

Untersuchung eines LNG-Kompensators im kryogenen Bereich

Masterarbeit

von
Olivia Englert-Dudek
Hamburg

Matrikelnr.: 44243
24. August 2020

| | |
|------------------|--|
| Studienrichtung: | Theoretischer Maschinenbau |
| Betreuer: | Annika Wolter Moritz Braun |
| Erstprüfer: | Prof. Dr.-Ing. Ehlers |
| Zweitprüfer: | Dr. Rüdiger U. Franz von Bock und Polach |

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass die vorliegende Abschlussarbeit ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst wurde und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt worden sind. Wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quelle kenntlich gemacht.

Diese Abschlussarbeit wurde bisher keinem anderen Prüfungsamt in gleicher oder vergleichbarer Form vorgelegt oder veröffentlicht.

Hamburg, den 24. August 2020

Olivia Englert-Dudek

Abstract

In shipping, engines powered by heavy fuel cause high level of climate effecting emissions. LNG is therefore considered as an alternative to heavy fuel, as combustion of LNG will result in a significant reduction in emissions.

This thesis examines the potential use and its feasibility for use of a LNG expansion joint in ships.

For this purpose, an expansion joint is tested in a climate chamber to determine its behaviour. In this experiment, the expansion joint is cooled down with liquid nitrogen down to $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ in order to measure the force and strain on the expansion joint.

The experiment is then simulated with a FE-analysis, whereby a stress analysis is also carried out using FEM.

The last step of the verification of the usability of expansion joints in the LNG sector is the calculation of the fatigue life. For this step the maximum stress at the nodes is extracted from the simulation. With this information, using the fatigue class FAT 225, the operational strength is determined in the form of a maximum number of life cycles that an expansion joint can sustain in operation before failure occurs.

Based on the knowledge gained from the experiment and simulation, a number of 2220 life cycles can be determined. This corresponds, for a refuelling interval of 14 days, a life expectancy of about 85 years and thus significantly exceeds the average operating time of ships, both in tourism and in freight transport. The results of this thesis provide a basis for research in this field. In the future it is considered useful to conduct further experiments for validation. In addition, further experiments may consider a separation of bellows and pipe of the expansion joint. This could ensure a more reliable evaluation of the material behaviour in the bellows and pipe.

Keywords: LNG, expansion joint, FEM-Simulation, fatigue strength

Kurzfassung

In der Schifffahrt werden durch den Antrieb mit Schweröl hohe klimaschädliche Emissionen verursacht. LNG gilt als Alternative zum Schweröl, da die Verbrennung von LNG eine deutliche Reduzierung der Emissionen mit sich bringt.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Einsatztauglichkeit eines LNG-Kompensators in Schiffen.

Dazu wird in einem Versuch ein Kompensator in einer Klimakammer auf sein Verhalten hin untersucht. In diesem Versuch wird der Kompensator mit Flüssigstickstoff bis auf -160 °C heruntergekühlt, um die Krafteinwirkung und Dehnung am Kompensator zu messen.

Der Versuch wird anschließend mit einer FE-Analyse simuliert, wobei zusätzlich eine Spannungsanalyse mithilfe der FEM durchgeführt wird.

Der letzte Schritt der Prüfung der Einsetzbarkeit von Kompensatoren im LNG-Bereich ist die Berechnung der Lebensdauer. Für diesen Schritt wird die maximale Spannung an den Knotenpunkten aus der Simulation extrahiert. Mit dieser Information wird, unter Verwendung der Ermüdungsklasse FAT 225, die Betriebsfestigkeit in Form einer maximalen Anzahl von Lebensdauerzyklen ermittelt, die ein Kompensator im Betrieb übersteht, bevor ein Versagen eintritt.

Durch die aus dem Versuch und der Simulation gewonnenen Erkenntnisse lässt sich eine Anzahl von 2220 Lebensdauerzyklen bestimmen. Dies entspricht, bei einem Betankungsintervall von 14 Tagen, einer Lebenserwartung von ungefähr 85 Jahren und übersteigt somit deutlich die durchschnittliche Einsatzzeit von Schiffen, sowohl im Tourismus als auch im Güterverkehr. Die Ergebnisse dieser Arbeit dienen als Grundlage für Forschungen in diesem Gebiet. Zukünftig wird es als sinnvoll erachtet, weitere Versuche zum Validieren durchzuführen. Zudem können weitere Versuche eine Trennung von Balg und Rohr des Kompensators berücksichtigen. Dadurch könnte eine zuverlässigere Beurteilung vom Materialverhalten im Balg und im Rohr gewährleistet werden.

Schlagwörter: LNG, Kompensator, FEM-Simulation, Betriebsfestigkeit

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-----------|
| 1. Einleitung | 1 |
| 1.1. Einführung ins Thema | 1 |
| 1.2. Erkenntnisinteresse | 2 |
| 1.3. Aufbau der Arbeit | 2 |
| 2. Theoretischer Rahmen | 4 |
| 2.1. LNG-Anwendung bei Schiffen | 4 |
| 2.2. Kompensatoren | 6 |
| 2.3. Austenitischer Stahl | 7 |
| 2.4. Methode der finiten Elemente | 9 |
| 2.4.1. Diskretisierung | 10 |
| 2.4.2. Dirichlet'sche Randbedingung | 11 |
| 2.4.3. Thermische Deformation | 13 |
| 2.4.4. Hooke'sches Stoffgesetz | 15 |
| 2.4.5. Newton-Raphson-Verfahren | 15 |
| 2.4.6. Direkter Gleichungslöser MUMPS | 16 |
| 2.5. Wöhlerkurve | 21 |
| 3. Methodisches Vorgehen | 25 |
| 3.1. Literaturrecherche | 25 |
| 3.2. Experiment | 25 |
| 3.3. Simulation | 26 |
| 3.4. Berechnung der Lebensdauer | 27 |
| 4. Literaturrecherche | 28 |
| 5. Versuch | 30 |
| 5.1. Aufbau | 30 |
| 5.2. Versuchsdurchführung | 31 |
| 5.3. Analyse der Daten | 32 |
| 6. Versuchssimulation | 36 |
| 6.1. Physikalisches Modell | 36 |
| 6.2. Materialmodell | 37 |
| 6.3. Gittermodell | 38 |
| 6.4. Vorgehensweise bei der Simulation | 42 |
| 6.5. Ergebnisse der Simulation | 43 |
| 6.6. Simulationsanpassung des Materialmodells und deren Ergebnisse | 48 |

| | |
|--|-----------|
| 7. Erkenntnisse zur Betriebsfestigkeit des Kompensators | 55 |
| 7.1. Ermittlung der Belastungsspannung | 55 |
| 7.2. Lebensdauerberechnung | 58 |
| 7.3. Diskussion der Lebensdauer und Anwendung | 58 |
| 8. Fazit und Ausblick | 62 |
| 8.1. Fazit | 62 |
| 8.2. Ausblick | 64 |
| Literaturverzeichnis | 66 |
| Abbildungsverzeichnis | 73 |
| Tabellenverzeichnis | 75 |
| Quellcodeverzeichnis | 75 |
| Anhang | 76 |
| A. Datenblätter und Versuchsbilder | 76 |
| A.1. Werkstoffdatenblatt 1.4571 - AISI 316Ti | 76 |
| A.2. DMS-Datenblatt von CFLA-3-350-17 mit Diagramm zur scheinbaren Dehnung | 82 |
| A.3. Versuchsbilder | 83 |
| B. Ergebnisse, Diagramme und Tabellen | 86 |
| B.1. Ergebnisse des Versuchs | 86 |
| B.2. Überblick der Elemente und Knotenpunkte der Gitterstudie | 88 |
| B.3. Ergebnisse der Gitterstudie | 88 |
| B.4. Simulationsergebnisse | 89 |
| B.5. Simulationsergebnisse mit der Verwendung des k-Faktors | 91 |
| C. Code | 93 |
| C.1. Code der Gitterstudie für Code_Aster | 93 |
| C.2. Hauptdatei der Versuchssimulation | 97 |
| C.3. Thermische Berechnung der Versuchssimulation | 98 |
| C.4. Mechanische Berechnung der Versuchssimulation | 100 |
| C.5. Bestimmung des k-Faktors mit MATLAB | 102 |
| C.6. Simulation zur Überprüfung des k-Faktors | 102 |
| C.7. Mechanische Berechnung mit der 1. Hauptspannung und der Dehnung . . | 106 |

Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|------------------------------------|------------------|--|
| a | | Neigungsexponent |
| C | | Konstante |
| $\mathbf{C}_{\text{Hooke}}$ | | Steifigkeitsmatrix im Hooke'schen Gesetz |
| $C_{\text{Hooke } ij}$ | | Steifigkeitsmatrixelement im Hooke'schen Gesetz |
| c | J K/kg | Spezifische Wärmekapazität |
| E | N/m ² | Elastizitätsmodul (E-Modul) |
| e_t | % | Thermischer Dehnungsparameter |
| \mathbf{f} | | Vektor der Randbedingungen |
| $F_{\text{Simulation}}$ | | Kraft aus der Simulation |
| F_{Versuch} | | Kraft aus dem Versuch |
| G | N/m ² | Schubmodul |
| \mathbf{K} | | Steifigkeitsmatrix |
| k | | Multiplikationsfaktor |
| l_0 | m | Ursprungslänge |
| Δl | m | Längendehnung |
| m | | Steigungsexponent |
| N | | Bruchschwingspielzahl |
| N_{ber} | | Berechnete Anzahl der Lebenszyklen |
| ΔR | Pa | Spannungsverhältnis von Unter- und Ober- spannung |
| R_m | Pa | Zugfestigkeit |
| R_e | Pa | Streckgrenze |
| T | K | Temperatur |
| ΔT | K | Temperaturdifferenz |
| T_{referenz} | K | Referenztemperatur |
| \mathbf{u} | | Vektor der Verschiebung |
| $U_{\text{Brückenspeisespannung}}$ | V | Brückenspeisespannung |
| $U_{\text{Brückenspannung}}$ | V | Brückenspannung |

Griechische Formelzeichen

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|----------------------|-------------------|--|
| α | 1/K | Thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient |
| α_m | 1/K | Mittlerer thermischer Ausdehnungskoeffizient |
| ϵ | m/m | Dehnung |
| ϵ_m | m/m | Mechanische Dehnung |
| ϵ_{th} | m/m | Thermische Dehnung |
| λ | W K/m | Wärmeleitfähigkeit |
| ν | | Poissonzahl |
| ρ | kg/m ³ | Dichte |
| σ | Pa | Spannung |
| σ_A | Pa | Spannungsamplitude |
| σ_{Amax} | Pa | Maximale Spannungsamplitude |
| $\Delta\sigma_{erm}$ | Pa | Ermittelte Spannung zur einer charakterisierten Schadensberechnung |
| σ_m | Pa | Mittelspannung |
| σ_o | Pa | Oberspannung |
| $\Delta\sigma_{ref}$ | Pa | Auslegungswert der Ermüdungsspannung bei $2 \cdot 10^6$ Zyklen der Ermüdungsklasse |
| σ_u | Pa | Unterspannung |
| σ_{zul} | Pa | Zulässige Spannung |

Abkürzungen

| Abk. | Bedeutung |
|----------|---|
| AISI | American Iron and Steel Institute |
| CO_2 | Kohlenstoffdioxid |
| DMS | Dehnungsmessstreifen |
| DNV GL | Det Norske Veritas (Norway) and Germanischer Lloyd (Germany) |
| EDF | Électricité De France |
| EU | Europäische Union |
| FAT | Associated Fatigue Class |
| FEM | Methode der finiten Elemente |
| IGF Code | International Code of Safety for Ships using Gases or other Low-flashpoint Fuels |
| IGU | International Gas Union |
| IMO | International Maritime Organization |
| kfz | Kubisch-flächenzentriert |
| krz | Kubisch-raumzentriert |
| LNG | Liquefied Natural Gas |
| MUMPS | Multifrontal Massively Parallel Solver |
| NO_x | Stickstoffoxid |
| SO_x | Schwefeloxid |
| TRIP | Transformation Induced Plasticity - <i>deutsch: umwandlungsbewirkte Plastizität</i> |
| TUHH | Technische Universität Hamburg |

1. Einleitung

1.1. Einführung ins Thema

In der globalisierten Welt spielt für die industrielle Wertschöpfung der intermodale Transport, und somit insbesondere der Sektor Seeverkehr, eine gewichtige Rolle. Allein in Deutschland ist der Seeweg für etwa 60 % seiner Warenexporte und einen Großteil der Warenimporte verantwortlich [14].

Dabei liegt ein nicht unbedeutender Faktor der weltweit verursachten Emissionen im Seeverkehr, da hier gegenwärtig ein großer Anteil von Schweröl verbrannt wird. Schweröl zeichnet sich bei der Verbrennung durch einen hohen Ausstoß von Feinstaub, Stickstoffdioxid und Schwefeldioxid aus, der den Treibhauseffekt verstärkt. Somit unterliegt auch der Seeverkehr der Reduzierung von Emissionen im Zuge der staatlichen Dekarbonisierungsziele, auch wenn Schiffstransporte im Vergleich zu Landtransporten pro Tonnenkilometer energieeffizienter sind [68].

Neben dem industriellen Seeverkehr werden die Ozeane und die Häfen auch von der Kreuzfahrtbranche belastet. Die Stiftung Warentest und die Organisation Atmosfair berechneten, dass der Verbrauch eines Passagiers, der eine Woche mit dem Kreuzfahrtschiff unterwegs ist, 1500 Kilogramm Kohlendioxid beträgt, das entspricht einer zurückgelegten Strecke von 9000 km mit einem PKW [34].

Auch die International Maritime Organization (IMO) und die Europäischen Union (EU) definieren Vorgaben zur Reduzierung von Emissionen, sodass durch Androhung von Sanktionen, zum Beispiel ein Verbot des Anfahrens bestimmter Häfen, die Hersteller von Schiffen motiviert werden an alternativen Treibstoffen zu forschen oder anderweitige Möglichkeiten nutzt, um die Emissionen zu senken [13].

Eine Alternative liegt im verflüssigten Erdgas (LNG für Liquefied Natural Gas), welches sich durch eine Abkühlung auf ca. -162 °C vom herkömmlichen fossilen Energieträger Erdgas unterscheidet und auf Schiffen getankt und gelagert wird [17]. Durch die Abkühlung verringert sich das Volumen des Erdgases um das Sechshunderfache und erlaubt so das Mitführen von bedeutend mehr verflüssigtem Erdgas als in seiner herkömmlichen Form [32]. Zudem beinhalten die Abgasausstoßungen von LNG 25% weniger Kohlenstoffdioxid (CO_2), 85% weniger Stickstoffdioxid (NO_x) und sie emittieren fast keinen Feinstaub und kein Schwefeldioxid (SO_x) im Vergleich zu Marinediesel und Schweröl [13].

In Rohrleitungssystemen werden Kompensatoren zum Längenausgleich verwendet, dabei bietet sich die Verwendung von Kompensatoren in Schiffen an, weil sie insgesamt eine platzsparende Bauweise aufweisen. Da die Verwendung von LNG eine kryogene Belastung auf die Rohrleitung ausübt und somit eine hohe technische Anforderung stellt, stellt sich die Frage: „Ist es technisch möglich, bei Rohrleitungssystemen im Schiffbau Kompensatoren für den Längenausgleich bei LNG-Antrieb einzusetzen?“

1.2. Erkenntnisinteresse

Die vorliegende Arbeit behandelt die Frage, ob es technisch möglich ist, Kompensatoren für den Längenausgleich bei LNG-Antrieben in Rohrleitungssystemen im Schiffbau einzusetzen. Dabei stellt dies gegenwärtig, ein umstrittenes Thema dar.

Die IMO (International Maritime Organization) hat mit dem Regelwerk IGF-Code (international code of safety for ships using gases or other low-flashpoint fuels) die Benutzung von Kompensatoren nicht empfohlen [39].

Andererseits birgt der Einsatz von Kompensatoren Vorteile der räumlichen Nutzbarkeit mit sich, da statt der Verwendung von U-Bögen der Kompensator zum Ausgleich der Längendehnung der Rohrleitung verwendet werden kann. Dadurch werden Räumlichkeiten frei, die zum Beispiel für zusätzliche Kabinen oder weitere Nutzlast verwendet werden können, was den Ertragswert des Schiffes steigert. Zusätzlich entstehen Kosteneinsparungspotenziale durch die Verwendung von Kompensatoren anstatt alternativer Längenausdehnungselemente. Aufgrund dieser Vorteile, soll die vorliegende Arbeit neue Erkenntnisse in diesem Gebiet liefern.

1.3. Aufbau der Arbeit

Zunächst werden in Kapitel 2 die theoretischen Grundlagen beschrieben, die zum Verständnis der folgenden Kapitel benötigt werden. Dazu gehört, dass Grundlagen zum Thema LNG erläutert werden und die Frage geklärt wird, in welchem Kontext LNG im Schiffsbereich verwendet wird. Zudem wird die Funktionsweise von Kompensatoren erläutert und es wird auf den austenitischen Stahl eingegangen, da in der vorliegenden Arbeit der zu untersuchende Kompensator aus diesem Stahl gefertigt ist.

Danach folgt die Theorie zur Methode der finiten Elemente (FEM), die die Diskretisierung und die Randbedingung in Form von Dirichlet beinhaltet. Die in dieser Arbeit angewendeten Materialgesetze, wozu das linear elastische Verhalten nach Hooke und das thermische Verhalten gehören, werden ebenso in diesem Kapitel behandelt. Zum Linearisieren des Gleichungssystems wird das Newton-Verfahren erläutert und der direkte Gleichungslöser MUMPS beschrieben, welche in den Simulationen angewendet werden. Zum Schluss wird in diesem Kapitel die Wöhlerkurve erklärt.

Das Vorgehen in dieser Arbeit wird im Methodenkapitel (Kapitel 3) beschrieben. Es werden die vier Methoden vorgestellt, die zur Beantwortung der Forschungsfrage verwendet wurden. Dazu gehören die Literaturarbeit, die experimentelle Untersuchung des Kompensators, die anschließende Simulation, sowie die Berechnung der Betriebstauglichkeit anhand der empirischen Daten und den Ergebnissen der Simulation.

Die Ergebnisse der Literaturrecherche über den aktuellen Forschungsstand liefert das Kapitel 4. In diesem Kapitel wird lediglich auf die essenziellen Quellen eingegangen, die die relevanten Grundlagen für diese Arbeit darstellen.

Das Kapitel 5 befasst sich mit der Beschreibung des durchgeführten Kälteversuchs am Kompensator, um die notwendigen Eigenschaften des Kompensators zu ermitteln. Dieses Kapitel beschreibt dabei den Aufbau, die Versuchsdurchführung sowie die Analyse der

Versuchsdaten.

Im Fokus des fünften Kapitels steht die Simulation des Versuches mit der Methode der finiten Elemente. Dabei wird auf die Vorbereitung der Simulation eingegangen, die aus der Erstellung des physikalischen Modells, des Materialmodells und des Gittermodells besteht. Im Unterkapitel des physikalischen Modells werden die Randwerte und die Belastungsgrößen der Simulation berücksichtigt. Zudem wird im Unterkapitel des Gittermodells die Diskretisierung des kontinuierlichen Modells am Kompensator erläutert. Danach wird auf das eigentliche Lösen der FEM-Probleme eingegangen und das Vorgehen detailliert erklärt. Der letzte Schritt der FEM beinhaltet das Auswerten der Simulationsergebnisse.

Im letzten Schritt dieses Kapitels wird das Materialmodell angepasst, um eine genauere Deckung der Ergebnisse des Versuches zu erhalten. Einmal wird das Materialmodell im Kompensationsbereich und einmal im gesamten Kompensator, also auch im Rohrteil, verändert.

Darauf aufbauend, wird im Kapitel 6 mit einer FE-Spannungsanalyse begonnen. Mit dem berechneten absoluten Maximum der Spannung im Balg wird die Lebensdauer berechnet und der Betriebszustand des Kompensators diskutiert. Im letzten Kapitel (Kapitel 8) wird die Arbeit zusammengefasst und die Forschungsfrage beantwortet. Zudem wird mit einem Ausblick auf die Verbesserung und den Umgang mit offenen Fragen, die sich aus dieser Arbeit ergeben haben, eingegangen und diskutiert.

2. Theoretischer Rahmen

Dieses Kapitel beinhaltet relevante Grundlagen aus den Bereichen LNG, Kompensatoren, Stahl aus austenitischen Gefüge, Simulation sowie Betriebsfestigkeit. Im ersten Unterkapitel wird der Einsatz von LNG an Schiffen erläutert. Danach folgt eine Beschreibung der Aufgaben eines Kompensators. Das nächste Unterkapitel beschäftigt sich mit Stählen, die ein austenitisches Gefüge aufweisen. Im vierten Unterkapitel wird die Methode der finiten Elemente beschrieben, wobei Ansätze und Funktionen erläutert werden, die für diese Arbeit essenziell sind. Zuletzt wird in diesem Kapitel auf die Erstellung der Wöhlerkurve eingegangen, welche ein Werkzeug zur Untersuchung einer Dauerfestigkeit oder auch Betriebsfestigkeit ist.

2.1. LNG-Anwendung bei Schiffen

Erdgas, das größtenteils aus Methan besteht, wird seit der Industrialisierung als Energiequelle genutzt. Durch seinen hohen Brennwert von 36 bis $50 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$ eignet es sich ideal zur Energieerzeugung [16]. Im Vereinigten Königreich wurde Erdgas in den 1790er als Lichtquelle durch Verbrennen des Erdgases in privaten Haushalten verwendet sowie als Straßenbeleuchtung eingesetzt [75].

Zurzeit sind die größten Abnehmer von Erdgas die USA, Russland, China und der Iran, wobei der Einsatz von Erdgas zur Energieerzeugung in der Industrie und zur Wärmeerzeugung in privaten Haushalten dient. Zu den größten Produzenten von Erdgas zählen Russland, USA, Kanada, Iran und Katar. [24]

Mit dem Aggregatzustandswechsel von gasförmig zu flüssig entsteht aus Erdgas LNG, welches geruchslos, farblos, ungiftig ist und als nicht korrosiv eingestuft wird. Dieser Zustand wird hervorgerufen, indem Erdgas auf Temperaturen zwischen -159 und -162 °C heruntergekühlt wird. Bei diesem Kälteprozess wird Erdgas unter seinen Siedepunkt abgekühlt, wodurch sich Anreicherungen wie Wasser, Kohlendioxid, Sauerstoff und Schwefelverbindungen herausfiltern lassen. [4]

Der fossile Brennstoff Erdgas ist nicht nur weltweit mithilfe von Explorationen aufzufinden, sondern er tritt insbesondere mit Erdölvorkommen auf, da Erdöl und Erdgas auf ähnliche Weise entstehen [75]. Das Erdgas wird mithilfe von Pipelines über meist große Distanzen über den See- und Bodenweg zu den Verbrauchern, wie Industrie und Wohnen, transportiert [24]. Um einen ökonomischen Transport, auch über sehr große Distanzen, zu bewältigen, das heißt, um größere Mengen pro Zeiteinheit zu transportieren, wird bei Entfernungen von über 1500 Kilometern auf dem Seeweg und 5000 Kilometern über Land das Erdgas verflüssigt und sein Volumen somit um den Faktor 600 verringert [4]. Für den Transport muss LNG in speziellen Druckbehältern gelagert werden. Über den Seeweg werden LNG-Carrier eingesetzt [4].

Ziel einer modernen Gesellschaft ist es, die Umweltbelastung zu reduzieren und dadurch eine höhere Lebensqualität zu erhalten. Dies erfolgt beispielsweise mithilfe der Reduzierung der Feinstaubbelastung in dem LNG als Treibstoffersatz für Schwerlastfahrzeuge verwendet wird [32]. Die International Maritime Organization (IMO) hat hierzu bereits einen Beitrag geleistet, indem sie eine Verordnung über die Einhaltung des Schwefelgehalts in Treibstoffen, welche seit dem 1. Januar 2020 gilt, veröffentlicht hat [18]. Der Schwefelgrenzwert wurde zwar international von der IMO auf 0,50 % bestimmt, jedoch darf in Emissionskontrollgebieten (ECA), zum Beispiel Nord- und Ostsee, der Schwefelgehalt 0,10 % nicht übersteigen [52]. Diese Verordnung dient dem Zweck, die Luftqualität zu verbessern und die Verschmutzung der Meere zu verringern. Um die Vorgaben der Verordnung zu erfüllen, kann LNG als Treibstoff verwendet werden [52].

Mit der Verbrennung von Erdgas wird weniger Feinstaub in die Umwelt freigesetzt, was eine bessere Luftqualität zur Folge hat. Nichtsdestotrotz ist LNG laut der Umweltorganisation Nabu (Naturschutzbund Deutschland) schädlich für die Umwelt, da durch LNG angetriebene Schiffe 70 % bis 80 % mehr Treibhausgase produzieren als solche, die mit Schiffsdiesel angetrieben werden [27]. Daher sehen auch Reedereien die LNG-Technologie als Übergangstechnologie zur Erreichung einer minimalen Umweltbelastung beim Schiffstransport [27].

Momentan ist es an Häfen üblich eine LNG-Betankung mittels eines LKWs durchzuführen, da es häufig an Genehmigungen fehlt, um Bunkerschiffe an Häfen zu betreiben [37]. Dies hat zur Folge, dass es an der nötigen Infrastruktur fehlt, die eine schnelle und flexible Betankung ermöglicht. In Deutschland werden zum Beispiel die Fährlinien, die nach Helgoland und Borkum eingesetzt werden, von LNG-Tanklastwagen versorgt [76]. Mit der "Kairos", die ein Volumen von 7500 m^3 LNG lagern kann, gibt es eine schwimmende Tankstelle in Form eines Schiffes, dessen Einsatzort die Nord- und Ostsee ist, die ein flexibles Betanken in diesem Raum ermöglicht [70].

Um Zuverlässigkeit und Sicherheit garantieren zu können, müssen für Schiffe und in der Meerestechnik Normen und Standards erfüllt werden. Im internationalen Raum ist die IMO, der 178 Staaten angehören, für die Regulierung der Schiffssicherheit und der Verringerung der Meeresverschmutzung zuständig. Zu diesem Zweck hat die IMO ein Standardwerk „International Code of Safety for Ships using Gases or other Low-flashpoint Fuels“ oder auch kurz IGF Code [39] für den Umgang mit Flüssiggas formuliert. Im deutschsprachigen Raum wurde die Norm DIN 85000:2017-01 (Schiffe und Meerestechnik - Konstruktion, Fertigung und Prüfung von Rohrleitungsanlagen für gasförmige Schiffsbetriebsstoffe - Mit verflüssigtem oder verdichtetem Erdgas) [21] zur Anwendung mit LNG als Kraftstoff in Schiffen erstellt, welche in ihren Passagen auf den IGF Code verweist.

Allgemein muss im Umgang mit LNG in Schiffen darauf geachtet werden, dass der Tank so positioniert wird, dass Beschädigungen minimal gehalten werden, die zum Beispiel durch Kollisionen entstehen können. Es muss sichergestellt werden, dass austretendes Gas nach draußen geleitet wird [39]. Der Einstieg, aber auch andere Zugänge, die eine Freisetzung der Treibstoffquelle ermöglichen könnten, müssen ein Entweichen von entzündbaren, erstickenden oder giftigen Gasen in weitere Räumen verhindern [39]. Auch müssen Treibstoffrohrleitungen vor mechanischen Defekten geschützt werden. Ein

Gasaustritt darf zu keinem inakzeptablen Leistungsverlust im Antriebs- und Kraftstoffversorgungssystem führen [39]. Kraftstoffleitungen müssen thermische Dehnungen aufnehmen können, wobei keine großen Spannungen daraus resultieren dürfen [39]. Zudem ist es nötig, das Rohrleitungssystem und den Treibstofftank vor Bewegungen zu schützen, die von der thermischen Ausdehnung, vom Treibstofftank oder von der Schiffskörperstruktur ausgehen können [39]. Dabei muss insbesondere die Schiffsstruktur vor vom Treibstoff ausgehenden tiefen Temperaturen geschützt werden, da es zu vermeiden gilt, dass die Temperatur des Schiffskörpers unter die Konstruktionstemperatur fällt [39]. Die Folge einer solchen Temperaturunterschreitung könnte ein Schaden in Form eines Sprödbruchs am Schiffskörper sein [21]. Um dies zu verhindern müssen Rohrleitungen thermisch isoliert werden, wodurch zugleich auch eine Minimierung der Kondensation von Feuchtigkeit erreicht wird [21]. Die Verbindungen zwischen den einzelnen Elementen eines Rohres sollten durch Verschweißen der Verbindungsstücke erfolgen, sodass auch die Verwendung von Flanschverbindungen vermieden werden sollten [21]. Trotz dieser Sicherheitsmaßnahmen kann es in den Flüssiggasrohrleitungssystemen zu möglichen Leckagen kommen, deren Gefahr mithilfe des Einsatzes von redundanten Systemen massiv verringert werden kann [21]. Eine Umsetzung kann zum Beispiel mittels einer doppelwandigen Rohrleitung erfolgen oder es wird ein geeigneter Raum errichtet, der eine Aufnahme der von der Flüssiggas-Leckage ausgehenden Stoffe ermöglicht [21]. Das Ziel hierbei ist die Vermeidung von Leckagen, die nicht nur die Schiffsstruktur beschädigen können, sondern auch um eine Gasausbreitung in explosionsgefährdeten Sektionen zu verhindern [21].

Es gilt jedoch zu beachten, dass nach dem IGF Code flexible Rohrbauteile, deren Aufgabe darin besteht Dehnung und Relativbewegungen zu kompensieren, nicht in geschlossenen Räumen eingebaut werden dürfen. Zudem ist nur der Einsatz von Stahlkompensatoren vorgesehen [39]. Für flexible Rohrbauteile sind Spannungs- und Elastizitätsberechnungen anzufertigen [21].

2.2. Kompensatoren

Dehnungsausgleicher oder auch Dehnungsfugen sind Baugruppen, die Bauteile zusammenhalten, allerdings temperaturbedingte Veränderungen im Material ausgleichen und Bewegungen, zum Beispiel in Form von Vibrationen, absorbieren.

In Rohrleitungen müssen Dehnungsausgleicher verbaut werden, damit das durch Temperaturschwankungen belastete Rohr sich zusammenziehen beziehungsweise ausdehnen kann ohne das ein Schaden, wie eine Verdrehung oder Biegung, in den Rohrleitungsanlagen entsteht. Generell können zwei Arten von Dehnungsausgleichern beim Rohrleitungsbau unterschieden werden. Zum einen werden Bögen zum Kompensieren angewandt, die für gewöhnlich an Standorten zum Einsatz kommen, in denen unbegrenzt Fläche zur Verfügung steht, also in der Regel an Außenbereichen. Zum anderen werden sogenannte Kompensatoren eingesetzt, die den Vorteil besitzen, an Orten eingebaut werden zu können, die über begrenzten Raum verfügen. Typischerweise werden Kompensatoren in einer Umgebung eingesetzt, in der es zu Temperaturschwankungen zwischen der Umgebungs-

oder Betriebstemperatur kommt. Dies ist zu meist in Innenbereich der Fall, wie zum Beispiel in einem Schiffsmaschinenraum.

Die üblichen Materialien von Kompensatoren sind Stahl, Kunststoffe oder Elastomere wie Gummi. Aufgrund seiner Flexibilität sind Gummikompensatoren in axialen, lateralen und angularen Dimensionen verwendbar und wirken zudem Schall und Vibrationen entgegen. Hingegen kommen Stahlkompensatoren häufig bei axialer Kompensation zum Einsatz oder sobald es sich um sehr niedrige oder hohe Betriebstemperaturen handelt. Darüber hinaus können laterale und angular Bewegungen ausgeglichen werden. Ein lateraler oder angularer Kompensator wird meist mit zwei Balgen und mit einem Zwischenrohrstück umgesetzt. Da diese Kombination von Bauteilen als ein Gelenk angesehen wird, werden diese Arten von Kompensatoren als Gelenkkompensatoren bezeichnet.

Der Kompensationsbereich eines Stahlkompensators besteht aus einem zylinderförmigen Balg, dessen Durchmesser sich bei der Kompensation wellenförmig ändert. Der aus einem dünnen Blech geformte Balg wird von beiden Seiten an Anschlussstellen in Form von Rohrelementen verschweißt, welche aus einem Rohr bestehen und gegebenenfalls noch mit einem Flansch ausgestattet werden. [65]

2.3. Austenitischer Stahl

Ein austenitisches Gefüge besteht aus einem kubisch-flächenzentrierten (kfz) Gitter [19] und ist charakterisiert durch eine niedrige Stapelfehlerenergie [72].

Eine Umwandlung eines kfz Austenitgitters in ein kubisch-raumzentriertes (krz) Martensit benötigt Scher- und Verformungsabläufe [5]. Die im kfz Austenitgitter gelösten Kohlenstoffatome werden nach einer Transformation in ein Martensitgitter zwangsge- löst, welche eine Verzerrung im krz Gefüge auslöst und dadurch eine hohe Härte im Martensit entstehen lässt [5]. Allerdings können nicht alle Lücken im Gefüge mit Kohlenstoffatomen gefüllt werden, was wiederum eine Martensitbildung erschwert [5]. Das führt zu einem stark verzerrten Gitter, einer hohen Festigkeit, hoher Härte und einer Abnahme der Verformungsmöglichkeit [5]. Die Abbildung 2.1 zeigt die Umwandlung eines kfz Gitters in ein krz Gitter. Zu diesem Zweck wird das Gitter in der z-Richtung gestaucht in den anderen Richtungen gedehnt [5].

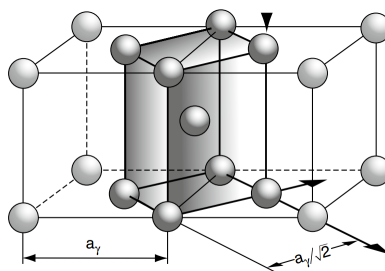


Abbildung 2.1.: Verwandlung eines kfz Gitters in ein krz Gitter, initiiert aus einer Verformung - entnommen aus Bargel [5]

Durch eine Wiedererwärmung wird eine Rückumwandlung zum Austenit induziert [5]. Die Gruppen von austenitischen rostfreien Stählen besitzen eine metastabile austenitische γ -Phase [19] und bei einer Verformung bildet diese initiiert α' -Martensitphasen [72]. Dies verursacht bei austenitischen Stählen eine Verbesserung der Kaltverformung, wobei bei einem Vorgang der Kaltumformung α' -Martensitphasen gebildet werden, indem es zur Lösung von Kohlenstoffatomen kommt [72]. Die Folge einer Martensitphasenbildung ist eine starke Verfestigungsneigung und eine hohe Festigkeitssteigerung von austenitischen Stählen [66].

Da sich der in dieser Arbeit betrachtete Temperaturbereich im kryogenen Bereich befindet, wird das Materialverhalten austenitischer Stähle, speziell der Stähle der Klasse AISI 300, in diesem Temperaturbereich betrachtet.

In einer Abhandlung von Park [61] wurden austenitische Stähle der Klasse AISI 300 auf ihr kryogenes Materialverhalten mithilfe von Zugversuchen untersucht und mit ihrem Materialverhalten bei Raumtemperatur verglichen. Zudem wurde die Auswirkung unterschiedlicher Dehnungsraten mit einbezogen.

Die Abbildung 2.2 zeigt das Spannungsdehnungsdiagramm von austenitischem Stahl. Die Kurven in Blau und Rot bilden einen typischen Verlauf für die Spannung über der Dehnung bei Raumtemperatur für Stahl ab. Nachdem die lineare elastische Grenze erreicht wurde, verhält sich von nun an das Material plastisch, weshalb auch von einer Kaltverfestigung oder auch Kaltumformung gesprochen wird. Die Folge einer Kaltumformung ist eine Erhöhung der Festigkeit des Werkstoffes.

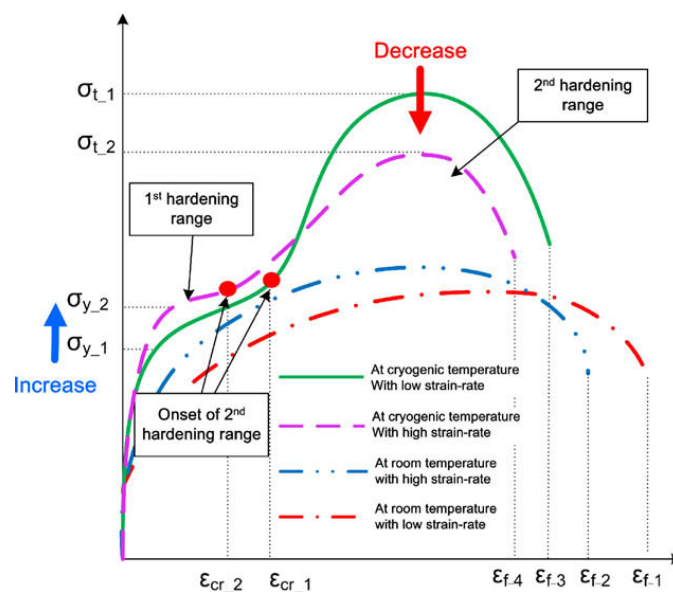


Abbildung 2.2.: Beispiel zum Materialverhalten von austenitischem Stahl im kryogenen Bereich, entnommen aus Park [61]

In kryogenen Temperaturbereichen, die entsprechenden Kurven sind in der Abbildung 2.2 Magenta und Grün dargestellt, entstehen zwei verschiedene Stufen der Kaltverfesti-

gung, was zu hohen Zugfestigkeiten führt. Bei Temperaturen um die 223 K (-50,15 °C) entstehen zwei Arten von nicht linearem Verhalten bei austenitischen Stählen. Durchgeführte Zugversuche bei Raumtemperatur und mit einer hohen Dehnungsrate erreichen einen Anstieg der Streckgrenze und Zugfestigkeit. Bei einer Durchführung in kryogenen Temperaturbereichen und einer hohen Dehnungsrate erhöht sich zwar die Streckgrenze, jedoch nimmt die Zugfestigkeit ab [61].

Dieses Verhalten kann laut Olson-Cohen [56] damit begründet werden, dass es durch eine injiziert adiabate Erwärmung zu einem internen thermischen Auftrieb kommt. Dieser wiederum leitet eine Senkung der chemischen Antriebskraft der $\gamma \rightarrow \alpha$ -Transformation ein, welche zur Folge hat, dass die Stapelfehlerenergie, die Kaltverfestigungsrate, die Zugfestigkeit und die Duktilität des Werkstoffes steigt. Des Weiteren wurde in der Abhandlung von Park [61] das Phänomen TRIP (TRansformation Induced Plasticity, deutsch: umwandlungsbewirkte Plastizität) beobachtet. Als TRIP-Effekt wird eine besondere Martensitbildung bezeichnet, die durch eine Umformung initiiert wird und nicht spannungsinduziert ist [38].

2.4. Methode der finiten Elemente

Bei der Methode der finiten Elemente (FEM) handelt es sich um ein Näherungsverfahren, welches bei physikalischen Problemstellungen Anwendung findet. Insbesondere wird die FEM bei Festkörperberechnungen angewendet [33].

Die FEM kann somit im Bereich der Mechanik angewendet werden, um Probleme numerisch zu lösen, die für einen analytischen Lösungsansatz, wie zum Beispiel der Balkentheorie, nicht geeignet sind [15]. Gründe dafür können zum Beispiel sein, dass die Geometrie eines Körpers zu komplex und eine Berechnung mit analytischen Verfahren somit zu aufwendig ist oder der analytische Ansatz eine nicht lineare Antwort beinhaltet, sodass das zu lösende System nicht zufriedenstellend berechnet und gelöst werden kann [15]. Dazu ist die Grundidee der FEM schwierige und komplexe Bereiche in einfachere Teilbereiche, in Form von Drei- und Vierecken in einem zweidimensionalen Raum, auch Elemente genannt, zu diskretisieren [55]. Zudem wird mit der FEM eine Gleichung mit einer finiten, also endlichen, Anzahl von Punkten angenommen, die die Knotenpunkte der Elemente darstellen. Mit der nun folgenden Zerlegung in Teilbereiche werden somit finite Lösungseinheiten mit simpleren Belastungsbedingungen erstellt [33]. Das hat zur Folge, dass die einzelnen Lösungseinheiten mithilfe der Anwendung partieller Differentialgleichungen auf einfache Weise gelöst und zu einer globalen Antwort des Problems zusammengesetzt werden können [33].

Um die FEM für die in dieser Arbeit beschriebene Problemstellung anwenden zu können wird das opensource FEM-Programm Code_Aster verwendet, das von der Entwicklungsabteilung der staatlichen französischen Elektrizitätsgesellschaft (EDF) entwickelt wurde und bereitgestellt wird. Indem Code_Aster auf der Programmiersprache Python basiert, kann der Programmiercode in beliebigen Texteditoren bearbeitet und gegebenenfalls für eine bessere Ansicht der Syntax gesorgt werden [3]. Zum Beispiel ist es möglich die Syntax hervorzuheben, indem ein leistungsstarker Texteditor, wie Notepad++

oder jEdit, verwendet wird. Dies vereinfacht beispielsweise die Implementierung von Schleifen in Python. Zur Anwendung kommt das Programmpaket Salome-Meca, welches neben Code_Aster auch zusätzlich notwendige Tools für das Pre- und Postprocessing beinhaltet [3]. Im Weiteren Verlauf wird in diesem Kapitel auf das Pre-Processing in Form der Diskretisierung und Randwerte, die für diese Arbeit relevant ist, eingegangen. Danach wird auf die Berechnung eingegangen, indem die verwendeten Materialgesetze und Simulationsmethoden beschrieben werden.

