schadensfolge ohne Berücksichtigung einer Inspektion) festgelegt. Exemplarisch sind der Anfahrvorgang aus dem kalten Zustand mit Flüssigkeitsablagerung wie auch der kritischste stationäre Betrieb betrachtet worden. In der folgenden Abbildung 2.29 ist für den Antriebsrotor der Simulationsablauf zur Untersuchung des kritischen stationären Betriebs von a) bis d) nach der in AS 9 erarbeiteten Nachweismatrix dargestellt worden. Dieser wird im Folgenden kurz beschrieben. Im ersten Schritt muss mithilfe der thermisch stationären Analyse die Temperaturverteilung entlang des Rotors berechnet werden. Darauf aufbauend wird das Temperaturfeld zuzüglich der Prozessdruckverteilung innerhalb der strukturmechanischen Analyse als Randbedingung auf den Rotor aufgegeben. Durch die Erstellung und Vernetzung eines Submodells kann eine hinreichend genaue geometrische Abbildung sowie Vernetzung der Zahnfußkerbe zur Berechnung von aussagekräftigen Beanspruchungen verwendet werden. Im daran anschließenden Schritt werden an den Schnittufern des Submodells die berechneten Deformationen aus der vorherigen strukturmechanischen Analyse des gesamten Rotors aufgegeben, die Temperaturverteilung sowie die Prozessdrucklasten als Randbedingungen berücksichtigt und die Beanspruchungen berechnet. Mithilfe der Analyse der Beanspruchungen in den Zahnfußkerben kann eine Prüfung

gegen statisches Versagen und eine Auslastungsberechnung nach der FKM-Richtlinie durchgeführt werden.

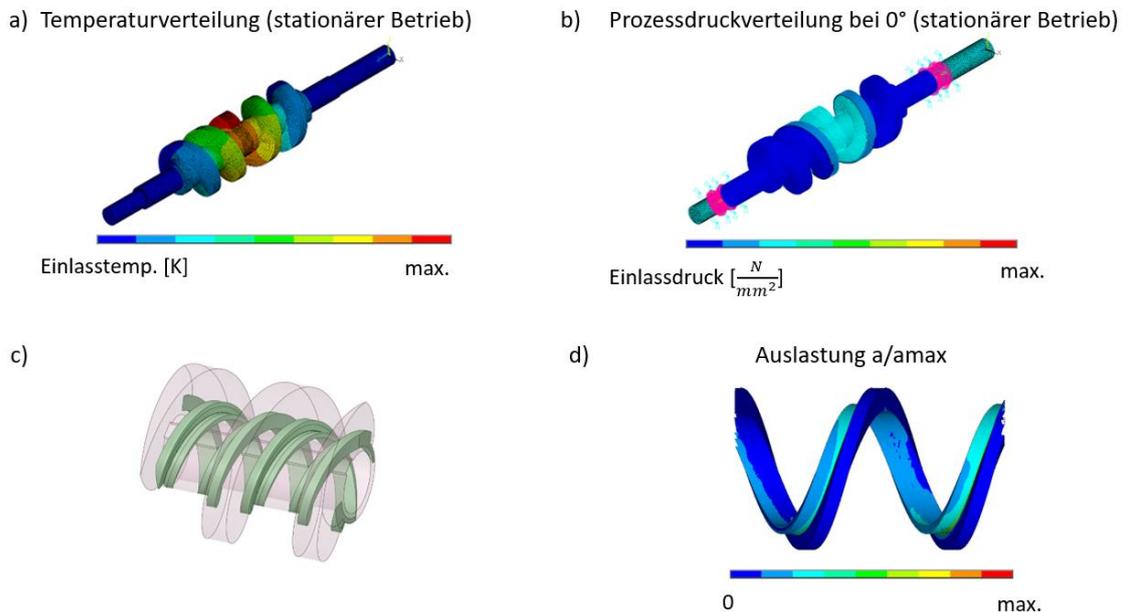


Abbildung 2.29 Schematische Darstellung einzelner Simulationsschritte des kritischen stationären Betriebs des Antriebsrotors nach der Nachweismatrix: Temperaturverteilung a), Prozessdruckverteilung bei 0° b), Erstellung des Submodells (türkiser Körper innerhalb der vollständigen Förderschraube) c), Auslastungsverteilung nach der FKM-Richtlinie d)

