



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Philip Raht

Optimierung einer Aufweitanlage mit Hilfe der FEM

Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau

Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering

Philip Raht, 

Optimierung einer Aufweitanlage mit Hilfe der FEM

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Fahrzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Mercedes-Benz Group AG
Abteilung PT/KHE
Mercedesstraße 1
21079 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Peter Seyfried
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Michael Nagel

Abgabedatum: 03.04.2025

Zusammenfassung

Philip Raht

Thema der Bachelorthesis

Optimierung einer Aufweitanlage mit Hilfe der FEM

Stichworte

Finite-Elemente-Methode, Computer-Aided-Engineering, Aufweitanlage, Abgaskrümmer, Optimierung, Aufweitwerkzeug, Vernetzung, plastische Verformung, Kontaktkraft, Reibung

Kurzzusammenfassung

Diese Bachelorarbeit, die durch die Mercedes-Benz AG unterstützt wird, befasst sich mit der Abbildung einer Aufweitanlage in einer Simulationsumgebung. Nach der Kalibrierung sowie der anschließenden Verifikation und Validierung wird das Simulationsmodell genutzt, um Optimierungsansätze abzuleiten. Diese werden digital entwickelt, in das Simulationsmodell integriert und anhand definierter Vergleichswerte ausgewertet. Die Simulationsergebnisse der Optimierungsvarianten dienen als Grundlage zur Erarbeitung von Verbesserungsvorschlägen für die reale Aufweitanlage.

Philip Raht

Title of the paper

Optimization of an expansion system using the FEM

Keywords

finite element method, computer-aided engineering, expansion system, exhaust manifold, optimization, expansion tool, meshing, plastic deformation, contact force, friction

Abstract

This bachelor's thesis, supported by Mercedes-Benz AG, deals with the representation of an expansion system in a simulation environment. After calibration as well as subsequent verification and validation, the simulation model is used to derive optimization approaches. These are digitally developed, integrated into the simulation model, and evaluated based on defined comparison values. The simulation results of the optimization variants serve as a basis for developing improvement proposals for the real expansion system.



FAKULTÄT TECHNIK UND INFORMATIK
DEPARTMENT FAHRZEUGTECHNIK UND FLUGZEUGBAU
Professor Peter Seyfried

Aufgabenstellung Abschlussarbeit

Name

Philip Raht

Thema

Optimierung einer Aufweitanlage mit Hilfe der FEM

1. Einführung

Für das Schweißen von Eingangsflanschen an die tragende Struktur eines Blechkrümmers ist es notwendig, die Spalte zwischen Innenrohr, tragender Struktur und den Flanschen mit Hilfe einer Aufweitanlage zu schließen. Durch die fertigungsbedingten Toleranzen der Einzelteile schwankt das Spaltmaß. Das Erhöhen des Spreizdruckes der Aufweitanlage mit dem Ziel, größer werdende Spalte zu schließen, führt vermehrt zum Ausfall einzelner Werkzeugkomponenten und schließt zudem nicht die Spalte einzelner Zylinder.

2. Aufgabenstellung in Arbeitsschritten

- Aufbau eines aussagekräftigen FEM-Modells der Aufweitanlage
- Berücksichtigung realer Wandstärken der Blechteile und Lochmaße der E-Flansche
- Abbilden der aktuellen Versagensstellen
- Herausarbeiten von Optimierungspotenzialen

Ziel: Verbesserung des aktuellen Aufweitprozesses

Diese Abschlussarbeit wird in Zusammenarbeit / mit Unterstützung der Firma
Mercedes-Benz Group AG (Werk Hamburg, Mercedesstraße 1, 21079 Hamburg)
durchgeführt.