2.4.1. Diskretisierung

Die Diskretisierung beschreibt die Aufteilung eines Berechnungsobjekts oder -gebiets in kleine zu berechnende Teile [71]. Die Diskretisierung erfolgt grundsätzlich aus kontinuierlichen Daten und wird insbesondere bei der numerischen Mathematik angewendet [55].

In der FEM wird die Diskretisierung verwendet, um die in 2.4 erwähnten Elemente und Knotenpunkte zu definieren. Hierbei wird auch vom Meshing (Vernetzung) gesprochen, da das Erstellen dieser Elemente und Knotenpunkte zu einer Art Netz über dem Objekt führt [71]. Wichtige Begriffe bei der Diskretisierung sind in diesem Zusammenhang die Netzdichte, welche sich aus der Anzahl der Elemente und Knotenpunkte ergibt sowie der Netzqualität, welche sich aus unterschiedlichen Kriterien bestimmen lässt [15]. Eines dieser Kriterien kann zum Beispiel bei viereckigen Elementen die Parallelität der Seiten zueinander, das heißt die Abweichung der 4 Ecken von einem 2-D quadratischen Element, oder auch die Parallelität des Netzes darstellen [15].

Bei der Diskretisierung kann es beim Ergebnis durch die hieraus folgenden Näherungen zu Abweichungen kommen, was als Diskretisierungsfehler bezeichnet wird. Um den Diskretisierungsfehler möglichst klein zu halten, wird ein so dichtes Gitter wie möglich erstellt, welches die Berechnungszeit zulässt [15]. Da ein Seitenverhältnis von 0,5 nicht unterschritten werden sollte, wird auf die Verwendung von langen Elementen verzichtet [55].

Finite Elemente werden unterschieden in Phänomenen (Mechanik, Thermik und Akustik), Art der Modellierung (3D, Balken, Schallen und ähnlich) und Art der Vernetzung. Aus diesem Grund besitzt Code_Aster insgesamt so mehr als 500 verschiedene finite Elemente (Stand Juli 2004) [26].

In dieser Arbeit wird auf das Phänomen Mechanik und die Modellierungsart 3-D zurückgegriffen. Um den in der FEM notwendigen Arbeitsschritt der Vernetzung gehen zu können, also um die Diskretisierung zu beginnen, werden Volumenelemente benötigt.

Grundsätzlich werden in der Vernetzung lineare und quadratische Elemente unterschieden. Die Abbildung 2.3 stellt lineare und quadratische Gitter für die eindimensionale, zweidimensionale und dreidimensionale Elemente dar. Am Beispiel eines eindimensionalen Elements bedeutet das, dass ein lineares Element zwei Knotenpunkte enthält und ein quadratisches drei Knotenpunkte besitzt [53]. Ein wesentlicher Unterscheidungsmerkmal zwischen einer quadratischen Vernetzung zu einer linearen besteht darin, dass mit derselben Anzahl von Elementen eine höhere Knotenpunktzahl erzielt wird [15]. Das hat den Vorteil, dass eine höhere Genauigkeit in der Abbildung der Geometrie erreicht wird

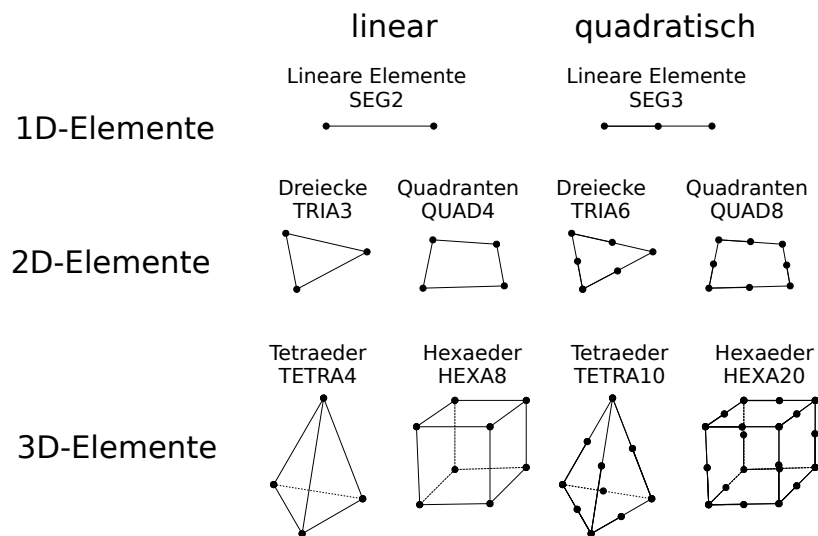


Abbildung 2.3.: Lineare und quadratische Gitterarten in 1D, 2D und 3D-Elementen - erstellt nach Nasdala [53]

ohne die Anzahl der Elemente zu erhöhen [55]. Jedoch führt eine erhöhte Genauigkeit in der Simulation zu einer steigenden Berechnungszeit, sodass im Einzelfall zu Gunsten der Berechnungszeit oder dem numerischen Aufwand entschieden werden muss [71].

In 2-D wird zwischen Dreiecken und Quadranten als Flächenelemente unterschieden. In dreidimensionalen Fällen finden die als Volumenelemente definierten Tetraeder und Hexaeder Anwendung. Der Nachteil eines linearen Tetraedergitters besteht darin, dass nur ein konstanter Spannungszustand im gesamten Element abbildbar ist und daher ist ein Tetraedergitter steifer als eins aus Hexaedern. Daraus folgt, dass bei der Verwendung von Tetraedern eine signifikant größere Anzahl an Elementen benötigt wird, um sich ähnlichen mit Hexaedern erzielten Ergebnissen anzunähern. Dennoch werden zur Diskretisierung häufig Tetraeder eingesetzt, weil sie eine einfachere Handhabung aufweisen. Dabei sollte beachtet werden, quadratische Tetraederelemente vorzuziehen oder es sollte ein sehr feines Gitter zur Anwendung kommen, um mögliche Fehler zu korrigieren. [71]

2.4.2. Dirichlet'sche Randbedingung

Die Grenzen eines diskretisierten Bereiches müssen anhand von Randbedingungen die physikalischen Prozesse beschreiben, welche für eine numerische Analyse nötig sind [55]. Eine Randbedingung wird grundsätzlich immer als ein nicht im System vorhandener, sondern ein in das System kommender äußerer Einfluss beschrieben [55]. Dabei soll die Realität so nah wie möglich durch Randbedingungen widerspiegelt werden [71]. Da es sich bei Randbedingungen auch um Systemgrößen wie die Spannung oder Dehnung

handeln kann, werden bei numerischen Analysen für die Beschreibung dieser Systemgrößen gewöhnliche oder partielle Differentialgleichungen verwendet [71]. Als Beispiel einer Randbedingung kann eine externe Kraft an einer Systemgrenze genannt werden [71]. Essenziell für Randbedingungen sind Anforderungen, die an Grenzen deklariert werden, die in den signifikanten Bereichen der Berechnung liegen [71]. Durch die Bestimmung eines so definierten Randwertes werden diese in die Differentialgleichung mit aufgenommen und es wird eine eindeutige Lösung des Randwertproblems erstellt. Dies bedeutet, dass unterschiedliche Randbedingungen, unterschiedliche Lösungen erzielen [55]. Im Prinzip beschreiben Randbedingungen ein grundlegendes Verhalten einer Struktur aus, die mit einer bestimmten Last beansprucht wurde [71].

In dieser Arbeit wird die Randwertbedingung von Dirichlet verwendet und im Folgenden wird darauf eingegangen. Die Dirichle'sche Randbedingung, oder auch Bedingung 1. Art genannt, definiert dabei den Raum oder vielmehr die Grenzen des Raumes [33]. Als Beispiel soll hier für eine Randbedingung die stationäre Wärmeleitungsgleichung genannt werden. Die Zu- beziehungsweise Abführung von Wärme über den Rand eines Objekts bedingt auch eine Temperaturänderung im Inneren dieses Objekts [22]. Hierbei ist es essenziell zu wissen, welche Temperatur am Rand vorhanden ist oder um welchen Wärmefluss es sich am Rand handelt.

Für eine mechanische Simulation definiert die Randbedingung nach Dirichlet die Freiheitsgrade des hierzu betrachtenden Prozesses, wobei konstante Verschiebungen an den Knotenpunkten deklariert werden. Für eine homogene Verschiebungsrandbedingung bedeutet dies, dass das System um Freiheitsgrade reduziert wird. Daher wird diese Form der Randbedingung auch Methode der Eliminierung genannt. Diesbezüglich werden die Bewegungsgleichungen, die gleich null sind, in den zugehörigen Zeilen und Spalten in der Systemmatrix eliminiert. Die Abbildung 2.4 zeigt ein Beispiel der Dirichlet'schen Randbedingungen.

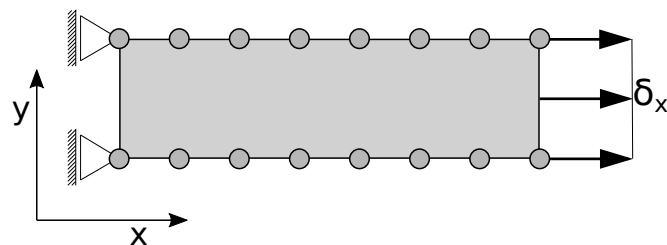


Abbildung 2.4.: Skizze eines Zugversuchs mit Dirichlet-Randbedingungen - erstellt nach Okereke [55]

Dabei wird ein Zugversuch mit den zugehörigen Freiheitsgraden illustriert. An der hinteren Kante ist die Bewegung in x-Richtung $u_x = 0$ eingeschränkt und die Vorderkante besitzt eine feste Verschiebung von δ_x . [55]

2.4.3. Thermische Deformation

Grundsätzlich kann Spannung als eine Kraft, die auf eine Fläche wirkt, angenommen werden. Wenn ein Temperaturunterschied im Material eine Spannung verursacht, gilt diese als thermische Spannung [6]. Dabei ist diese Spannung streng genommen eine mechanische Spannung, da sie durch Kräfte verursacht wird, die im Bauteil wirken, wenn sich Bereiche ausdehnen beziehungsweise zusammenziehen möchten, dies allerdings aufgrund von, zum Beispiel, einer Einspannung nicht möglich ist [6].

Die Dehnung wird hingegen als Verformung pro definierter Länge betrachtet. Falls eine Dehnung durch eine Temperaturänderung geschieht, wird die Dehnung als eine Funktion von Spannung und Temperatur betrachtet [6].

$$\varepsilon = \varepsilon(\sigma, T). \quad (2.1)$$

Die folgende Gleichung drückt die Dehnungsänderung aus:

$$d\varepsilon = \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \sigma} \right) d\sigma + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T} \right) dT. \quad (2.2)$$

Der erste Term der Gleichung bezieht sich auf das Elastizitätsmodul (auch E-Modul genannt). Für Materialien mit Spannungen, die die Elastizitätsgrenze nicht erreicht haben, folgt der Ausdruck:

$$E = \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon} \right) = \frac{\sigma}{\varepsilon_m}, \quad (2.3)$$

wobei die mechanische Dehnung mit dem Ausdruck ε_m dargestellt wird [6].

Der zweite Term der Gleichung in 2.2 drückt den thermischen Zusammenhang aus. Die thermische Verbindung wird mit dem linearen Ausdehnungskoeffizient hergestellt. Der Ausdehnungskoeffizient ist ein Materialparameter, der definiert ist als Längenänderung pro Einheitsänderung der Temperatur, wobei keine Spannungsänderung im Material auftritt. Der mathematische Ausdruck des thermischen Ausdehnungskoeffizienten lautet somit [6]:

$$\alpha = \frac{1}{L} \left(\frac{\partial L}{\partial T} \right) = \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T} \right). \quad (2.4)$$

Daher werden die thermische Gleichung in 2.4 und die mechanische Gleichung in 2.3 in die differentielle Dehnung in 2.2 eingesetzt, woraus die folgende Gleichung resultiert [6]:

$$d\varepsilon = \frac{d\sigma}{E} + \alpha dT. \quad (2.5)$$

Mit der Lösung der Differentialgleichung wird die Lösung für die Dehnung erstellt, die wie folgt beschrieben wird [6]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \int_{T_0}^T \alpha dT = \frac{\sigma}{E} + [e_t(T) - e_t(T_0)]. \quad (2.6)$$

Die Variable e_t beschreibt den thermischen Dehnungsparameter, welcher entsteht, wenn der allgemeine Ausdehnungskoeffizient über die Temperatur integriert wird [6]:

$$e_t(T) = \int_0^T \alpha dT. \quad (2.7)$$

In dieser Gleichung wird T in der Einheit Kelvin angegeben. Zudem wird dieser Parameter in Bereichen verwendet, im Speziellen in kryogenen Temperaturbereichen, in denen der Ausdehnungskoeffizient nicht als konstant angenommen werden darf, da es sonst zu größeren Abweichungen in der Dehnung kommen könnte. Der mittlere thermische Ausdehnungskoeffizient wird mit der folgenden Gleichung ausgedrückt [6]:

$$\alpha_m = \frac{e_t(T_2) - e_t(T_1)}{T_2 - T_1} . \quad (2.8)$$

Nach der konstanten Annäherung des mittleren thermischen Ausdehnungskoeffizienten folgt die Gleichung [6]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha \Delta T , \quad (2.9)$$

wobei die Differenz der Temperatur mit dem Ausdruck $\Delta T = T - T_{ref}$ angegeben ist. Zudem drückt der rechte Term die mechanische Dehnung und der linke Term den thermischen Anteil aus [6].

Bei thermisch-mechanischen Berechnungen wird für die thermische Deformation das folgende Materialgesetz in Code_Aster benutzt:

$$\varepsilon_{th}(T) = \alpha_m(T) (T - T_{ref}) . \quad (2.10)$$

Dafür wird in Code_Aster eine Referenztemperatur T_{ref} bestimmt, von der aus die Berechnung der Dehnung, anhand von daraus folgenden Temperaturwertschritten, erfolgt. Außerdem wird für die Berechnung der thermischen Dehnung der Ausdehnungskoeffizient benötigt, welcher als Konstante oder als Variable der Temperatur angegeben wird. In Abbildung 2.5 wird ein Diagramm für die Berechnung der thermischen Dehnung abgebildet.

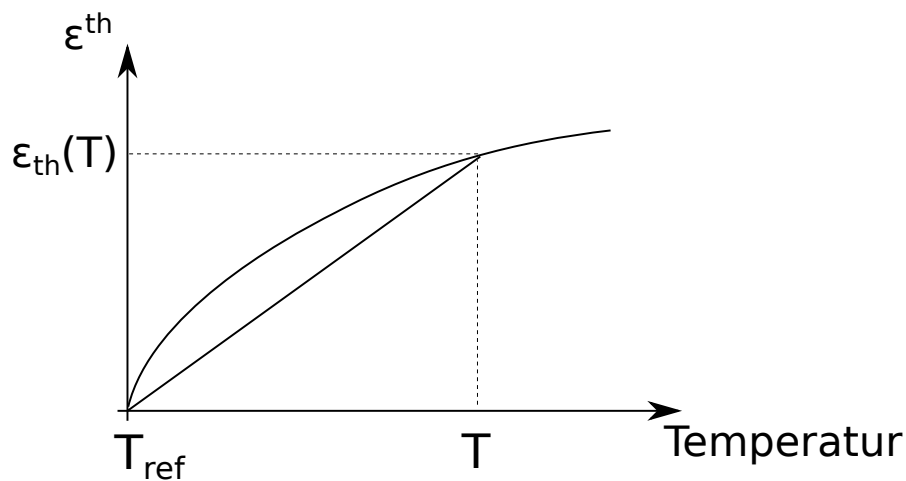


Abbildung 2.5.: Diagramm einer thermischen Dehnung als Funktion der Temperatur - erstellt nach EDF [25]

Mit dem Ausdruck Temperatur T_{ref} wird die Anfangstemperatur, oder auch Referenztemperatur, mit einer thermischen Dehnung von null beschrieben. Diese Temperatur stellt meistens die Raumtemperatur dar und besitzt einen Wert von ca. 20 °C. Bei einer Temperatur von T ungleich der Referenztemperatur wird eine thermische Dehnung $\varepsilon_{th}(T)$ linear berechnet [25, 6].

2.4.4. Hooke'sches Stoffgesetz

Das Hooke'sche Gesetz, nach Robert Hooke, beschreibt das linear elastische Verhalten von Festkörpern, welches typisch für Metalle, und somit für Stähle, ist [71]. Das bedeutet, dass der ursprüngliche Zustand des Körpers nach der erfolgten Belastung wieder erreicht wird - im Gegensatz zur plastischen Verformung, in der der Körper um den Teil der plastischen Verformung irreversibel bleibt [71]. Die dabei entscheidende Größe ist die Spannung.

Mit der folgenden Gleichung wird die Beziehung der Spannung und Dehnung beschrieben und lautet [71]:

$$\sigma = \mathbf{C}_{\text{Hooke}} \cdot \varepsilon. \quad (2.11)$$

Dabei ist $\mathbf{C}_{\text{Hooke}}$ die Steifigkeitsmatrix mit den Matrixelementen $C_{Hooke\ ij}$. Für ein isotropes Materialverhalten lautet die Matrix und die Beziehung in der Matrixschreibweise wie folgt [71, 15]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{Hooke\ 11} & C_{Hooke\ 12} & C_{Hooke\ 12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{Hooke\ 21} & C_{Hooke\ 11} & C_{Hooke\ 12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{Hooke\ 21} & C_{Hooke\ 21} & C_{Hooke\ 11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{Hooke\ 44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{Hooke\ 44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{Hooke\ 44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

, wobei

$$C_{Hooke\ 11} = 2G + \lambda, \quad C_{Hooke\ 12} = C_{Hooke\ 21} = \lambda, \quad C_{Hooke\ 44} = G \quad (2.13)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}, \quad \lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}. \quad (2.14)$$

Dabei ist E der Elastizitätsmodul, G der Schubmodul und ν gibt die Poissonzahl an [15].

2.4.5. Newton-Raphson-Verfahren

Das Newton-Raphson-Verfahren ist ein iteratives Verfahren, um ein nicht lineares Gleichungssystem der Form $g(x^*) = 0$ zu lösen [53, 71].

Das Verfahren basiert auf der Taylorreihenentwicklung, welches an der Entwicklungsstelle x^0 und in einem Gebiet $u = x - x^0$ angewandt wird. Die Taylorreihe wird bis zum ersten Grad entwickelt und mit folgender Gleichung beschrieben [71]:

$$g(x) = g(x^0 + u) \cong g(x^0) + \left. \frac{\partial g}{\partial x} \right|_{x^0} (x - x^0) + \dots \quad (2.15)$$

Daraus ergibt sich die approximative Lösung des Nullstellenproblems. Zudem lässt sich diese Gleichung als Tangentengleichung und somit als Steigung an der Stelle x^0 interpretieren.

Indem die Gleichung nach x umgestellt wird, wird eine Approximation für die Nullstelle der Funktion $g(x)$ durchgeführt. Falls der Näherungswert die Nullstelle nicht genügend genau abbildet, so kann dieser Schritt mehrmals wiederholt werden, indem die eben errechnete Nullstelle als erneuter Startpunkt der Taylorreihenentwicklung dient. Für verschiedene Iterationsschritte folgt die Gleichung für die approximierten Nullstellenfindung:

$$x^{n+1} = x^n - \frac{g(x^n)}{\left. \frac{\partial g}{\partial x} \right|_{x^n}} \quad (2.16)$$

Dieses Verfahren kann auf jede Größe von n nicht linearen Funktionen ausgedehnt werden. Diese Funktion ist mit einem Vektor $g(x)$ kombiniert, wobei die jeweiligen Nullstellen bestimmt werden sollen. Dabei besitzt die Funktion eine nicht lineare Abhängigkeit zu den Parametern, die im Vektor \mathbf{x} enthalten sind. Eine Verknüpfung der Funktionen ist anzunehmen, um eine einheitliche Lösung zu erhalten. Für das Vektorfeld \mathbf{g} wird an der Stelle \mathbf{x}^k die Taylorreihenentwicklung angewandt. Daraus ergibt sich die Gleichung:

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}^{(n+1)}) = \mathbf{g}(\mathbf{x}^{(n)}) + \left. \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}^{(n)}} (\mathbf{x}^{(n+1)} - \mathbf{x}^{(n)}) = \mathbf{0} \quad (2.17)$$

Die Gleichung verändert sich nur in der Dimension, die jetzt mit Vektoren abgebildet wird. Der Term $\left. \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}^{(n)}}$ wird durch den Gradienten zu einer Jacobimatrix mit konstanten Parametern. Durch die Taylorreihenentwicklung bis zum ersten Grad wird eine Linearisierung des Gleichungssystems erreicht, da die Unbekannte \mathbf{x}^{n+1} nur die Potenz eins besitzt. Somit kann die Gleichung an der Stelle \mathbf{x}^n mit einem/diesem linearen Gleichungslöser ausgewertet werden.

Angewandt auf die FEM ergibt sich die Gleichung:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (2.18)$$

wobei \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix ist, die durch das Newtonverfahren linearisiert wurde. Der Vektor \mathbf{f} bildet die Kraft an den Randbedingungen ab und der Vektor \mathbf{u} ist die unbekannte Verschiebung, die berechnet werden soll.

2.4.6. Direkter Gleichungslöser MUMPS

Die in dieser Arbeit linearisierten Gleichungssysteme werden mit dem Programm MUMPS (MULTifrontal Massively Parallel Solver) gelöst, welches im Rahmen des im Juni 1999 beendeten europäischen PARASOL-Projekts entwickelt wurde, wobei die Funktionalität von MUMPS im Laufe der Jahre weiter verbessert und erweitert wurde [57]. MUMPS

ist ein direkter und paralleler Gleichungslöser, in dessen Code die MultiFrontal-Methode implementiert und in Fortran 70 programmiert wurde [57]. Grundlegend basiert die MultiFrontal-Methode auf dem Gaußschen Eliminationsalgorithmus [57].

Der folgende Abschnitt behandelt die MultiFrontal-Methode, welche nach Padua [57] beschrieben wird. Die MultiFrontal-Methode ist ein direktes Verfahren zum Lösen von linearen Gleichungssystemen der Form $\mathbf{Ax} = \mathbf{b}$, wobei \mathbf{A} eine dünnbesetzte Matrix und \mathbf{x} sowie \mathbf{b} Vektoren darstellen. Für die FEM wird die Form

$$\mathbf{Ku} = \mathbf{f} \quad (2.19)$$

verwendet, wobei mit \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix angegeben wird, \mathbf{u} der zu lösende Vektor ist und \mathbf{f} die Randbedingungen abbildet.

Die Grundidee zum Lösen des Gleichungssystems besteht darin, die Matrix \mathbf{K} zu faktorisieren, das heißt, die Matrix in ein Produkt von speziellen Matrizen aufzuspalten, wie zum Beispiel in Diagonal- oder Dreiecksmatrizen. Dieses Vorgehen ermöglicht ein eindeutiges, lineares Gleichungssystem in eine Stufenform umzuwandeln, wodurch das Gleichungssystem sukzessiv gelöst werden kann.

Die vorherige Gleichung wird in die folgende Gleichung zerlegt:

$$\mathbf{PKQ} = \mathbf{LU} . \quad (2.20)$$

Die Permutationsmatrizen sind mit \mathbf{P} und \mathbf{Q} abgebildet. Die Matrix \mathbf{L} ist in dieser Gleichung eine untere Dreiecksmatrix und \mathbf{U} eine obere Dreiecksmatrix. Mit dem Schritt des Vorwärtseinsetzens, das heißt, dass das Gleichungssystem von vorne aufgelöst wird, wird der folgende Ausdruck erstellt:

$$\mathbf{Ly} = \mathbf{Pf} . \quad (2.21)$$

Eine Rückwärtssubstitution leitet den nächsten Schritt ein:

$$\mathbf{UQ}^T \mathbf{u} = \mathbf{y} . \quad (2.22)$$

Bei einer symmetrischen Matrix \mathbf{K} sieht die Faktorisierung wie folgt aus:

$$\mathbf{PKP}^T = \mathbf{LDL}^T , \quad (2.23)$$

wobei die Matrix \mathbf{D} eine Blockdiagonalmatrix ist, deren Blöcke der Ordnung 1 oder 2 an der Diagonalen entsprechen. Eine Ordnung von 2 wird verwendet, um eine stabile Faktorisierung von symmetrischen und unbestimmten Matrizen zu erhalten. Bei der Annahme eines positiven definiten Zustands kann die Choleskyfaktorisierung angewendet werden:

$$\mathbf{PKP}^T = \mathbf{L}_1 \mathbf{L}_1^T , \quad (2.24)$$

wobei die diagonalen Einträge \mathbf{L}_1 die Quadratwurzeln des Inputs in \mathbf{D} sein müssen. Allerdings wird eine Anwendung der Choleskyfaktorisierung vermieden, auch wenn ein positiver definiten Zustand vorliegt. Der Grund dafür ist die Tatsache, dass sich die

Verwendung von Quadratwurzeln als ungünstig erweist, wenn die Matrix annähernd unbestimmt ist [57].

Eine Anwendung der MultiFrontal-Methode ist die Matrixfaktorisierung, die das Produkt einer orthogonalen und oberen Dreiecksmatrix annimmt [57].

Ein frontaler Gleichungslöser wird auch in der FEM verwendet, um lineare Gleichungssysteme zu lösen. In der Anwendung wird eine Matrixzerlegung an Elementarmatrizen, wie zum Beispiel eine LU-Zerlegung, durchgeführt. Dieser Schritt beinhaltet, dass die Gleichungen der Matrix auf eine Teilmenge der Elemente eliminiert werden. Ein Front ist ebendiese Teilmenge und trennt das System von dem bereits faktorisierten Bereich und dem noch zu bearbeitenden Teil. Somit wird die Matrix nur teilweise im Front dargestellt. Der reduzierte Speicherbedarf ist darauf gegründet, dass sich nichts anderes als der aktuelle Front im Speicher befindet und die Faktoren der Zerlegung in Dateien erfasst sind. [1]

Die MultiFrontal-Methode kann als eine Weiterentwicklung der Frontal-Methode betrachtet werden, da der allgemeine Vorteil der MultiFrontal-Methode im Gegensatz zur Frontal-Methode darin besteht, ein paralleles Rechnen zu ermöglichen, was wiederum bedeutet, dass die sogenannten Fronts auf unterschiedliche Prozessoren verteilt werden können [57]. Um eine dünnbesetzte lineare Matrix, die aus einer FEM Aufgabe formuliert wurde, zu lösen, wurde die Frontal-Methode entwickelt. Diese Art der Aufgabenstellung wird mit der folgenden linearen Gleichung der Systemmatrix beschrieben [57]:

$$\mathbf{A} = \sum_{\ell} \mathbf{A}^{\ell} . \quad (2.25)$$

In der Matrix \mathbf{A}^{ℓ} sind lediglich die Elemente abweichend von null, dessen Zeilen und Spalten mit der Variable ℓ verbunden sind. Dabei werden die Zeilen und Spalten der Matrizen A^{ℓ} durch die dazugehörigen Zeilen und Spalten der Matrix A indiziert und als schmale und voll besetzte Matrizen abgespeichert. Die Gleichung 2.25 wird als Baugruppe bezeichnet und deren elementare Summen werden wie folgt beschrieben [57]:

$$a_{ij} = a_{ij} + a_{ij}^{[\ell]} . \quad (2.26)$$

Der Eintrag der Matrix a_{ij} wird als vollständig summiert, oder auch als vollständig zusammengebaut, betrachtet, wenn die Gleichung 2.26 komplett angewandt wurde. Zudem gilt eine Variable als vollständig zusammengesetzt, wenn alle Einträge in jeder Zeile und Spalte vollständig summiert sind. Der Gaußsche Eliminationsschritt wird mit folgender Gleichung beschrieben [57]:

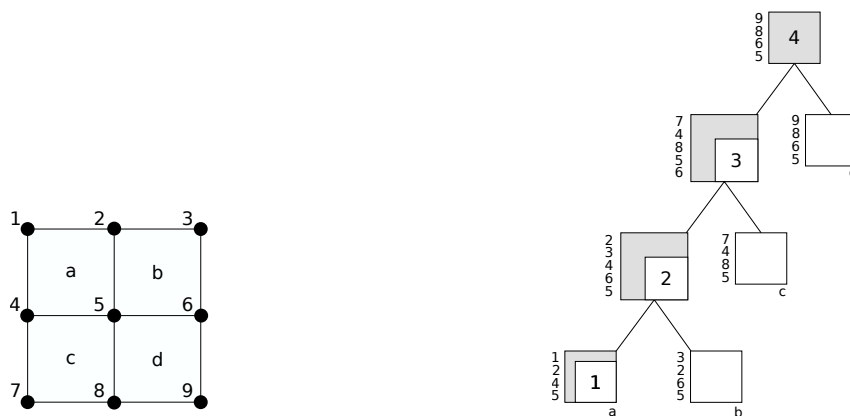
$$a_{ij} = a_{ij} - \frac{a_{ik}a_{kj}}{a_{kk}} . \quad (2.27)$$

Verwendung findet diese, wenn die Variable k vollständig aufgebaut wurde. Das Vorgehen der Frontal-Methode erfolgt in mehreren aufeinander folgenden Schritten. Dabei wird bei jedem Schritt ein weiteres Element in Form einer voll besetzten und vollständig summierten Matrix zusammengebaut, die sogenannte frontale Matrix, wobei auch Variablen eliminiert werden. Auf diese Weise wird die Matrix faktorisiert. Dieses Vorgehen

ist vorteilhaft, da aufgrund der etappenweisen Lösung des Gleichungssystems eine geringe Speicherkapazität benötigt und infolgedessen der Speicher nur mit einem Teil der Gleichungsmatrix belegt wird. [71]

Zudem kann die Stabilität verbessert werden, indem ein Einsatz von Pivot-Techniken favorisiert wird. Im Gegensatz zur Frontal-Methode kann die MultiFrontal-Methode Operationen parallel durchführen. Das bedeutet, dass mehrere Fronts von unterschiedlichen Elementen gleichzeitig berechnet werden. Die Variablen der Matrix werden in verschiedene Unterbereiche, die wiederum unterschiedliche Elementbereiche wiedergeben, aufgeteilt. Zudem werden sie unabhängig voneinander, bei einer möglichen Eliminierung von Variablen, zusammengesetzt, sodass sich die Menge der vollständig zusammengesetzten Variablen in einem Front nicht mit anderen aktiven zusammengesetzten Variablen eines anderen Fronts überschneidet. [57]

Die Abbildung 2.6a zeigt ein Gitter mit vier gleichmäßigen finiten Elementen, die mit a,b,c,d sortiert sind. Die Elemente sind mit den Berechnungspunkten von 1 bis 9 nummeriert. Für diese Aufgabe zeigt die Abbildung 2.6b den Zusammenbau- und Eliminierungsprozess für die Frontal-Methode. Dabei wird der erste Front mit dem Element a gebildet und mit den entsprechenden Knotenpunkten 1, 2, 4 und 5. Für den nächsten Front wird der erste Front mit dem nächsten Element b gebildet. Im zweiten Front wurden alle Variablen, die den Knotenpunkt 1 wiedergeben, eliminiert. [57]



(a) Gittermodell mit vier regelmäßigen Elementen (b) Der Zusammenbau- und Eliminierungsprozess in der Frontal-Methode

Abbildung 2.6.: Finite-Elemente Problem mit zugehörigen assembly tree - erstellt nach Padua [57]

Die Teilmatrix A^ℓ , die einem Element ℓ entspricht, kann vollständig zusammengebaute Variablen enthalten, obwohl die Summe in Gleichung 2.25 nicht komplett addiert wurde. Das liegt daran, dass eine Variable ausschließlich in einem Element vorhanden ist. [57]

Die MultiFrontal-Methode wird anhand einer Baumstruktur, die als **assembly tree** bezeichnet wird, aufgezeigt und geführt, deren Abzweigungen die Art und Weise, wie die Elemente in Beziehung zu den Fronts stehen, darstellen. Das Beispiel in der Abbildung 2.6b zeigt den assembly tree für die folgende Klammerung [57]:

$$\left(\left(\left(A^{[a]} + A^{[b]}\right) + A^{[c]}\right) + A^{[d]}\right). \quad (2.28)$$

Die komplett aufgebauten Variablen werden im grauen Bereich dargestellt. Dabei ist diese MultiFrontal-Methode flexibel, das bedeutet, es können verschiedene Lösungen eines Baumes festgestellt und ein Weg verwendet werden, der den Speicherbedarf und die Ausführungszeit optimiert. Die Abbildung 2.7 zeigt die Anwendung von frontalen Matrizen, die parallel auf Prozessoren aufgeteilt werden können. Der Speicherbedarf und die Ausführungszeit sind mit dem assembly tree, der in der MultiFrontal-Methode möglich ist, optimiert im Vergleich zum assembly tree, der in der Frontal-Methode gebildet wird (siehe Abbildung 2.6b). Die folgende Klammerung repräsentiert die Anwendung der jeweiligen Teilmatrizen für die Abbildung 2.7 [57]:

$$\left(\left(A^{[a]} + A^{[b]}\right) + \left(A^{[c]} + A^{[d]}\right)\right). \quad (2.29)$$

Da in der Lösungsstufe nur Teile der Faktoren der dünnbesetzten Matrix benötigt werden, kommt es unter Zuhilfenahme von MUMPS zu einer Erhöhung der Berechnungsleistung [57].

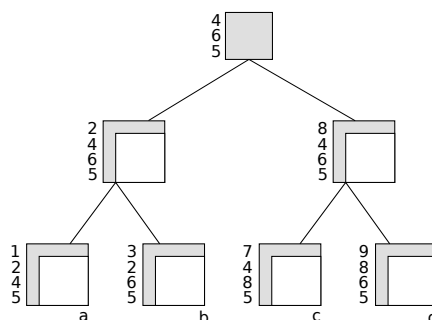


Abbildung 2.7.: Beispiel eines assembly tree für die MultiFrontal-Methode - erstellt nach Padua [57]

Generell können drei Lösungsphasen bei direkten Methoden beschrieben werden. Die erste Phase beschäftigt sich mit dem Analysieren, also aus einem Vorverarbeitungsprozess. Es werden Pivot-Operationen und ein Eliminierungsprozess angewendet, die dazu gedacht sind, die Größe und Faktoren der Frontmatrizen zu bestimmen. Die zweite Phase beschäftigt sich mit der numerischen Faktorisierung. In diesem Schritt wird die aktuelle Frontmatrix abgespeichert. Bei der Faktorisierung wird der assembly tree und Eliminierungsbaum durchgelaufen, wodurch der Speicherbedarf zunimmt. Während der Bildung und Zusammensetzung einer Frontmatrix werden Variablen eliminiert. Berechnete Faktoren der frontalen Matrizen werden in einen Sekundärspeicher verschoben und werden erst in der Lösungsphase abgerufen. Dabei beeinflusst die Reihenfolge, die durch die Klammerung festgelegt ist, wie der Baum durchlaufen wird und das hat wiederum Auswirkung auf die Auslastung des Arbeitsspeichers. Die letzte Phase ist für das eigentliche Lösen des Gleichungssystems zuständig. Dabei werden Vorwärts- und Rückwärtssubstitutionen am Baum verwendet. An jedem Knoten wird dessen Lösung berechnet, die abhängig von den vollständig aufgebauten Variablen ist. [57]

2.5. Wöhlerkurve

Die Wöhlerkurve dient als Instrument zur Berechnung der Betriebsfestigkeit oder Dauerfestigkeit. Nach Läßle [48] werden im Wöhlerversuch Werkstoffe, Geometrien oder Bauteile mit einer meist sinusförmigen Beanspruchung belastet bis ein Ermüdungsbruch eintritt. Bei jedem Versuch sind Mittelspannung σ_m und Spannungsamplitude σ_a konstant. Die Erstellung der Wöhlerkurve, oder auch Wöhlerdiagramm genannt, geschieht mit der Durchführung mehrerer Ermüdungsversuche. Dazu werden die Ergebnisse mit der jeweiligen Spannungsamplitude und Lastenspielzahl (Lastwechsel bis zum Bruch) in einem Diagramm aufgetragen. Diese Erkenntnis wurde von August Wöhler entwickelt, als Reaktion auf Zugunfälle, die Materialversagen als Ursache hatten. Die Abbildung 2.8 zeigt ein Wöhlerdiagramm mit einer mittleren Spannung $\sigma_m = 0$, das bedeutet, dass die Proben einer gleichmäßigen Zug- und Druckbelastung unterworfen waren. Meistens wird

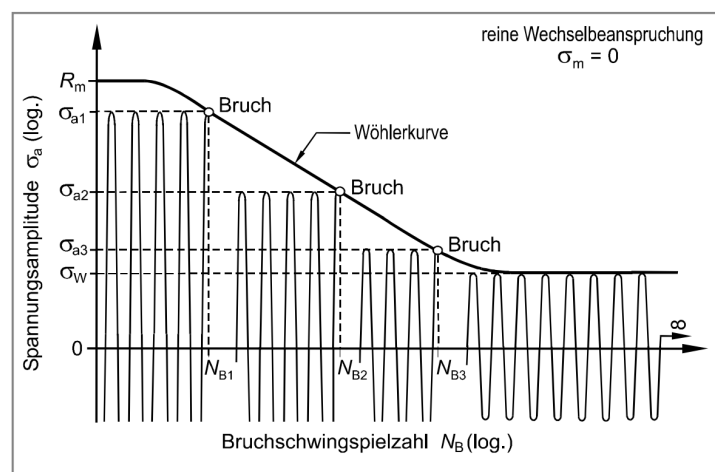


Abbildung 2.8.: Wöhlerkurve mit Mittelspannung $\sigma_m = 0$ - entnommen aus Läßle [48]

die Spannungsamplitude und Lastenspielzahl logarithmisch ins Diagramm aufgetragen, mit der Begründung, dass sonst keine sinnvolle Auftragung der Messwerte möglich ist.

Statistisch gesehen sind vier Lastniveaus für eine Wöhlerkurve ausreichend, die mit mindestens fünf Proben untersucht wurden. Falls eine große Streuung bei den Versuchen auftritt oder auch erwartet wird, müssen deutlich mehr Versuche durchgeführt werden.

Gemäß der Betriebsbedingungen wird die Belastungsart, also zum Beispiel Druck, Zug und Torsion, für den Wöhlerversuch bestimmt. Gegebenenfalls muss noch die Umgebungsbedingung, zum Beispiel der Temperaturwechsel, mit eingebunden werden, um den Wöhlerversuch für die Betriebsbedingung abzubilden.

Wöhlerkurven sind nur unter Bedingungen zu berücksichtigen, unter denen sie belastet wurden. Die Abbildung 2.9 zeigt ein Wöhlerdiagramm mit einer konstanten Mittelspannung ($\sigma_m = konst.$). In der Abbildung sind drei Wöhlerversuche abgebildet, mit verschiedenen Spannungsamplituden und Bruchschwingspielzahlen. Jedoch lässt sich beim Versuch mit der Spannungsamplitude σ_{a3} erkennen, dass es hier zu keinem Bruch der Probe

kommt und so eine Dauerfestigkeit an der Wöhlerkurve im Diagramm erreicht. Diese Abbildung zeigt zudem die Übertragung vom Wöhlerversuch zum Wöhlerdiagramm. Ein

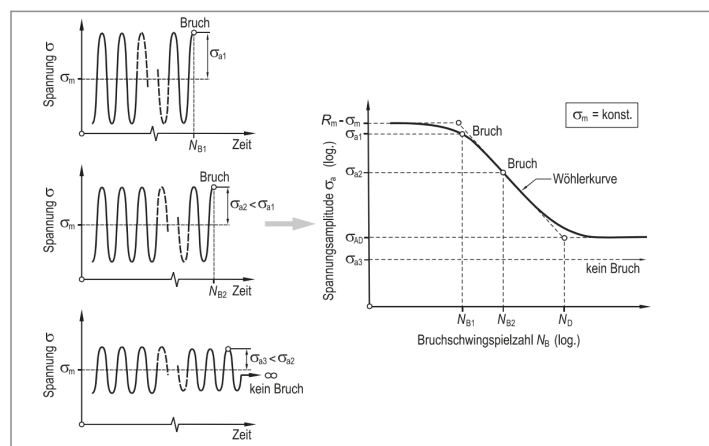


Abbildung 2.9.: Wöhlerkurve mit Mittelspannung $\sigma_m = konst.$ - entnommen aus Läßple [48]

Wöhlerversuch gilt allgemein als abgeschlossen, wenn sich ein Riss oder ein Bruch in der Probe ereignet. Risse sind als Versagenskriterium aus Sicherheitsgründen zu bevorzugen, nichtsdestotrotz werden dennoch Brüche als Kriterium herangezogen, da sie bei einer Versuchsdurchführung einfacher aufgenommen werden können.