Die Ergebnisse zeigten, dass die maßgeblich zu berücksichtigenden Beanspruchungen im Sinne des Festigkeitsnachweises in den vergleichsweise spitzen Kerbgründen der eingängigen Förderschraube auftreten. Diese werden vor allem durch die Gesamtdeformation des Rotors bedingt. Für die im Versuchsbetrieb des CGC Demonstrator auftretenden Prozessdruck-/ Temperaturverteilungen konnte eine unkritische Auslastung <1 ermittelt werden. Bei der Betrachtung des Sonderfalls, mit Restflüssigkeitsablagerungen am Liner während des Anfahrprozesses innerhalb des Versuchsbetriebes konnte eine Reserve berechnet werden. Während der ersten Umdrehungen des Anfahrvorgangs können geringfügige Restflüssigkeitsmengen toleriert werden. Diese sollten jedoch bestmöglich über bspw. einen vorab durchgeführten Drain-Vorgang minimiert werden.

Neben der hier dargestellten Betrachtung der Verformungen und mechanischen Spannungen an den Rotoren sind die weiteren Grenzzustände gem. der Darstellung in AS 9 betrachtet worden. Es zeigt sich, dass der CGC Demonstrator (unter Berücksichtigung von Modifikationen ausgehend von Arbeiten in AS 11) keinen Grenzzustand verletzt und somit in dem betrachteten Rahmen von einem sicheren Betrieb ausgegangen werden kann.

Durch die exemplarische Durchführung der innerhalb der Nachweismatrix dokumentierten Bearbeitungsschritte konnte diese im laufenden Prozess erweitert und angepasst werden, sodass eine bzgl. des Bearbeitungs-/ Rechenzeitaufwandes praxisorientierte Nachweisführung realisiert wurde.

2.11 Arbeitsschritt 11 - Projektbegleitende Rückkopplung von Erprobungsergebnissen

Die Projektpartner führen Untersuchungen und Erprobungen zu den Komponenten und Teilsystemen des CGC im Verbundforschungsprojekt durch. Im Rahmen des regelmäßigen Austauschs war der Stand dieser Untersuchungen zu besprechen. Auf Basis der Ergebnisse der Projektpartner erfolgte eine Validierung der entwickelten Ansätze und Simulationsmodelle.