Besondere Vereinbarungen mit der unterstützenden Firma: Sperrvermerk

Hamburg, den 20.12.2024

Inhaltsverzeichnis

<i>Abbildungsverzeichnis</i>	<i>V</i>
<i>Tabellenverzeichnis</i>	<i>VII</i>
<i>Abkürzungen und Begriffe</i>	<i>VIII</i>
<i>Symbolverzeichnis</i>	<i>IX</i>
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Struktur der Arbeit.....	2
2 Technische Grundlagen	3
2.1 Abgaskrümmer	3
2.1.1 Aufbau und Funktionsweise des LSI-Krümmers	4
2.1.2 Maßhaltigkeit der Krümmerbauteile.....	6
2.2 Aufweitanlage	7
2.2.1 Aufbau	9
2.2.2 Funktionsweise.....	11
2.2.3 Optimierungspotentiale	13
2.3 Finite-Elemente-Methode.....	14
2.3.1 Pre-Processing	15
2.3.2 Solver.....	19
2.3.3 Post-Processing	21
3 Entwurf des CAE-Modells	22
3.1 Strukturidealisation	23
3.2 Diskretisierung.....	24
3.3 Materialdefinition.....	26
3.4 Interaktionen.....	28
3.5 Randbedingungen und Lasten	30
4 Abgleich Simulation mit Versuch	33
4.1 Kraft-Weg-Kurven der Aufweitanlage	33
4.2 Bestimmung der Reibwerte der Kontakte	35
4.3 Analyse des Aufweitprozesses	41
4.3.1 Endoskopaufnahme des Aufweitvorgangs	41
4.3.2 Versagensstellen	42
4.4 Simulationsergebnisse	44
4.4.1 Verschiebung der Aufweitwerkzeuge.....	44
4.4.2 Kontaktdruck	45
4.4.3 Hauptnormalspannungen.....	46
4.4.4 Plastische Dehnung	47
4.4.5 Kontakt zwischen Schutzrohr und E-Flansch	48
4.4.6 Benchmark-Werte	50
4.5 Verifizierung und Validierung der Simulationsergebnisse.....	51
5 Optimierung der Aufweitanlage	55
5.1 Ideenfindung Morphologischer-Kasten	56

5.2	Optimierung der Werkzeuggeometrie	57
5.2.1	Aufweitwerkzeug	57
5.2.2	Aufweidorn	61
5.3	Auswertung der Simulationsergebnisse	62
5.3.1	Aufweitwerkzeug Optimierung	63
5.3.2	Aufweidorn Optimierung	65
5.3.3	Einfluss der Zwischenlage	67
5.3.4	Kombinationen aus Optimierungsvarianten	70
6	Probleme und Erkenntnisse	72
7	Ausblick	75
8	Literaturverzeichnis	78
Anhang		80
A.1	Materialdaten der verwendeten Werkstoffe	80
A.2	Zuordnung der Werkstoffe	81
A.3	Kraft-Weg-Kurven der Zylinder 2 bis 4	82
A.4	Morphologischer Kasten	84
A.5	Benchmark-Wertetabelle Gesamtübersicht über alle Simulationsergebnisse	85
A.6	Kraft-Weg-Kurve der Aufweitanlage mit falschem Stangenweg	86
A.7	Digitaler Anhang	87
<i>Eigenständigkeitserklärung</i>		88