An der Wöhlerkurve können verschiedene Bereiche abgelesen werden. In der Abbildung 2.10 ist eine Wöhlerkurve mit einer konstanten Mittelspannung σ_m abgebildet und es sind die Bereiche von Zeitfestigkeit, Kurzzeitfestigkeit und Dauerfestigkeit eingezeichnet. Die Kurzzeitfestigkeit oder auch quasi-statische Festigkeit ist das Gebiet, in dem ein Werkstoff oder Bauteil mit hohen Spannungsamplituden belastet wird und nur mit geringen Bruchschwingspielzahlen von 100 bis 10000 belastet werden kann bis ein Bruch eintritt. Falls die Oberspannung σ_o den Wert der Zugfestigkeit erreicht, wird ein Bruch erwartet. Dieser Bereich wird mit der Zugfestigkeit R_m festgelegt (siehe Abbildung 2.9). In diesem Gebiet wird die Wöhlerkurve mit der folgenden Gleichung dargestellt:

$$\sigma_{Amax} = R_m \cdot \frac{1 - \delta R}{2}. \quad (2.30)$$

Dabei ist die Amplitude σ_{Amax} die maximale Spannung, die zum Bruch führt. Der Wert δR gibt das Spannungsverhältnis von Unter- und Oberspannung an.

Die Zeitfestigkeit ist der Bereich unter der Kurzzeitfestigkeit und oberhalb der Dauerfestigkeit. Bei fallender Beanspruchung steigt die Lastenspielfzahl an, also tritt der Bruch weit später auf. Die Wöhlerkurve kann in diesem Bereich mit einer Geraden angenähert werden. Für ein doppeltlogarithmisches Wöhlerdiagramm wird diese Gleichung erstellt:

$$\lg \sigma_A = -\frac{1}{m} \cdot \lg N + \lg C. \quad (2.31)$$

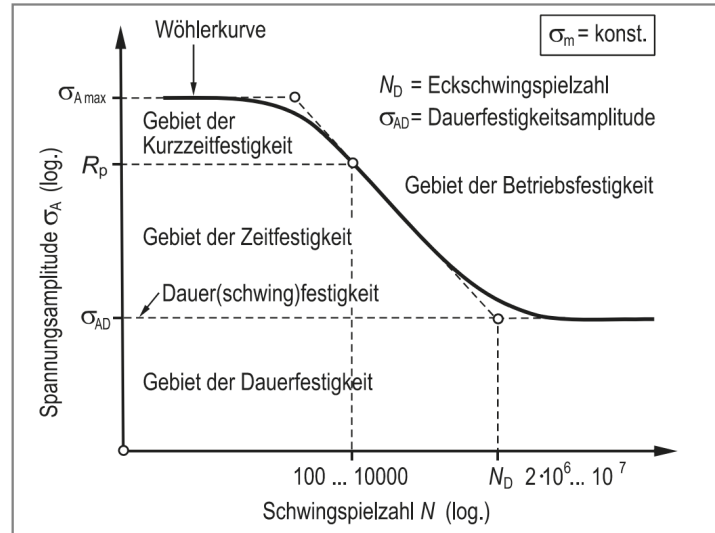


Abbildung 2.10.: Wöhlerkurve mit Mittelspannung $\sigma_m = konst.$ - entnommen aus Lämpfle [48]

Dabei ist a der Neigungsexponent und C eine Konstante. Mit dem Einsetzen eines Punktes P1 (σ_{A1}/N_1) in die letzte Gleichung und nach $\lg C$ umgestellt folgt der Ausdruck:

$$\lg \left(\frac{\sigma_{A1}}{N_1^{-\frac{1}{m}}} \right) = \lg C . \quad (2.32)$$

Die Gleichung 2.32 wird in die Gleichung 2.31 eingesetzt. Durch Umformen entsteht der folgende Ausdruck:

$$\lg \left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{A1}} \right) = \lg \left(\frac{N^{-\frac{1}{m}}}{N_1^{-\frac{1}{m}}} \right) . \quad (2.33)$$

Somit folgt die Spannungsamplitude für die Zeitfestigkeit mit der Gleichung:

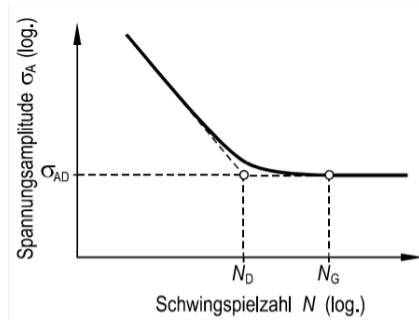
$$\sigma_A = \sigma_{A1} \cdot \left(\frac{N}{N_1} \right)^{-\frac{1}{m}} . \quad (2.34)$$

Der Neigungsexponent a wird mit zwei bekannten Punkten im Gebiet der Zeitfestigkeit ermittelt. Die Gleichung 2.33 wird dazu umgestellt und es folgt der Ausdruck:

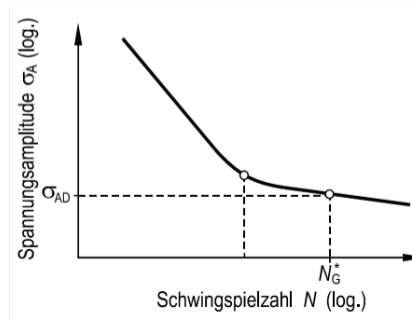
$$a = - \frac{\lg \left(\frac{N_1}{N_2} \right)}{\lg \left(\frac{\sigma_{A1}}{\sigma_{A2}} \right)} . \quad (2.35)$$

Das Gebiet der Dauerfestigkeit wird mit weiter fallender Beanspruchung, somit auch mit sinkender Spannungsamplitude, erreicht. Die Abbildung 2.11 stellt zwei verschiedene Typen der Dauerfestigkeit dar. Die erste Kurve in der Abbildung zeigt eine ausgeprägte

Dauerfestigkeit. Das bedeutet, wenn eine kleine Spannungsamplitude von σ_{AD} erreicht wird, verläuft die Wöhlerkurve parallel zur Lastspielzahl (Vergleich Abbildung 2.11a). Zudem wird die Wöhlerkurve in diesem Bereich mit $\sigma_{AD} = \text{konstant}$ ausgedrückt.



(a) Dauerfestigkeit ausgeprägt



(b) Dauerfestigkeit ohne ausgeprägt

Abbildung 2.11.: Wöhlerkurve im Bereich der Dauerfestigkeit - entnommen aus Läßle [48]

Das heißt wiederum, dass beliebig viele Wiederholungen dieser Amplitude getätigt werden können, wenn beim Versuch eine Belastung von σ_{AD} erreicht wurde und es hierbei zu keinem Bruch in der Probe kam. Dieses Phänomen ereignet sich insbesondere bei ferritisch-perlitischen Stählen und Titanlegierungen. Die in der Abbildung 2.11b gezeigte Kurve illustriert die Wöhlerkurve ohne ausgeprägte Dauerfestigkeit. Dies hat zur Folge, dass die Spannungsamplitude nach Erreichen von σ_{AD} weiter fällt und sich somit kein paralleler Verlauf der Wöhlerkurve mit der Lastspielzahl ergibt. Daraus lässt sich ableiten, dass die Lastspielzahl bis zum Bruch in Abhängigkeit zur Spannungsamplitude steht.

3. Methodisches Vorgehen

In diesem Kapitel wird die Herangehensweise zur Beantwortung der Forschungsfrage beschrieben. Die Beschreibung beginnt mit der Literaturrecherche, die dazu dient den aktuellen Stand der Forschung auf diesem Gebiet aufzuarbeiten und die für diese Arbeit notwendigen Informationen herauszufiltern. Der nächste Schritt stellt das Durchführen eines Experiments dar, um den Kompensator auf seinen Einsatz für LNG hin zu untersuchen. Anschließend wird auf die Simulationserstellung beziehungsweise -durchführung eingegangen, die den Versuch imitieren und weitere Ergebnisse des Spannungszustandes liefern soll. Die gewonnenen Simulationsergebnisse werden abschließend verwendet, um mit den empirischen Daten die Betriebsfestigkeit des Kompensators zu berechnen.

3.1. Literaturrecherche

Eine LNG-Leitung unterliegt kryogenen Temperatureinwirkungen und der Kompensator, der in dieser Arbeit untersucht wird, wurde aus dem austenitischen Stahl AISI 316 Ti gefertigt. Daher werden, um einen Überblick über die aktuelle Forschung zum Thema kryogenes Verhalten von austenitischen Stahl und hierbei speziell für die AISI 300-Reihe zu erhalten mit Google Scholar, Scencedirect und der Universitätsbibliothek der TU Hamburg fachspezifische Zeitschriftenartikel recherchiert. Auf dem gleichen Wege werden auch Informationen über Kompensatoren und deren Einsatz in kryogenen Bereichen recherchiert, gesammelt und ausgewertet, um deren Informationsgehalt hinsichtlich der Forschungsaufgabe zu überprüfen. Die Auswahl der Literatur erfolgt bei den verwendeten Onlinekatalogen Google Scholar und Scencedirect durch Schlagwortsuche. Dabei wurden die Begriffe 'cryogenic', 'austenitic Steel', '316', '316Ti', '316L', 'expansion joints' zur Schlagwortsuche herangezogen, wobei auch mit Verknüpfungen, wie Konjunktionen (+) gearbeitet wird, um eine größere Anzahl an relevanter Literatur zu erhalten. Die Recherche in der Universitätsbibliothek der TU Hamburg erfolgt hierbei analog zur Vorgehensweise der Onlinekataloge.

3.2. Experiment

Im Anschluss an die Auswertung der Literaturrecherche stellt der durchgeführte Versuch den nächsten Schritt in dieser Forschungsarbeit dar.

In diesem Experiment wurde der eingesetzte Kompensator unter Laborbedingungen, das heißt ohne unerwünschte externe Faktoren, untersucht. Da dieser Versuch den Einsatz eines Kompensators unter realen Bedingungen imitieren soll, werden die notwendi-

gen Betriebsbedingungen zur Anwendung in diesem Szenario künstlich hergestellt. Der Versuch soll Informationen darüber liefern, wie sich der Kompensator in kryogenen Temperaturbereichen -160°C verhält. Konkret soll die Dehnung, Kraft und Temperatur gemessen werden.

Hierfür erfolgt die Durchführung in einer Klimakammer des Instituts M10 (Institute for Ship Structural Design and Analysis) der Technischen Universität Hamburg. In dieser Arbeit wird der für den Versuch eingesetzte Kompensator, der aus dem austenitischen Stahl 316 Ti gefertigt ist, mithilfe von Spannbacken fixiert und mit der Zufuhr von Flüssigstickstoff, in einem Zeitraum von 9280 Sekunden auf die hinreichende Temperatur -160°C heruntergekühlt. Der Vorteil des Versuchs unter Laborbedingungen besteht in der Messung der Kräfte in der Einspannung an einem Rohrende, der Dehnung am Rohr und der auftretenden Temperaturen in der Klimakammer, welche wiederum direkt an der Probe gemessen werden konnten.

Die Dehnung im Versuch wird mit Dehnungsmessstreifen am Rohr des Kompensators gemessen. Die Temperatur wird mit Temperatursensoren direkt an der Probe und in der Klimakammer gemessen. Zudem erfolgt die Kraftmessung an der Fixierung des Kompensators.

Die Auswertung der Versuchsergebnisse erfolgt mithilfe der Software MATLAB, in der die Ergebnisse durch Einlesen und Plotten der Versuchsdaten dargestellt werden.

3.3. Simulation

Nach VDI [69] ist eine Simulation ein Verfahren, das ein System mit seinen dynamischen Verhalten nachbildet. Der Zweck einer Simulation ist es Erkenntnisse zu erhalten, die auf die Realität übertragbar sind.

In der Simulation werden die Erkenntnisse aus dem durchgeführten Versuch mithilfe der FEM abstrahiert, um den Kompensator weiter hinsichtlich seiner Betriebsfestigkeit zu untersuchen. Die Simulation erfolgt mithilfe der folgenden Schritte: erstens Vorbereiten und zweitens Durchführen der Simulation sowie drittens dem Auswerten der erhaltenen Ergebnisse. Zum Vorbereiten gehört, dass ein diskretes Modell aus dem Kompensator erstellt wird und die Umgebung des Versuchs nachempfunden wird, wie zum Beispiel die Randwerte und das Materialverhalten. Die Erstellung des diskreten Modells erfolgt mithilfe der Software Salome_Meca in der das Meshing erfolgt, wobei die Umgebung durch die Verwendung der Software Code_Aster nachempfunden wird. Dabei dient Code_Aster nicht nur der Vorbereitung, sondern auch der Durchführung der Simulation, da durch Code_Aster auch die notwendigen Berechnungen getätigt werden. Die Erstellung der Berechnungen erfolgt anhand vorgefertigter Funktionen sowie eigens angepasster Funktionen, die von Code_Aster bereitgestellt werden. Zudem wurden Simulationen mit Schleifen erstellt, die mit der Pythonsyntax implementiert werden. Für die in der Simulation notwendigen Daten wird auf die Literaturrecherche sowie auf die aus dem Versuch gewonnenen Informationen zurückgegriffen. Da bei Simulationen häufig iterativ optimiert wird, um die Werte kontinuierlich vergleichen zu können [74], wird

dieses Verfahren auch bei der in dieser Arbeit durchzuführenden Simulation angewendet. Sich unterscheidende Werte in der Simulation werden entsprechend der Versuchsdaten ergänzt beziehungsweise angepasst. Da Realsysteme häufig problembehaftet sind, das heißt auch von externen Faktoren beeinflusst werden können (vergleich Liebl [47]) und Modelle im Vergleich zu Realsystemen nur eine eingeschränkte Anzahl an Variablen besitzen (vergleich Smith [67]), ist es wahrscheinlich, dass die im Versuch ermittelten Werte nur mithilfe von Anpassungen und Ergänzungen erreicht werden können.

3.4. Berechnung der Lebensdauer

Um die Forschungsfrage beantworten zu können, ist es notwendig die Lebensdauer des Kompensators zu ermitteln und anschließend, hinsichtlich seiner Einsatztauglichkeit zu beurteilen. Daher stellt die Berechnung der Betriebsfestigkeit den letzten Schritt dieser Forschungsarbeit dar.

Um die Betriebsfestigkeitsberechnung durchführen zu können, werden empirische Daten benötigt, welche mithilfe von Ermüdungskurven herangezogen wurden. In diesen sind die notwendigen, auf Erfahrungswerten basierenden, Informationen hinsichtlich Wöhlerkurven, Kurven des Versagens- bzw. Bruchs enthalten, die in die Berechnung mit einfließen. Hierbei gilt es insbesondere zu beachten, dass die Lebensdauer in der Theorie und Praxis in Zyklen angegeben wird. Demgemäß findet der Aspekt der Zyklusbetrachtung, das heißt wie viele Zyklen der Kompensator in welchem Zeitraum übersteht Anwendung. Insbesondere muss bei der Verwendung von Ermüdungskurven auf die Eignung der Kurven geachtet werden. Aus diesem Grund werden die Auslegung der benötigten Kurven für Grundmaterialien sowie die Spannungsarten für die Berechnung berücksichtigt. Um abschließend die Lebensdauerberechnung durchführen zu können, werden zudem die Ergebnisse der Simulation in Form der Spannung benötigt.

4. Literaturrecherche

In diesem Kapitel wird auf die Literatur eingegangen, die zu Beginn dieser Arbeit recherchiert wurde und die in der vorliegenden Arbeit zur Anwendung kommt.

Die Recherche nach austenitischen Stahl im kryogenen Bereich mit der Verbindung von Kompensatoren ergab die Abhandlung von Garion [30], der die Phänomene, die unter kryogenen Temperaturen in duktilen Werkstoffen auftreten können, beschreibt. In dieser Abhandlung wird die plastische dehnungsinduzierte martensitische Phasentransformation und die Entstehung einer orthotropen duktilen Schädigung, die durch plastische Dehnung induziert wird, beobachtet.

Zudem beschreibt Garion [31], dass eine dehnungsinduzierte martensitische Transformation bereits bei Raumtemperaturen beginnt, jedoch unter der Voraussetzung, dass es sich um Dehnungen über 40 % handelt. Garion [31] beschreibt, dass bei kryogenen Temperaturen von 4K, 7K und 77K die dehnungsinduzierte martensitische Transformation wesentlich intensiver abläuft. Des Weiteren hat Garion [31] ein Modell für ein Spannungs-Dehnungs-Verhalten von der Edelstahlsorte AISI 316 L erarbeitet, welches numerisch implementiert werden kann. Dieses Modell ist ausgelegt, den Einfluss auf die plastische Dehnung dünnwandiger Schalen, wie einem Balgkompensator bei kryogenen Temperaturen, zu ermitteln.

Ein weiterer wichtiger Aspekt der Literaturrecherche war die Informationsbeschaffung zu austenitischen Stählen. In dieser Arbeit wurde die Stahlsorte AISI 316 Ti verwendet, die international allerdings wenig Verwendung findet, somit ergab die Suche nach der Stahlsorte in Verbindung mit Kryotechnik keine zufriedenstellenden Resultate, sodass die Suche auf austenitischen Stahl der Reihe AISI 300 erweitert wurde.

Für die Simulation werden die Materialparameter des Stahls AISI 316 L recherchiert, da dieser Edelstahl international weitverbreitet ist und anstelle von AISI 316 Ti gebraucht wird [51]. Der Elastizitätsmodul wurde nach Bradley [8] und der Ausdehnungskoeffizient nach Desai [20] ermittelt.

Hierfür wurden die Ergebnisse von Lee [46] herangezogen, der diese Stähle AISI 304 und 316 auf ihr Verhalten im kryogenen Bereich, insbesondere beim Einsatz von LNG, hin untersucht hat. Dazu wurde eine Reihe von Zugversuchen in den Temperaturbereichen von -50 °C , -100 °C , -139 °C und -160 °C durchgeführt. Das Ergebnis zeigt einen starken Anstieg der Zugfestigkeit in kryogenen Temperaturbereichen, wobei ein nicht linearer 2. Kaltumformungsbereich im Spannungs-Dehnungs-Diagramm entsteht. Eine ähnliche Studie wurde von Park [61, 60] mit einer erweiterten Anzahl austenitischer Stähle, AISI 304L, 316L, 321 und 347, durchgeführt. Die Studie zeigt, analog zu Lee, ein ähnliches Materialverhalten im kryogenen Temperaturbereich.

Überdies formulieren Lee [46], Park [60] und Kim [42] zu dem Spannungs-Dehnungs-Verhalten im kryogenen Temperaturbereich ein konstitutives Modell, dass auf der Verfestigungsfunktion von Bodner [7] basiert. Da dieses Modell numerisch implementiert werden kann, ist es für FE-Analysen verwendbar [59].

Die Berechnung der Lebensdauer wird in Hobbacher [36] mit Ermüdungszyklen beschrieben. Dabei stellt Hobbacherr [36] auch Nennspannungsentwurfskurven zur Ermittlung der Ermüdungsbeurteilung bereit, wobei die verwendeten Kurven nach dem Prinzip des Wöhlerversuchs erstellt wurden.

Fricke [29] stellt dagegen Ermüdungskurven für einen Kerbspannungsansatz zur Verfügung.

In der recherchierten Abhandlung von Braun [11] wird diese Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen aus Stahl für den Einsatz an Schiffen in arktischen Regionen untersucht. Aus der Studie folgt, dass die Ermüdungsfestigkeit mit abnehmender Temperatur stetig zunimmt. In einer weiteren Studie von Braun [10] wurde die Ermüdung von Schweißverbindungen in Temperaturbereichen von +20 bis $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ untersucht, wobei internationale Normen und Kerbspannungsmethoden angewandt wurden, sodass die Erkenntnisse aus dieser Studie für die Arbeit von Belang sind.

Zudem wurde aus dieser Studie ersichtlich, dass die Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit bei Minustemperaturen verschiedene Modifikationsfaktoren für alle Arten der Ermüdungsbeurteilung, also auch die in dieser Arbeit getätigte und zur Ermüdungsbeurteilung gehörende Betriebsfestigkeitsberechnung, erfordert.

In diesem Rahmen wurde auch die Abhandlung von Ehlers [23] in Betracht gezogen, in der unter anderem die Erhöhung des Kollisionswiderstands bei gleichzeitig sinkenden Temperaturen unterhalb des Nullpunktes behandelt wird.

Abschließend wurden in diesem Rahmen auch die Abhandlungen von Braun [9] und Bock [62] recherchiert, in denen das Thema der Temperaturabhängigkeit von Materialien unter arktischen Bedingungen diskutiert wird. Von Bock [62] erläutert, dass die Bruchfestigkeit mit sinkenden Temperaturen zunimmt, allerdings ist eine Aussage zur Ermüdungslebensdauer komplexer und nicht ausreichend untersucht.

5. Versuch

Die Untersuchung des Kompensators erfolgt anhand eines Experiments. Der hier durchgeführte Versuch soll die Eigenschaften des Kompensators ermitteln, wenn ein negativer Wärmeeinfluss auf diesen einwirkt. Dieses Kapitel wird in drei Unterkapitel unterteilt. Beginnend mit dem Versuchsaufbau, folgt anschließend die Durchführung des Versuchs und endet mit der Analyse der Ergebnisse. Der Abschnitt der Versuchsdurchführung beschreibt die Vorgehensweise beim Versuch. Zuletzt werden die aufgenommenen Messdaten ausgewertet.

5.1. Aufbau

Der Versuch wird in einer Klimakammer durchgeführt, in der durch Einfuhr von flüssigem Stickstoff die verwendete Probe und das Innere der Kammer auf -160°C heruntergekühlt werden. Eine Skizze des Versuchsaufbaus ist in der Abbildung 5.1 dargestellt. Dabei sind die einzelnen Bestandteile im Versuch durchnummeriert und mit einer Legende versehen. Zum Beispiel ist die Klimakammer mit der Position 1 zugeordnet, wobei das in der Skizze um die Probe herumführende Rechteck die Grenze der Klimakammer darstellt. Im weiteren Verlauf wird auf die Skizze Bezug genommen und die Position entsprechend mit Pos. abgekürzt. Für einen besseren Lesefluss werden hinter die jeweiligen Bestandteile Klammern mit der dazugehörigen Positionsnummer, im Falle der Klimakammer (Pos. 1), eingefügt, um diese direkt der Skizze zuordnen zu können.

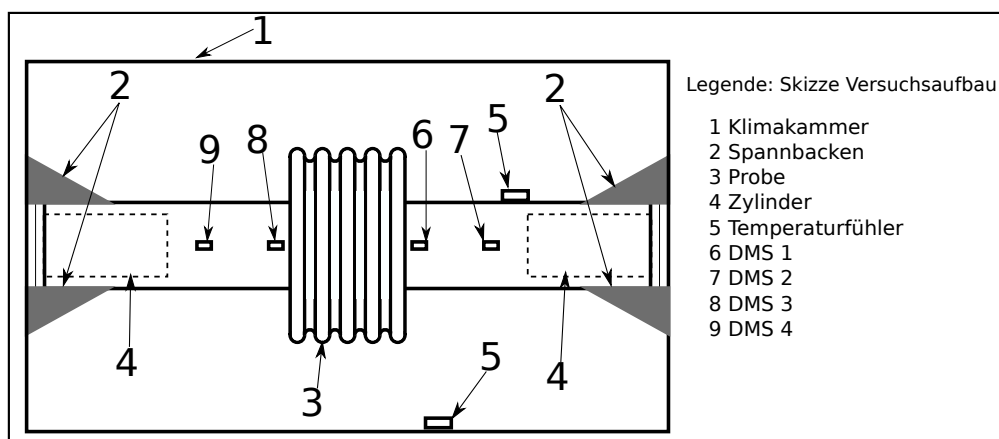


Abbildung 5.1.: Versuchsaufbau: Kompensator in einer Klimakammer

Die Probe besteht aus einem Kompensator, der aus dem Material 1.4571 (AISI 316 Ti) gefertigt wurde. Der Kompensator wiederum besteht aus einem Balg, der zwischen zwei Rohrstücken geschweißt wurde. Dabei umfasst die Probe eine Gesamtlänge von 500 mm, einen Außendurchmesser von 33,75 mm und einen Innendurchmesser von 28,45 mm. Das Federelement, das aus einem flexiblen Balg gefertigt wurde, besitzt 15 Windungen. Die rotationssymmetrische Probe wird mit Spannbacken (Pos. 2) in der Klimakammer (Pos. 1) fixiert. Damit die Spannbacken (Pos. 2) die Rohrelemente nicht verformen, werden Zylinder (Pos. 4) in die Rohrenden eingesetzt. Die Klimakammer (Pos. 1) ist an einem Ende der Einspannung mit einem Kraftmesser ausgestattet. Die Messung der Dehnung erfolgte mithilfe von vier DMS (Pos. 5) des Typs CFLA-3-350-17, die am Rohr befestigt wurden. Die DMS wurden mit der Anforderung der Eignung für kryogene Temperaturen und einem vergleichbaren Ausdehnungskoeffizienten hinsichtlich der Probe ausgewählt. Das Datenblatt, das alle relevanten Informationen zu den eingesetzten DMS enthält, befindet sich im Anhang (vergleiche A.2). Da die DMS an der Probe fachgerecht befestigt werden mussten, wurde auch auf die Auswahl des Klebstoffs geachtet, der für die im Versuch verwendeten Temperaturbereiche geeignet ist. Beim eingesetzten Klebstoff handelt es sich um ein Einkomponenten-Cyanoacrylat. Dabei erfolgte die Ermittlung der Temperatur mit zwei vom Institut zur Verfügung gestellten Temperatursensoren (Pos. 6). Dabei wurde ein Temperatursensor direkt an der Probe befestigt, wobei ein zweiter Sensor auf dem Boden der Kammer gelegt wurde.

5.2. Versuchsdurchführung

Damit die Temperatur in der Klimakammer fällt und somit die Probe den entsprechenden Herunterkühlungsprozess erfährt, wird Flüssigstickstoff in die Klimakammer eingeleitet. Die Messung an der Probe und in der Kammer der Temperatur erfolgt mit einem Abstand von zwei Sekunden und wurde nach 9280 Sekunden beendet. Das Diagramm in Abbildung 5.2 zeigt den Temperaturverlauf in Celsius über der Zeit in Sekunden in der Kammer und an der Probe.

Der Verlauf der Temperaturkurven verläuft bis zum Zeitpunkt 1744 Sekunden nahezu simultan und flach. Nach Erhöhung der Flüssigstickstoffzufuhr ab dem Zeitpunkt 1744 Sekunden ist zu erkennen, dass die jeweiligen Temperaturen in Abhängigkeit der Zeit rapide abnehmen. Hinzukommt, dass ab diesem Zeitpunkt die Umgebungstemperatur in der Kammer deutlich schneller fällt als die Materialtemperatur am Kompensator. Ein Grund dafür ist, dass Stahl die Wärmeenergie durch seine Wärmeleiteigenschaft weiterleitet. Ab dem Zeitpunkt 2832 Sekunden erreicht der Temperaturfühler in der Kammer sein messbares Minimum, womit sich der Wert nicht mehr verändert. Ab dem Zeitpunkt 5230 bis ca. 5600 Sekunden wurde erneut versucht die Einfuhr von Flüssigstickstoff zu erhöhen. Jedoch führte diese erneute Zufuhr in dem eben erwähnten Zeitraum zu einer unregelmäßigen Temperaturerhöhung an der Probe, welche an dem Anstieg der Kurve zu erkennen ist. Anstelle einer Erhöhung der Zufuhr rate, wurde die Zufuhr des Flüssigstickstoffs unterbrochen, was einen Anstieg der Temperatur bewirkte. Im darauf-

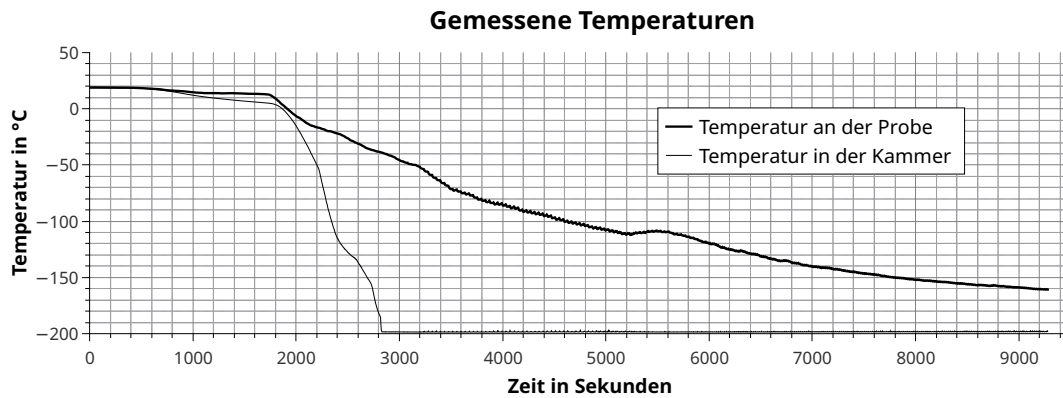


Abbildung 5.2.: Unbearbeitet Temperaturmesswerte in der Kammer und an der Probe

folgenden Zeitrahmen verhält sich der Graph, also auch die Temperatur, jedoch wieder entsprechend der vorigen Messung und ist somit monoton fallend. Analog zur Temperaturmessung wird die Kraft an der Einspannung und die Dehnung mit den DMS bei einer Abtastrate von zwei Sekunde gemessen.

5.3. Analyse der Daten

In diesem Unterkapitel werden die Messwerte analysiert und für die Simulation angepasst. Der Temperaturverlauf an der Probe wird als Belastungsgröße für die Simulation benötigt, allerdings ist in den Messwerten ein Rauschen vorhanden (vergleiche Abbildung 5.2 auf Seite 32), welches als Folge des Regelungssystems im Abkühlungsprozess entstand. Um den Temperaturverlauf trotzdem verwenden zu können, muss das beschriebene Rauschen mithilfe der Glättung der Temperaturkurve eliminiert werden. Die Abbildung 5.3 zeigt die geglättete Temperaturkurve an der Probe aus der Abbildung 5.2. Die Umformung erfolgt mit einer internen Glättungsfunktion in MATLAB (Soft-

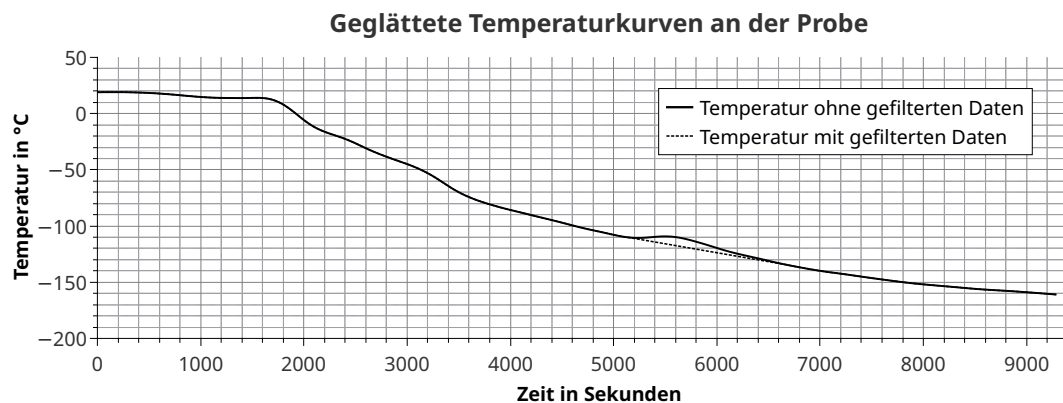


Abbildung 5.3.: Gemessene Temperatur in der Kammer und an der Probe

ware zur Lösung von mathematischen Problemen). Die Glättung erfolgt zwischen zwei Datenpunkten mit einem Polynom 2. Grades. Die Kurve, die mit einer durchgehenden Linie abgebildet wird, ist das Ergebnis der Glättung der originalen Kurve. Die gestrichelte Kurve stellt hingegen das Ergebnis nach dem Herausfiltern unerwünschter Daten dar, die bei Einstellung der Zufuhr des Stickstoffs entstanden. Durch das Herausfiltern unerwünschter Daten stellt sich zudem ein streng monoton fallender Verlauf dar, welcher einen weiteren Vorteil gegenüber der Kurve ohne gefilterten Daten aufzeigt.

Im Weiteren werden aufgrund der eben erwähnten Vorteile, wie beim Temperaturverlauf in der Abbildung 5.3 zu sehen ist, geglättete Verläufe der Messdaten gezeigt. Im Anhang B.1 sind die Diagramme der originalen Werte abgebildet.

Die gemessene Kraft an der Fixierung wird in der Abbildung 5.4 gezeigt. Zu Beginn der Messaufnahme liegt der Kraftwert bei 0,2 kN, wobei die Kraftkurve bis zum Zeitpunkt 1768 s konstant verläuft. Ab diesem Zeitpunkt steigt die Temperaturkurve bis zum Kraftwert 0,2681 kN an und erreicht damit sein Maximum. Dieses Wachstum der Kraft entsteht kurz nach der ersten Erhöhung der Flüssigstickstoffzufuhr. Ab circa 2334 s fällt die Kraftkurve gleichmäßig. Im Zeitbereich von 5350 bis 5810 Sekunden entsteht eine Unregelmäßigkeit im Kraftverlauf, die Kurve fällt steiler, da es in diesem Bereich zu einem Änderungsversuch des Temperatureinflusses gekommen ist. Danach fällt die Kurve wieder gleichmäßig.

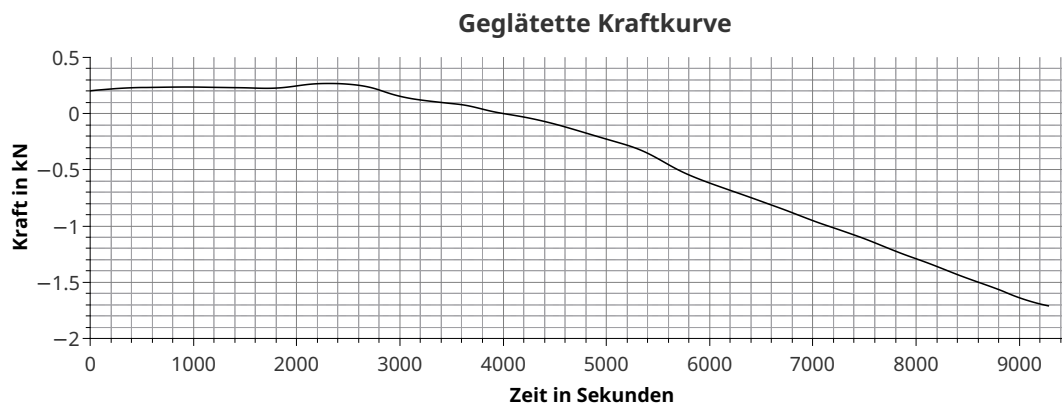


Abbildung 5.4.: Kraftverlauf über der Zeit

Die Dehnung am Rohrelement wird mit vier DMS gemessen, die in der Abbildung 5.5 dargestellt werden. Die Dehnung steigt bis zum Zeitpunkt 2100 Sekunden und fällt danach rapide ab. Die steilste Abnahme der Dehnungsgraphen tritt kurz nach der ersten Erhöhung der Stickstoffzufuhr ein. Ab dem Zeitpunkt von circa 3232 Sekunden fällt die Dehnung langsamer. Im Zeitbereich von 5210 bis 5710 Sekunden verändert sich die Steigung, sodass der Graph in diesem Bereich steiler ist, und nimmt danach wieder die vorherige Rate an. Diese Abweichung wurde durch einen erneuten Versuch induziert,

die Zufuhr des Stickstoffs zu erhöhen, welche im Temperatur-Zeit-Diagramm im Bereich 5300-5600 Sekunden liegt. Die Dehnung beim vierten DMS besitzt das absolute Maximum bei $317.3354 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$, was einer Dehnung von 0,0317 % entspricht. Diese Dehnung befindet sich nach Brnic [12], welcher die Stahlsorte 1.4571 untersucht hat, im linear-elastischen Bereich.

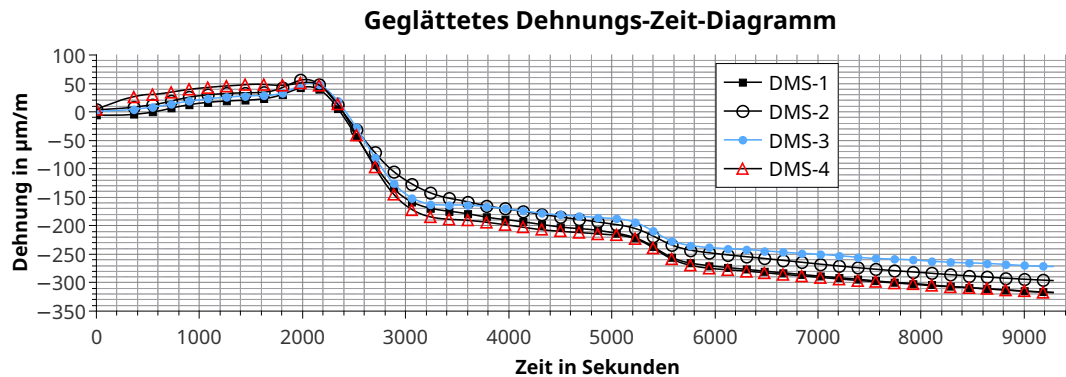


Abbildung 5.5.: Dehnung an den Rohrelementen

Die Belastungsgröße des Versuchs ist die Temperatur und diese soll als Einflussgröße auf die Probe untersucht werden. Daher werden im Folgenden die Messdaten in Abhängigkeit der Temperatur betrachtet.

Die Abbildung 5.6 stellt das Kraft-Temperatur-Diagramm dar. Global zeigt das Diagramm, dass mit fallender Temperatur die Kraft fällt oder mit steigender Temperatur die gemessene Kraft zunimmt.

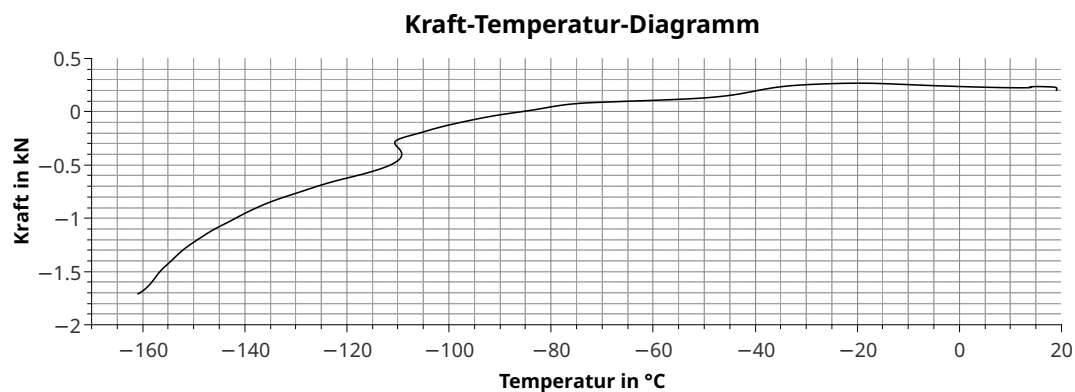


Abbildung 5.6.: Kraftverlauf über der Zeit

Im Temperaturbereich von -110°C bis -115°C ist der Verlauf nicht eindeutig, das heißt, dass der jeweiligen Temperatur mehr als ein Kraftwert zugeordnet wurde. Diese

Messdaten wurden im Zeitbereich von 5230 bis ca. 5600 Sekunden aufgenommen (siehe Temperatur-Zeit-Diagramm, Abbildung 5.3, S.32).

Ähnlich wie das Kraft-Temperatur-Diagramm (Abbildung 5.6) zeigt die Abbildung 5.7 die Dehnung in Abhängigkeit von der Temperatur. Wie im Dehnungs-Zeit-Diagramm

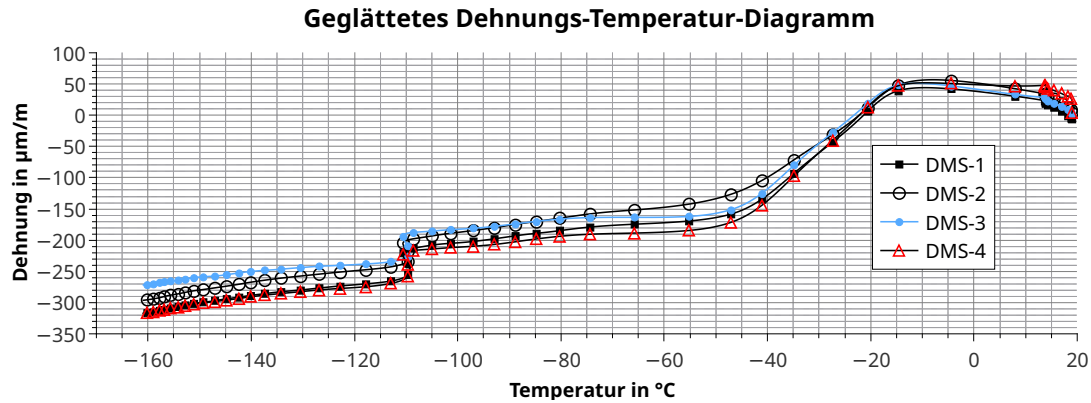


Abbildung 5.7.: Dehnung an den Rohrelementen

(Abbildung 5.5) sind in diesem Diagramm die Messwerte von vier DMS abgebildet. Die Kurven der Dehnungen nehmen mit fallender Temperatur ab und die maximale Abweichung von den Messwerten vom DMS 4 zum DMS 3 liegt bei 14,4%. Wie bereits beim Kraft-Temperatur-Diagramm ersichtlich wurde, kommt es zu einer Abweichung im Temperaturbereich von -110°C bis -115°C . In diesem Bereich lassen sich auch keine eindeutigen Dehnung-Temperatur-Verläufe identifizieren.