Der Projektpartner ITTB hat im Rahmen des Verbundforschungsprojekts den CGC Demonstrator realisiert und umfangreiche Testläufe durchgeführt, deren Erkenntnisse im Rahmen der Validierung der Simulationsmodelle / Grenzzustände eingesetzt wurden; insbesondere die Fehlfunktionen dienen dabei als wichtige Eingangsgröße, da diese ein Überschreiten von Grenzzuständen darstellen. In diesem Zusammenhang wurden unerwünschte Kontakte zwischen den beiden Rotoren und dem Gehäuse, die im Betrieb aufgetreten sind, eingehend untersucht. Hierzu wurden die in der Fertigung des CGC Demonstrators verwendeten Toleranzen genutzt, um die Spaltmaße zwischen den Rotoren und dem Liner zu ermitteln. Für einen quantitativen Vergleich sind die simulierten Durchbiegungen des eingängigen Rotors unter Berücksichtigung der Kenndaten der Lagerung verwendet worden. Durch die direkte Gegenüberstellung zwischen den berechneten Durchbiegungen des Rotors sowie der insbesondere temperaturbedingten Verformung des Gehäuses und dem maximalen Spaltmaß konnte der Kontakt zwischen den Rotor und dem Liner für die gegebenen Betriebszustände, die im Versuch zum Kontakt führten, berechnet werden. Bei der eingehenderen Analyse der seitens ITTB dokumentierten Anlaufbereiche ist festgestellt worden, dass beide Rotoren zum Auslass hin einen höheren Verschleiß an den Kontaktflächen aufweisen. Der Kontakt mit dem Liner trat an den Oberflächen gegenüber des Auslasses auf. Dies spiegeln ebenfalls die ermittelten Durchbiegungsverläufe wider. Im Vergleich der Anlaufbereiche zwischen dem ein- und zweigängigen Rotor ist der vermehrte Kontakt zwischen dem zweigängigen Rotor mit dem Liner zu erkennen. Dies deckt sich mit dem in AS 8 ermittelten Verhältnis zwischen den Durchbiegungen der beiden Rotoren. Somit konnten durch die Erprobungsergebnisse des CGC Demonstrators die simulierten Verformungen qualitativ wie auch quantitativ verglichen und hierdurch die gewählten Modellannahmen weiter geschärft werden. Gleiches gilt für die simulierte Temperaturverteilung am Gehäuse des CGC. Der qualitative Vergleich der Temperaturen an der Gehäuseoberfläche zeigte eine gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen, bestätigte somit die Annahmen bezüglich der thermischen Lasteinwirkungen und diente als Grundlage zur Weiterentwicklung der Lastmodelle.

Im weiteren Verlauf des Projektes stellte ITTB ein Fallbeispiel, eine über einen Kunden über mehrere Jahre betriebene Pumpe mit Förderschrauben aus Hartmetall, bei. Somit standen erstmalig Daten zur Bewertung der Festigkeit von langjährig eingesetzte Komponenten aus Hartmetall zur Verfügung. Auf Basis der vom Kunden bereitgestellten Daten wurden somit im Rahmen der Validierung der anwendungsgerechten Methoden zur Festigkeitsbewertung von Komponenten aus Hartmetall hilfreiche Erkenntnisse geliefert.

2.12 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Das Potential von Hartmetall als Konstruktionswerkstoff im maritimen Umfeld, insbesondere in der Öl- und Gasförderung, wurde bereits im vorangegangenen Forschungsvorhaben (03SX373C) aufgezeigt. Dieses Potential unter den Gesichtspunkten der Wettbewerbsfähigkeit, der Effizienz, der Leistungsfähigkeit, der Qualität sowie der dauerhaften Betriebssicherheit zu erschließen, ist ohne den Nachweis der Betriebsfestigkeit nicht möglich. Damit ist es notwendig, dass die entsprechenden Methoden wissenschaftlich fundiert erarbeitet werden und wirtschaftlich in der Praxis einsetzbar sind. Hierzu war es erforderlich, die für den geplanten Einsatz von Komponenten aus WC-Co maßgeblichen Festigkeitseinflüsse fundiert aufzuarbeiten (AS 1). Um die verfügbaren wissenschaftlichen Erkenntnisse für eine fundierte Festigkeitsbewertung nutzen zu können, mussten einzelne Aspekte verifiziert und ergänzt werden (AS 4). Hierzu waren Versuche notwendig (AS 3), welche insbesondere hinsichtlich der Prüfkörperentwicklung einer sorgfältigen Planung bedurften (AS2). Um die abschließend entwickelte Berechnungsmethode (AS 5) im Prozess der Bauteilauslegung nutzbar zu machen, war die Entwicklung von Simulationsmodellen zur Bereitstellung maßgeblicher Berechnungsgrößen in einer kommerziell nutzbaren Simulationsumgebung notwendig (AS 1, 4 und 5).