Die Messwerte in Abhängigkeit der Temperatur liefern Unregelmäßigkeiten, die eine eindeutige Zuordnung nicht ermöglichen. An dieser Stelle wäre eine Wiederholung des Versuches nötig, was jedoch im Rahmen dieser Arbeit aufgrund der zeitlichen Beschränkung nicht möglich war. Zudem variieren die Verläufe mit der Zufuhrtrate des Stickstoffs. Daher wäre es von Interesse, den Versuch mit unterschiedlichen Zufuhrraten des Stickstoffs und damit verschiedene zeitliche Veränderungen der Proben temperatur zu betrachten. Somit könnte ein zeitlicher Faktor ausgeschlossen oder auch mit einbezogen werden.

6. Versuchssimulation

Das folgende Kapitel befasst sich mit der Simulation des zuvor beschriebenen Versuches. Für die Simulation kommt die Software Code_Aster zum Einsatz, welche das numerische Verfahren der finiten Elemente (FEM) nutzt. Die Motivation des Einsatzes einer FEM-Simulation liegt darin begründet, dass diese insbesondere bei Problemstellungen in der Festigkeitslehre oder auch bei Verformungsuntersuchungen zum Einsatz kommt und sich hierbei bewährt hat [71].

In den nächsten Abschnitten wird der Modellaufbau durch die physikalischen Einflüsse, die Materialeigenschaften und die Diskretisierung des Kompensators erläutert. Anhand einer Studie wird ein Gitter ausgewählt. Danach wird die Vorgehensweise bei der Berechnung beschrieben und die daraus entstandenen Simulationsergebnisse werden präsentiert. Durch den Vergleich mit den Versuchsergebnissen wird die Simulation optimiert. Zum Schluss werden die adaptierten Ergebnisse präsentiert.

6.1. Physikalisches Modell

Das physikalische Modell besteht aus dem in den vorherigen Kapiteln beschriebenen Aufbau eines eingespannten Rohres mit Kompensator. Die hierfür verwendeten Spannbacken schränken die Bewegung ein und durch diese feste Einspannung in der Klimakammer entstehen die Dirichlet'schen Randwerte $u_x = u_z = u_y = 0$, das heißt, es entsteht keine Verschiebung. Zudem treten keine Momente in einer festen Einspannung auf, womit dementsprechend $M_x = M_y = M_z = 0$ gilt.

Die Spannbacken liegen mit einer Länge von 0,180 m auf der Probe. Für das Modell bedeutet das, dass an beiden Rohrenden das Modell um 0,180 m gekürzt wird und die Randwerte auf den Endflächen des Modells aufgetragen werden.

Die Skizze in der Abbildung 6.1 stellt das Modell mit seinen Randwerten dar. Die Abbildung zeigt den Kompensator an beiden Seiten fest eingespannt.

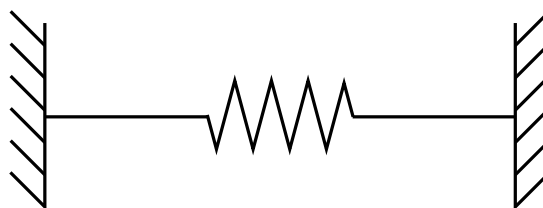


Abbildung 6.1.: Freibild: Eingespanntes Rohr mit Kompensator

Die Probe im Versuch wurde von der Umgebungstemperatur stark heruntergekühlt. Daraus folgt, dass eine thermische Belastung in der Simulation erfolgt. Dafür wird der erfasste Temperaturverlauf an der Probe verwendet. Die gemessenen Temperaturwerte (vergleiche Abbildung 5.2 auf Seite 32) wurden mit einer Polynomannpassung in eine stetige Temperaturkurve umgewandelt (vergleiche Kapitel 5.3 auf Seite 32). Die folgende Abbildung 6.2 zeigt die Belastungsgröße, die für die Simulation verwendet wird. Zu sehen ist, dass die Temperatur über die Zeit aufgetragen ist und die Temperatur stetig fällt.

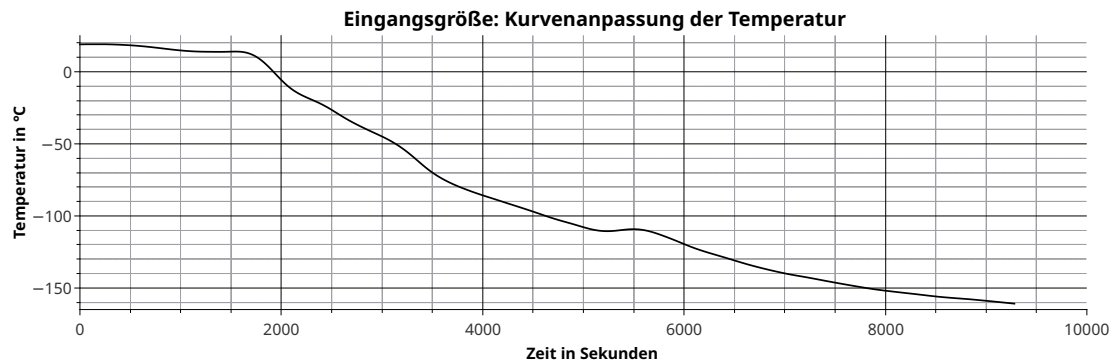


Abbildung 6.2.: Eingangsgröße: Temperatur

6.2. Materialmodell

Das Material der Probe besteht aus dem Edelstahl 1.4571 (AISI 316Ti), welcher der austenitischen Stahl-Gruppe zugeordnet wird (vergleiche Kapitel 2.3).

Gemäß den ermittelten Werten wird der elastische Dehnungsbereich nicht überschritten, sodass in der Versuchssimulation ausschließlich elastische Materialkennwerte benötigt werden.

Für eine elastische Berechnung wird die Poissonzahl, auch Querkontraktionszahl genannt, benötigt. In der Mechanik gibt dieser Parameter das Verhältnis der Änderung des Querschnitts zur Änderung der Länge an [5]. Der übliche Materialwert für Metall, somit auch für Stahl, ist $\nu = 0,3$ [5].

Im deutschsprachigen Raum sowie in Osteuropa ist der Werkstoff 1.4571 als Edelstahl weit verbreitet, findet allerdings auf der restlichen Welt wenig bis keine Beachtung [51]. Das hat zur Folge, dass Materialangaben für den kryogenen Temperaturbereich entweder unzureichend oder nicht vorhanden sind. Grundsätzlich wird in den restlichen Regionen der Stahl 1.4404 (AISI 316 L) als Edelstahl genutzt, welcher auch zu den austenitischen Stählen gehört [51].

In zahlreichen wissenschaftlichen Publikationen (vergleiche [46, 60, 45, 43, 41, 42, 40, 44, 54, 58]) werden Materialeigenschaften für eine kryogene Verwendung von austenitischen Stählen ermittelt, wobei die Stähle AISI 316, 316 L, 316 LN, 304 herangezogen und untersucht werden. Aus den Abhandlungen folgt, dass sich das plastische Verhalten im

kryogenen Temperaturbereich und unter Raumtemperatur deutlich unterscheidet, wohingegen im elastischen Bereich lediglich geringe Differenzen erkennbar sind.

Die Abbildung 6.3 stellt den Elastizitätsmodul (nach Bradley [8]) und den Ausdehnungskoeffizienten (nach Desai [20]) für das Material AISI 316 L über der Temperatur dar.

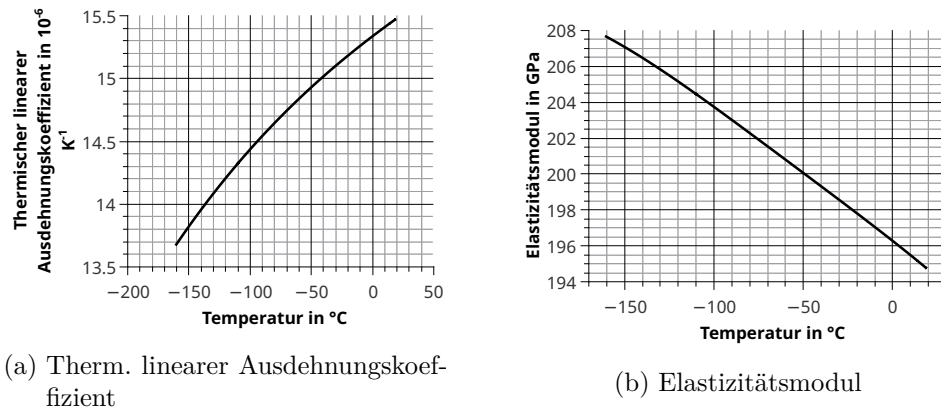


Abbildung 6.3.: Stoffdaten, Elastizitätsmodul und Ausdehnungskoeffizient des Materials AISI 316

Die Materialwerte sind lediglich im signifikanten Temperaturbereich abgebildet, also dem benötigten Temperaturbereich in der Simulation. Die Materialdaten wurden einer Tabelle entnommen und aus den Datensätzen wurde für den Temperaturbereich von $+20^{\circ}\text{C}$ bis -160°C ein Polynom vierten Grades erstellt. Die Gleichung 6.1 gibt den E-Modul und die Gleichung 6.2 den thermischen linearen Ausdehnungskoeffizienten in Abhängigkeit der Temperatur an. Die Gleichungen werden in das Simulationsprogramm eingebunden, was den Vorteil mit sich bringt, dass eine verlustfreie Berechnung für die Stoffdaten erfolgen kann.

$$E(T) = -4,304 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 - 9,716 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 9,128 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 7,843 \cdot 10^{-2} \cdot T + 196,276 \quad (6.1)$$

$$\alpha(T) = -2,678 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 + 3,185 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 1,255 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7,416 \cdot 10^{-3} \cdot T + 15,337 \quad (6.2)$$

6.3. Gittermodell

Das Preprocessing einer FE-Analyse benötigt die Erstellung eines Polygonnetzes, welches das zu analysierende Modell abbildet. Um das Modell ideal zu diskretisieren, sodass der Simulationsfehler so klein wie möglich ist und sich keine exorbitante Rechenzeit ergibt,

wird eine Studie erstellt, die verschiedene Elementtypen und Elementgrößen miteinander vergleicht. Es werden ausschließlich Hexaeder anstelle von Tetraedern verwendet, da sich Hexaederelemente besser eignen das Modell abzubilden und es dadurch auch nicht zu Spannungsspitzen kommen kann. Des Weiteren müssten viel mehr Tetraederelemente eingesetzt werden, um das Modell ideal abbilden zu können, dies wiederum hätte negative Auswirkungen auf die Berechnungszeit zur Folge.

Für die Gitterstudie wurde ein Rohrmodell mit einer Länge von 500 mm, einem Innendurchmesser von 27,2 mm und einem Außendurchmesser von 33,7 mm gewählt. Dieses 3-D-Modell wurde mithilfe der Rohrmaße des physischen Modells erstellt.

Als Referenzwert wird die Kraft im Querschnitt des Rohrs analytisch ermittelt, die durch einen Temperaturabfall entsteht. Dazu wird die Anfangstemperatur auf 20 °C und die Zieltemperatur auf -160 °C festgelegt.

Für die Gitterstudie wurde ein konstanter Ausdehnungskoeffizient von $16 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$ und ein E-Modul von 210 GPa definiert, da diese Parameter charakteristisch für austenitischen Stahl sind.

Das Rohr wird mit einer beidseitigen Einspannung modelliert. Das heißt, dass keine Längenänderung im Rohr entsteht. Dies bedeutet im Zusammenhang mit einer gleichmäßigen Temperaturänderung $\delta T = T - T_0$, dass eine thermische Spannung entsteht, die eine Funktion der Temperatur ist und wie folgt beschrieben wird:

$$\sigma = -\alpha E \Delta T, \quad (6.3)$$

wobei α der lineare Ausdehnungskoeffizient und E der E-Modul ist.

Die Kraft am kreisringförmigen Querschnitt wird durch Multiplikation der Fläche mit der Spannung ermittelt. Die folgende Berechnung zeigt die daraus resultierende Kraft:

$$F = -\alpha E \Delta T \cdot A_{\text{Kreisring}} \quad (6.4)$$

$$F = -188.03 \text{ kN}. \quad (6.5)$$

Nach Wagner [71] wird ein dichtes Gitter benötigt, um ein exaktes Ergebnis zu erhalten. Zudem soll auf die Verwendung von langen Elementen verzichtet werden. Das bedeutet, dass das Seitenverhältnis auch als Qualitätsparameter dient und ein Kantenlängenverhältnis von 1 angestrebt wird. Das Verhältnis der Elemente wird nach der Formel 6.6 berechnet:

$$q = \frac{L_{\text{max}} (L_0 + L_1 + L_2 + L_3)}{4A}, \quad (6.6)$$

wobei L_{max} die maximale Länge und A die Fläche eines rechteckigen Elements ist.

In der Tabelle 6.1 sind die Ergebnisse der Gitterstudie und die Gittereckdaten aufgelistet. Zu diesen Gittereckdaten gehören die Elementanzahlen, das Seitenverhältnis und die Knotenpunkte. In der letzten Spalte der Tabelle 6.1 zeigt sich der Fehler der Simulation hinsichtlich der analytischen Berechnung. Für die ersten vier Vernetzungen wurde die Anzahl der Elemente an ein Seitenverhältnis von 1 angepasst. Zum Beispiel wurde im

ersten Gitter die Wandstärke des Rohrs mit einem Element diskretisiert. Daraus folgt, dass der Rohrumfang aus 30 Elementen bestehen muss und in der Länge eine Anzahl von 153 Elementen benötigt wird, um das gewünschte Seitenverhältnis zu erhalten. Das nächste Gitter wurde mit der gleichen Anzahl von Elementen vernetzt, allerdings wurden in diesem Fall quadratische Elemente verwendet.

Tabelle 6.1.: Ergebnisse der Gitterstudie mit Fehlerabschätzung

| Gitternr. | Anzahl der Knotenpunkte | Anzahl der Elemente | | | Seitenverhältnis | Elementtyp | Ergebnis der Simulation | Fehlerabschätzung |
|-----------|-------------------------|---------------------|--------|-------|------------------|-------------|-------------------------|-------------------|
| | | Dicke | Umfang | Länge | | | | |
| 1 | 9240 | 1 | 30 | 153 | 1-1.1 | linear | -188,89 kN | 0,46 % |
| 2 | 32280 | 1 | 30 | 153 | 1-1.1 | quadratisch | -189,86 kN | 0,96 % |
| 3 | 55620 | 2 | 60 | 308 | 1-1.07 | linear | -189,58 kN | 0,82 % |
| 4 | 203760 | 2 | 60 | 308 | 1-1.07 | quadratisch | -189,75 kN | 0,92 % |
| 5 | 1640 | 1 | 20 | 40 | 1.38-2.42 | linear | -189,45 kN | 0,76 % |
| 6 | 5700 | 1 | 20 | 40 | 1.38-2.42 | quadratisch | -190,6 kN | 1,37 % |
| 7 | 8064 | 2 | 32 | 83 | 1.4-2.33 | linear | -190,00 kN | 1,05 % |
| 8 | 29472 | 2 | 32 | 83 | 1.4-2.33 | quadratisch | -190,00 kN | 1,05 % |

Die Gitter 3 und 4 wurden mit einer Elementanzahl von 2 an der Wandstärke vernetzt, somit ergeben sich 60 Elemente am Umfang des Rohres und 308 Elemente in der Länge, um das Ziel des Seitenverhältnisses zu erreichen. Die beiden Gitter unterscheiden sich in ihrem Elementtyp. Das Gitter 3 verwendet lineare Elemente und Gitter 4 quadratische.

In der Tabelle 5.1. lässt sich erkennen, dass die Fehler bei den Gittern 1 bis 4 kleiner als 1 % sind, allerdings sind die Gitter 1 und 3 mit den linearen Elementen etwas genauer, als die Gitter mit den quadratischen Elementen. Beim direkten Vergleich von Gitter 1 und 2 ist das Gitter 1 mit den linearen Elementen um 0,5 % genauer.

Bei den Gittern 1 bis 4 erfolgt keine Verbesserung bei der Verwendung von quadratischen Elementen. Zusätzlich wurden die Gitter 5 - 8 mit einem schlechteren Seitenverhältnis und einem weniger dichten Netz erstellt, um zu überprüfen, ob die Verwendung von linearen oder quadratischen Elementen einen relevanten Unterschied an der Gitterqualität oder an den Ergebnissen erzielen. Die Gitter 5 und 6 wiederum unterscheiden sich in ihrem Elementtyp und besitzen ein Seitenverhältnis von 1,38 – 2,42. Ähnlich dazu wurden die Gitter 7 und 8 vernetzt, die ein Seitenverhältnis von 1,4 – 2,33 haben.

Der Fehler bei Gitter 5 liegt bei 0,76 % und ist 0,5 % genauer als der Fehler bei Gitter 6. Die Gitter 7 und 8 weisen beide einen Fehler von 1,05 % auf.

Die Gitterstudie zeigt, dass sich der Fehler in den unterschiedlichen Vernetzungen nur minimal unterscheidet und um die 1 % schwankt. Außerdem wird ersichtlich, dass der Einsatz von quadratischen Elementen im Rohrschnitt nicht notwendig ist, da keine Verbesserung erreicht wird.

Das zu diskretisierende Modell besteht zusätzlich aus einem flexiblen Balg, der auf seine Betriebsfestigkeit mit der FAT (associated fatigue class) 225 Kurve untersucht wird. Nach Fricke [29] muss der Balg mit mindestens 40 linearen Elementen oder 24 quadratische Elementen, auf einen Vollkreis bezogen, diskretisiert werden.

Das ausgewählte Gittermodell besteht aus Hexaedern und besitzt insgesamt 150.048 Elemente, wovon 14.400 Elemente 1D-Kanten, 72.416 Elementen quadratische Oberflächenelemente und 63.232 hexahedrone Elemente sind. Das Gitter wurde mit linearen Elementtypen diskretisiert und somit ergeben sich 94.944 Knotenpunkte.

Die Abbildung 6.4 zeigt das gesamte Gitter. Der Rohrbereich des Modells wird nach der Gitterstudie diskretisiert. Der Balg wird nach Fricke [29] mit 20 Elementen je Halbkreis vernetzt. Dabei wird die Gitternummer 3 gewählt, da der Fehler in diesem Fall unter einem Prozent liegt und daher der Übergangsbereich vom Rohrbereich und Balg ohne Weiteres diskretisiert werden kann. Das Gitter 3 der Gitterstudie besitzt am Umfang 60 Elemente. Das bedeutet für den Kompensator, dass ebenjene Anzahl von Elementen auch am Umfang des Balgs vorkommt. Somit ergibt sich für den Balg ein besseres Seitenverhältnis der Elemente im Vergleich zu den anderen Gittern aus der Gitterstudie.

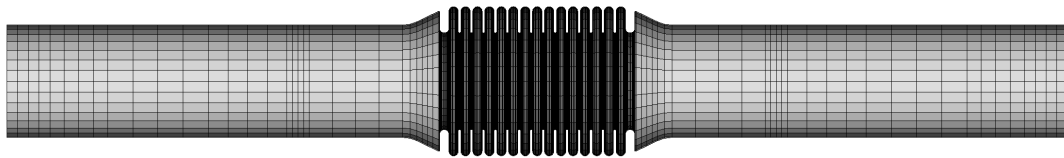


Abbildung 6.4.: Modell des Gitters

Die Abbildung 6.5 zeigt einen Ausschnitt des Gitters des Kompensators. Dargestellt ist eine Schnittansicht in der Vergrößerung am Balg und vom Rohrbereich. Außerdem ist die Anpassung an die wellenförmige Geometrie mit den 20 Elementen im Halbkreis abgebildet.

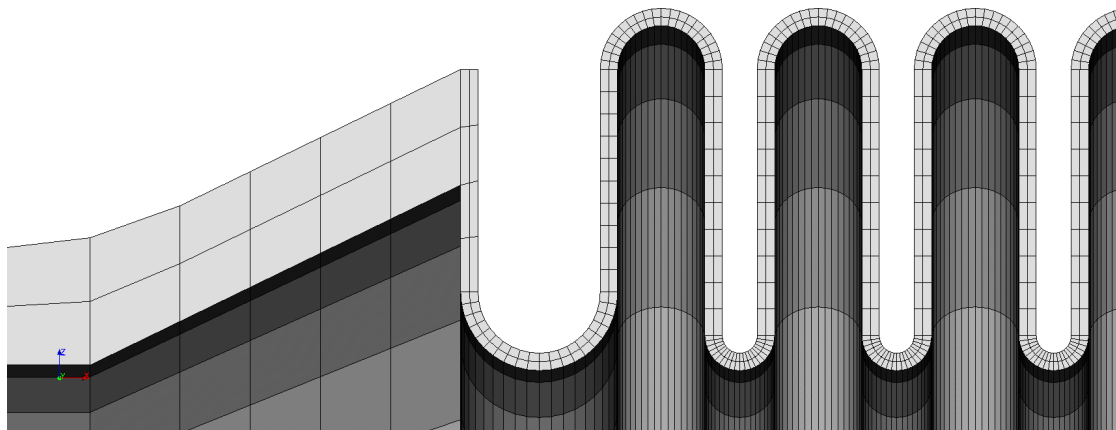


Abbildung 6.5.: Vergrößerung und Innenansicht des Gitters im Kompensationsbereich

6.4. Vorgehensweise bei der Simulation

In diesem Abschnitt wird die Vorgehensweise des numerischen Verfahrens beschrieben. Dazu wird in der Abbildung 6.6 der Programmablaufplan dargestellt und erläutert, womit die eigentliche Simulation schrittweise erklärt wird.

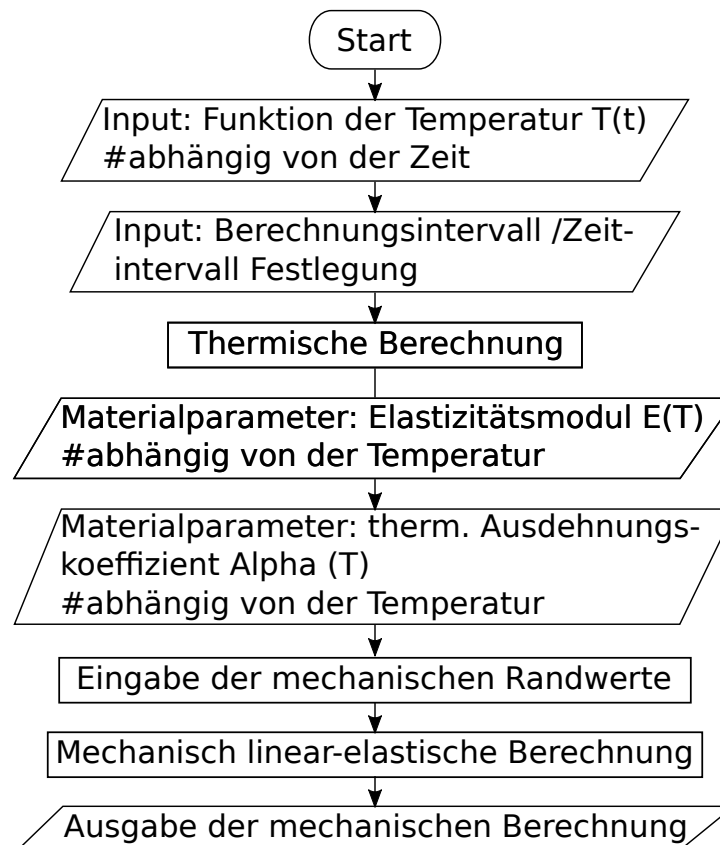


Abbildung 6.6.: Programmablaufplan

Der erste Schritt ist das Einlesen des Temperaturverlaufes und das Bestimmen des Berechnungsintervalls. Das Intervall mit 100s Schritten beginnt bei 0s und endet bei 9200s. Mit diesen Informationen wird die thermische Berechnung durchgeführt, wobei deren Ergebnisse als Belastungsgröße für die mechanische Berechnung dienen.

Nach der thermischen Berechnung folgt die Definition des Materials. Die im Versuch ermittelten Dehnungswerte lassen auf ein lineares Materialverhalten schließen. Dabei gilt es zu beachten, dass für eine mechanische Berechnung zwingend der Elastizitätsmodul zu betrachten ist, da dieser über das Hooke'sche Gesetz - als Proportionalitätskonstante - den Zusammenhang zwischen der Spannung und Dehnung eines festen Körpers bei dessen Verformung beschreibt und somit auch die elastische Verformung eines Körpers. Mithilfe einer Funktion der Temperatur wird der Elastizitätsmodul im Ausführungsprogramm definiert.

Als zweiter Materialparameter wird der thermisch lineare Ausdehnungskoeffizient α verwendet, da ohne diesen die thermische Ausdehnung keine Berücksichtigung erfahren kann und somit die thermischen Randwerte obsolet wären. Um dies zu erreichen, wird eine Funktion, die abhängig von der Temperatur ist und den Ausdehnungskoeffizienten wiedergibt, im Programm implementiert.

Als Nächstes werden die mechanischen Randwerte, in Form von einzugebenden Freiheitsgraden, beschrieben. Aufgrund der Versuchsergebnisse, die auf ein linear-elastisches Verhalten schließen, wird in der mechanischen Berechnung das Hooke'sche Gesetz angewendet. Für die Berechnung wird eine konstante Referenztemperatur verwendet. Die Berechnung der Simulation erfolgt mit dem linearen Gleichungslöser MUMPS.

Im letzten Schritt findet die Ausgabe der Ergebnisse statt. In diesem Fall wurde die Kraft in den Randwerten und die Dehnung an der Position von den DMS ausgegeben.

6.5. Ergebnisse der Simulation

In diesem Abschnitt werden die thermischen und mechanischen Resultate der Simulation präsentiert. Die ermittelten mechanischen Versuchswerte werden mit der numerischen Analyse verglichen. Beim Versuch wurden die Größen Kraft und Dehnung ermittelt, wodurch die Simulationsergebnisse an derselben Position wie im Versuch ausgelesen werden.

Die Ergebnisse der thermischen Berechnung werden in der Abbildung 6.7 anhand eines Diagramms dargestellt. Mit dem Berechnungsintervall von 0 s bis 9200 s in 100 s Schrit-

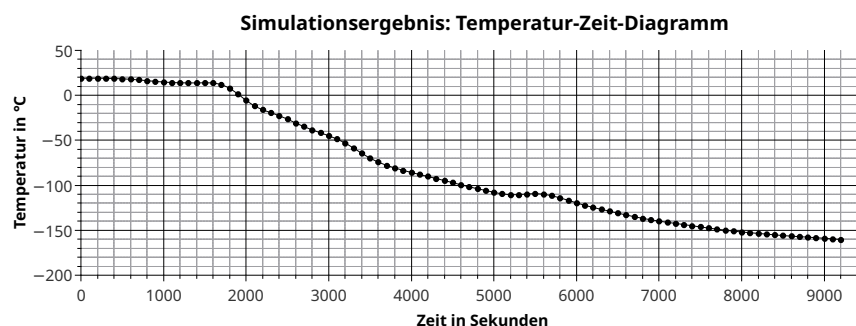
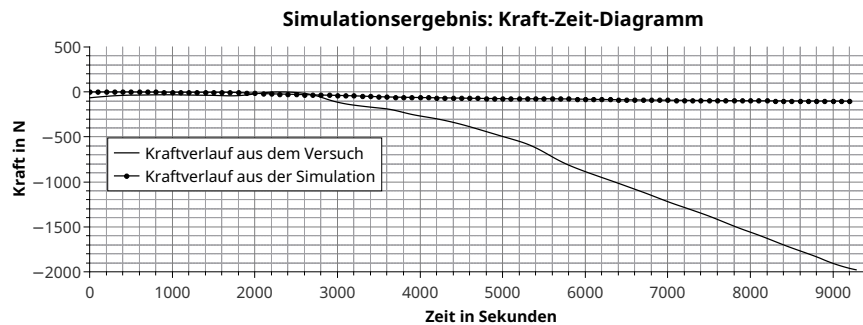


Abbildung 6.7.: Eingangsgröße: Temperatur

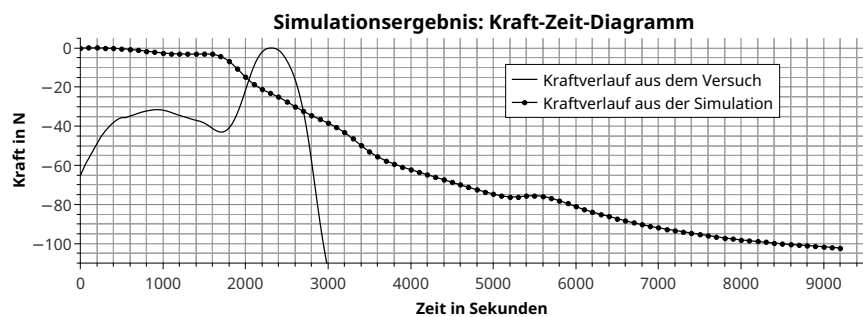
ten wird die thermische Berechnung für die Simulation erstellt. Die einzelnen Punkte repräsentieren hierbei den jeweiligen Berechnungspunkt im Diagramm. Die thermischen Ergebnisse werden als Input für die mechanische Berechnung verwendet.

Im Versuch erfolgte die Kraftmessung an der Einspannungsstelle. Daraus resultiert zur Vergleichbarkeit mit der Analyse das Auslesen der Kraft somit auch an ebener Stelle im Modell. Die Abbildung 6.8 stellt hierbei die Kraft-Zeit-Diagramme in verschiedenen Kraftbereichen dar. Der Graph, der als durchgehende Linie dargestellt wird, bildet die

gemessene Kraft im Versuch ab, wohingegen der Graph, der als gepunktete Linie dargestellt wird, die in der Simulation berechnete Kraft angibt. Zu beachten ist, dass jeder Punkt einem Berechnungswert entspricht. Die Kraftkurve aus dem Versuch wurde am Maximum auf null verschoben, um die Kraftgraphen besser vergleichen zu können. In Abbildung 6.8a ist die Kraftachse an die ermittelte Kraft im Versuch angepasst, da auf diese Weise beide Kurven im Diagramm abgebildet werden können. Im Diagramm ist eine absolute Abweichung von 1875,6 N von der gemessenen Kraft und simulierten Kraft ablesbar.



(a) Kraftbereich von -1800 N bis 500 N



(b) Kraftbereich von -110 N bis 10 N

Abbildung 6.8.: Simulationsergebnisse: Kraft über der Zeit

Um die simulierte Kraft besser beurteilen zu können, wurde in Abbildung 6.8b die Ordinate auf einen Bereich von -110 N bis 10 N skaliert, damit die simulierte Kraft vollständig im Betrachtungsfenster liegt. Die im Diagramm abgebildete Kraft ist proportional zum Temperaturverlauf.

Die Abbildung 6.9 zeigt die Positionen der DMS im Modell, die anhand der DMS im Versuch ausgewählt worden sind. Die Dehnungen die aus der Simulation extrahiert

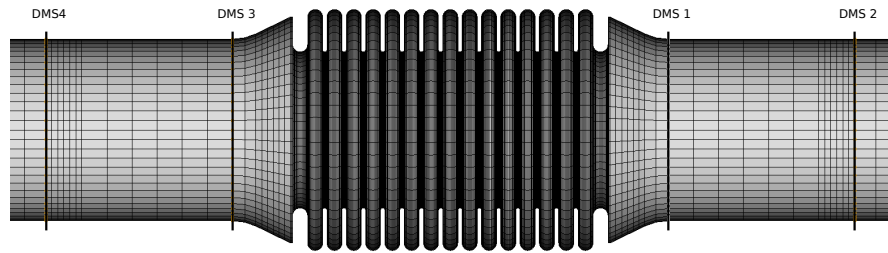


Abbildung 6.9.: DMS Positionen am Modell

wurden, stammen aus jeweils einem Knotenpunkt und geben die Längsdehnung des Rohres an.

Die Dehnungen aus der Simulation am DMS 1 und DMS 3 sind identisch sowie die Dehnungen bei DMS 2 und DMS 4. Die Abbildung 6.10 zeigt einen Ausschnitt des Dehnungs-Zeit-Diagramms mit den simulierten Dehnungen vom DMS 1 und DMS 2. Hierbei stellt sich heraus, dass die Dehnung am DMS 2 um 0.0277 % größer ist als die Dehnung am DMS 1. Da sich die berechneten Dehnungen nur minimal unterscheiden, wird in den weiteren Diagrammen die Dehnung am DMS 1, zum Vergleich mit der Dehnung im Versuch, verwendet. Dies dient auch der Übersichtlichkeit der Diagramme in den Abbildungen. Es wird auch lediglich eine Dehnungskurve vom Versuch verwendet und zwar die Dehnung am DMS 1.

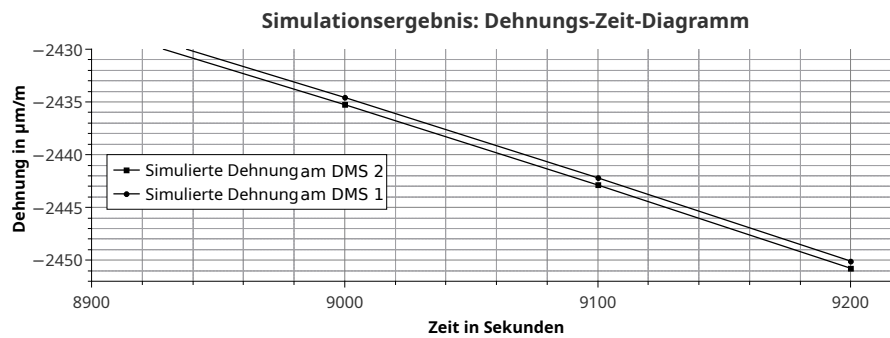


Abbildung 6.10.: Simulationsergebnisse: Vergrößerung der simulierten Dehnung

Die Abbildung 6.11 zeigt das Dehnungs-Zeit-Diagramm mit der simulierten Dehnung und der Dehnung aus dem Versuch. Die simulierte Dehnungskurve über die Zeit ähnelt dem Graphen im Temperatur-Zeit-Diagramm, woraus sich schließen lässt, dass die simulierte Dehnung proportional zur Temperatur ist.

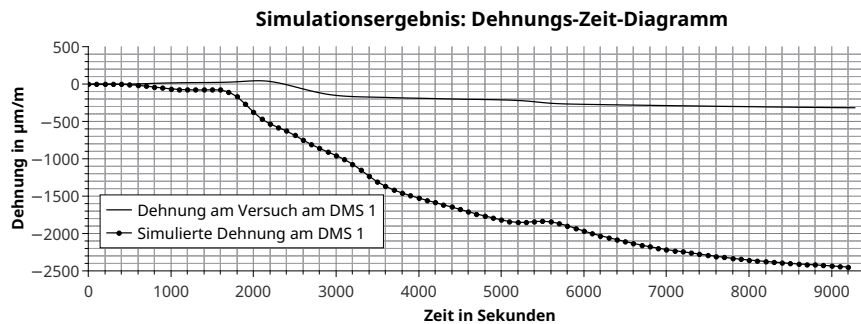


Abbildung 6.11.: Dehnung im Versuch und simulierte Dehnung

Mit zunehmender Zeit fallen beide Dehnungen ab, allerdings fällt die simulierte Dehnung steiler ab und erreicht ihr Minimum bei $-2450,09 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$. Die Dehnung im Versuch erreicht ihr Minimum hingegen bei $-317,17 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$. Hieraus lässt sich ableiten, dass das Minimum der Dehnung im Versuch circa 13 % der simulierten Dehnung entspricht.

Um eine bessere Vergleichbarkeit der Dehnungsverläufe zu gewährleisten, wird der Dehnungsverlauf der Simulation mit dem Faktor 0,13 multipliziert. Daraus ergibt sich eine bessere Abbild- und Vergleichbarkeit der in der Abbildung 6.12 dargestellten Diagramme auf gleicher Höhe der Werte.

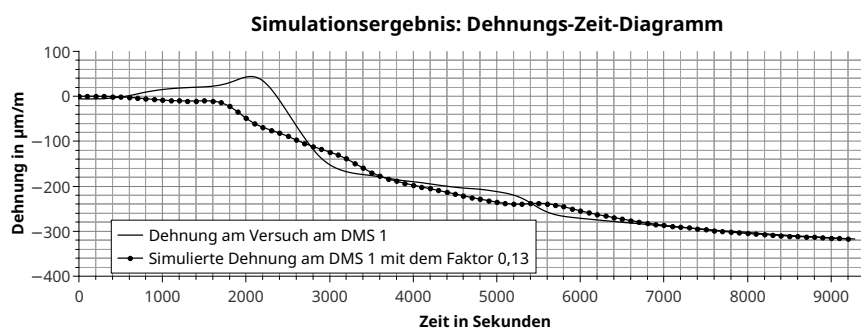


Abbildung 6.12.: Simulierte Dehnung angepasst an die Dehnung im Versuch

Daraus lässt sich erkennen, dass die Dehnungsverläufe Ähnlichkeiten aufweisen. Zu Beginn ist bei beiden Dehnungskurven eine flache Steigung gegeben. Jedoch unterscheiden sich diese Steigungen in ihrem Vorzeichen, da sich die Steigung der simulierten Kurve im negativen Bereich befindet, wohingegen die Steigung der Versuchsdehnung eine positive Steigung erfährt. In der Abbildung 5.12 ist dieses parallele Auseinanderklaffen beider Dehnungen zu erkennen. Ab circa 2000 Sekunden fallen die Dehnungsverläufe rapider ab, wobei die Versuchsdehnung steiler fällt als die Dehnungskurve in der Simulation. Circa beim Zeitpunkt von 3400 Sekunden ändern sich die Dehnungsraten, sodass die Steigungen flacher werden. Am Zeitpunkt 5800 Sekunden erfolgt wiederum eine Änderung der Steigungen. Die Dehnungskurve im Versuch besitzt hier eine steiler sinkende

Steigung, wohingegen die simulierte Dehnungsrate ansteigt. Kurz danach besitzen die Dehnungskurven eine ähnliche negative Steigung.

Auf ein Plotten der Ergebnisse des Dehnungs-Temperatur-Diagramms und Kraft-Temperatur -Diagramms wurde an dieser Stelle verzichtet, um unnötige Wiederholungen zu vermeiden. Im Anhang B.4 können entsprechende Ergebnisse eingesehen werden.

Im Gegensatz zur Probe im Versuch ist das Modell in der Simulation als ideale Geometrie modelliert worden. Das bedeutet unter anderem, dass das Rohr in der Simulation aus einem idealen Kreisring extrudiert wurde, wodurch sich keine Verformungen bilden, die in einer realen Produktion gebildet werden könnten beziehungsweise zu erwarten wären. Produktionsteile können weiterhin Ungenauigkeiten in Form einer ovalen Geometrie im Rohr enthalten oder es entstehen Asymmetrien und Unebenheiten am Kompensator selbst. Dies kann zur Folge haben, dass die Mitten der Rohrstücke nicht zentriert zueinander sind.

Zudem wird der Balg mit den Rohrstücken verschweißt, wodurch sich eventuelle Fehlerquellen bilden können, da Schweißnähte grundsätzlich Schwachpunkte darstellen. Das liegt zum einen daran, dass sich vorangegangene Schweißfehler herauskristallisieren können, wie zum Beispiel Risse, die die Verbindung beeinträchtigen [63, 73]. Zum anderen existieren weitere mögliche Fehlerquellen, wie ein Schweißverzug in Form eines Winkelverzugs oder entstehende Lunker, zum Beispiel ein Gaseinschluss, der die Porosität im Material negativ beeinflussen kann [63]. Da nicht von vornherein von Produktionsfehlern und deren anschließenden Auswirkungen ausgegangen werden kann, wird die Schweißverbindung im Modell nicht berücksichtigt. Daher werden alle Abschnitte als ein Bauteil betrachtet.

Die Fertigung der Geometrie eines Kompensators geschieht anhand einer Kaltverformung. Die Kaltverformung stellt ein Verfahren dar, bei dem das Metall einer plastischen Verformung unterhalb der Rekristallisationstemperatur unterzogen wird. Durch die niedrigen Temperaturen und hohen Kräfte, die hierbei entstehen, wird das Gefüge des Metalls verformt. Dieser Prozess hat zur Folge, dass sich die Eigenschaften im Metall verändern, insbesondere durch eine Erhöhung der Zugfestigkeit sowie Zunahme der Materialhärte [2].

Zu beachten gilt auch, dass Abweichungen von den Versuchs- und Simulationswerten bei der Aufnahme oder beim Übertragungsweg der Messwerte entstehen können, welche für verfälschte Ergebnisse sorgen können. Die DMS wurden anhand ihrer kryogenen Eigenschaft und der ähnlichen Ausdehnung zur Probe gewählt. Falls sich allerdings die Wärmeausdehnung der Probe und den DMS unterscheiden sollte, kann dieser Aspekt zu Messfehlern führen. Des Weiteren kann es auch hier durch eine unsachgemäße Verkabelung zu Fehlern kommen, indem beispielsweise ein Knick unbemerkt bleibt. Die Wahrscheinlichkeit eines solchen Fehlers ist jedoch äußerst gering, da die Dehnungsmessstreifen an vier Punkten angebracht wurden und die Kurven einen ähnlichen Verlauf zeigen. Beim Kraftaufnehmer selbst können auch Messabweichungen entstehen, die die Geometrie betreffen. Die Kraft wird bei der Einspannung gemessen und explizit an die

ser Stelle spannen die Spannbacken mit hohen Kräften an der Probe. Dies kann dazu führen, dass trotz des Vollzylinders im Rohr, der die Geometrie vor Verformung schützen soll, die Probe verformt wurde.