Die Entwicklung eines neuartigen Maschinentyps für den Einsatz an unzugänglichen Standorten und unter Extrembedingungen setzt für einen sicheren Betrieb umfangreiche Kenntnisse über die bestehenden Grenzzustände der Maschine voraus. Hierzu war eine systematische Betrachtung aller potentiellen Grenzzustände notwendig (AS 6). Erst die teils hoch komplexen Simulationen zur systematischen Betrachtung aller potentiellen Grenzzustände (AS 8) unter Verwendung des erstellten Lastmodells (AS 7) ermöglichen die anschließende Ableitung relevanter Grenzzustände und praxistauglicher Modellierungstiefen (AS 9), welche Voraussetzung sind für eine wirtschaftliche Konstruktion und Fortentwicklung des Produktes. Die exemplarische Anwendung und Validierung der generierten Erkenntnisse anhand eines CGC Demonstrators (AS 10) war in diesem Zusammenhang unerlässlich um die Verlässlichkeit der Ergebnisse und die Anwendbarkeit durch den Industriepartner sicherzustellen.

Die regelmäßige Verifikation und Validierung von Vorgehensweise und Ergebnissen sowie der kontinuierliche Abgleich mit den Verbundprojektpartnern (AS 11) sicherten die Effizienz und Angemessenheit der Arbeiten. Beispielhaft seien hier die verwendete Anzahl an Prüfkörpern je Versuchsreihe (EPH) bis zum Erreichen statistisch belastbarer Ergebnisse und der kontinuierliche Austausch zum Entwicklungsstand des CGC genannt. Vor dem Hintergrund der Effizienz fand eine umfangreiche Einbindung von studentischen Hilfskräften zur Entlastung des wissenschaftlichen Personals insbesondere bei der Versuchsdurchführung statt.

2.13 Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit der Ergebnisse

Die Ergebnisse des ersten Arbeitsbereiches sind für eine breite Nutzergruppe in vielen Bereichen des angewandten Maschinenbaus sowie der ingenieurwissenschaftlichen Forschung nutzbar. Die geleisteten Arbeiten machen einen wesentlichen Teil der untersuchten wissenschaftlichen Basis für den praktischen Einsatz zugänglich. Die durchgeführten Versuche bieten anderen Forschenden auf dem Gebiet wertvolle Informationen zum Werkstoffverhalten, die entwickelten Geometrien der EPH sind zur Untersuchung weiterer Einflüsse geeignet. Die Erkenntnisse des Arbeitsbereiches sind in einem Leitfaden zusammengefasst, der es Konstrukteuren auch außerhalb des maritimen

Umfeldes ermöglicht erste Festigkeitsbewertungen von Komponenten aus WC-Co vorzunehmen. Das zugehörige Makromodell unterstützt Ingenieure bei der teils komplexen Ermittlung benötigter Berechnungsgrößen und erlaubt gleichzeitig eine erste fundierte Einschätzung der Bauteilfestigkeit auch ohne tiefergehende Auseinandersetzung mit dem Werkstoff seitens des Anwenders.

Die in diesem Vorhaben erarbeiteten Methoden zum Nachweis von Zuverlässigkeit und Sicherheit stellen wesentliche Aspekte der Entwicklung des CGC dar. Das erarbeitete Systemverständnis des CGC ermöglicht es, Komponenten dieser Maschine so auszulegen, dass das benötigte hohe Niveau hinsichtlich Sicherheit und Zuverlässigkeit erreicht werden kann. Mittels der erarbeiteten Methoden und Simulationsansätze, die in einer Nachweismatrix zusammengefasst sind, kann der Nachweis der Sicherheit und Zuverlässigkeit erfolgen. Damit stehen maßgebliche Erkenntnisse für eine erfolgreiche Produktentwicklung und Markteinführung des CGC zur unmittelbaren Anwendung bereit. Die Methoden zur Nachweisführung sowie das systematische Vorgehen zur deren Entwicklung können auf verwandte Maschinen und Anwendungsfälle (u.a. technische Fördersysteme der Schifffahrt und Meerestechnik) übertragen werden und damit als Ausgangspunkt für die Schaffung neuer Nachweismethoden dienen. Mit Blick auf die Anforderungen von Industrie 4.0 können die erstellten digitalen Modelle (insb. Modelle geringer Modellierungstiefe) und das aufgebaute Systemverständnis eine Basis für die Entwicklung digitaler Zwillinge von CGC und verwandten Maschinen darstellen.

2.14 Während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Während der Durchführung des Projekts wurde wiederholt der Stand der Technik und Forschung im Bereich der Gaskompressoren und Mehrphasenpumpen, der Festigkeit von WC-Co und in der Betriebsfestigkeit und Grenzzustandsermittlung von Maschinen und Anlagen überprüft und sich darüber mit den Projektpartnern ausgetauscht. Im Bereich der Festigkeitsberechnung und der Grenzzustände von Komponenten der Mehrphasentechnologie sind bei anderen Stellen keine Weiterentwicklungen bekannt geworden, die das Projekt inhaltlich betreffen würden und somit hätten berücksichtigt werden können. Im Bereich der Festigkeitsbewertung von WC-Co haben sich die Projektmitarbeiter durch wiederholte Literaturrecherchen stets auf dem aktuellen Stand gehalten und ggf. neue Erkenntnisse aus aktuellen Veröffentlichungen bzw. Aktualisierungen von Normen in der Forschungsarbeit berücksichtigt. Exemplarisch sei hier die Veröffentlichung von Klünsner et. al. aus 2019 genannt, deren anwendungsorientierte Untersuchung der Ermüdungsfestigkeit am Beispiel eines Metallbohrers aus WC-Co nicht nur bei der Ableitung der zyklischen Einflussfaktoren Berücksichtigung fanden, sondern auch auf Grund systematischer Parallelen zur Reflexion der geleiteten Arbeiten beitragen konnten. Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens durch dritte, welcher die geleisteten Arbeiten in ihrer Bedeutung oder Notwendigkeit nachteilig beeinflusst oder eine Neuinterpretation der Untersuchungsergebnisse erforderlich macht, ist den Autoren nicht bekannt.

2.15 Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen des Ergebnisses

Die im Zeitraum der Projektbearbeitung geplanten Besuche internationaler Fachtagungen mussten auf Grund der eintretenden Pandemie verworfen werden. Ein wesentlicher Kernaspekt der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Festigkeit von WC-Co wurde in einem Artikel mit dem Titel „Mechanical strength and fatigue lifetime of WC-Co cemented carbide in relation to the effectively loaded volume and surface“ beim *International Journal of refractory metals and hard materials* eingereicht, eine Veröffentlichung erfolgt jedoch voraussichtlich erst nach diesem Bericht. Der im Projekt entstandene „Leitfaden zur Festigkeitsbewertung von Strukturbauteilen aus WC-Co“ wird in der *Schriftenreihe des Instituts für Product and Service Engineering* der Fakultät Maschinenbau veröffentlicht und über die Bibliothek der Ruhr-Universität Bochum (über RUB - OPAC) abrufbar sein. Weiterhin finden die gesamten Forschungsergebnisse des ersten Arbeitsbereiches direkt Eingang in eine Dissertation, deren Fertigstellung jedoch ebenfalls erst nach Veröffentlichung dieses Berichtes zu erwarten ist. Während der Projektbearbeitung wurden 9 fachwissenschaftliche Arbeiten (1 Projektarbeit, 4 Bachelorarbeiten, 4 Masterarbeiten) von Studierenden des Maschinenbaus angefertigt, die zum Projektfortschritt beigetragen haben.