6.6. Simulationsanpassung des Materialmodells und deren Ergebnisse

Im Kapitel 6.6 wird die durchgeführte Simulation angepasst, sodass deren Ergebnisse denen des reellen Versuches entsprechend angenähert werden. Um dies umzusetzen, wird an der Steifigkeit, das heißt am Elastizitätsmodul, des Materials ein Multiplikationsfaktor k hinzugefügt, welcher diesen Materialparameter hin zu einer höheren Steifigkeit modifiziert. Der Balg des Kompensators wird mittels einer Kaltumformung verformt, woraus sich eine Verfestigung im Material ergeben kann (siehe dazu Kapitel 2.3 auf Seite 7)

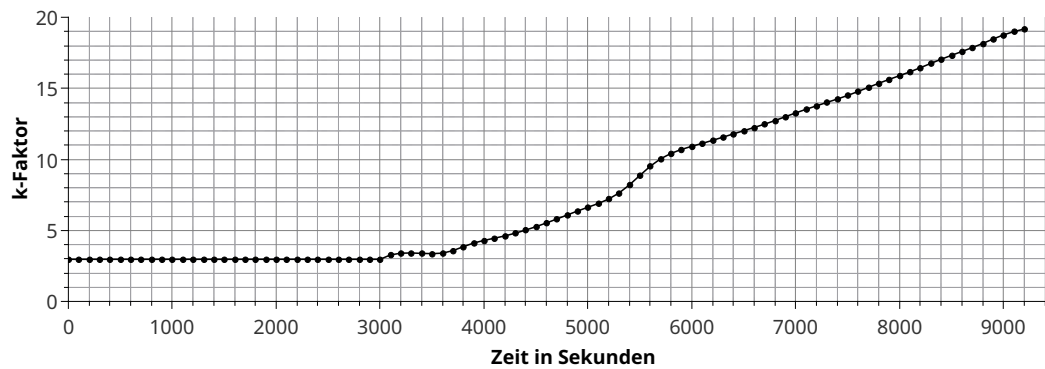
Anschließend wird die Ermittlung des k -Faktors sowie seine Auswirkung auf die Simulation beschrieben. Zudem wird der Multiplikationsfaktor auf das globale Modell und auf den Balg angewendet.

Die Berechnung erfolgt nach linear-elastischen Gesetzen, somit kann der lineare Ansatz zur Ermittlung eines k -Faktors verwendet werden:

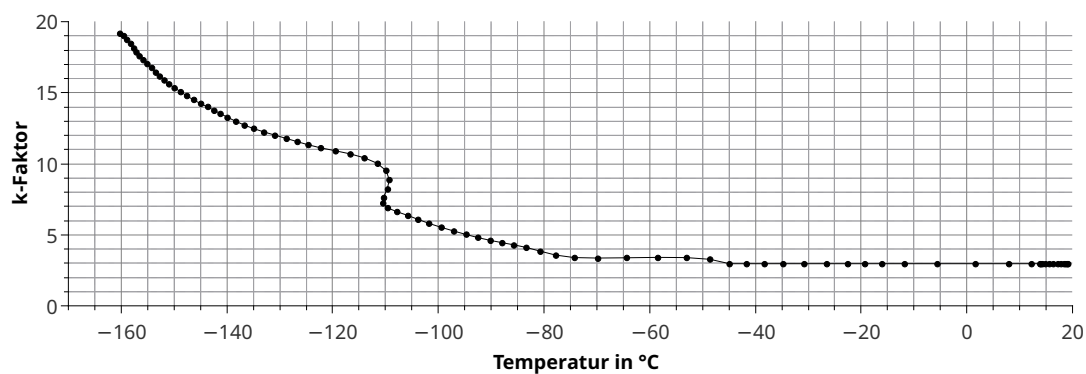
$$F_{Versuch} = k \cdot F_{Simulation} , \quad (6.7)$$

wobei $F_{Versuch}$ die Kraft aus dem Versuch wiedergibt, k der Multiplikationsfaktor ist und $F_{Simulation}$ die simulierte Kraft darstellt. Die Formel 6.7 wird in einem Matlab Skript implementiert (siehe dazu Anhang C.5). Für die Kraft im Versuch wurde, wie im Kapitel 6.5, die Kraftkurve am Maximum auf null verschoben. Zudem wurde bis zum Zeitpunkt 3000 Sekunden mit einem konstanten k -Faktor gerechnet, weil vor diesem Zeitpunkt die Kraftkurve aus dem Versuch nicht monoton fallend ist und nach physikalischen Grundlagen die Kraft proportional zur Temperatur sein muss. Danach wurde für jeden Kraftwert ein individueller k -Faktor bestimmt.

Die Abbildung 6.13 stellt das Diagramm für den k -Faktor über der Zeit dar. Bis 3000 Sekunden ist der k -Faktor konstant mit einem Wert von 2,964. Danach verläuft die k -Faktor-Kurve monoton steigend bis das Maximum von 19.1725 erreicht wurde.

Abbildung 6.13.: Diagramm des Multiplikationsfaktors k als Funktion der Zeit

In der Abbildung 6.14 wurde der k -Faktor über der Temperatur in einem Diagramm aufgetragen. Im Temperaturbereich von -160 °C bis -45 °C nimmt der k -Faktor mit steigender Temperatur ab. Im Teilbereich von -110 °C bis -115 °C ist die k -Faktor-Kurve uneindeutig, das heißt einem Temperaturwert wird mehr als ein k -Faktor zugeordnet. Ab einem Temperaturwert von -45 °C besitzt der k -Faktor einen konstanten Wert von 2,964.

Abbildung 6.14.: Diagramm des Multiplikationsfaktors k über der Temperatur geplotet

Um den k -Faktor zu überprüfen, wird eine Simulation durchgeführt. Aufgrund der Uneindeutigkeit des k -Faktors im Temperaturbereich muss der k -Faktor im Zeitbereich verwendet werden. Da der k -Faktor eingesetzt wird, um den E-Modul anzupassen, besteht ein Problem in Code_Aster. Bei einer linear-elastischen Berechnung ist lediglich ein E-Modul als Funktion der Temperatur möglich. Zudem muss die Funktion eindeutig und die Temperaturwerte müssen aufsteigend sein. Um dieses Problem zu lösen, wird eine Schleife im Skript implementiert, die es ermöglicht, die k -Faktoren in zeitlicher Abhängigkeit zu verwenden.

Die Abbildung 6.15 zeigt den Programmablaufplan für die mechanische Simulation. Der erste Schritt ist die Zuordnung der Referenztemperatur bei $i = 0$. Die Laufvariable

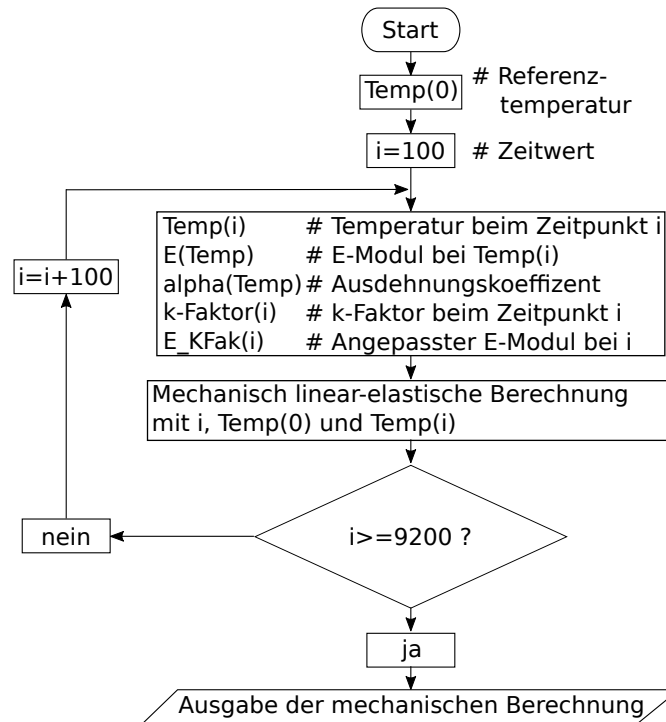


Abbildung 6.15.: Programmablaufplan der mechanisch linear-elastischen Berechnung mit dem zeitlichen k-Faktor

in der Schleife „i“ gibt zudem den Zeitwert an, wobei der Startwert bei 100 liegt.

Im nächsten Schritt im Programm werden die Inputs für die mechanische Berechnung beim Zeitpunkt „i“ aufgerufen. Mit dem k-Faktor am Zeitpunkt „i“ und dem E-Modul an der Temperatur am Zeitpunkt „i“ wird der adaptierte E-Modul $E_KFak(i)$ erstellt. Für jede Laufvariable „i“ wird eine mechanische Berechnung mit dem Hooke’schen Gesetz und der thermischen Deformation durchgeführt. Nachdem die Schleife den letzten Zeitwert $i = 9200$ berechnet hat, erfolgt die Ausgabe der Ergebnisse.

Die Abbildung 6.16 stellt das adaptierte Kraft-Zeit-Diagramm dar. Die angepasste Simulationskurve der Kraft gibt die Kraftkurve aus dem Versuch ideal wieder.

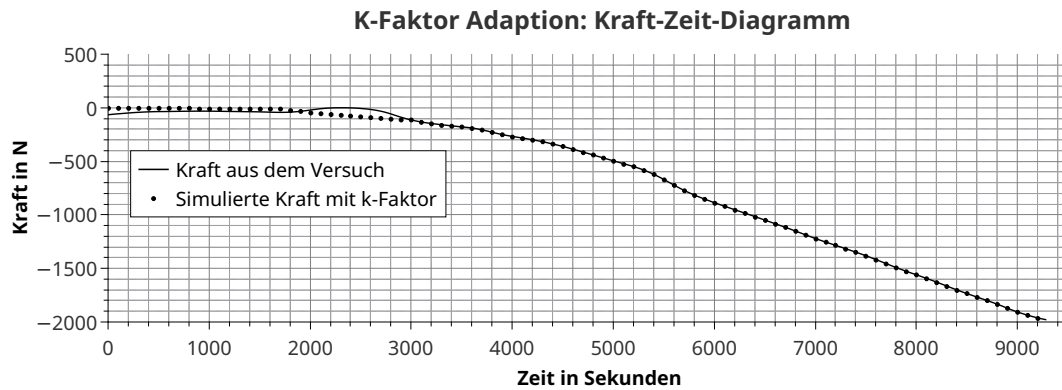


Abbildung 6.16.: Kraft-Zeit-Diagramm der angepassten Simulation mit dem k-Faktor und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert

Zusätzlich ist in der Abbildung 6.17 das adaptierte Kraft-Temperatur-Diagramm abgebildet. Auch an diesem Diagramm zeigt sich eine ideale Anpassung der Kraftkurve durch den k-Faktor.

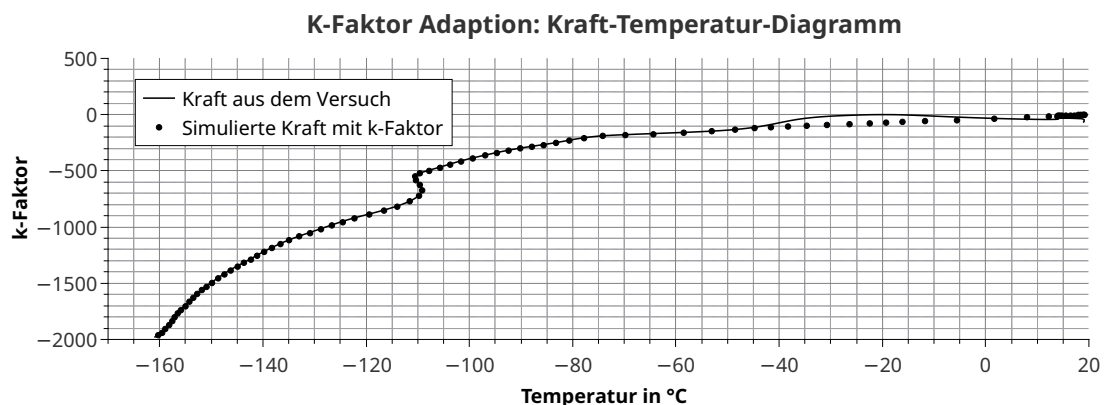
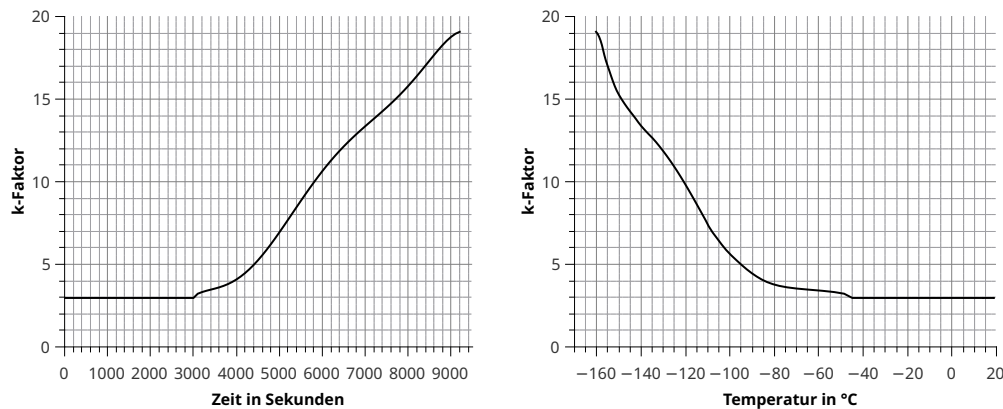


Abbildung 6.17.: Kraft-Temperatur-Diagramm der angepassten Simulation mit dem k-Faktor und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert

Auf die Darstellung eines Dehnungsdiagramms mit der Verwendung des k-Faktors wird verzichtet, da der k-Faktor keine Änderung in den Dehnungsgraphen verursacht (vergleich Abbildung 6.11 auf Seite 46).

In Hinblick auf die Tatsache, dass der k-Faktor nicht eindeutig als Funktion der Temperatur ist, werden die Daten im Temperaturbereich von -115 °C bis -110 °C herausgefiltert und eine Funktion über die k-Faktoren gelegt.

Die Abbildung 6.18a zeigt diesen angepassten Kurvenverlauf des k-Faktors in einem Zeit-Diagramm und die Abbildung 6.18b bildet den angepassten k-Faktor in einem Diagramm über der Temperatur ab. Beide k-Faktor-Kurven sind eindeutig und können bei



(a) k-Faktor geplottet über der Zeit (b) k-Faktor geplottet über der Temperatur

Abbildung 6.18.: Diagramme der geglätteten k-Faktoren

beliebigen Temperaturinputs verwendet werden. In den folgenden Simulationen wird der E-Modul mit dem eindeutigen k-Faktor als Funktion der Temperatur angewendet.

Der Balg des Kompensators wurde kaltverformt, was bedeutet, dass lediglich im Balg eine Verfestigung des Materials erfolgt. Die Schlussfolgerung wäre, dass nur der Elastizitätsmodul im Balg sich verändert und der E-Modul im Rohrbereich unverändert bleibt. Im Folgenden werden zwei Simulationen erstellt. Zum einen wird eine Simulation durchgeführt, indem der E-Modul global auf das Modell verändert wird, und zum anderen wird in der zweiten Simulation der E-Modul nur am Balg angepasst. Zudem wird ein streng monoton fallender Temperaturverlauf als Belastungsgröße eingesetzt. Diese Belastungsgröße wird in der Abbildung 6.19 als Temperatur-Zeit-Diagramm abgebildet. Dieser Temperaturverlauf ist ein angepasster Verlauf aus dem Versuch, indem die Bereiche herausgefiltert wurden, die nicht monoton fallend sind (vergleiche Kapitel 5.3 auf Seite 32).

Die Simulationsergebnisse in denen der k-Faktor für das globale Modell angewendet wurde, ist in Abbildung 6.20 dargestellt. Abgebildet ist ein Diagramm, das die Kraft aus dem Versuch und die simulierte Kraft veranschaulicht. Die simulierte Kraft ist dem Kraftverlauf aus dem Versuch angenähert. Allerdings weicht die simulierte Kraft im Temperaturbereich von -130 °C bis -110 °C vom Versuch ab. Das liegt daran, dass der berechnete Verlauf proportional zur Temperatur ist.

Es zeigt sich, dass sich der simulierte Kraftverlauf mit der Anwendung des k-Faktors am Balg um maximal 1,38 % im Vergleich zur globalen Anwendung des k-Faktors verändert. Die Abbildung 6.21 stellt einen Ausschnitt des Kraft-Temperatur-Diagramms im Temperaturbereich von -162 °C bis -150 °C und im Kraftbereich von -2000 N bis -1700 N dar. Abgebildet sind die Kraft aus dem Versuch als durchgehende Linie, die simulierte Kraft mit dem k-Faktor am gesamten Modell mit den Rechtecken im Gra-

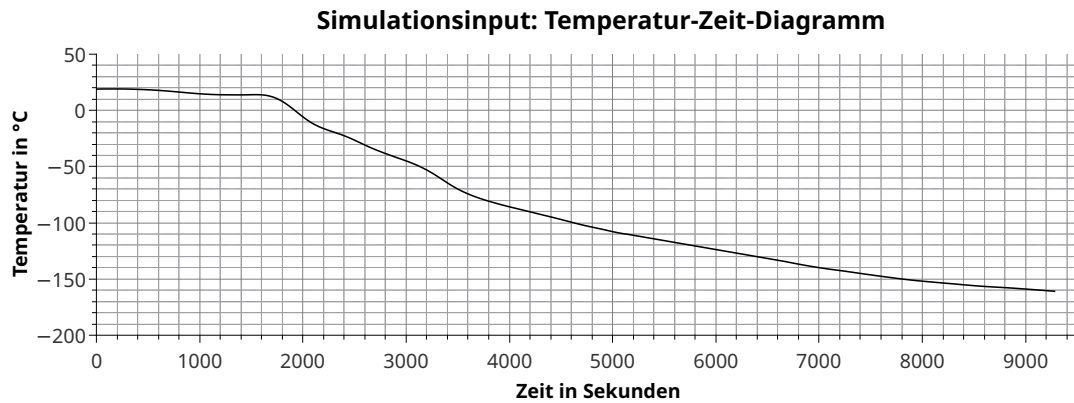


Abbildung 6.19.: Belastungsgröße für die stetige Simulation mit der Verwendung des k-Faktors

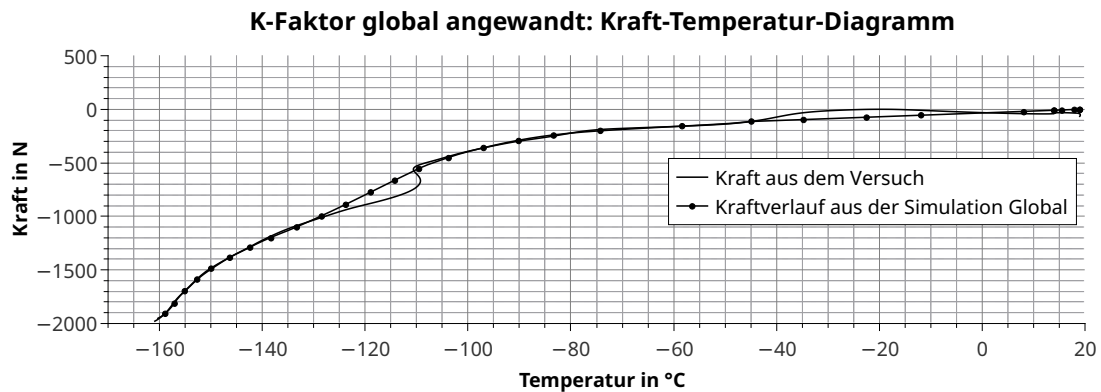


Abbildung 6.20.: Kraft-Temperatur-Diagramm mit dem k-Faktor angewandt am globalen Modell und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert

phen und die simulierte Kraft mit dem k-Faktor am Balg mit Kreisen im Graphen. Der Kraftverlauf mit den k-Faktoren für das gesamte Modell bildet den Versuch genauer ab. Das liegt daran, dass der Ansatz zur Bestimmung des k-Faktors mit Daten berechnet wurde, die das gesamte Modell repräsentieren.

Es müsste ein neuer k-Faktor für den Balg bestimmt werden, um die simulierte Kraft besser an den Versuch anzupassen. Allerdings erweist sich dieser Ansatz komplex, da mit dem Versuch nur eine Kraft an der Fixierung ermittelt und mit den DMS die Dehnung am Rohr gerechnet wurde. Die erhaltenen Messwerte beziehen sich auf die gesamte Probe, daher wird in der Simulation auch der Multiplikationsfaktor global betrachtet. Messdaten, die erläutern würden, was zwischen den Rohrstücken und Balg geschehen ist, wurden nicht ermittelt und somit kann auch nicht in Teilbereichen korrigiert werden, sondern nur im gesamten Modell.

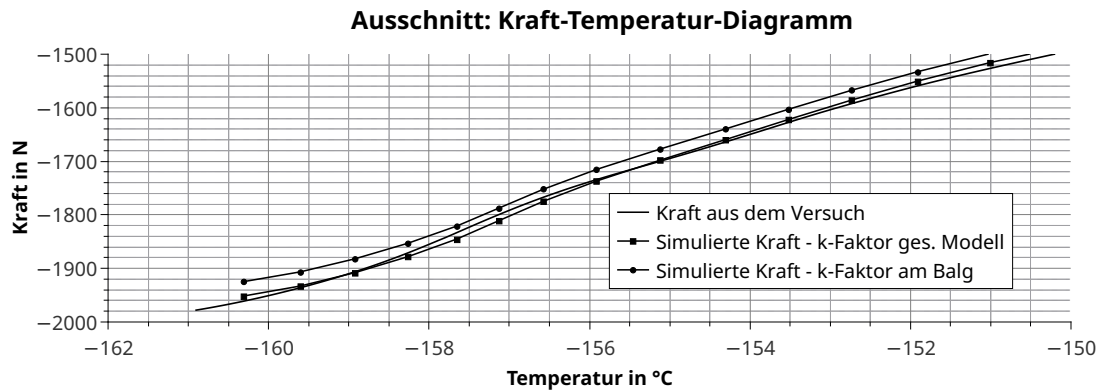


Abbildung 6.21.: Kraft-Temperatur-Diagramm mit dem k-Faktor angewandt lediglich am Balg, am globalen Modell, und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert

Ein Diagramm mit dem Dehnungsverlauf wird an dieser Stelle nicht aus Übersichtlichkeitsgründen abgebildet, da sich das Diagramm nicht wesentlich von der Dehnung im Kapitel 6.5 in Abbildung 6.11 und 6.12 unterscheidet (vergleiche Anhang B.5). Daraus folgt, dass die simulierten Ergebnisse der Dehnung nach wie vor stark von den Versuchswerten abweichen. Da der k-Faktor lediglich den Elastizitätsmodul anpasst und die simulierte Dehnung hauptsächlich einer thermischen Dehnung entspricht, lässt sich schlussfolgern, dass sich diese thermische Dehnung proportional zur thermischen Belastungsgröße und dem Ausdehnungskoeffizienten im Material (vergleiche Gleichung 2.10 auf Seite 14) verhält. Das kann daran liegen, dass es im Versuch zu unerwünschten Störgrößen gekommen ist, die in der Simulation nicht übertragen werden konnten oder dass die Übertragung der Dehnung nicht optimal verlaufen ist. Zum Beispiel können die DMS durch externe Faktoren beeinflusst werden, wie unerwartete Temperaturänderungen, die in einem Experiment auftreten können, sodass Messfehler bewirkt werden. Diese Art von Dehnung wird als thermisches Ausgangssignal oder auch als scheinbare Dehnung, da diese Dehnung nur vom DMS ausgeht, bezeichnet. Da sich die Materialien der DMS sowie deren Qualität je nach Charge unterscheiden, ist auch eine eindeutige Beurteilung dieser scheinbaren Dehnung durch die DMS-Hersteller nur bedingt möglich, sodass diese auch empfehlen, die DMS unter thermischen Versuchsbedingungen zu testen [50].

7. Erkenntnisse zur Betriebsfestigkeit des Kompensators

Zur Überprüfung der Lebensdauer des simulierten Kompensators wird im folgenden Kapitel die Betriebsfestigkeit nach Hobbacher [36] und Fricke [29] ermittelt. Dazu wird die extreme 1. Hauptspannung benötigt, die im Abschnitt 7.1 kalkuliert wird.

Der nächste Schritt ist die Betrachtung der Lebensdauer, die im Unterkapitel 7.2 mithilfe der Anzahl der Lebenszyklen durchgeführt wird, gefolgt von einer Diskussion der Ergebnisse.

7.1. Ermittlung der Belastungsspannung

Dieses Unterkapitel beinhaltet die Untersuchung der größten auftretenden Spannung im Kompensator. Nach Hobbacher [36] wird die 1. Hauptspannung an den Knotenpunkten für die Ermittlung der Betriebsfestigkeit benötigt. Im Detail wird in Hobbacher [36] erläutert, dass für die Auswertung der Lebensdauer eine maximale Spannung in einem kritischen Bereich entnommen werden muss, wobei die Werte der maximalen Spannung mit einer FE-Simulation ermittelt werden können. Da Hobbacher [36] für Grundmaterialien eine Nennspannungsentwurfskurve bereitstellt, wird für das Grundmaterial Stahl die Entwurfskurve FAT 160 mit dem Steigungsexponenten $m = 5$ angewendet.

In dieser Arbeit kann keine Nennspannung über den Querschnitt ermittelt werden, da die Geometrie des Modells beziehungsweise der Probe zu starke Krümmungen aufweist. Allerdings kann eine Kerbspannung mit einer FE-Analyse bestimmt werden.

Dazu stellt Fricke [29] eine Ermüdungsbeurteilung eines Kerbspannungsansatzes vor, welcher jedoch grundsätzlich nur für Schweißverbindungen ausgelegt ist. Um unendlich hohe Spannungsergebnisse in der Schweißspitze oder -wurzel zu vermeiden, werden diese mit einer abgerundeten Geometrie in Form von Referenzradien ersetzt. Da in dieser Arbeit der Balg aus einem dünnen Rohr geformt wurde, entstehen dadurch schmale Radien. Für diesen Ansatz besitzt Stahl die Ermüdungsklasse FAT 225 mit einer Steigung von $m = 3$.

Die Abbildung 7.1 zeigt das Vorgehen, um die 1. Hauptspannung zu ermitteln. Das verwendete Gitter dieser Simulation ist das aus dem Kapitel 6.3 und der Programmablaufplan startet mit der Berechnung des Temperaturfeldes. Als Belastungsgröße wird ein linearer Temperaturverlauf von 20 °C bis -162 °C angenommen.

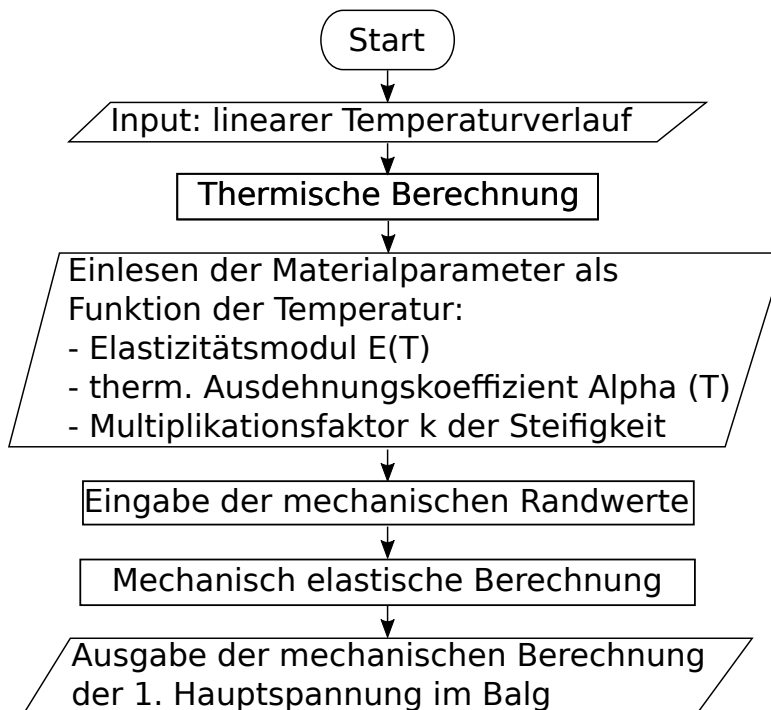


Abbildung 7.1.: Programmablaufplan zur Ermittlung der 1. Hauptspannung im Balg

An dieser Stelle werden zudem die Materialparameter für die mechanische Berechnung eingelesen. Die benötigten Materialwerte sind der Elastizitätsmodul und der lineare Ausdehnungskoeffizient, die beide von der Temperatur abhängig sind. Entnommen wurden diese Größen aus Bradley [8] und Desai [20], wohingegen die Verläufe der Stoffdaten in Abschnitt 6.3 betrachtet wurden.

Zusätzlich wird der k-Faktor, der im Kapitel 6.6 ermittelt wurde und als Anpassungswert für die Steifigkeit eingesetzt wird, an dieser Stelle mit eingelesen. Der Verlauf des k-Faktors, welcher in dieser Simulation angewendet wird, kann in der Abbildung 6.18b auf Seite 52 betrachtet werden. Der k-Faktor für diese Simulation wurde als Funktion der Temperatur erstellt, da in Code_Aster in einer linear-elastischen Berechnung der E-Modul ausschließlich von der Temperatur abhängig sein kann.

Nachdem das Material und die Randwerte eingegeben wurden, kann die mechanische Berechnung gestartet werden. Da sich das Material elastisch verhält, wird eine reine linear-elastische Simulation mithilfe des Hooke'schen Materialmodells und der thermischen Deformation durchgeführt. Als Output der Berechnung wird die 1. Hauptspannung extrahiert, genauer die Extremwerte im Kompensationsbereich. Der letzte Schritt ist die Ausgabe der mechanischen Berechnung. Diese erfolgt als Tabellenwerte, die die Extrema, die zugehörigen Knotenpunkte und die Position enthält. Zudem wird auch ein 3-D-Modell mit den Spannungswerten ausgegeben, welches in einem Post-Processing Tool betrachtet werden kann.

Die Extrema der 1. Hauptspannung im Balg bestehen hierbei aus dem Maximum von 1,31 GPa sowie dem Minimum von $-2,17$ GPa. Das bedeutet, dass für die weitere Berechnung das absolute Maximum von 2,17 GPa verwendet wird. Die Abbildung 7.2 stellt die 1. Hauptspannung im Kompensator jeweils in der Außenansicht (Abbildung 7.2a), in der Innenansicht (Abbildung 7.2b) sowie als Vergrößerung eines Randes der Bögen (Abbildung 7.2c) des Kompensators dar. In den Abbildungen 7.2a sowie 7.2b wird jeweils eine Legende der 1. Hauptspannung mit einem Balken farblich dargestellt. Es zeigt sich, dass die minimalen Spannungen in den Außenflächen der konvexen Bögen, die maximalen Spannungen gegenüber, auf der Innenfläche der konkaven Bögen, auftreten. Die Abbildung 7.2c zeigt das eingezeichnete Minimum der 1. Hauptspannung in einem vergrößerten Ausschnitt eines Randes der Bögen. Der in Abbildung 7.2c grün umrandete Knotenpunkt besitzt hierbei das Minimum von $-2,17$ GPa, wobei auch bei den Knotenpunkten, die am selben Umfang vom Kompensator liegen dieses Minimum zum Tragen kommt. Der Kompensator ist ein symmetrisches Bauteil, sodass alle symmetrisch liegenden Knotenpunkte auch mit diesem Minimum belastet sind.

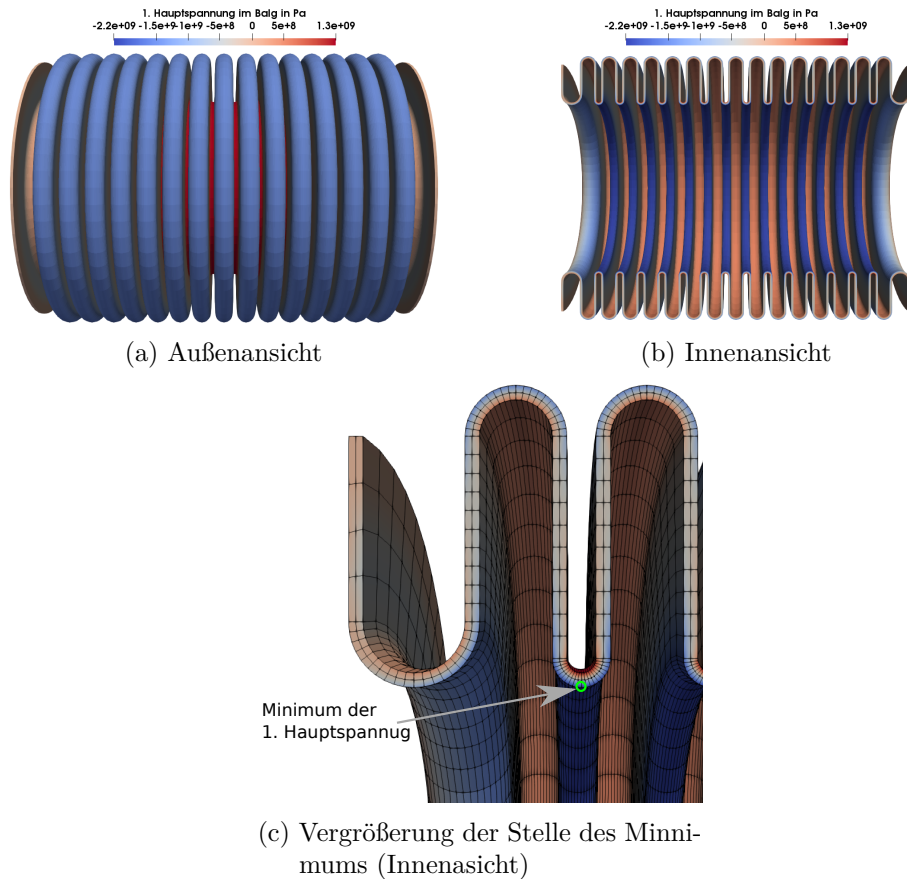


Abbildung 7.2.: 1. Hauptspannung im Kompensationsbereich

7.2. Lebensdauerberechnung

Eine Ermüdungsbeurteilung erfolgt mit charakteristischen Widerstandskurven aus einer geeigneten Ermüdungsklasse FAT. Die FAT wird je nach Anforderung, zum Beispiel Spannungsverhältnis oder Wanddicke, modifiziert. Diese Widerstandskurven basieren auf der Wöhlerkurve [36].

Die Ermüdung wird in Form der Anzahl der Lebenszyklen mit der 1. Hauptspannung an den Knotenpunkten berechnet. Die Anzahl der Lebenszyklen wird nach Hobbacher [36] wie folgt berechnet:

$$N_{ber} = 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_{ref}}{\Delta\sigma_{ber}} \right)^m \quad (7.1)$$

wobei:

$\Delta\sigma_{ref}$ = Auslegungswert der Ermüdungsspannung bei $2 \cdot 10^6$ Zyklen der Ermüdungsklasse

$\Delta\sigma_{erm}$ = Ermittelte Spannung zur einer charakterisierten Schadensberechnung

N_{ber} = Berechnete Anzahl der Lebenszyklen

m = Steigungsexponent

Die Ermüdungsklasse FAT 225 wird nach Fricke [29] gewählt. Der Spannungsbereich $\Delta\sigma$ der FAT entspricht dabei dem kritischen Rissfortschritt bei $2 \cdot 10^6$ Zyklen [36] und der Anstiegsexponent der Widerstandskurven lautet $m = 3$ [29]. Zum Berechnen der Anzahl der Lebenszyklen wird zudem die größte Kerbspannung benötigt. In diesem Fall wäre dies, das in der FE-Analyse berechnete und im Abschnitt 7.1 erläuterte absolute Minimum der 1. Hauptspannung mit dem Wert 2,17 GPa. Nach Gleichung 7.1 wird für diesen Fall, wie folgt, die Anzahl der Zyklen berechnet:

$$N_{ber} = 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{225 \text{ MPa}}{2,17 \cdot 10^3 \text{ MPa}} \right)^3, \quad (7.2)$$

$$N_{ber} = 2220.$$

Das bedeutet, dass die Zyklenzahl auf 2220 begrenzt werden muss und nicht überschritten werden darf, um einen Bruch im Werkstoff zu vermeiden.

Das hat zur Folge, dass zum Beispiel LNG-Schiffe, in welche solche Kompensatoren in die Betankungsleitung integriert wurden, höchstens 2220 mal betankt werden dürfen und diese anschließend getauscht werden müssen.

7.3. Diskussion der Lebensdauer und Anwendung

Um einen Bezug zur Realität herzustellen, wird ein Praxisbeispiel anhand der 2018 in Dienst gestellten AIDAnova, betrachtet, welches zudem das erste Kreuzfahrtschiff darstellt, das vollständig mit LNG betrieben wird [28].

Dieses Kreuzfahrtschiff eignet sich aufgrund seines LNG-Antriebs und der vorhandenen Informationen zur Betankung hervorragend als Beispiel zur Überprüfung der Lebensdauer und Anwendung eines entsprechenden Kompensators. Die Betankung erfolgt bei der AIDAnova in einem zweiwöchigen Rhythmus [28], was bedeuten würde, dass wenn ein Kompensator, der in die Betankungsleitung der AIDAnova integriert ist, in spätestens 4440 Wochen beziehungsweise, gemäß den Berechnungen, nach 2220 Betankungen ausgetauscht werden müsste.

In Folge der Berechnung wird deutlich, dass der Kompensator bei der AIDAnova erwartungsgemäß nach ca. 85 Jahren ausgetauscht werden müsste. Zudem garantieren die Hersteller von Stahlkompensatoren meistens eine Lebensdauer von mindestens 1000 Zyklen [64, 35], was bedeutet, dass die für den in dieser Arbeit diskutierten Kompensator ermittelte Lastspielanzahl die Mindestlebensdauer von 1000 Zyklen deutlich übersteigt. Da Kreuzfahrtschiffe im Allgemeinen eine Lebensdauer von ca. 30 Jahren aufweisen [49], kann die Aussage getätigt werden, dass die in dieser Arbeit ermittelte Zyklenanzahl des Kompensators somit für eine Betankungsleitung genügen würde.

Nach dem IGF-Code [39] müssen flexible Bauteile, wie Kompensatoren, mit einem Druck von 10 bar ausgelegt werden. Da im Versuch kein Innendruck am Kompensator angelegt war, kann auch nicht bestimmt werden, wie sich der Kompensator daraufhin verhalten würde. Um eine wahrheitsgemäße Aussage zu treffen, wäre es nötig, den Kompensator unter Druck zu beobachten, um die hierfür notwendigen Materialeigenschaften zu ermitteln. Eine Betrachtung des Innendrucks im Rohrleitungssystem, also auch im Kompensator, würde voraussichtlich einen Anstieg in der Kerbspannung zur Folge haben. Die daraus resultierende Anzahl an Lebenszyklen würde dementsprechend abnehmen.

Zudem wurde lediglich eine Dimension, das heißt die Art und Größe, eines Kompensators untersucht, da der Versuchskompensator speziell für den Einsatz in der Klimakammer angefertigt wurde. Das hat zur Folge, dass das Rohr vom Kompensator einen Außendurchmesser von 35 mm nicht überschreiten durfte, da sich sonst die Klimakammer als zu klein erwiesen hätte und somit kein Kälteversuch mit anderen Dimensionen des Kompensators, insbesondere größeren, möglich gewesen wäre.

Allerdings sind Leitungen an Schiffen größtenteils mit höheren Durchmessern versehen als die 28,45 mm im Innendurchmesser vom Versuchskompensator. Durch eine Veränderung in der Geometrie verändern sich die Krümmungen im Balg, somit auch die auftretenden Spannungen im Balg, und damit die Lebensdauer.

Aus der Verwendung unterschiedlicher Gitter resultieren dementsprechend verschiedene Lebensdauern. Die Tabelle 7.1 zeigt 6 verschiedene Vernetzungen mit deren maximaler absoluten 1. Hauptspannung und der berechneten Anzahl von Lebenszyklen, wobei in dieser Arbeit das Gitter 6 verwendet wurde. Die Auswahl dieses Gitters erfolgte gemäß der Gitterstudie und nach Fricke [29] (siehe Kapitel 5.3).

In der Tabelle 7.1 besitzen die Gitter 2 und 4 einen quadratischen Elementtyp am Balg. Bei diesen Gittern treten die höchsten 1. Hauptspannungen und die kleinstmögliche Anzahl an Lebenszyklen auf. Zum Beispiel besitzt das Gitter 2 eine maximale 1. Hauptspannung von 2,78 GPa und dadurch die minimale Anzahl an Lebenszyklen von

Tabelle 7.1.: Übersicht von Gittern mit unterschiedlicher Vernetzung dargestellt mit der 1. Hauptspannung und der Zyklenanzahl für eine Betriebsfestigkeitsrechnung

| Gitternummer | Elementtyp | Elemente am Vollkreis | | Elemente in der Dicke | | Anzahl der Knotenpunkte | Max 1. Hauptspannung in GPa | Lebensdauerzyklen FAT 225 |
|--------------|----------------------------------|-----------------------|---------|-----------------------|---------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| | | im Rohr | im Balg | im Rohr | im Balg | | | |
| Gitter 1 | linear | 32 | 40 | 1 | 1 | 63040 | 2,04 | 2676 |
| Gitter 2 | Rohr linear/ Balg quadratisch | 32 | 24 | 1 | 1 | 155424 | 2,78 | 1062 |
| Gitter 3 | linear | 32 | 40 | 1 | 2 | 92640 | 1,67 | 4931 |
| Gitter 4 | Rohr linear/ Balg quadratisch | 32 | 24 | 1 | 2 | 242048 | 2,41 | 1620 |
| Gitter 5 | linear | 32 | 40 | 2 | 2 | 94944 | 1,67 | 4935 |
| Gitter 6 | linear | 60 | 40 | 2 | 2 | 189162 | 2,17 | 2220 |

1062. Im Gegensatz dazu treten in Gittern mit einem linearen Elementtyp geringe Spannungen auf und daraus folgt eine höhere Anzahl an Lebenszyklen. Das Gitter 5 besitzt die höchste Anzahl an Lebenszyklen von 4935.

Ein Grund für diese hohen Abweichungen in den Spannungswerten und der Lebensdauer kann die Möglichkeit darstellen, dass für jedes Gitter in Tabelle 7.1 ein individueller k-Faktor nach Kapitel 6.6 ermittelt werden muss. Die Abbildung 7.3 zeigt ein Diagramm der k-Faktoren als Funktion der Temperatur. Mit der Legende können die zugehörigen k-Faktoren den entsprechenden Gittern aus Tabelle 7.1 zugeordnet werden.

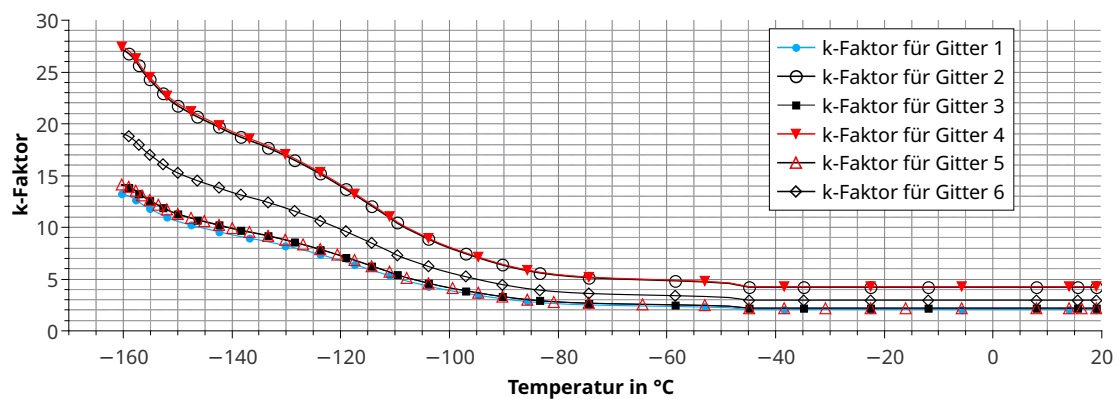


Abbildung 7.3.: Übersicht der k-Faktoren mit verschiedenen Vernetzungen

Die Gitter 2 und 4 besitzen die höchsten Spannungen, die aus einer höheren Anpassung des E-Moduls mit dem k-Faktor resultieren kann. Diese k-Faktoren können Werte von über 25 erreichen. Die k-Faktoren von Gitter 2 und 4 verlaufen fast identisch. Im Gegensatz dazu erreichen die k-Faktoren der Gitter mit einem linearen Elementtyp deutlich einen Wert unterhalb von 20. Die k-Faktoren von Gitter 1, 3 und 5 sind beinahe deckungsgleich und daher im Diagramm kaum zu unterscheiden.

Um eine angemessene Beurteilung des Kompensators zu erhalten, fehlen weitere Vergleichsdaten, unter anderem zur Überprüfung des Gitters. Zum Beispiel wäre es sinnvoll, erst einen Versuch mit einer statischen Krafteinwirkung in Form einer axialen Belastung, die auf den Kompensator wirkt, durchzuführen. Somit könnte idealerweise in einer nachfolgenden Simulation zu dem Experiment, auf eine passende Vernetzung des Balges geschlossen werden. Zudem wäre eine Überlegung 2-D Elemente zu verwenden, da bei dünnen Platten dies eine Option zu einer 3-D-Vernetzung ist [55]. Die Spannungsverteilung geht in dünnen Schalen von der Ebene aus und nicht von der Strukturdicke [55]. Falls ein dreidimensionaler Spannungszustand benötigt wird, kann nicht auf die Verwendung von 3-D-Elementen verzichtet werden.

Es wäre allgemein empfehlenswert mehrere Kontrollversuche zum Kälteprozess durchzuführen, um die Werte im Versuch zu validieren. Zudem sollten Messungen durchgeführt werden, die den Balg und das Rohr getrennt voneinander berücksichtigen. Dies könnte beispielsweise anhand einer Messung der Verschiebung im Rohrbereich sowie im Balg geschehen.

8. Fazit und Ausblick

8.1. Fazit

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit war es einen Kompensator hinsichtlich seiner Tauglichkeit für den Einsatz in einer LNG-Leitung an Schiffen zu überprüfen.

Dazu wurde zu Beginn ein Kompensator mittels eines Experiments untersucht. Der Kompensator wurde an beiden Enden in einer Klimakammer mit Spannbacken fixiert und mit Flüssigstickstoff auf -160°C abgekühlt. Während des Versuches wurde die Kraft an einer Einspannung und, mit der Anbringung von vier DMS, die Dehnung am Rohr gemessen. Zudem wurde auch jeweils eine Messung der Temperatur am Versuchskörper und in der Kammer vorgenommen. Die resultierenden Messwerte wurden mit einem Abstand von 2 Sekunden aufgenommen. Dabei wurde ersichtlich, dass die Kraft und die Dehnung proportional zur Temperatur abnehmen. Die Ergebnisse, insbesondere die Dehnungsergebnisse, des Versuchs lassen somit einen rein linear-elastischen Bereich erkennen. Für die anschließende Simulation bedeutet das, dass ein linear-elastisches Materialverhalten berücksichtigt wurde.

Anschließend wurde der Kompensator mit einer Simulation, bestehend aus einer thermisch-mechanisch linear-elastischen FE-Analyse, untersucht. Dazu wurde das kontinuierliche Modell des Kompensators in ein diskretes umgewandelt, sowie die physikalischen Eigenschaften und die Materialeigenschaften nach dem Versuch nachempfunden, sodass die Simulation die Umgebung des Versuchs so nah wie möglich imitiert.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwerten im Versuch zeigte, dass es zu starken Abweichungen zwischen Mess- und Simulationswerten gekommen ist.

Aus diesem Grund wurde die Simulation durch Anpassung des Steifigkeitsparameters, also dem E-Modul, mit Zuhilfenahme eines hinzugefügten Multiplikationsfaktors k , optimiert, sodass eine Annäherung der unterschiedlichen Ergebnisse erfolgen konnte.

Diese Optimierung war möglich, weil sowohl die Theorie als auch die Praxis gezeigt haben, dass eine Kaltverfestigung grundsätzlich zur Erhöhung der Festigkeit des Materials führen kann. Die Tatsache, dass der Balg des verwendeten Kompensators durch eine Kaltumformung gefertigt wurde, und somit eine Kaltverfestigung erfolgt ist, lässt auf eine höhere Festigkeit des Balges schließen.

Allerdings wurde die Anpassung des Materials am gesamten Modell durchgeführt, da der Versuch ausschließlich Auskunft zum gesamten Kompensator, also ohne eine Trennung zwischen dem Rohrbereich und dem Balg, lieferte. Dies könnte zu weiteren Ungenauigkeiten in den Simulationsergebnissen geführt haben, welche mithilfe weiterer Versuche behoben werden könnten.

Die simulierten Dehnungswerte weichen auch nach der Optimierung stark von der gemessenen Dehnung ab. Die Ursachen für diese Abweichung könnten beim Versuch selbst liegen, denn es besteht die Gefahr des Auftretens von Störgrößen, die sich nicht auf die Simulation übertragen lassen. Entweder, weil die auftretenden Störgrößen nicht erkannt wurden oder, weil es einen, je nach zeitlicher Beschränkung zur Durchführung des Versuches sowie der vorhandenen Ressourcen, unverhältnismäßig hohen Aufwand darstellen würde, die erkannten Störgrößen realitätsnah zu simulieren. Zudem könnte eine potenzielle Fehlerquelle bei der Aufnahme der Messung liegen. Zum Beispiel reagieren DMS empfindlich auf Temperatureinflüsse und können dadurch eine verfälschte Dehnung anzeigen. Die Simulationsanpassung lieferte die nötigen Werte, um im nächsten Schritt die Spannungsanalyse durchzuführen.

Der letzte Schritt der Überprüfung der Tauglichkeit des Kompensators war die Berechnung der Lebensdauer. Dazu wurde die Kerbspannung im Balg des Kompensators mit einer FE-Analyse ermittelt. Die Berechnung erfolgte, indem eine Temperaturdifferenz von 20°C bis -162°C angenommen wurde. Dabei wurde das absolute Maximum im Balg extrahiert.

Zur Bestimmung der Lebensdauer wurde mit der Ermüdungsklasse FAT 225 gerechnet. Die errechnete Anzahl der Lebensdauerzyklen liegt nach der Berechnung der Betriebsfestigkeit bei 2220 Zyklen.

Dies würde bedeuten, dass ein LNG-Kompensator, der beispielsweise in einer Betankungsleitung verbaut ist, nach spätestens 2220 Betankungsvorgängen ausgetauscht werden muss. In einem in dieser Arbeit besprochenen Praxisbeispiel, bei dem das durchschnittliche Betankungsintervall 2 Wochen beträgt, würde diese Zyklenanzahl einer Lebensdauer von 85 Jahren entsprechen.

Zur Kontrolle der Berechnung und zur Überprüfung der Vernetzung wurde mit mehreren Gitterbeispielen die Lebensdauer ermittelt. Dazu wurden 5 zusätzliche Gitter mit einer unterschiedlichen Vernetzung gewählt. Die Anzahl der Lebensdauerzyklen unterscheiden sich, je nach verwendetem Gitter, von 1062 bis 4935. Allgemein ist zu erkennen, dass sich mit einem quadratischen Elementtyp das absolute Maximum der 1. Hauptspannung erhöht, sodass sich die Anzahl der Lebenszyklen verringert.

Die Tauglichkeit des Kompensators ist mit einer Anzahl von 2220 Lebenszyklen erreicht, da der Kompensator in dem, in dieser Arbeit besprochenem Praxisbeispiel eines Kreuzfahrtschiffes, erst nach 85 Jahren getauscht werden müsste, wobei die allgemeine Lebensdauer bei Kreuzfahrtschiffen bei ca. 30 - 35 Jahren liegt. Zwar wäre im Allgemeinen auch eine geringere Zyklenanzahl möglich, jedoch ist die Betrachtung immer abhängig vom Betankungsintervall und dem Einsatzgebiet des Kompensators. Denn je öfter ein Schiff betankt werden muss, desto mehr Zyklen werden für einen bis ans Lebensende des Schiffes eingesetzten Kompensator notwendig.

Es bedarf weiterer Untersuchungen, um etwaige Ungenauigkeiten im Versuch, wie beispielsweise die Betrachtung von Störgrößen, zu identifizieren und zu beseitigen sowie Verbesserungspotenziale in der Simulation zu ermitteln. Dies würde es ermöglichen genauere Aussagen über die Lebensdauer zu treffen. Je nach verfügbaren Ressourcen ließe

sich somit eine detailliertere und feinere Analyse der Lebensdauer durchführen, die alle Eventualitäten berücksichtigen würde. Daher kann die Forschungsfrage, unter den erläuterten Einschränkungen, als beantwortet angesehen werden, da die berechnete Lebensdauer des Kompensators auf eine gute Tauglichkeit für den Einsatz in LNG-Leitungen an Schiffen schließen lässt.

8.2. Ausblick

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche und Berechnungen lieferten Ergebnisse, die es ermöglichen Aussagen über die Lebensdauer zu treffen. Jedoch wäre es sinnvoll im Rahmen zukünftiger Forschungsarbeiten weitere Versuche durchzuführen und so zusätzliche Aspekte berücksichtigen zu können. Für eine höhere Genauigkeit der Analyse sollte ein derartiger Versuch zudem den Balg des Kompensators sowie den Rohrbereich separat betrachten. Zum Beispiel wäre eine Messung der Verschiebung der Rohrteile oder auch des Balges denkbar, damit eine bessere Unterscheidung gewährleistet wäre.

In einer weiteren Versuchsreihe wäre, bei ansonsten gleichbleibenden Umgebungsvariablen, die zeitliche Veränderung der Proben temperatur als Variable zu berücksichtigen. Dies könnte mit unterschiedlichen Zufuhrraten von Flüssigstickstoff realisiert werden. Damit könnten einhergehende zeitliche Faktoren in der Materialparameter ausgeschlossen oder auch mit einbezogen werden.

Außerdem wurde nur eine Dimension des Kompensators betrachtet, die nicht ohne Weiteres auf andere Rohrdurchmesser übertragen werden kann. Somit ist diese Arbeit als Grundlage für zukünftige Forschungen anzusehen, welche eine allgemeine Beurteilung der Tauglichkeit von Kompensatoren im LNG-Bereich ermöglichen. Beispielsweise wäre es empfehlenswert weitere Kompensatoren mit unterschiedlichen Durchmessern zu untersuchen.

Nach dem IGF-Code [39] soll bei einer Auslegung von Rohrleitungen, die LNG transportieren, mit einem Innendruck von 10 bar gerechnet werden. In diesem Szenario wäre dementsprechend auch ein Versuch denkbar, der die Auswirkungen auf einen Kompensator mit einem Innendruck und einer Belastung durch Kälte untersucht. Zudem wäre es möglich, dass durch eine derartige Belastung der linear-elastische Bereich überschritten wird und somit der Bereich der plastischen Verformung erreicht werden könnte. In diesem Fall wäre es notwendig, ein geeignetes kryogenes Materialverhalten für austenitischen Stahl zu berücksichtigen. Auf diesem Gebiet existiert zum Beispiel ein numerisches Materialmodell nach Kim [41] oder nach Garion [31], die beide für eine Anwendung denkbar wären. Ein solcher Versuchsaufbau war leider im begrenzten Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht möglich.

Zur weiteren Untersuchung wäre eine detaillierte Begutachtung eines geeigneten Gitters für den Balg nötig, da die Ergebnisse zur Betriebsfestigkeit mit unterschiedlichen Gittern zu hohen Schwankungen führen. In diesem Zusammenhang wären unterschied-

liche Vernetzungsarten zu überprüfen, wobei 3-D-, 2-D- und Schalenelemente etwaige Optionen darstellen. Eine Abweichung von einer 3-D-Diskretisierung ist möglich, da der Balg des Kompensators aus einem dünnen Blech beziehungsweise Rohr gefertigt wurde und die Spannungsverteilung bei dünnen Strukturen von der Ebene und nicht von der Dicke ausgeht. Durch die in diesem Kapitel genannten Vorschläge und Verbesserungen wäre es möglich, einen Kompensator detaillierter auf seine Lebensdauer hin zu überprüfen, wobei immer das Aufwand-Nutzen-Verhältnis in Form von verwendeten und verfügbaren Ressourcen und dem Einsatzgebiet des Kompensators beachtet werden sollte.

Literaturverzeichnis

- [1] ALMEIDA AREIAS, Pedro Miguel d. ; RABCZUK, Timon ; INFANTE BARBOSA, Joaquim: The extended unsymmetric frontal solution for multiple-point constraints. In: *Engineering Computations* 31 (2014), September, Nr. 7, S. 1582–1607
- [2] ARNOLD, Bozena: *Werkstofftechnik für Wirtschaftsingenieure*. 2., überarbeitete und ergänzte Auflage. Berlin : Springer Vieweg, 2017. – ISBN 978–3–662–54547–8
- [3] AUBRY, Jean-Pierre: *Beginning with Code_Aster: A practical introduction to finite element method using Code_Aster, Gmsh and Salome*. Raleigh : Framasoft, 2013. – ISBN 979–10–92674–03–3
- [4] BAHADORI, Alireza (Hrsg.): *Natural gas processing: Technology and engineering design*. Amsterdam : Elsevier Science, 2014. – ISBN 978–0–08–099971–5
- [5] BARGEL, Hans-Jürgen (Hrsg.) ; SCHULZE, Günter (Hrsg.): *Werkstoffkunde*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012 (Springer-Lehrbuch). – ISBN 978–3–642–17716–3
- [6] BARRON, Randall F. ; BARRON, Brian R.: *Design for thermal stresses*. Hoboken, NJ : Wiley, 2012. – ISBN 978–1–118–09318–4
- [7] BODNER, Sol R.: *Unified plasticity for engineering applications*. New York : Kluwer Academic, 2002 (Mathematical concepts and methods in science and engineering 47). – ISBN 978–0–306–46744–8
- [8] BRADLEY, Peter E. ; RADEBAUGH, Ray: PROPERTIES OF SELECTED MATERIALS AT CRYOGENIC TEMPERATURES. (2015), Januar, S. 14
- [9] BRAUN, Moritz ; MILAKOVIĆ, Aleksandar-Saša ; EHLERS, Sören ; KAHL, Adrian ; WILLEMS, Tom ; SEIDEL, Marc ; FISCHER, Claas: Sub-zero temperature fatigue strength of butt-welded normal and high-strength steel joints for ships and offshore structures in arctic regions. In: *Proc. of ASME 2020 39th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Fort Lauderdale, FL, USA, June 28-July 3*. (2020)
- [10] BRAUN, Moritz ; MILAKOVIĆ, Aleksandar-Saša ; RENKEN, Finn ; FRICKE, Wolfgang ; EHLERS, Sören: Application of local approaches to the assessment of fatigue test results obtained for welded joints at sub-zero temperatures. In: *International Journal of Fatigue* 138 (2020), September, S. 138

- [11] BRAUN, Moritz ; SCHEFFER, Robert ; FRICKE, Wolfgang ; EHLERS, Sören: Fatigue strength of fillet-welded joints at subzero temperatures. In: *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 43 (2020), Februar, Nr. 2, S. 403–416
- [12] BRNIC, J. ; TURKALJ, G. ; CANADIJA, M. ; LANC, D.: AISI 316Ti (1.4571) steel—Mechanical, creep and fracture properties versus temperature. In: *Journal of Constructional Steel Research* 67 (2011), Dezember, Nr. 12, S. 1948–1952
- [13] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND NUKLEARE SICHERHEIT: *Seeverkehr*. – Stand: April 2020. <https://www.bmu.de/themen/luft-laerm-verkehr/verkehr/seeverkehr/> (abgerufen am: 15. April 2020)
- [14] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE: *Leistungsbeschreibung für den Dienstleistungsauftrag: “Maritime Wertschöpfung und Beschäftigung in Deutschland“*. – - Forschungsbericht - Stand: Februar 2020. https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Downloads/Ausschreibungen/leistungsbeschreibung-maritime-wirtschaft.pdf?__blob=publicationFile&v=4 (abgerufen am: 15. Februar 2020)
- [15] CARRERA, Erasmo ; CINEFRA, Maria ; PETROLO, Marco ; ZAPPINO, Enrico: *Finite element analysis of structures through unified formulation*. Chichester, West Sussex : Wiley, 2014. – ISBN 978–1–119–94121–7
- [16] CERBE, Günter (Hrsg.): *Grundlagen der Gastechnik: Gasbeschaffung, Gasverteilung, Gasverwendung ; mit 133 Tafeln, 102 Beispielen, 66 Aufgaben*. 7., vollst. neu bearb. Aufl. München : Hanser, 2008. – ISBN 978–3–446–41352–8
- [17] CHOROWSKI, M. ; DUDA, P. ; POLINSKI, J. ; SKRZYPACZ, J.: LNG systems for natural gas propelled ships. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 101 (2015), Nr. 1
- [18] CMA CGM: *Low Sulphur (Schwefelgehalt) IMO 2020-Verordnung*. – Stand: 19. Oktober 2019. <https://www.cma-cgm.com/local/deutschland/news/125/low-sulphur-schwefelgehalt-imo-2020-verordnung> (abgerufen am: 20. Mai 2020)
- [19] DE, Amar K. ; SPEER, John G. ; MATLOCK, David K. ; MURDOCK, David C. ; MATAYA, Martin C. ; COMSTOCK, Robert J.: Deformation-induced phase transformation and strain hardening in type 304 austenitic stainless steel. In: *Metallurgical and Materials Transactions A* 37 (2006), Juni, Nr. 6, S. 1875–1886
- [20] DESAI, P.D. ; HO, C.Y. ; THERMOPHYSICAL ; IN, ELECTRONIC PROPERTIES INFORMATION ANALYSIS CENTER L.: *Thermal Linear Expansion of Nine Selected AISI Stainless Steels*. Defense Technical Information Center, 1978
- [21] DIN85000: *DIN 85000:2017-01, Schiffe und Meerestechnik - Konstruktion, Fertigung und Prüfung von Rohrleitungsanlagen für gasförmige Schiffsbetriebsstoffe - Mit verflüssigtem oder verdichtetem Erdgas*. 2017

- [22] ECK, Christof ; GARCKE, Harald ; KNABNER, Peter: *Mathematische Modellierung*. Springer Berlin Heidelberg, 2008. – ISBN 978-3-540-74968-4
- [23] EHLERS, Sören ; ØSTBY, Erling: Increased crashworthiness due to arctic conditions – The influence of sub-zero temperature. In: *Marine Structures* 28 (2012), August, S. 86–100
- [24] ELBASHIR, Nimir O. ; EL-HALWAGI, Mahmoud M. ; ECONOMOU, Ioannis G. ; HALL, Kenneth R.: *Natural Gas Processing from Midstream to Downstream*. 1. Wiley, 2018. – ISBN 978-1-119-26961-8
- [25] ELECTRICITÉ DE FRANCE: *Calculation of the thermal deformation*. 2017. – Open source on www.code-aster.org
- [26] ELECTRICITÉ DE FRANCE: *Functions of form and points of integration finite elements*. 2017. – Open source on www.code-aster.org
- [27] FOCUS ONLINE: *Umwelthilfe will Terminals stoppen: Streit um Flüssiggas eskaliert, bevor es losgeht*. – Stand: 18. Februar 2020. https://www.focus.de/finanzen/news/schaedlicher-irrweg-umwelthilfe-will-terminals-stoppen-streit-um-fluessiggas-eskaliert-bevor-es-losgeht_id_11676578.html (abgerufen am: 19. Mai 2020)
- [28] FRANK, Behling: *Tanken muss die "Aidanova im Ausland*. – Stand: 27. August 2018 <https://www.kn-online.de/Nachrichten/Wirtschaft/Hohe-Huerden-fuers-LNG-Tanken-muss-die-Aidanova-im-Ausland> abgerufen am 02. Juni 2020
- [29] FRICKE, Wolfgang: IIW Recommendations for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures. (2010), S. 39
- [30] GARION, Cedric ; SKOCZEN, Blazej: Combined Model of Strain-Induced Phase Transformation and Orthotropic Damage in Ductile Materials at Cryogenic Temperatures. In: *International Journal of Damage Mechanics* 12 (2003), Oktober, Nr. 4, S. 331–356
- [31] GARION, Cédric ; SKOCZEŃ, Błażej ; SGOBBA, Stefano: Constitutive modelling and identification of parameters of the plastic strain-induced martensitic transformation in 316L stainless steel at cryogenic temperatures. In: *International Journal of Plasticity* 22 (2006), Juli, Nr. 7, S. 1234–1264
- [32] GEORG EHRMANN & JAN SCHUBERT: *Potenziale von LNG als Kraftstoff für die Schifffahrt*. – Stand: September 2017. http://www.bto.ag/4media/download/ewp_0914_16-19_Schubert.pdf (abgerufen am: 09. September 2017)
- [33] GOERING, Herbert ; ROOS, Hans-Görg ; TOBISKA, Lutz: *Die Finite-Elemente-Methode für Anfänger*. 4., wesentlich überarb. und erw. Aufl. Weinheim : Wiley-VCH, 2010 (Lehrbuch). – ISBN 978-3-527-40964-8

- [34] HANSEN, Frederik: *Kreuzfahrt und Umweltschutz: Ehrlich fährt am längsten.* – Stand: 18. Februar 2020. <https://www.tagesspiegel.de/kultur/kreuzfahrt-und-umweltschutz-ehrich-faehrt-am-laengsten/23834878.html> (abgerufen am: 07. Januar 2019)
- [35] HKS UNTERNEHMENSGRUPPE: *Katalog - Kompensatoren und Schläuche.* 2019
- [36] HOBACHER, A. F.: *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components.* Cham : Springer International Publishing, 2016 (IIW Collection). – ISBN 978-3-319-23756-5
- [37] HÜTTEN, Frank: *LNG-Schiffe brauchen geeignete Infrastruktur.* – Stand: 17. September 2019 <https://www.dvz.de/rubriken/see/detail/news/lng-schiffe-brauchen-geeignete-infrastruktur.html> abgerufen am 22. Mai 2020
- [38] IMLAU, Julia C.: *Zusammenhang zwischen Mikrostruktur, Schädigungsverlauf und mechanischen Eigenschaften bei TRIP-Stählen.* Aachen, Diss., 2009. <https://publications.rwth-aachen.de/record/50758>. – II, 177 S. : Ill., graph. Darst.. – Zsfassung in dt. und engl. Sprache; Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2008
- [39] INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION: *IGF Code: international code of safety for ships using gases or other low-flashpoint fuels.* 2016 edition. London : International Maritime Organization, 2016 (IMO publication). – ISBN 978-92-801-1653-3
- [40] KIM, Jeong-Hyeon ; JEON, Jun-Hwan ; PARK, Joo-Shin ; SEO, Hyang-Duk ; AHN, Hyung-Joon ; LEE, Jae-Myung: Effect of reinforcement on buckling and ultimate strength of perforated plates. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 92 (2015), März, S. 194–205
- [41] KIM, Jeong-Hyeon ; KIM, Seul-Kee ; KIM, Myung-Hyun ; LEE, Jae-Myung: Numerical model to predict deformation of corrugated austenitic stainless steel sheet under cryogenic temperatures for design of liquefied natural gas insulation system. In: *Materials & Design* 57 (2014), Mai
- [42] KIM, Jeong-Hyeon ; KIM, Seul-Kee ; LEE, Chi-Seung ; KIM, Myung-Hyun ; LEE, Jae-Myung: A constitutive equation for predicting the material nonlinear behavior of AISI 316L, 321, and 347 stainless steel under low-temperature conditions. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 87 (2014), Oktober, S. 218–225
- [43] KIM, Jeong-Hyeon ; LEE, Chi-Seung ; KIM, Myung-Hyun ; LEE, Jae-Myung: Prestrain-dependent viscoplastic damage model for austenitic stainless steel and implementation to ABAQUS user-defined material subroutine. In: *Computational Materials Science* 67 (2013), Februar, S. 273–281
- [44] KIM, Seul-Kee ; LEE, Chi-Seung ; KIM, Jeong-Hyeon ; KIM, Myung-Hyun ; NOH, Byeong-Jae ; MATSUMOTO, Toshiyuki ; LEE, Jae-Myung: Estimation of Fatigue Crack Growth Rate for 7% Nickel Steel under Room and Cryogenic Temperatures

- Using Damage-Coupled Finite Element Analysis. In: *Metals* 5 (2015), April, Nr. 2, S. 603–627
- [45] LEE, Chi-Seung ; YOO, Byung-Moon ; KIM, Myung-Hyun ; LEE, Jae-Myung: Viscoplastic damage model for austenitic stainless steel and its application to the crack propagation problem at cryogenic temperatures. In: *International Journal of Damage Mechanics* 22 (2013), Januar, Nr. 1, S. 95–115
- [46] LEE, Kyung J. ; CHUN, Min S. ; KIM, Myung H. ; LEE, Jae M.: A new constitutive model of austenitic stainless steel for cryogenic applications. In: *Computational Materials Science* 46 (2009), Oktober, Nr. 4, S. 1152–1162
- [47] LIEBL, Franz: *Simulation-Problemorientierte Einführung*. München: Oldenburg, 1995
- [48] LÄPPLE, Volker: *Einführung in die Festigkeitslehre*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. – ISBN 978–3–658–10610–2
- [49] McMAHON, Abi: *HOW OLD IS THE OLDEST CRUISE SHIP? A DIVE INTO THE FOUR OLDEST CRUISE SHIPS IN OPERATION*. – Stand: 29. Oktober 2019 <https://cruiseshipinteriors-expo.com/how-old-is-the-oldest-cruise-ship-a-dive-into-the-four-oldest-cruise-ships-in-operation/> abgerufen am 12. Juni 2020
- [50] MICRO-MEASUREMENTS - VISHAY PRECISION GROUP: Thermisches Ausgangssignal aus DMS und K-Faktor-Änderung mit der Temperatur. In: *Dehnungsmessstreifen und Geräte - Tech Note TN-504-1* (2010)
- [51] MONTANSTAHL: *Edelstahl Werkstoffgüten 1.4404 und 1.4571: wo liegt der Unterschied?*. – Stand: September 2017. <https://www.montanstahl.com/de/magazin/edelstahl-werkstoffgueten-1-4404-1-4571/> (abgerufen am: 29. Januar 2020)
- [52] MUSCHACK, Simone: *Welche Meere sind heute schon Emissionskontrollgebiete für Luftschadstoffe?*. – Stand: 20. September 2019. <https://www.umweltbundesamt.de/service/uba-fragen/welche-meere-sind-heute-schon> (abgerufen am: 20. Mai 2020)
- [53] NASDALA, Lutz: *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik: Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks*. 3., aktualisierte Aufl. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978–3–658–06629–1
- [54] OH, Dong-Jin ; LEE, Jae-Myung ; NOH, Byeong-Jae ; KIM, Wha-Soo ; RYUICHI-ANDO ; TOSHIYUKI-MATSUMOTO ; KIM, Myung-Hyun: Investigation of fatigue performance of low temperature alloys for liquefied natural gas storage tanks. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 229 (2015), Mai, Nr. 7, S. 1300–1314

- [55] OKEREKE, Michael ; KEATES, Simeon: *Finite Element Applications*. Cham : Springer International Publishing, 2018 (Springer Tracts in Mechanical Engineering). – ISBN 978-3-319-67124-6
- [56] OLSON, G. B. ; COHEN, Morris: Kinetics of strain-induced martensitic nucleation. In: *Metallurgical Transactions A* 6 (1975), April, Nr. 4, S. 791–795
- [57] PADUA, David A. (Hrsg.): *Encyclopedia of parallel computing*. New York, NY : Springer, 2011 (Springer reference). – ISBN 978-0-387-09765-7
- [58] PARK, Seong-Bo ; SIM, Myung-Ji ; KIM, Myung-Soo ; KIM, Jeong-Hyeon ; LEE, Jae-Myung: A Study of Thermo-Mechanical Analysis for the Design of High Pressure Piping System for Natural Gas Fuel Vessel. In: *Journal of the Korean Society of Marine Engineering* 39 (2015), Mai, Nr. 4, S. 425–431
- [59] PARK, Woong S. ; CHUN, Min S. ; HAN, Myung S. ; KIM, Myung H. ; LEE, Jae M.: Comparative study on mechanical behavior of low temperature application materials for ships and offshore structures: Part I—Experimental investigations. In: *Materials Science and Engineering: A* 528 (2011), Juli, Nr. 18, S. 5790–5803
- [60] PARK, Woong-Sup ; LEE, Chi-Seung ; CHUN, Min-Sung ; KIM, Myung-Hyun ; LEE, Jae-Myung: Comparative study on mechanical behavior of low temperature application materials for ships and offshore structures: Part II – Constitutive model. In: *Materials Science and Engineering: A* 528 (2011), September, Nr. 25-26, S. 7560–7569
- [61] PARK, Woong S. ; YOO, Seong W. ; KIM, Myung H. ; LEE, Jae M.: Strain-rate effects on the mechanical behavior of the AISI 300 series of austenitic stainless steel under cryogenic environments. In: *Materials & Design* 31 (2010), September, Nr. 8, S. 3630–3640
- [62] POLACH, R. U. F. u. ; KLEIN, Marco ; KUBICZEK, Jan ; KELLNER, Leon ; BRAUN, Moritz ; HERRNRING, Hauke: State of the Art and Knowledge Gaps on Modelling Structures in Cold Regions. In: *Volume 8: Polar and Arctic Sciences and Technology; Petroleum Technology*. Glasgow, Scotland, UK : American Society of Mechanical Engineers, Juni 2019. – ISBN 978-0-7918-5887-5
- [63] RAJ, Baldev ; JAYAKUMAR, T. ; THAVASIMUTHU, M.: *Practical non-destructive testing*. 2. ed. Cambridge : Woodhead Publ, 2002. – ISBN 978-1-85573-600-9
- [64] RKG ENERGIETECHNIK GMBH: *Katalog - Stahlkompensatoren*. 2016
- [65] SCHOLZ, Günter: *Rohrleitungs- und Apparatebau: Planungshandbuch für Industrie- und Fernwärmerversorgung*. Berlin : Springer Vieweg, 2012. – ISBN 978-3-642-25425-3
- [66] SINGH, Jogender: Influence of deformation on the transformation of austenitic stainless steels. In: *Journal of Materials Science* 20 (1985), September, Nr. 9, S. 3157–3166

- [67] SMITH, John: *Computer Simulation Models*. (1968)
- [68] UMWELTBUNDESAMT: *Seeschiffe – Luftschadstoffe und Energieeffizienz*. – Stand: Jnui 2013. <https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/emissionsstandards/seeschiffe-luftschadstoffe-energieeffizienz> (abgerufen am: 15. Februar 2020)
- [69] VDI-RICHTLINIE 3633: *Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - Begriffe*. 2014
- [70] WAEGENER, Thomas: *Erste Ship-to-Ship-Bebunkerung für LNG in Rostock*. – Stand: 23. Januar 2020. <https://hansa-online.de/2020/01/haefen/144045/erste-ship-to-ship-bebunkerung-in-rostock/> (abgerufen am: 22. Mai 2020)
- [71] WAGNER, Marcus: *Lineare und nichtlineare FEM: Eine Einführung mit Anwendungen in der Umformsimulation mit LS-DYNA®*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017. – ISBN 978-3-658-17865-9
- [72] WEISSBACH, Wolfgang ; DAHMS, Michael ; JAROSCHEK, Christoph: *Werkstoffkunde*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. – ISBN 978-3-658-03918-9
- [73] WEMAN, Klas: *Welding processes handbook*. 2nd ed. Oxford ; Philadelphia : Woodhead Pub, 2012. – ISBN 978-0-85709-510-7
- [74] WILHELM DANGELMAIER, Christoph L.: *Simulation*. – Stand: 20. Mai 2020 <https://www.enzyklopaedie-der-wirtschaftsinformatik.de/wi-enzyklopaedie/lexikon/technologien-methoden/Operations-Research/Simulation/> abgerufen am 02. Juni 2020
- [75] WOODWARD, John L. ; PITBLADO, Robin M.: *LNG Risk Based Safety: Modeling and Consequence Analysis*. Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc., 2010. – ISBN 978-0-470-59023-2
- [76] ZEITUNG FÜR KOMMUNALE WIRTSCHAFT: *Größte schwimmende LNG-Tankstelle*. – Stand: 07. Februar 2019. <https://www.zfk.de/mobilitaet/neue-kraftstoffe/artikel/c525e1eb53ca50fa8befbf091046ed6c/groesste-schwimmende-lng-tankstelle-2019-02-07/> (abgerufen am: 22. Mai 2020)

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|-------|--|----|
| 2.1. | Verwandlung eines kfz Gitters in ein krz Gitter initiiert aus einer Verformung | 7 |
| 2.2. | Materialverhalten von austenitischen Stahl im kryogenen Bereich | 8 |
| 2.3. | Lineare und quadratische Gitterarten in 1D, 2D und 3D-Elementen | 11 |
| 2.4. | Skizze eines Zugversuchs mit Dirichlet-Randbedingungen | 12 |
| 2.5. | Diagramm einer thermischen Dehnung als Funktion der Temperatur | 14 |
| 2.6. | Finite-Elemente Problem mit zugehörigem assembly tree | 19 |
| 2.7. | Beispiel eines assembly tree für die MultiFrontal-Methode | 20 |
| 2.8. | Wöhlerkurve mit Mittelspannung $\sigma_m = 0$ | 21 |
| 2.9. | Wöhlerkurve mit Mittelspannung $\sigma_m = konst.$ | 22 |
| 2.10. | Wöhlerkurve mit Mittelspannung $\sigma_m = konst.$ | 23 |
| 2.11. | Wöhlerkurve im Bereich der Dauerfestigkeit | 24 |
| | | |
| 5.1. | Versuchsaufbau: Kompensator in einer Klimakammer | 30 |
| 5.2. | Unbearbeitet Temperaturmesswerte in der Kammer und an der Probe | 32 |
| 5.3. | Gemessene Temperatur in der Kammer und an der Probe | 32 |
| 5.4. | Kraftverlauf über der Zeit | 33 |
| 5.5. | Dehnung an den Rohrelementen | 34 |
| 5.6. | Kraftverlauf über der Zeit | 34 |
| 5.7. | Dehnung an den Rohrelementen | 35 |
| | | |
| 6.1. | Freibild: Eingespanntes Rohr mit Kompensator | 36 |
| 6.2. | Eingangsgröße: Temperatur | 37 |
| 6.3. | Stoffdaten, Elastizitätsmodul und Ausdehnungskoeffizient des Materials AISI 316 | 38 |
| 6.4. | Modell des Gitters | 41 |
| 6.5. | Vergrößerung und Innenansicht des Gitters im Kompensationsbereich | 41 |
| 6.6. | Programmablaufplan | 42 |
| 6.7. | Eingangsgröße: Temperatur | 43 |
| 6.8. | Simulationsergebnisse: Kraft über der Zeit | 44 |
| 6.9. | DMS Positionen am Modell | 45 |
| 6.10. | Simulationsergebnisse: Vergrößerung der simulierten Dehnung | 45 |
| 6.11. | Dehnung im Versuch und simulierte Dehnung | 46 |
| 6.12. | Simulierte Dehnung angepasst an die Dehnung im Versuch | 46 |
| 6.13. | Diagramm des Multiplikationsfaktors k als Funktion der Zeit | 49 |
| 6.14. | Diagramm des Multiplikationsfaktors k über der Temperatur geplottet | 49 |
| 6.15. | Programmablaufplan der mechanisch linear-elastischen Berechnung mit dem zeitlichen k-Faktor | 50 |

| | |
|--|----|
| 6.16. Kraft-Zeit-Diagramm der angepassten Simulation mit dem k-Faktor und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert | 51 |
| 6.17. Kraft-Temperatur-Diagramm der angepassten Simulation mit dem k-Faktor und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert | 51 |
| 6.18. Diagramme der geglätteten k-Faktoren | 52 |
| 6.19. Belastungsgröße für die stetige Simulation mit der Verwendung des k-Faktors | 53 |
| 6.20. Kraft-Temperatur-Diagramm mit dem k-Faktor angewandt am globalen Modell und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert | 53 |
| 6.21. Kraft-Temperatur-Diagramm mit dem k-Faktor angewandt lediglich am Balg, am globalen Modell, und der Kraft aus dem Versuch als Referenzwert | 54 |
| | |
| 7.1. Programmablaufplan zur Ermittlung der 1. Hauptspannung im Balg . . . | 56 |
| 7.2. 1. Hauptspannung im Kompensationsbereich | 57 |
| 7.3. Übersicht der k-Faktoren mit verschiedenen Vernetzungen | 60 |
| | |
| A.1. Scheinbare Dehnung der DMS | 83 |
| A.2. Versuchsbild: Kompensator vor Versuchsbeginn - erste Ansicht | 83 |
| A.3. Versuchsbild: Kompensator vor Versuchsbeginn - zweite Ansicht | 84 |
| A.4. Versuchsbild: Nach Versuchsbeginn - erste Ansicht | 84 |
| A.5. Versuchsbild: Nach Versuchsbeginn - zweite Ansicht | 85 |
| A.6. Versuchsbild: Nach Versuchsbeginn - dritte Ansicht | 85 |
| | |
| B.1. Gemessene Kraft an der Fixierung geplottet über der Zeit | 86 |
| B.2. Gemessene Kraft an der Fixierung geplottet über der Temperatur | 86 |
| B.3. Geglätteter Kraftverlauf an der Fixierung geplottet über der Temperatur | 87 |
| B.4. Messergebnisse der Dehnung aufgetragen über der Zeit | 87 |
| B.5. Nur Simulationsergebnis: Kraft-Temperatur-Diagramm | 89 |
| B.6. Simulationsergebnis und Versuchswerte: Kraft-Temperatur-Diagramm . . | 90 |
| B.7. Simulationsergebnis und Versuchswerte: Kraft-Temperatur-Diagramm . . | 90 |
| B.8. Adaptierte Dehnungskurve | 90 |
| B.9. Der k-Faktor angewendet im globalen Modell in einem Dehnungs-Zeit-Diagramm | 91 |
| B.10. Der k-Faktor angewendet im globalen Modell in einem Dehnungs-Temperatur-Diagramm | 91 |
| B.11. Der k-Faktor angewendet am Balg in einem Kraft-Temperatur-Diagramm | 92 |
| B.12. Der k-Faktor angewendet am Balg in einem Dehnungs-Zeit-Diagramm . . | 92 |
| B.13. Der k-Faktor angewendet am Balg in einem Dehnungs-Temperatur-Diagramm | 92 |

Tabellenverzeichnis

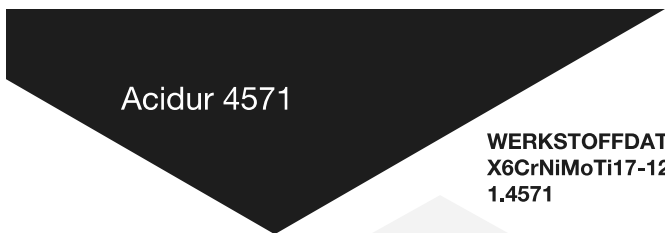
| | |
|--|----|
| 6.1. Ergebnisse der Gitterstudie mit Fehlerabschätzung | 40 |
| 7.1. Übersicht von Gittern mit unterschiedlicher Vernetzung dargestellt mit der 1. Hauptspannung und der Zyklenanzahl für eine Betriebsfestigkeits- rechnung | 60 |
| B.1. Überblick der Elemente und Knotenpunkte der Gitterstudie | 88 |

Quellcodeverzeichnis

| | |
|--|-----|
| C.1. Gitterstudie: Definition der Variablen | 93 |
| C.2. Gitterstudie: Berechnung des thermischen Feldes | 93 |
| C.3. Gitterstudie: Mechanische Berechnung mit dem Hooke'schen Gesetz und der thermischen Deformation | 94 |
| C.4. Versuchssimulation: Einlesen des Inputs und Definition der Variablen . . . | 97 |
| C.5. Versuchssimulation: Berechnung des thermischen Feldes im Kompensator | 98 |
| C.6. Versuchssimulation: Mechanische Berechnung des Kompensators mit dem Hooke'schen Gesetz und der thermischen Deformation | 100 |
| C.7. MATLAB-Skript zur Bestimmung des k-Faktors | 102 |
| C.8. Überprüfung des k-Faktors mit einer Schleife zur Einbeziehung der Zeit . | 102 |
| C.9. Mechanische Berechnung mit der 1. Hauptspannung, der Dehnung | 106 |

A. Datenblätter und Versuchsbilder

A.1. Werkstoffdatenblatt 1.4571 - AISI 316Ti



Acidur 4571

WERKSTOFFDATENBLATT
X6CrNiMoTi17-12-2
1.4571

NICHTROSTENDER AUSTENITISCHER STAHL

CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG (IN MASSEN-% NACH DIN EN 10088-3)

| | C | Si | Mn | P | S | Cr | Ni | Mo | Ti |
|------|------|-----|-----|-------|------|------|------|-----|-----|
| min. | - | - | - | - | - | 16,5 | 10,5 | 2,0 | 5xC |
| max. | 0,08 | 1,0 | 2,0 | 0,045 | 0,03 | 18,5 | 13,5 | 2,5 | 0,7 |

CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG (IN MASSEN-% NACH ASTM A276)

| | C | Si | Mn | P | S | Cr | Ni | Mo | Ti | N |
|------|------|-----|-----|-------|------|------|------|-----|---------|-----|
| min. | - | - | - | - | - | 16,0 | 10,0 | 2,0 | 5x(C+N) | - |
| max. | 0,08 | 1,0 | 2,0 | 0,045 | 0,03 | 18,0 | 14,0 | 3,0 | 0,7 | 0,1 |

Kundenspezifische Einschränkungen der Normanalyse sind nach Rücksprache mit der Deutschen Edelstahlwerke GmbH möglich.