3 Literatur

- Danzer, Robert. „A general strength distribution function for brittle materials.“ *Journal of the European Ceramic Society* 10.6 (1992): 461-472.
<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0955221992900215>>.
- „ISO 3327:2009 / Hartmetalle - Bestimmung der Biegebruchfestigkeit.“ *ISO 3327:2009 / Hartmetalle - Bestimmung der Biegebruchfestigkeit.* ISO 3327. (2009).
<<https://dx.doi.org/10.31030/1500054>>.
- Jonke, M., et al. „Strength of WC-Co hard metals as a function of the effectively loaded volume.“ *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials* 64 (2017): 219-224.
<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263436816303808>>.
- Kim, Chang-Soo. „Microstructural-Mechanical Property Relationships in WC-Co Composites.“ Ph.D. dissertation. (2004).
- Özden, Utku Ahmet, Alexander Bezold und Christoph Broeckmann. „Numerical Simulation of Fatigue Crack Propagation in WC/Co based on a Continuum Damage Mechanics Approach.“ *Procedia Materials Science* 3 (2014): 1518-1523.
<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2211812814002466>>.
- Pastor, M., M. Binda und T. Harcarik. *Modal Assurance Criterion*. *Procedia Engineering*, S. 543-548, (2012).
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Wälzlager: Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen Katalog (HR 1)*. (2018).
- Schleinkofer, Uwe. „Ermüdung von Hartmetallen und Cermets unter zyklisch wechselnder Beanspruchung.“ Ph.D. dissertation. (1995).

Scholten, J., et al. „Verbundprojekt: MPNet - Maritime Multiphasentransportnetzwerke - Fördertechnologie zum bedarfsgerechten Transport von Mehrphasengemischen, Vorhaben: Festigkeitsbewertung ausgewählter Komponenten vernetzter Mehrphasentransportsysteme bei Verwendung alternativer Werkstoffe.“ techreport. Ruhr-Universität Bochum, AG Baumaschinen- und Fördertechnik, (Jan. 2017). <<https://www.tib.eu/de/suchen/id/TIBKAT:1014401968>>.

Sigl, L.S. und H.E. Exner. „Experimental study of the mechanics of fracture in WC-Co alloys.“ *Metallurgical Transactions A* 18.7 (1987): 1299-1308. <<https://doi.org/10.1007/BF02647199>>.

Vidod K. Sarin, Daniele Mari, Luis Llanes Chistoph Nebel, Hrsg. *Comprehensive Hard Materials*. Bd. 1. Elsevier, (2014).

Wiedemann, T. *Systemanalytische Betrachtung von Rotoren von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen*. Ruhr-Universität Bochum: Dissertation, (2006).

Yang, J., et al. „Grinding Effects on Surface Integrity and Mechanical Strength of WC-Co Cemented Carbides.“ *Procedia CIRP* 13 (2014): 257-263. <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827114000456>>.

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN geplant	2. Berichtsart Schlussbericht
3. Titel Grenzzustände vom Komponenten von EHCR-Boost Systemen – Bewertung hinsichtlich Betriebsfestigkeit und Zuverlässigkeit	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Peschkes, Milan Baumeister, Lucas Höhbusch, Jochen Haensel, Henning Scholten, Jan	5. Abschlussdatum des Vorhabens 31. März 2021
	6. Veröffentlichungsdatum
	7. Form der Publikation Schlussbericht
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) AG Baumaschinen- und Fördertechnik Ruhr-Universität Bochum 44780 Bochum	9. Ber. Nr. Durchführende Institution -
	10. Förderkennzeichen 03SX446C
	11. Seiten: 49
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	13. Quellen: 13
	14. Tabellen: 3
	15. Abbildungen: 29
16. Zusätzliche Angaben -	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) -	
18. Kurzfassung Im Rahmen des Ausbaus vernetzter Mehrphasen-Transportsysteme zu maritimen EHCR-Boost Systemen wird ein Casing-Gas Kompressor (CGC) als neuer Maschinentyp entwickelt und es ergeben sich verschärfte Betriebsbedingungen für Mehrphasen-Downhole-Aggregate (MDA) wobei der Einsatz von Hartmetall (WC-Co) u.a. durch die Verschleißbeständigkeit deutliche Lebensdauersteigerungen erwarten lässt. Um die Sicherheit und Zuverlässigkeit dieser Maschinen absichern zu können, werden in diesem Projekt Methoden zur Nachweisführung des CGC und zur Festigkeitsbewertung von Hartmetall-Bauteilen entwickelt. Für Hartmetall-Komponenten wird ein durchgängiges Verfahren zur Festigkeitsbewertung auf Basis des Weakest-Link-Konzeptes entwickelt, welches mittels statischer und zyklischer Versuche parametrisiert und validiert worden ist. Ein Schwerpunkt bildet dabei die Betrachtung des effektiven Volumens zur Berücksichtigung der Spannungsverteilung und der Bauteilabmessungen im Kontext von zyklischer Ermüdung und Spannungskonzentrationen an Formkerben. Zur Nachweisführung des CGC werden ausgehend von den Einsatzbedingungen und Erfahrungen des Projektpartners ITTB pot. Grenzzustände erfasst. Hierauf aufbauend wird über eine detaillierte simulationsgestützte Betrachtung der Komponenten des CGC (insb. FEM) hinsichtlich Temperaturen, Verformungen, Spannungen, Schwingungseigenschaften ein Systemverständnis aufgebaut und die relevanten Grenzzustände für die Nachweisführung in der Praxis herausgearbeitet. Zudem werden geeignete Modellansätze bzw. Modellierungstiefen zur praxisgerechten Abbildung der Grenzzustände erarbeitet. Die Ergebnisse werden als Nachweismatrix zusammengefasst, die die Schritte zur Durchführung des Nachweises enthält.	
19. Schlagwörter Ermüdungsfestigkeitsnachweis, Hartmetall, WC-Co, Festigkeitsbewertung, Mehrphasen-Förderung, Drucklasten, Grenzzustände	
20. Verlag -	21. Preis -

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN intended	2. type of document (e.g. report or publication) Final Report	
3. Titel Limit states of components of EHCR boost systems - evaluation with regard to operational stability and reliability		
4. author(s) [family name, first name(s)] Peschkes, Milan Baumeister, Lucas Höhbusch, Jochen Haensel, Henning Scholten, Jan	5. end of project 31 March 2021	
	6. publication date	
	7. form of publication Final Report	
8. performing organization(s) (name, adress) RG Construction Machines and Materials Handling Ruhr-Universität Bochum 44780 Bochum	9. originator's report no. -	
	10. reference no. 03SX446C	
	11. pages: 49	
12. sponsoring agency (name, adress) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	13. sources: 13	
	14. tables: 3	
	15. images: 29	
16. supplementary notes -		
17. presented at (title, place, date) -		
18. abstract As part of the expansion of networked multiphase transport systems into maritime EHCR boost systems, a casing gas compressor (CGC) is being developed as a new type of machine, and more stringent operating conditions for multiphase downhole aggregates (MDA) are emerging, whereby the use of hard metal (WC-Co) is expected to result in significant increases in service life due to wear resistance. In order to be able to assure the safety and reliability of these machines, methods for the verification of the CGC and for the strength evaluation of hard metal components were developed. For hard metal components, a consistent method for strength evaluation based on the Weakest-Link concept is being developed, which has been parameterized and validated by means of static and cyclic tests. One focus is the consideration of the effective volume to account for stress distribution and component dimensions in the context of cyclic fatigue and stress concentrations at mold notches. For the verification of the CGC, potential limit states are recorded based on the operating conditions and experience of the project partner ITTB. Based on this, a detailed simulation-based analysis of the structural components of the CGC (in particular FEM) with regard to temperatures, deformations, stresses and vibration properties is used to build up an understanding of the system and to work out the relevant limit states for verification in practice. In addition, suitable modeling approaches or modeling depths are developed for the practical representation of the limit states. The results are summarized as a verification matrix, which contains the steps for performing the verification.		
19. keywords Fatigue Strength Assessment, Cemented Carbide, WC-Co, Multiphase Boosting, Pressure Loads, Limit states		
20. publisher -	21. price -	