VERWENDUNGSHINWEISE

Acidur 4571 ist hinsichtlich der Korrosionsbeständigkeit und der mechanisch-technologischen Werte vergleichbar mit Acidur 4404. Falls hohe Festigkeiten bei hohen Temperaturen gefordert werden, ist Acidur 4057 der zu bevorzugende Werkstoff. Durch den geringen Kohlenstoffgehalt ist Acidur 4571 auch ohne eine Wärmebehandlung nach dem Schweißen einsetzbar.

NORMEN UND BEZEICHNUNGEN

| | |
|----------------|-----------------------------|
| DIN EN 10088-3 | 1.4571 X6CrNiMoTi17-12-2 |
| AISI | 316Ti |
| UNS | S31635 |
| B.S. | 320S18, 320S31 |
| JIS | SUS316Ti |
| AFNOR | Z6CNDT17-12 |
| SS | 2350 |
| GOST | 10Ch17N13M2T |
| UNE | F.3535 |

ALLGEMEINE EIGENSCHAFTEN

| | |
|---------------------------|---------------------|
| Korrosionsbeständigkeit | sehr gut |
| Mechanische Eigenschaften | mittel |
| Schmiedbarkeit | gut |
| Schweißeneignung | ausgezeichnet |
| Spanbarkeit | mittel bis schlecht |

BESONDERE EIGENSCHAFTEN

- » magnetische Eigenschaften $\mu_r \leq 1,3$
- » für Tieftemperaturen geeignet
- » bis 550°C verwendbar

02/12/2015 2015-0050 Seite 01



Acidur 4571

WERKSTOFFDATENBLATT X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571

PHYSIKALISCHE EIGENSCHAFTEN

| | |
|--|---------------------|
| Dichte in kg/dm ³ | 8,0 |
| Elektrischer Widerstand bei 20°C in (Ω mm ²)/m | 0,75 |
| Magnetisierbarkeit | gering ¹ |
| Wärmeleitfähigkeit bei 20°C in W/(m K) | 15 |
| Spezifische Wärmekapazität bei 20°C in J/(kg K) | 500 |
| E-Modul in GPa bei | |
| » 20°C | 200 |
| » 100°C | 194 |
| » 200°C | 186 |
| » 300°C | 179 |
| » 400°C | 172 |
| » 500°C | 165 |
| Mittlerer Wärmeausdehnungskoeffizient in 10 ⁻⁶ K ⁻¹ | |
| » 20°C - 100°C | 16,5 |
| » 20°C - 200°C | 17,5 |
| » 20°C - 300°C | 18,0 |
| » 20°C - 400°C | 18,5 |
| » 20°C - 500°C | 19,0 |

¹ Der Werkstoff kann im abgeschreckten Zustand leicht magnetisierbar sein. Mit steigender Kaltverformung nimmt die Magnetisierbarkeit zu.

VERARBEITUNG

| | |
|-------------------------------|------|
| Spangebende Verarbeitung | ja |
| Freiform- und Gesenkschmieden | ja |
| Kaltumformung | ja |
| Kaltstauchen | ja |
| Polierbarkeit | nein |

TEMPERATUREN FÜR WARMUMFORMUNG UND WÄRMEBEHANDLUNG

WARMUMFORMUNG

| | Temperatur in °C | Abkühlung |
|--|------------------|-----------|
| | 1200 - 900 | Luft |

WÄRMEBEHANDLUNG

| | Temperatur in °C | Abkühlung |
|---------------------|------------------|--------------|
| Lösungsglühen (+AT) | 1020 - 1120 | Luft, Wasser |

ANWENDUNGSGEBIETE

- » Apparate- und Rohrleitungsbau
- » Bauindustrie
- » Chemische Industrie
- » Lebensmittelindustrie
- » Maschinenbau
- » Medizinische und pharmazeutische Industrie
- » Schiffsbau

Hinweis: Lieferung gemäß bauaufsichtlicher Zulassung Z-30.3-6 und Druckbehälternorm DIN EN 10272.



Acidur 4571

WERKSTOFFDATENBLATT X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571

KORROSIONSBESTÄNDIGKEIT (PREN = 23,1 – 26,7)

Acidur 4571 zeigt eine gute Korrosionsbeständigkeit in den meisten natürlichen Wässern bei geringer bis mittlerer Konzentration von Chloriden, Salz und Salzsäure sowie organischen Säuren. Da Acidur 4571 auch nach dem Schweißen beständig gegen interkristalline Korrosion ist, genügt er folgenden genormten Prüfverfahren: AFNOR NF 05-159, ASTM A262 Practice E und DIN EN ISO 3651 Teil 2.

| Angriffsmittel | Konzentration | Temperatur | Beständigkeit |
|----------------|---------------|------------|--------------------------|
| NaCl | gesättigt | 20°C | Gefahr der Lochkorrosion |
| Meerwasser | - | 20°C | Gefahr der Lochkorrosion |
| Wasserdampf | - | 400°C | beständig |
| Salpetersäure | 7 % | 20°C | beständig |
| Schwefelsäure | 1 % | 20°C | beständig |
| Ameisensäure | 10 % | 20°C | beständig |

Grundlage dieser Korrosionsbeständigkeitsangaben sind Laborversuche mit reinen Angriffsmitteln und optimalen Probenkörpern. Hinweis: Bei diesen Ergebnissen handelt es sich um eine unverbindliche Angabe.

SCHWEISSEN

Acidur 4571 ist mit und ohne Zusatzwerkstoff mit allen üblichen Verfahren schweißbar. Ist ein Schweißzusatz notwendig, verwenden Sie 1.4430. Nach dem Schweißen ist keine Wärmebehandlung erforderlich. Die Zwischenlagentemperatur sollte 200°C nicht überschreiten. Anlauffarben müssen mechanisch oder chemisch entfernt werden.

SCHMIEDEN

Üblicherweise wird auf Temperaturen zwischen 1150°C und 1180°C vorerwärmt. Das Schmieden findet zwischen 1180°C und 950°C statt. Im Anschluss an das Schmieden erfolgt eine Abkühlung in Wasser.



Acidur 4571

WERKSTOFFDATENBLATT X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571

MECHANISCHE EIGENSCHAFTEN BEI RAUMTEMPERATUR IM LÖSUNGSGEGLÜHTEN ZUSTAND (+AT) NACH DIN EN 10088-3

| Ø in mm | Härte in HB | R _{p0,2} in MPa | R _{p1,0} in MPa | R _m in MPa | A ₅ in % | | AV in J | |
|---------------|-------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|---------------------|------|---------|------|
| | | | | | längs | quer | längs | quer |
| ≤ 160 | ≤ 215 | ≥ 200 | ≥ 235 | 500 - 700 | ≥ 40 | - | ≥ 100 | - |
| 160 < d ≤ 250 | ≤ 215 | ≥ 200 | ≥ 235 | 500 - 700 | - | ≥ 30 | - | ≥ 60 |

Für dickere Abmessungen (d > 250 mm) müssen die mechanischen Eigenschaften vereinbart werden oder die Lieferung geschieht in Anlehnung an die angegebenen Werte.

MECHANISCHE EIGENSCHAFTEN BEI RAUMTEMPERATUR IM LÖSUNGSGEGLÜHTEN ZUSTAND (A) NACH ASTM A276

| Ø in mm | R _{p0,2} in MPa | R _m in MPa | A _{2,0} in % | Z in % |
|---------|--------------------------|-----------------------|-----------------------|--------|
| alle | ≥ 205 | ≥ 515 | ≥ 40 | ≥ 50 |

MECHANISCHE EIGENSCHAFTEN BEI ERHÖHTEN TEMPERATUREN IM LÖSUNGSGEGLÜHTEN ZUSTAND (+AT) NACH DIN EN 10088-3

| Temperatur in °C | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| R _{p0,2} in MPa | ≥ 185 | ≥ 175 | ≥ 165 | ≥ 155 | ≥ 145 | ≥ 140 | ≥ 135 | ≥ 131 | ≥ 129 | ≥ 127 |
| R _{p1,0} in MPa | ≥ 215 | ≥ 205 | ≥ 192 | ≥ 183 | ≥ 175 | ≥ 169 | ≥ 160 | ≥ 160 | ≥ 158 | ≥ 157 |

Abweichend von den mechanisch-technologischen Eigenschaften der Norm sind kundenspezifische Werte nach der Abstimmung mit der Deutschen Edelstahlwerke GmbH möglich.



Acidur 4571

WERKSTOFFDATENBLATT X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571

SPANENDE BEARBEITUNG

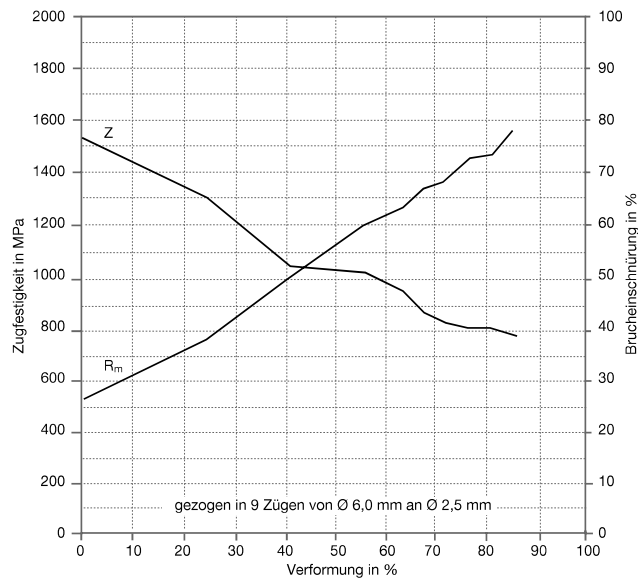
Durch das Zulegieren von Titan kommt es zur Bildung von Titankarbonitriden, wodurch der Werkzeugverschleiß bei der Zerspanung von Acidur 4571 erhöht wird.

SCHNITTBEDINGUNGEN

| Bearbeitungsart | Schnittgeschwindigkeit in m/min | Spantiefe in mm | Vorschub in mm/U | Werkzeugwinkel | | |
|-----------------|------------------------------------|--------------------|---------------------|--------------------|--------------------|----------------|
| | | | | Spanwinkel | Freiwinkel | Neigungswinkel |
| Bohren | 40 - 100 | - | 0,05 - 0,16 | 140° Spitzenwinkel | 140° Spitzenwinkel | - |
| Drehen | 70 - 175 | 6 | 0,1 - 0,5 | 10° - 16° | 6° - 8° | -4° und 4° |
| Fräsen | 125 - 260 | - | 0,15 - 0,3 | - | - | - |

Schnittdaten sind als Anhaltswerte zu sehen und dienen nur zu einer Einschätzung der Bearbeitungsparameter. Analysevarianten zur Optimierung der Zerspanungseigenschaften auf Anfrage.

VERFESTIGUNGSDIAGRAMM



Acidur 4571

WERKSTOFFDATENBLATT X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571

LIEFERMÖGLICHKEITEN

| | |
|----------------------|------------------|
| Walzdraht | Ø 5,5 - 30,0 mm |
| Stabstahl | Ø 7,0 - 500,0 mm |
| Blankstahl in Stäben | Ø 2,0 - 250,0 mm |
| Blankstahl in Ringen | Ø 2,0 - 20,0 mm |

Ausführungen: lösungsgeglüht abgeschreckt, gebeizt, gezogen, geschmiedet, gewalzt, gerichtet, geschält und geschliffen.
Abmessungen > 500 mm nach Rücksprache.

Unser gesamtes Lieferprogramm (Rohblöcke, Strangguss etc.) finden Sie in der Broschüre „Hightech-Lösungen für die Welt von morgen“ auf unserer Homepage www.dew-stahl.com.

Wir behalten uns ausdrücklich vor, die Inhalte unserer Datenblätter ohne gesonderte Ankündigung jederzeit zu verändern, zu löschen und/oder in sonstiger Weise zu bearbeiten. Irrtümer und Druckfehler vorbehalten.

Deutsche Edelstahlwerke GmbH
Auestr. 4
58452 Witten
Fon: +49 (0) 2302 29 - 0
Fax: +49 (0) 2302 29 - 4000

info@dew-stahl.com
www.dew-stahl.com

02/12/2015 - 2015-0050 - Seite 06

SCHMOLZ + BICKENBACH GROUP



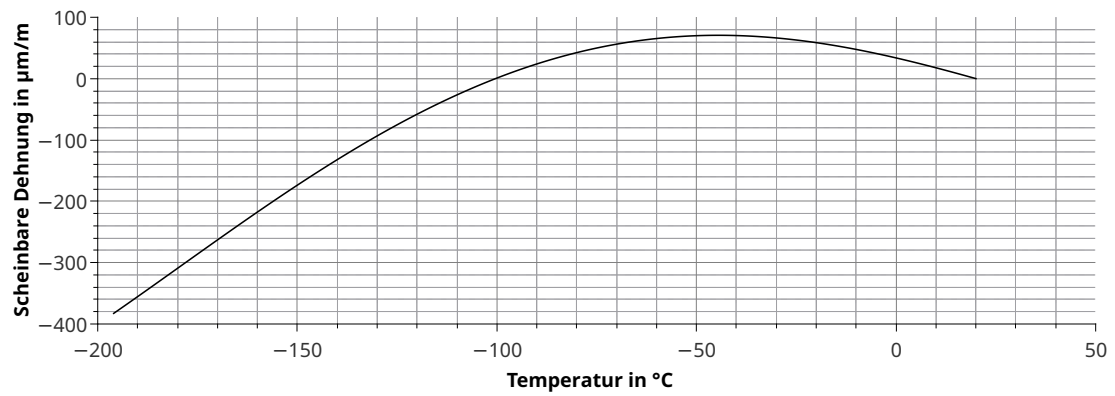


Abbildung A.1.: Scheinbare Dehnung der DMS

A.3. Versuchsbilder

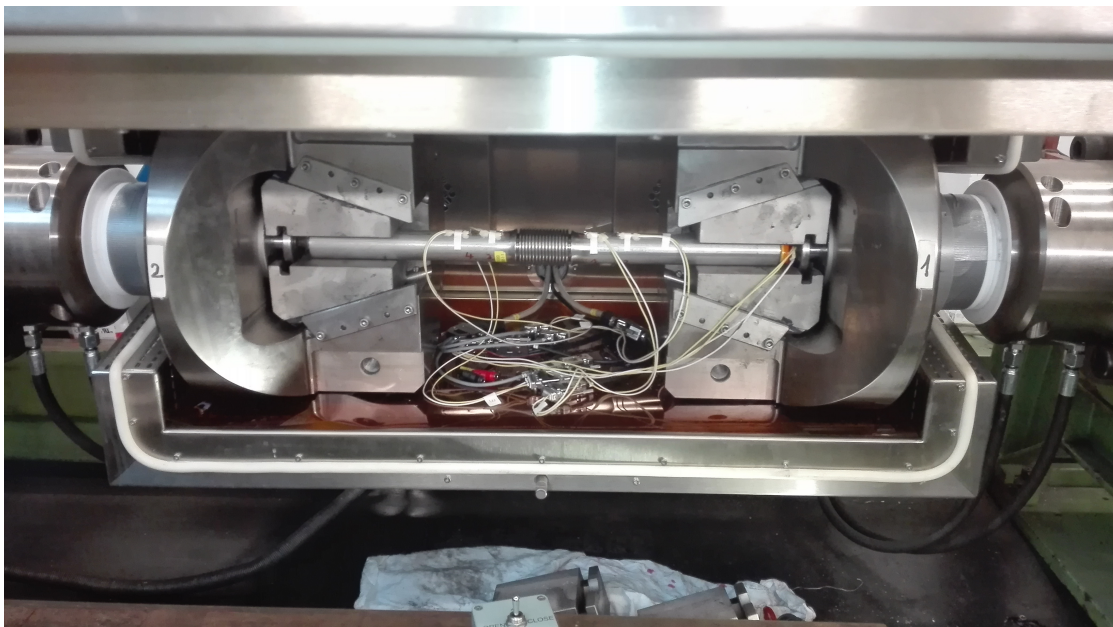


Abbildung A.2.: Versuchsbild: Kompensator vor Versuchsbeginn - erste Ansicht

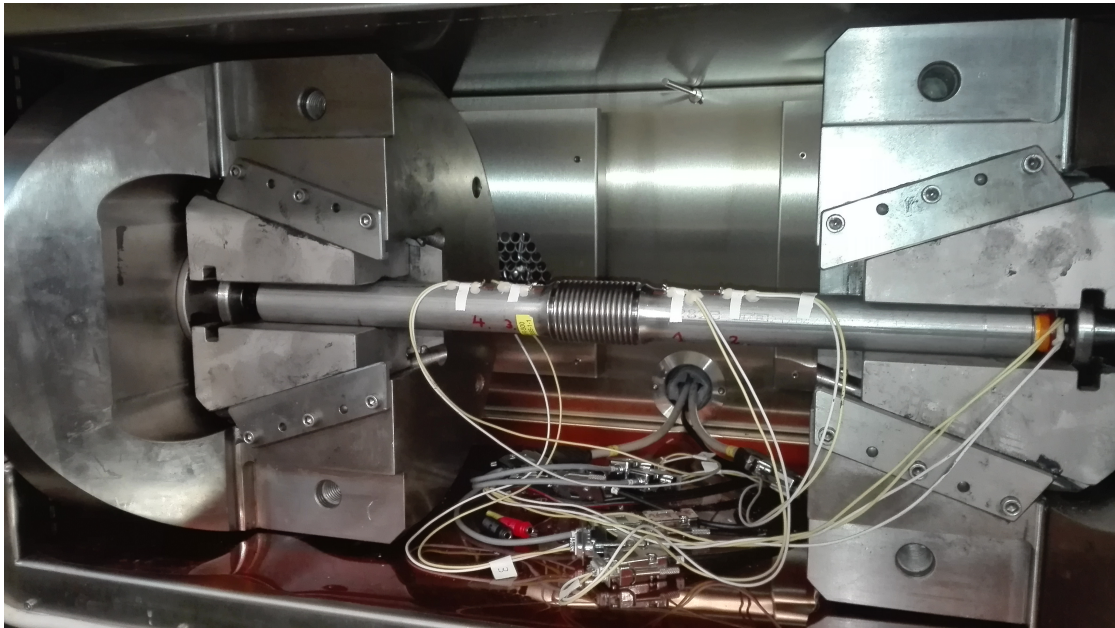


Abbildung A.3.: Versuchsbild: Kompensator vor Versuchsbeginn - zweite Ansicht



Abbildung A.4.: Versuchsbild: Nach Versuchsbeginn - erste Ansicht

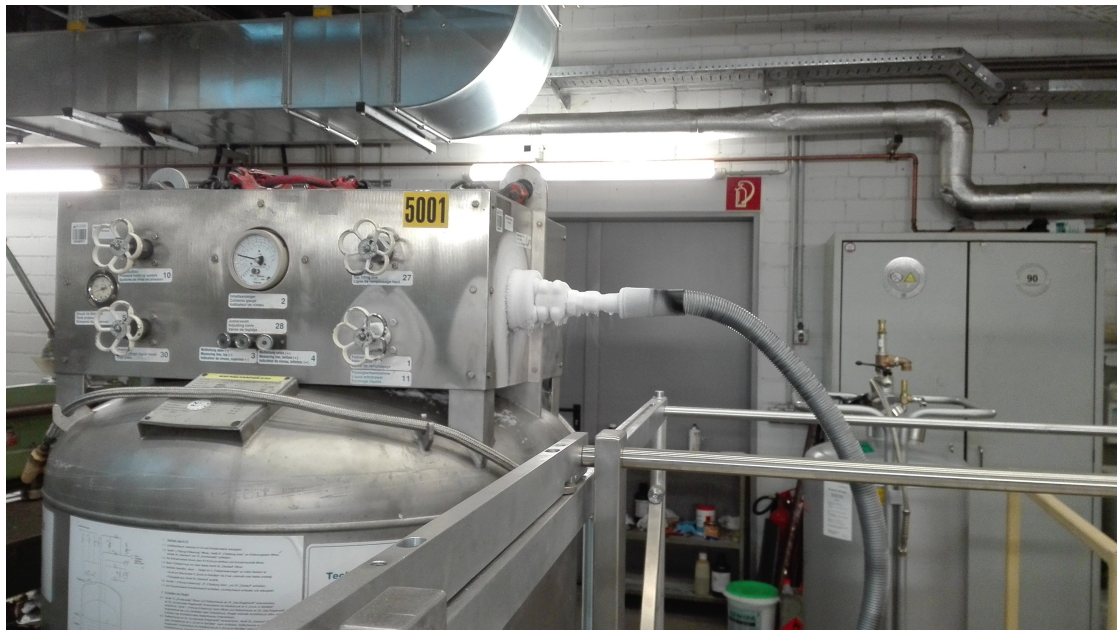


Abbildung A.5.: Versuchsbild: Nach Versuchsbeginn - zweite Ansicht

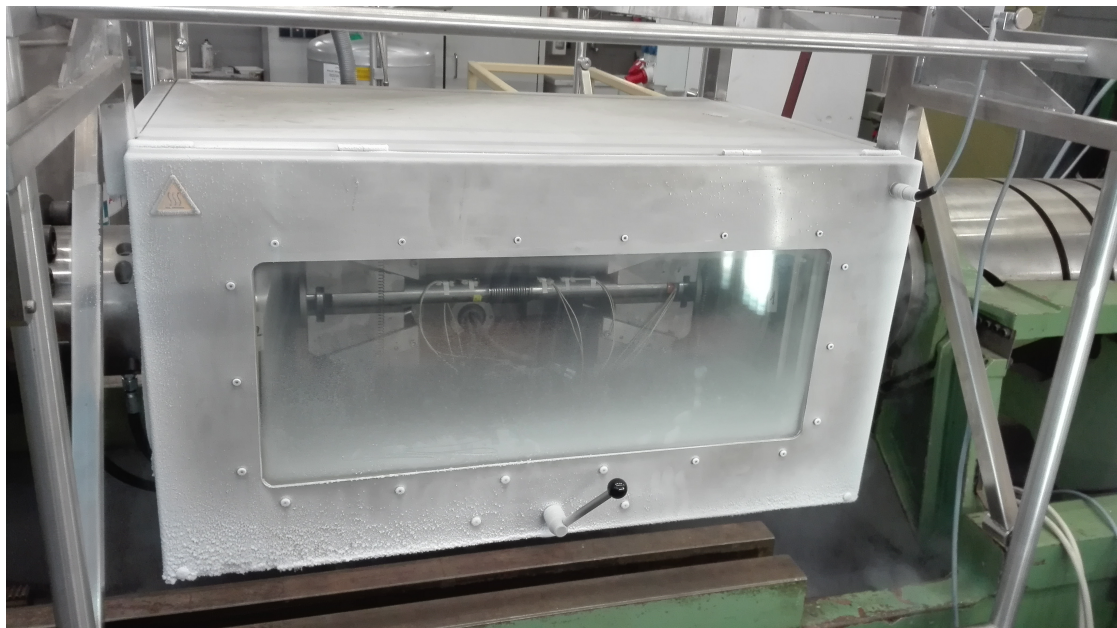


Abbildung A.6.: Versuchsbild: Nach Versuchsbeginn - dritte Ansicht

B. Ergebnisse, Diagramme und Tabellen

B.1. Ergebnisse des Versuchs

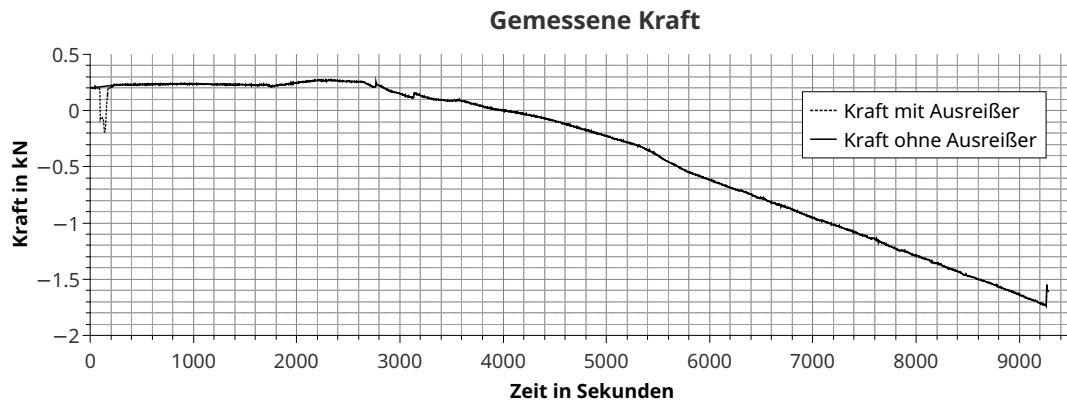


Abbildung B.1.: Gemessene Kraft an der Fixierung geplottet über der Zeit

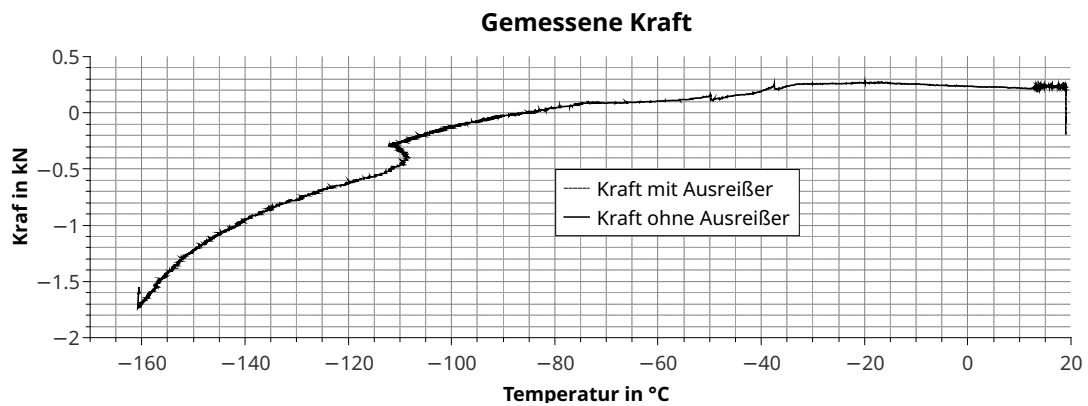


Abbildung B.2.: Gemessene Kraft an der Fixierung geplottet über der Temperatur

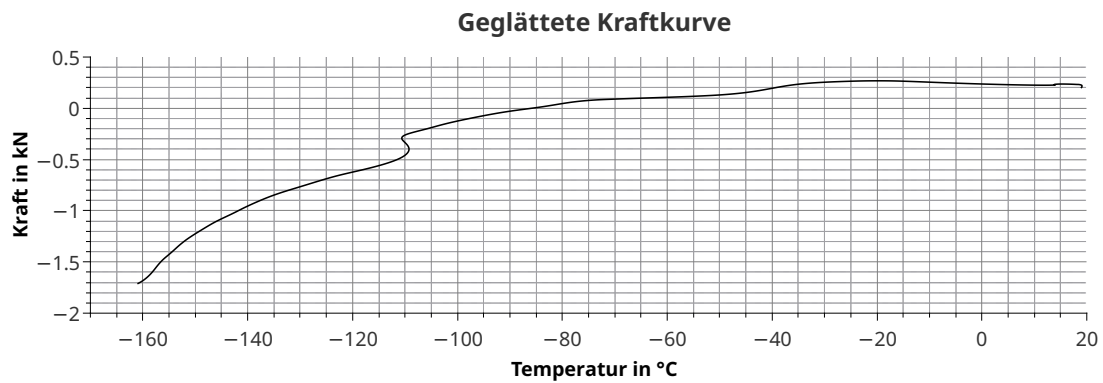


Abbildung B.3.: Geglätteter Kraftverlauf an der Fixierung geplottet über der Temperatur

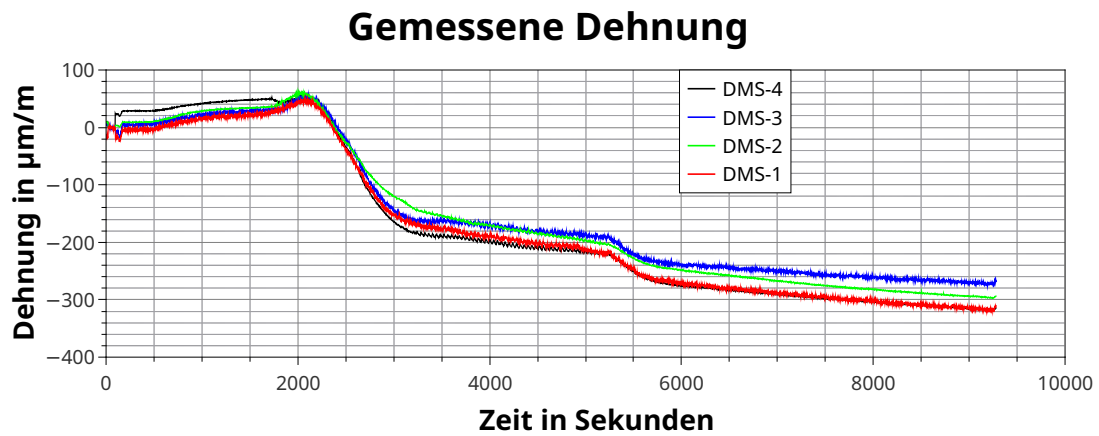


Abbildung B.4.: Messergebnisse der Dehnung aufgetragen über der Zeit

B.2. Überblick der Elemente und Knotenpunkte der Gitterstudie

Tabelle B.1.: Überblick der Elemente und Knotenpunkte der Gitterstudie

| Name: | Mesh 1 | Mesh 2 | Mesh 3 | Mesh 4 | Mesh 5 | Mesh 6 | Mesh 7 | Mesh 8 |
|---------------|--------|-----------|--------|-----------|--------|-----------|--------|-----------|
| Nodes: | 9240 | 32280 | 55620 | 203760 | 1640 | 5700 | 8064 | 29472 |
| Elements: | Linear | Quadratic | Linear | Quadratic | Linear | Quadratic | Linear | Quadratic |
| | 14872 | 14872 | 76872 | 76872 | 2764 | 2764 | 11552 | 11552 |
| 1D (Edges): | 736 | 736 | 1480 | 1480 | 244 | 244 | 468 | 468 |
| 2D (Faces): | | | | | | | | |
| Quadrangles: | 9546 | 9546 | 38432 | 38432 | 1720 | 1720 | 5772 | 5772 |
| 3D (volumes): | | | | | | | | |
| Hexahedrons: | 4590 | 4590 | 36960 | 36960 | 800 | 800 | 5312 | 5312 |

B.3. Ergebnisse der Gitterstudie

```

#-----
##Time,Temp and Force, Mesh=1
INST      TEMP      DZ
0.00000E+00  2.00000E+01  1.48286E-12
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.88891E+05
#-----
##Time,Temp and Force, Mesh=2
INST      TEMP      DZ
0.00000E+00  2.00000E+01  4.81215E-13
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.89862E+05
#-----
##Time,Temp and Force, Mesh=3
INST      TEMP      DZ
0.00000E+00  2.00000E+01  1.44567E-12
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.89577E+05
#-----
##Time,Temp and Force, Mesh=4
INST      TEMP      DZ
0.00000E+00  2.00000E+01  4.58996E-13
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.89754E+05
#-----
##Time,Temp and Force, Mesh=5
INST      TEMP      DZ
0.00000E+00  2.00000E+01  1.48749E-12
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.89456E+05

```

```
#-----  
##Time,Temp and Force, Mesh=6  
INST      TEMP      DZ  
0.00000E+00  2.00000E+01  5.06689E-13  
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.90608E+05  
#-----  
##Time,Temp and Force, Mesh=7  
INST      TEMP      DZ  
0.00000E+00  2.00000E+01  1.44662E-12  
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.89695E+05  
#-----  
##Time,Temp and Force, Mesh=8  
INST      TEMP      DZ  
0.00000E+00  2.00000E+01  4.67068E-13  
1.00000E+01 -1.60000E+02 -1.90007E+05
```

B.4. Simulationsergebnisse

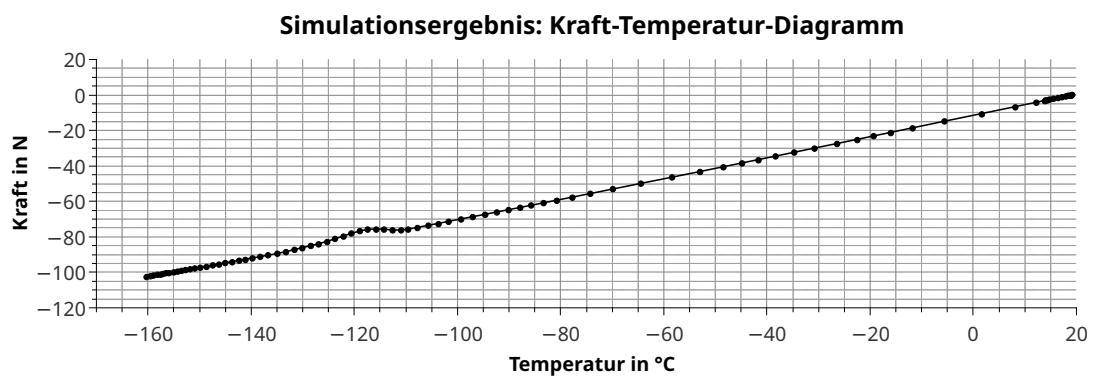


Abbildung B.5.: Nur Simulationsergebnis: Kraft-Temperatur-Diagramm

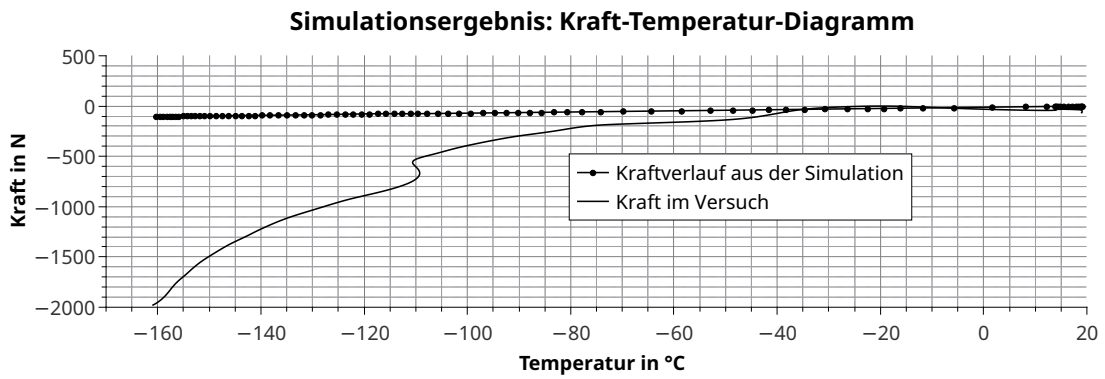


Abbildung B.6.: Simulationsergebnis und Versuchswerte: Kraft-Temperatur-Diagramm

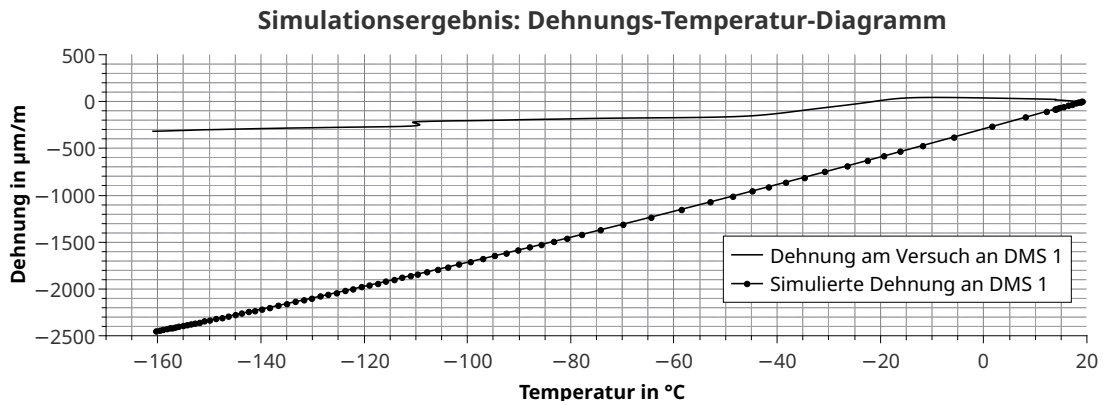


Abbildung B.7.: Simulationsergebnis und Versuchswerte: Kraft-Temperatur-Diagramm

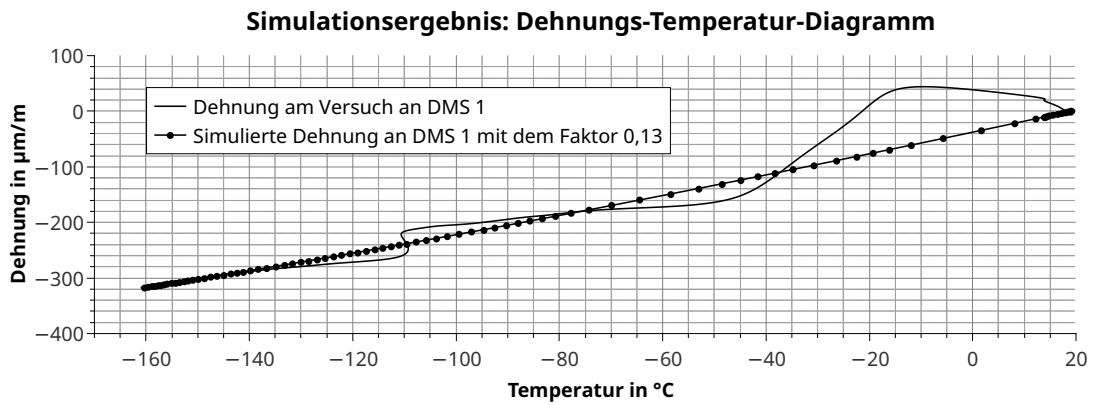


Abbildung B.8.: Adaptierte Dehnungskurve

B.5. Simulationsergebnisse mit der Verwendung des k-Faktors

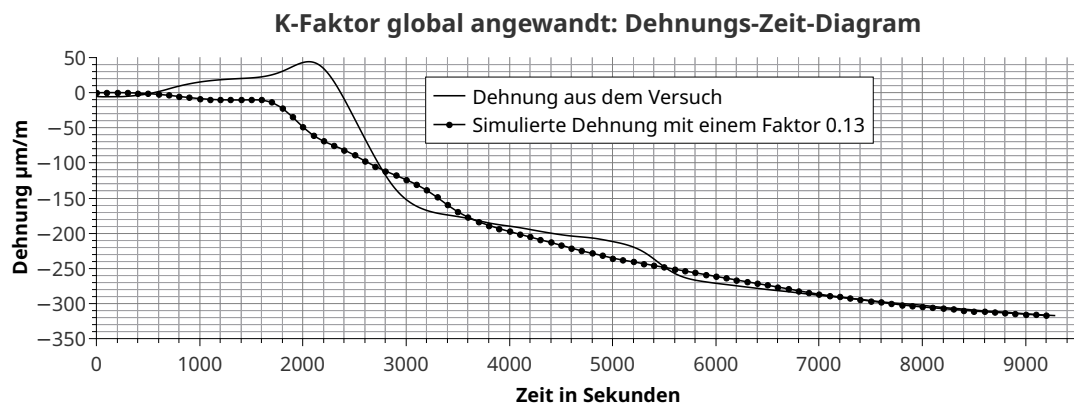


Abbildung B.9.: Der k-Faktor angewendet im globalen Modell in einem Dehnungs-Zeit-Diagramm

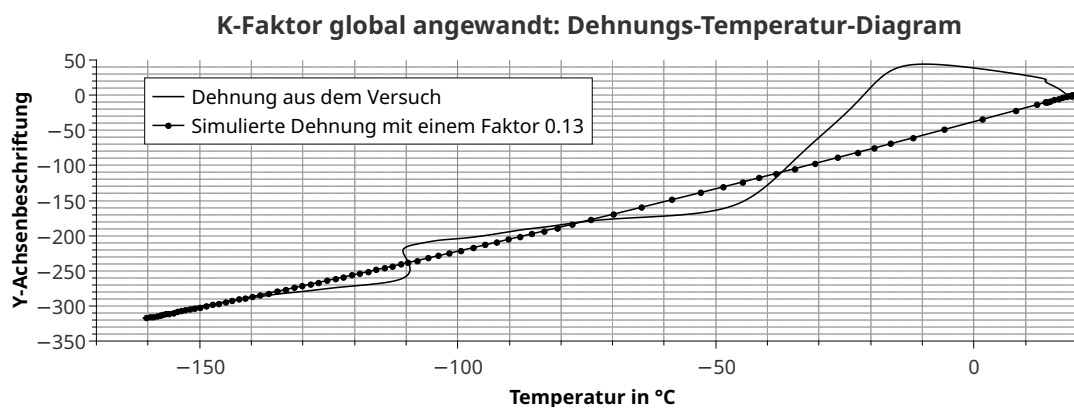


Abbildung B.10.: Der k-Faktor angewendet im globalen Modell in einem Dehnungs-Temperatur-Diagramm

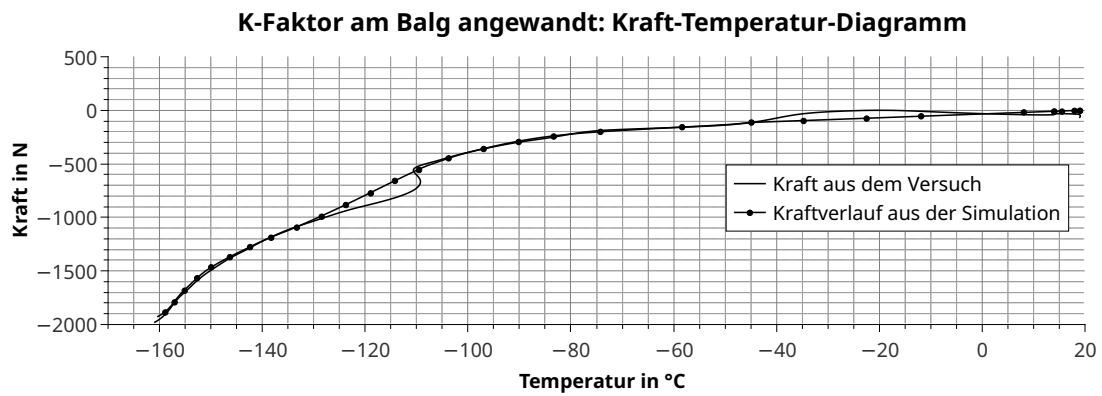


Abbildung B.11.: Der k-Faktor angewendet am Balg in einem Kraft-Temperatur-Diagramm

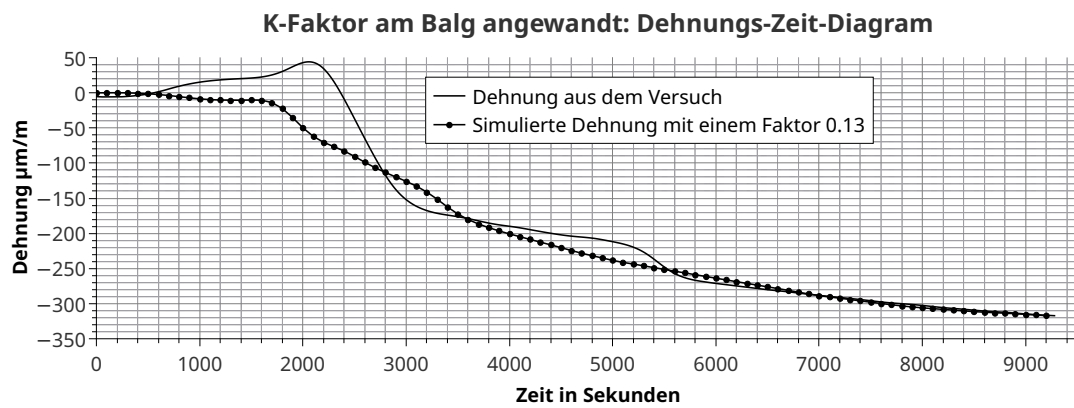


Abbildung B.12.: Der k-Faktor angewendet am Balg in einem Dehnungs-Zeit-Diagramm

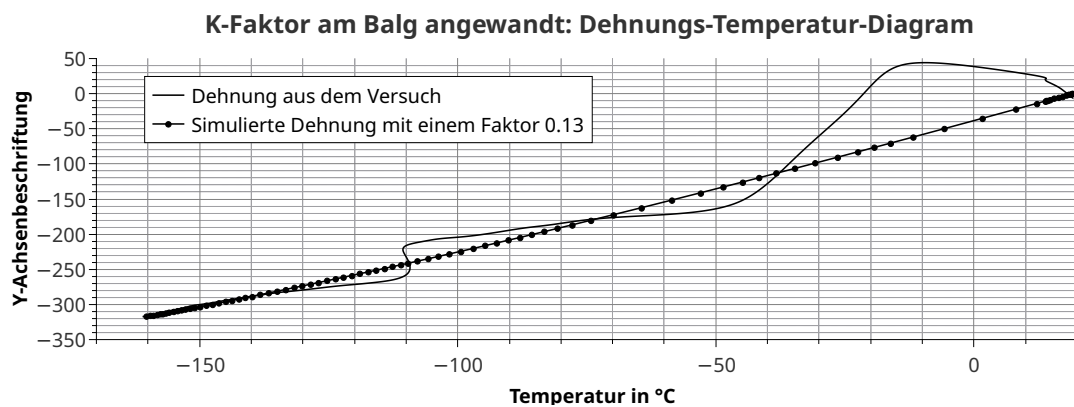


Abbildung B.13.: Der k-Faktor angewendet am Balg in einem Dehnungs-Temperatur-Diagramm

C. Code

C.1. Code der Gitterstudie für Code_Aster

Listing C.1: Gitterstudie: Definition der Variablen

```
DEBUT(LANG='EN')
# Variablen und Konstanten
NU = 0.3
T_ref = 2E+01
Alpha = 16E-06
EM = 2.1E+11
NU_C = DEFI_CONSTANTE(VALE=NU)
EM_C = DEFI_CONSTANTE(VALE=EM)
alphaC = DEFI_CONSTANTE(VALE=Alpha)

# Temperaturwerte
Temp1 = DEFI_FONCTION(NOM_PARA='INST',
    PROL_DROITE='CONSTANT',
    PROL_GAUCHE='CONSTANT',
    VALE=(0.0, T_ref, 10, -160))

FIN()
```

Listing C.2: Gitterstudie: Berechnung des thermischen Feldes

```
POURSUIITE(LANG='EN')
import sys
from Utilitai import partition
import string
import numpy as N
import numpy as np
import os

LLPAS = DEFI_LIST_REEL(DEBUT=0.0,
    INTERVALLE=_F(JUSQU_A=10.0,PAS=10))

MeNo    =8 # Mesh Anzahl
s       =0 #start
```

```

mesh      =[None]*MeNo
model     =[None]*MeNo
TCH       =[None]*MeNo
evoT      =[None]*MeNo
taTe      =[None]*MeNo

for i in range(s,MeNo):
    mesh[i] = LIRE_MALLAGE(UNITE=20+i)

    model[i] = AFFE_MODELE(AFFE=_F(MODELISATION=('3D', ),
    PHENOMENE='MECANIQUE',TOUT='OUI'),
    MAILLAGE=mesh[i])

    TCH[i] = CREA_CHAMP(AFFE=_F(NOM_CMP=('TEMP', ),
    TOUT='OUI',VALE_F=(Temp1, )),
    MODELE=model[i],OPERATION='AFFE',
    TYPE_CHAM='NOEU_TEMP_F')

    evoT[i] = CREA_RESU(AFFE=_F(CHAM_GD=TCH[i],
    LIST_INST=LLPAS),
    NOM_CHAM='TEMP',
    OPERATION='AFFE',
    TYPE_RESU='EVOL_VARC')

    taTe[i] = POST_RELEVE_T(ACTION=_F(GROUP_NO=('Fix1', ),
    INTITULE='Temperature',
    LIST_INST=LLPAS,
    NOM_CHAM='TEMP',
    OPERATION=('EXTRACTION', ),
    RESULTAT=evoT[i],TOUT_CMP='OUI'))

    taTe[i] = CALC_TABLE(reuse=taTe[i],
    ACTION=_F(NOM_PARA=('INST', 'TEMP'),
    OPERATION='EXTR'),
    _F(NOM_PARA=('INST', 'TEMP'),
    OPERATION='UNIQUE' )),
    TABLE=taTe[i],
    TITRE='Temperatur and Time, Mesh='+str(i+1))

IMPR_TABLE(TABLE=taTe[i],UNITE=11)

FIN()

```

Listing C.3: Gitterstudie: Mechanische Berechnung mit dem Hooke'schen Gesetz und der thermischen Deformation

```

POURSUITE(LANG='EN')
import sys
from Utilitai import partition
import string
import numpy as N
import numpy as np
import os

Mat      =[None]*MeNo
FMat     =[None]*MeNo
RNon     =[None]*MeNo
Forc     =[None]*MeNo
TFor     =[None]*MeNo
load     =[None]*MeNo

for i in range(s,MeNo):
    Mat[i] = DEFI_MATERIAU(ELAS_FO=_F(ALPHA=alphaC,
        E=EM_C,
        NU=NU_C,
        RHO=RHO_C,
        TEMP_DEF_ALPHA=T_ref))

    FMat[i] = AFFE_MATERIAU(AFFE=_F(MATER=(Mat[i], ),
        TOUT='OUI'),
        AFFE_VARC=_F(EVOL=evoT[i],
        NOM_VARC='TEMP',
        PROL_DROITE='LINEAIRE',
        PROL_GAUCHE='LINEAIRE',
        VALE_REF=T_ref),
        MODELE=model[i])

    load[i] = AFFE_CHAR_MECA(DDL_IMPO=_F(
        GROUP_MA=('Fix2', 'Fix1'),
        LIAISON='ENCASTRE'),
        MODELE=model[i])

    RNon[i] = MECA_STATIQUE(
        CHAM_MATER=FMat[i],
        EXCIT=_F(
        CHARGE=load[i]),

```

```

LIST_INST=LLPAS,
MODELE=model [ i ] ,
SOLVEUR=_F(RENUM='METIS' ,
STOP_SINGULIER='OUI' ,
ELIM_LAGR='NON' ,
NPREC=9,
METHODE='MUMPS' ,))

Forc [ i ] = CALC_CHAMP(FORCE=('FORC_NODA' , 'REAC_NODA') ,
RESULTAT=RNon [ i ])

TFor [ i ] = POST_RELEVET(ACTION=_F(GROUP_NO=('Fix1' , ) ,
INTITULE='Force' ,
NOM_CHAM='FORC_NODA' ,
OPERATION=('EXTRACTION' , ) ,
RESULTANTE=('DZ' , ) ,
RESULTAT=Forc [ i ]))

TFor [ i ] = CALC_TABLE(reuse=TFor [ i ] ,
ACTION=( _F(NOM_PARA=('INST' , ) ,
OPERATION='COMB' ,
RESTREINT='OUI' ,
TABLE=taTe [ i ] ) ,
_F(NOM_PARA=('INST' , 'TEMP' , 'DZ') ,
OPERATION='EXTR' ) ) ,
TABLE=TFor [ i ] ,
TITRE='Time , Temp and Force , Mesh='+str ( i +1))

IMPR_TABLE(TABLE=TFor [ i ] , UNITE=12)

IMPR_RESU(RESU=( _F(RESULTAT=RNon [ i ] ) ,
_F(RESULTAT=Forc [ i ] ) ) , UNITE=80)

FIN()

```

C.2. Hauptdatei der Versuchssimulation

Listing C.4: Versuchssimulation: Einlesen des Inputs und Definition der Variablen

```

DEBUT (LANG='EN')

# Einlesen der Temperatur in Abhaengigkeit von der Zeit
Temp_Lir = LIRE_FONCTION(NOM_PARA='INST',
    PROL_DROITE='LINEAIRE',
    PROL_GAUCHE='LINEAIRE',
    UNITE=11)

NU = 0.3 # Poissonzahl
NU_C = DEFI_CONSTANTE(VALE=NU)

Alp_Lir = LIRE_FONCTION(NOM_PARA='TEMP',
    PROL_DROITE='LINEAIRE',
    PROL_GAUCHE='LINEAIRE',
    UNITE=12)

Alp = CALC_FONCTION(COMB=_F(COEF=1e-06,
    FONCTION=Alp_Lir))

EM_Lir = LIRE_FONCTION(NOM_PARA='TEMP',
    PROL_DROITE='LINEAIRE',
    PROL_GAUCHE='LINEAIRE',
    UNITE=13)
EMPa = CALC_FONCTION(COMB=_F(COEF=1e+09,
    FONCTION=EM_Lir))

# Funktion des Ausdehnungskoeffizienten und des E-Moduls
A_Form = FORMULE(NOM_PARA=('TEMP', ),
    VALE='(-2.6784340677e-11*pow(TEMP,4)
    +3.184949851545e-8*pow(TEMP,3)
    -1.246391732922e-5*pow(TEMP,2)
    +0.007415624567573*TEMP+15.3368713644954)*1e-06')

E_Form = FORMULE(NOM_PARA=('TEMP', ),
    VALE='(-4.3037720441e-9*pow(TEMP,4)
    -9.7162881244e-7*pow(TEMP,3)
    -9.1275141954e-5*pow(TEMP,2)
    -7.84300914889e-2*TEMP+196.2757480295)*1e+09')

FIN()

```

C.3. Thermische Berechnung der Versuchssimulation

Listing C.5: Versuchssimulation: Berechnung des thermischen Feldes im Kompensator

```

POURSUITE(PAR_LOT='NON',IMPR_MACRO='OUI')
#import the necessary libraries
import sys
from Utilitai import partition
import string
import numpy as N
import numpy as np
import os

mesh20 = LIRE_MALLAGE( INFO=1, UNITE=20)

model20 = AFFE_MODELE(AFFE=_F(MODELISATION=('3D', ),
    PHENOMENE='MECANIQUE',
    TOUT='OUI'),
    MAILLAGE=mesh20)

load20 = AFFE_CHAR_MECA(DDL_IMPO=( _F(LIAISON='ENCASTRE',
    GROUP_MA=('Fix2', 'Fix1', 'Fix2_mirrored', 'Fix1_mirrored'))),
    MODELE=model20)

t=1 #steps
LLPAS1 = DEFI_LIST_REEL(DEBUT=0,
    INTERVALLE=_F(JUSQU_A=92,
    PAS=t))

TempCH = CREA_CHAMP(AFFE=_F(NOM_CMP=('TEMP', ),
    TOUT='OUI',
    VALE_F=(Temp_Lir, )),
    MODELE=model20,
    OPERATION='AFFE',
    TYPE_CHAM='NOEU_TEMP_F')

evolveT = CREA_RESU(AFFE=_F(CHAM_GD=TempCH,
    LIST_INST=LLPAS1),
    NOM_CHAM='TEMP',
    OPERATION='AFFE',
    TYPE_RESU='EVOL_VARC')

TabTemp = CREA_TABLE(RESU=_F(GROUP_MA=('Fix1', ),
    LIST_INST=LLPAS1,

```

```

NOM_CHAM='TEMP',
RESULTAT=evolveT,
TOUT_CMP='OUI'),
TITRE='Table of Temperature')

```

```

LisNo=TabTemp.EXTR_TABLE();
LiFix1 = LisNo.values()['NOEUD']

```

```

tabTemp = POST_RELEVÉ_T(ACTION=_F(GROUP_NO=('Fix1', ),
INTITULE='Temperature',
NOM_CHAM='TEMP',
LIST_INST=LLPAS1,
OPERATION=('EXTRACTION', ),
RESULTAT=evolveT,
TOUT_CMP='OUI'))

```

```

tabTemp = CALC_TABLE(reuse=tabTemp,
ACTION=( _F(NOM_PARA='NOEUD',
OPERATION='FILTRÉ',
VALE_K=(LiFix1[0], )),
_F(FORMULE=A_Form,
NOM_PARA='Alpha',
OPERATION='OPER'),
_F(FORMULE=E_Form,
NOM_PARA='E-Modul',
OPERATION='OPER'),
_F(NOM_PARA=('INST', 'TEMP', 'Alpha', 'E-Modul'),
OPERATION='EXTR')),
TABLE=tabTemp,
TITRE='Temperatur and Time')

```

```

TrefTab=tabTemp.EXTR_TABLE();
Tref = TrefTab.values()['TEMP']
Ttime = TrefTab.values()['INST']
TAlp = TrefTab.values()['Alpha']
TEM = TrefTab.values()['E-Modul']

```

```

Tlen=len(Tref)
LenFix1=int(len(LiFix1)/Tlen)

```

```

IMPR_TABLE(TABLE=tabTemp, UNITE=31)

```

```

FIN()

```

C.4. Mechanische Berechnung der Versuchssimulation

Listing C.6: Versuchssimulation: Mechanische Berechnung des Kompensators mit dem Hooke'schen Gesetz und der thermischen Deformation

```

POURSUITE(PAR_LOT='NON',IMPR_MACRO='OUI')

AlpC = Alp
EMBC = EMPa

MatB = DEFI_MATERIAU(ELAS_FO=_F(ALPHA=AlpC,
    E=EMBC,
    NU=NU_C,
    TEMP_DEF_ALPHA=Tref[0]))

CTM2 = AFFE_MATERIAU(AFFE=( _F(TOUT=('OUI'),
    MATER=(MatB, ))),
    AFFE_VARC=_F(EVOL=evolveT,
    NOM_VARC='TEMP',
    PROL_DROITE='LINEAIRE',
    PROL_GAUCHE='LINEAIRE',
    TOUT='OUI',
    VALE_REF=Tref[0]),
    MODELE=model20)

LP = DEFI_LIST_REEL(DEBUT=Ttime[0],
    INTERVALLE=( _F(JUSQU_A=Ttime[-1],
    PAS=1)))

res1 = MECA_STATIQUE(
    CHAM_MATER=CTM2,
    EXCIT=_F(CHARGE=load20),
    LIST_INST=LLPAS1,
    MODELE=model20,
    SOLVEUR=_F(RENUM='METIS',
    STOP_SINGULIER='OUI',
    ELIM_LAGR='NON',
    NPREC=9,
    METHODE='MUMPS',))
#####
# Kraftfeld berechnen
forc = CALC_CHAMP( FORCE=('REAC_NODA', 'FORC_NODA' ),
    RESULTAT=res1)
#####

```

```
# Force: Fix1
```

```
#####
```

```
TT = POST_RELEVE_T(ACTION=  
  (_F(GROUP_NO=( 'Fix1 ', 'Fix1_mirrored ', ),  
    INTITULE='DX_Fix1 ',  
    NOM_CHAM='FORC_NODA',  
    OPERATION=( 'EXTRACTION', ),  
    RESULTANTE=( 'DX', ),  
    RESULTAT=forc)))
```

```
TT = CALC_TABLE(reuse=TT,  
  ACTION=_F(NOM_PARA=( 'INTITULE', 'DX', 'INST' ),  
  OPERATION='EXTR'),  
  TABLE=TT)
```

```
TF1 = CALC_TABLE(ACTION=( _F(NOM_PARA='INTITULE',  
  OPERATION='FILTRE',  
  VALE_K=( 'DX_Fix1', ) ),  
  _F(NOM_PARA=( 'DX', 'DX_Fix1' ),  
  OPERATION='RENOMME'),  
  _F(NOM_PARA=( 'DX_Fix1', 'INST' ),  
  OPERATION='EXTR' ) ),  
  TABLE=TT)
```

```
TF1 = CALC_TABLE(reuse=TF1,  
  ACTION=( _F(NOM_PARA=( 'INST', ),  
  OPERATION='COMB',  
  RESTREINT='OUI',  
  TABLE=tabTemp),  
  _F(NOM_PARA=( 'INST', 'TEMP', 'DX_Fix1' ),  
  OPERATION='EXTR' ) ),  
  TABLE=TF1)
```

```
FIN( )
```

C.5. Bestimmung des k-Faktors mit MATLAB

Listing C.7: MATLAB-Skript zur Bestimmung des k-Faktors

```

%% k-Faktor Bestimmung ab Zeitwert 3000
mn=3000;

%%Indes aus den Versuchsdaten finden
idx_mn=find( ZeitVersuch/100==mn);

i=1;
for j=31:93
    idx=find( ZeitVersuch/100==j-1);
    Force_mn(i)=ForceVersuch(idx)-max( ForceVersuch);
    KFaktorAsLoop(i)=(Force_mn(i))/ForceFix1(j); % k-
        Faktoren
    i=i+1;
end

```

C.6. Simulation zur Überprüfung des k-Faktors

Listing C.8: Überprüfung des k-Faktors mit einer Schleife zur Einbeziehung der Zeit

```

POURSUITE(PAR_LOT='NON',IMPR_MACRO='OUI')

```

```

form      =[None]* Tlen
resl      =[None]* Tlen
forc      =[None]* Tlen
TFor      =[None]* Tlen
CTM2      =[None]* Tlen
AlpC      =[None]* Tlen
EMWC      =[None]* Tlen
EMBC      =[None]* Tlen
DE        =[None]* Tlen
TT        =[None]* Tlen
TT1       =[None]* Tlen
TF1       =[None]* Tlen
TFN       =[None]* Tlen
LP        =[None]* Tlen
MatB      =[None]* Tlen
MatW      =[None]* Tlen
fun       =[None]* Tlen
AllIn     =[None]* Tlen

```

```

SI          =[None]* Tlen
TFN1       =[None]* LenFix1
SI1        =[None]* LenFix1

s=0#start time in secs
#Faktor Mesh VolleWelle 1
Fak1=[2.05509131028679,2.26964653693899,2.35410101757984,...]

j=1
for i in range(s, Tlen-1):
    p=Ttime[ i ]
    if p<30:
        Fak=Fak1[ 0 ]
    else :
        Fak=Fak1[ j ]
        j=j+1
#####
AlpC[ i ] = DEFI_CONSTANTE(VALE=TAlp[ i ])
EMBC[ i ] = DEFI_CONSTANTE(VALE=TEM[ i ]* Fak)

MatB[ i ] = DEFI_MATERIAU(
    ELAS_FO=_F(
        ALPHA=AlpC[ i ] ,
        E=EMBC[ i ] ,
        NU=NUCon,
        TEMP_DEF_ALPHA=Tref[ 0 ] ) ,
    TRACTION=_F(SIGM=CTRACB) )

CTM2[ i ] = AFFE_MATERIAU(AFFE=( _F(TOUT=('OUI') ,
    MATER=(MatB[ i ] , ) ) ) ,
    AFFE_VARC=_F(EVOL=evolveT ,
    NOM_VARC='TEMP' ,
    PROL_DROITE='LINEAIRE' ,
    PROL_GAUCHE='LINEAIRE' ,
    TOUT='OUI' ,
    VALE_REF=Tref[ 0 ] ) ) ,
    MODELE=model20)

LP[ i ] = DEFI_LIST_REEL(DEBUT=Ttime[ i ] ,
    INTERVALLE=( _F(JUSQU_A=Ttime[ i + 1 ] ,
    NOMBRE=1) ) )

if i>s:
    resl[ i ] = MECA_STATIQUE(
        CHAM_MATER=CTM2[ i ] ,

```

```

        EXCIT=_F(CHARGE=load20) ,
        LIST_INST=LP [ i ] ,
        MODELE=model20 ,
        SOLVEUR=_F(RENUM='METIS' ,
        STOP_SINGULIER='OUI' ,
        ELIM_LAGR='NON' ,
        NPREC=9,
        METHODE='MUMPS' ,))

else :
    resl [ i ] = MECA_STATIQUE(
        CHAM_MATER=CTM2 [ i ] ,
        EXCIT=_F(CHARGE=load20) ,
        LIST_INST=LP [ i ] ,
        MODELE=model20 ,
        SOLVEUR=_F(RENUM='METIS' ,
        STOP_SINGULIER='OUI' ,
        ELIM_LAGR='NON' ,
        NPREC=9,
        METHODE='MUMPS' ,))

#####
form [ i ] = FORMULE(VALE='Fak' ,NOM_PARA='INST' ,Fak=Fak)

fun [ i ] = CALC_FONC_INTERP(FONCTION=form [ i ] ,
                            LIST_PARA=LP [ i ])

Alln [ i ] = CREA_TABLE(FONCTION=_F(
                        FONCTION=fun [ i ] ,
                        PARA=('INST' , 'k_Faktor' )))

forc [ i ] = CALC_CHAMP( FORCE=('REAC_NODA' , 'FORC_NODA' ) ,
                        RESULTAT=resl [ i ])

#####
# Force: Fix1
#####
TT [ i ] = POST_RELEVET(ACTION=( _F(GROUP_NO=( 'Fix1' , '
    Fix1_mirrored' , ) ,
    INTITULE='DX_Fix1' ,
    NOM_CHAM='FORC_NODA' ,
    OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
    RESULTANTE=( 'DX' , ) ,
    RESULTAT=forc [ i ] )))

TT [ i ] = CALC_TABLE(reuse=TT [ i ] ,

```

```

ACTION=_F(NOM_PARA=( 'INTITULE ' , 'DX ' , 'INST ' ) ,
OPERATION='EXTR' ) ,
TABLE=TT[ i ] )

```

```

TF1[ i ] = CALC_TABLE(ACTION=( _F(
NOM_PARA='INTITULE ' ,
OPERATION='FILTRE ' ,
VALE_K=( 'DX_Fix1 ' , ) ) ,
_F(NOM_PARA=( 'DX ' , 'DX_Fix1 ' ) ,
OPERATION='RENOMME' ) ,
_F(NOM_PARA=( 'DX_Fix1 ' , 'INST ' ) ,
OPERATION='EXTR' ) ) ,
TABLE=TT[ i ] )

```

```

TF1[ i ] = CALC_TABLE(reuse=TF1[ i ] ,
ACTION=( _F(NOM_PARA=( 'INST ' , ) ,
OPERATION='COMB' ,
RESTREINT='OUI' ,
TABLE=tabTemp) ,
_F(NOM_PARA=( 'INST ' , ) ,
OPERATION='COMB' ,
RESTREINT='OUI' ,
TABLE=AIIIn[ i ] ) ,
_F(NOM_PARA=( 'INST ' , 'TEMP' , 'DX_Fix1 ' , '
k_Faktor' ) ,
OPERATION='EXTR' ) ) ,
TABLE=TF1[ i ] )

```

```

IMPR_TABLE(TABLE=TF1[ i ] ,
TITRE=' Tref='+str( Tref[ i ] )+' Ttime='+str( Ttime
[ i ] )+'-' +str( Ttime[ i +1 ] )+' '+' i='+str( i )+'
+' k-Faktor='+str( Fak ) ,
UNITE=32)

```

```

#####
j=Tlen-3

```

```

for i in range(s+1,Tlen-1):

```

```

TF1[ Tlen-2 ] = CALC_TABLE(reuse=TF1[ Tlen-2 ] ,
ACTION=( _F(NOM_PARA=( 'INST ' , ) ,
OPERATION='COMB' ,
RESTREINT='NON' ,
TABLE=TF1[ j ] ) ) ,
TABLE=TF1[ Tlen-2 ] )

```

```

#####
      j=j-1

      TF1[Tlen-2] = CALC_TABLE(reuse=TF1[Tlen-2],
        ACTION=( _F(NOM_PARA=( 'INST' , 'TEMP' , 'DX_Fix1' , '
          k_Faktor' ) ,
        OPERATION= 'EXTR' ) ,
        _F(NOM_PARA=( 'INST' , ) ,
        OPERATION= 'TRI' ) ) ,
        TABLE=TF1[Tlen-2] ,
        TITRE= '-Time Temp Force-' )

IMPR_TABLE(TABLE=TF1[Tlen-2] , TITRE= ' Fix1 ' , UNITE=30)

FIN()

```

C.7. Mechanische Berechnung mit der 1. Hauptspannung und der Dehnung

Listing C.9: Mechanische Berechnung mit der 1. Hauptspannung, der Dehnung

```

POURSUITE(PAR_LOT= 'NON' , IMPR_MACRO= 'OUI' )

EMkF_Lir = LIRE_FONCTION(NOM_PARA= 'TEMP' ,
  PROL_DROITE= 'LINEAIRE' ,
  PROL_GAUCHE= 'LINEAIRE' ,
  UNITE=16)

AlpC = Alp
EMBC = EMkF_Lir

MatB = DEFI_MATERIAU(ELAS_FO= _F(ALPHA=AlpC ,
  E=EMBC ,
  NU=NU_C ,
  TEMP_DEF_ALPHA=Tref[0] ) )

CTM2 = AFFE_MATERIAU(AFFE=( _F(TOUT=( 'OUI' ) ,
  MATER=(MatB , ) ) ) ,
  AFFE_VARC= _F(EVOL=evolveT ,
  NOM_VARC= 'TEMP' ,
  PROL_DROITE= 'LINEAIRE' ,
  PROL_GAUCHE= 'LINEAIRE' ,
  TOUT= 'OUI' ,

```

```

        VALE_REF=Tref[0]),
        MODELE=model20)

resl = MECA_STATIQUE(
    CHAM_MATER=CTM2,
    EXCIT=_F(CHARGE=load20),
    LIST_INST=LLPAS1,
    MODELE=model20,
    SOLVEUR=_F(RENUM='METIS',
    STOP_SINGULIER='OUI',
    ELIM_LAGR='NON',
    NPREC=9,
    METHODE='MUMPS',))
#####
forc = CALC_CHAMP( FORCE=( 'REAC_NODA', 'FORC_NODA' ),
    RESULTAT=resl)

strain = CALC_CHAMP( DEFORMATION=( 'EPME_ELGA', 'EPME_ELNO', '
    EPSI_ELGA', 'EPSI_ELNO' ),
    RESULTAT=resl)

stress = CALC_CHAMP( CONTRAINTE=( 'SIEF_ELNO', 'SIGM_ELNO', '
    SIGM_NOEU' ),
    CRITERES=( 'SIEQ_ELGA', 'SIEQ_ELNO', 'SIEQ_NOEU' ),
    INST=(92.0, ),
    RESULTAT=resl)
#####
# Force: Fix1
#####
TT = POST_RELEVE_T(ACTION=( _F(GROUP_NO=( 'Fix1', 'Fix1_mirrored'
    , ),
    INTITULE='DX_Fix1',
    NOM_CHAM='FORC_NODA',
    OPERATION=( 'EXTRACTION', ),
    RESULTANTE=( 'DX', ),
    RESULTAT=forc))

TT = CALC_TABLE(reuse=TT,
    ACTION=_F(NOM_PARA=( 'INTITULE', 'DX', 'INST' ),
    OPERATION='EXTR'),
    TABLE=TT)

TF1 = CALC_TABLE(ACTION=( _F(
    NOM_PARA='INTITULE',

```

```

OPERATION= 'FILTRE' ,
VALE_K=( 'DX_Fix1' , ) ,
_F(NOM_PARA=( 'DX' , 'DX_Fix1' ) ,
OPERATION= 'RENOMME' ) ,
_F(NOM_PARA=( 'DX_Fix1' , 'INST' ) ,
OPERATION= 'EXTR' ) ) ,
TABLE=TT)

```

```

TF1 = CALC_TABLE(reuse=TF1,
ACTION=(_F(NOM_PARA=( 'INST' , ) ,
OPERATION= 'COMB' ,
RESTREINT= 'OUI' ,
TABLE=tabTemp) ,
_F(NOM_PARA=( 'INST' , 'TEMP' , 'DX_Fix1' ) ,
OPERATION= 'EXTR' ) ) ,
TABLE=TF1)

```

```

IMPR_TABLE(TABLE=TF1,TITRE='Kraft an der Fixierung',UNITE=30)
#####
# total Strain: DMS1 DMS2 DMS3 DMS4
#####
StS = POST_RELIEVE_T(ACTION=(_F(GROUP_NO=( 'DMS1' ,
'DMS1Mirrored' ) ,
INTITULE= 'EPXX_DMS1' ,
NOM_CHAM= 'EPSI_ELNO' ,
OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
RESULTAT=strain ,
NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ,
_F(GROUP_NO=( 'DMS2' , 'DMS2Mirrored' ) ,
INTITULE= 'EPXX_DMS2' ,
NOM_CHAM= 'EPSI_ELNO' ,
OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
RESULTAT=strain ,
NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ,
_F(GROUP_NO=( 'DMS3' , 'DMS3Mirrored' ) ,
INTITULE= 'EPXX_DMS3' ,
NOM_CHAM= 'EPSI_ELNO' ,
OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
RESULTAT=strain ,
NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ,
_F(GROUP_NO=( 'DMS4' , 'DMS4Mirrored' ) ,
INTITULE= 'EPXX_DMS4' ,
NOM_CHAM= 'EPSI_ELNO' ,
OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,

```

```

RESULTAT=strain ,
NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ) )

```

```

IMPR_TABLE(TABLE=StS , TITRE='Gesamte Dehnung an den DMS' ,
UNITE=32)

```

```

#####
# mechanical Strain: DMS1 DMS2 DMS3 DMS4
#####
StM = POST_RELEVE_T(ACTION=( _F(GROUP_NO=( 'DMS1' ,
          'DMS1Mirrored' ) ,
    INTITULE='EPXX_DMS1' ,
    NOM_CHAM='EPME_ELNO' ,
    OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
    RESULTAT=strain ,
    NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ,
    _F(GROUP_NO=( 'DMS2' , 'DMS2Mirrored' ) ,
    INTITULE='EPXX_DMS2' ,
    NOM_CHAM='EPME_ELNO' ,
    OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
    RESULTAT=strain ,
    NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ,
    _F(GROUP_NO=( 'DMS3' , 'DMS3Mirrored' ) ,
    INTITULE='EPXX_DMS3' ,
    NOM_CHAM='EPME_ELNO' ,
    OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
    RESULTAT=strain ,
    NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ,
    _F(GROUP_NO=( 'DMS4' , 'DMS4Mirrored' ) ,
    INTITULE='EPXX_DMS4' ,
    NOM_CHAM='EPME_ELNO' ,
    OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
    RESULTAT=strain ,
    NOM_CMP=( 'EPXX' , ) ) ) ) )

```

```

IMPR_TABLE(TABLE=StM , TITRE='Mechanische Dehnung' , UNITE=33)

```

```

#####
# Force: Fix1 Fix2 FaceCon1 FaceCon2
#####
FT = POST_RELEVE_T(ACTION=( _F(GROUP_NO=( 'Fix1' ,
          'Fix1_mirrored' ) ,
    INTITULE='DX_Fix1' ,
    NOM_CHAM='FORC_NODA' ,
    OPERATION=( 'EXTRACTION' , ) ,
    RESULTANTE=( 'DX' , ) ,

```

```

RESULTAT=forc),
_F(GROUP_NO=('Fix2', 'Fix2_mirrored'),
INTITULE='DX_Fix2',
NOM_CHAM='FORC_NODA',
OPERATION=('EXTRACTION', ),
RESULTANTE=('DX', ),
RESULTAT=forc),
_F(GROUP_NO=('FaceCon1', 'FaceCon1_mirrored'),
INTITULE='DX_Con1',
NOM_CHAM='FORC_NODA',
OPERATION=('EXTRACTION', ),
RESULTANTE=('DX', ),
RESULTAT=forc),
_F(GROUP_NO=('FaceCon2', 'FaceCon2_mirrored'),
INTITULE='DX_Con2',
NOM_CHAM='FORC_NODA',
OPERATION=('EXTRACTION', ),
RESULTANTE=('DX', ),
RESULTAT=forc))

```

```

FT = CALC_TABLE(reuse=FT,
ACTION=_F(NOM_PARA=('INTITULE', 'DX', 'INST'),
OPERATION='EXTR'),
TABLE=FT)

```

```

FF1 = CALC_TABLE(ACTION=(_F(
NOM_PARA='INTITULE',
OPERATION='FILTRE',
VALE_K=('DX_Fix1', )),
_F(NOM_PARA=('DX', 'DX_Fix1'),
OPERATION='RENOMME'),
_F(NOM_PARA=('DX_Fix1', 'INST'),
OPERATION='EXTR')),
TABLE=FT)

```

```

TF2 = CALC_TABLE(ACTION=(_F(
NOM_PARA='INTITULE',
OPERATION='FILTRE',
VALE_K=('DX_Fix2', )),
_F(NOM_PARA=('DX', 'DX_Fix2'),
OPERATION='RENOMME'),
_F(NOM_PARA=('DX_Fix2', 'INST'),
OPERATION='EXTR')),
TABLE=FT)

```

```
TC1 = CALC_TABLE(ACTION=(F(
    NOM_PARA='INTITULE',
    OPERATION='FILTRE',
    VALE_K=('DX_Con1',)),
    F(NOM_PARA=('DX', 'DX_Con1'),
    OPERATION='RENOMME'),
    F(NOM_PARA=('DX_Con1', 'INST'),
    OPERATION='EXTR')),
    TABLE=FT)
```

```
TC2 = CALC_TABLE(ACTION=(F(
    NOM_PARA='INTITULE',
    OPERATION='FILTRE',
    VALE_K=('DX_Con2',)),
    F(NOM_PARA=('DX', 'DX_Con2'),
    OPERATION='RENOMME'),
    F(NOM_PARA=('DX_Con2', 'INST'),
    OPERATION='EXTR')),
    TABLE=FT)
```

```
FT1 = CALC_TABLE(ACTION=(F(NOM_PARA=('INST',)),
    OPERATION='COMB',
    RESTREINT='OUI',
    TABLE=TF2),
    F(NOM_PARA=('INST',)),
    OPERATION='COMB',
    RESTREINT='OUI',
    TABLE=TC1),
    F(NOM_PARA=('INST',)),
    OPERATION='COMB',
    RESTREINT='OUI',
    TABLE=TC2)),
    TABLE=FF1)
```

```
FT1 = CALC_TABLE(reuse=FT1,
    ACTION=(F(NOM_PARA=('INST',)),
    OPERATION='COMB',
    RESTREINT='OUI',
    TABLE=tabTemp),
    F(NOM_PARA=('INST', 'TEMP', 'DX_Fix1', 'DX_Fix2',
    DX_Con1', 'DX_Con2')),
    OPERATION='EXTR')),
    TABLE=FT1)
```

```
IMPR_TABLE(TABLE=FT1, TITRE='Kraft an den Fixierungen und an
      der Anschlussflaeche vom Kompensator',UNITE=34)
#####
# Extrema Principal_1 Stress: Kompensator
#####
SI = POST_RELEVE_T(
      ACTION=_F(
      INTITULE='Prin1StressNOEU',
      NOM_CHAM='SIEQ_NOEU',
      NOM_CMP=('PRIN_1',),
      OPERATION=('EXTREMA',),
      RESULTAT=stress,
      GROUP_MA=('Balg', 'Balg_mirrored'))))

IMPR_TABLE(TABLE=SI, TITRE=' Tref=',UNITE=36)

#####
# Ergebnisse
#####

IMPR_RESU(RESU=( _F(RESULTAT=stress),
      _F(RESULTAT=strain) ),UNITE=40)

IMPR_RESU(RESU=( _F( GROUP_MA=('Balg', 'Balg_mirrored'),
      RESULTAT=stress),
      _F(GROUP_MA=('Balg', 'Balg_mirrored'),RESULTAT=strain
      ) ),UNITE=41)

FIN()
```