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 2.1 DARSTELLUNG DES LSI-ABGASKRÜMMERS IM GANZEN (OBEN), IM SCHNITT (UNTEN)	5
ABBILDUNG 2.2 MESSBERICHT DER ABWEICHUNGEN DES LOCHMAES IM E-FLANSCH (MERCEDES-BENZ AG, 2024)	7
ABBILDUNG 2.3 CAD-MODELL DER AUFWEITANLAGE MIT EINGELEGTEN KRÜMMERBAUTEILEN UND ABGESENKTEM NIEDERHALTER (MERCEDES-BENZ AG, 2025)	8
ABBILDUNG 2.4 CAD-MODELL DER VERPRESSEINHEIT (MERCEDES-BENZ AG, 2025)	9
ABBILDUNG 2.5 AUFBAU DER AUFWEITANLAGE (IM SCHNITT DARGESTELLT)	10
ABBILDUNG 2.6 CAD-MODELL DES NIEDERHALTERS (MERCEDES-BENZ AG, 2025)	10
ABBILDUNG 2.7 KOLBENFLÄCHE VERPRESSEINHEIT (LINKS), KOLBENFLÄCHE NIEDERHALTER (RECHTS)	11
ABBILDUNG 2.8 AUFWEITBACKEN DES AUFWEITWERKZEUGS IN ORANGE (IM SCHNITT DARGESTELLT)	12
ABBILDUNG 2.9 VERSCHLEISSTELLEN AM AUFWEITWERKZEUG	13
ABBILDUNG 2.10 VERSCHLEISSTELLEN AM DORN	14
ABBILDUNG 2.11 KONSTRUKTIONSBERECHNUNGSPROZESS MIT FINITE-ELEMENT-RECHNUNG (KNOTHE, ET AL., 2017 S. 6)	15
ABBILDUNG 2.12 SPANNUNGS-DEHNUNGS-DIAGRAMM (WEIßBACH, ET AL., 2015 S. 501)	16
ABBILDUNG 2.13 DREIDIMENSIONALE ELEMENTTYPEN (DASSAULT SYSTÈMES, 2015 S. 17-22)	18
ABBILDUNG 2.14 VERNETZUNG EINER ZWEIDIMENSIONALEN STRUKTUR MIT GROBER UND FEINER VERNETZTER KANTE (MEYWERK, 2007 S. 125)	19
ABBILDUNG 3.1 MODULE IN ABAQUS CAE	22
ABBILDUNG 3.2 STRUKTURIDEALISIERUNG AM BEISPIEL DER AUFNAHMEPLATTE	23
ABBILDUNG 3.3 UNSTRUKTURIERTES UND STRUKTURIERTES NETZ	25
ABBILDUNG 3.4 IDEALISIERTE GEOMETRIE (LINKS) UND NETZ AUF DER IDEALISIERTEN GEOMETRIE (RECHTS)	26
ABBILDUNG 3.5 EINGABEFELD FÜR DIE ERSTELLUNG VON MATERIALIEN IN ABAQUS CAE	27
ABBILDUNG 3.6 KONTAKTFLÄCHEN: <i>MASTER</i> (ROT) UND <i>SLAVE</i> (PINK)	29
ABBILDUNG 3.7 ERSTELLUNG EINES FEDERELEMENTS ZUR ABBILDUNG DES O-RINGS	31
ABBILDUNG 4.1 MESSDATEN DER AUFWEITANLAGE ALS KRAFT-WEG-KURVEN DARGESTELLT	34
ABBILDUNG 4.2 EINFLUSS DER REIBWERTE BESTIMMTER REIBPAARUNGEN AUF DIE STANGEKRAFT	36
ABBILDUNG 4.3 VERGLEICH KRAFT-WEG-KURVE REAL UND SIM CAD-SERIE	38
ABBILDUNG 4.4 HÖHE DER ZWISCHENLAGE AUS CAD-DATENSATZ (MERCEDES-BENZ AG, 2025)	39
ABBILDUNG 4.5 KRAFT-WEG-DIAGRAMM VERGLEICH DER SIMULATIONSERGEBNISSE MIT DEN REALEN MESSDATEN	40
ABBILDUNG 4.6 ENDOSKOPOAUFNAHMEN DES ERSTEN ZYLINDERS, LINKS VOR DEM AUFWEITEN, RECHTS BEIM AUFWEITEN	41
ABBILDUNG 4.7 AUFWEITWERKZEUG BRUCH	42
ABBILDUNG 4.8 AUFWEITDORN KRAFTZSPUREN (LINKS) UND BRUCH (RECHTS)	43
ABBILDUNG 4.9 VERSCHIEBUNG DER AUFWEITWERKZEUGE VOR DEM AUFWEITPROZESS (LINKS), BEI MAXIMALER STANGENKRAFT (RECHTS)	44
ABBILDUNG 4.10 KONTAKTDRUCK DES KONTAKTPAARS BEI MAXIMALER STANGENKRAFT AUFWEITWERKZEUG (LINKS), AUFWEITDORN (RECHTS)	45
ABBILDUNG 4.11 HAUPTNORMALSPANNUNGEN AN DEN BRUCHBEREICHEN VON AUFWEITWERKZEUG (LINKS) UND AUFWEITDORN (RECHTS) BEI MAXIMALER STANGENKRAFT	46
ABBILDUNG 4.12 PLASTISCHE DEHNUNG AN AUFWEITWERKZEUG UND AUFWEITDORN NACH ZURÜCKFAHREN DER STANGEN	47
ABBILDUNG 4.13 KONTAKTKRAFT ZWISCHEN SCHUTZROHR UND E-FLANSCH	48
ABBILDUNG 4.14 KONTAKTFLÄCHE ZWISCHEN SCHUTZROHR UND E-FLANSCH	49
ABBILDUNG 4.15 VERGLEICH DREHUNG DER AUFWEITWERKZEUGE ENDOSKOP-AUFNAHME (LINKS) SIMULATION BEI MAXIMALER STANGENKRAFT (RECHTS)	51
ABBILDUNG 4.16 VERGLEICH BRUCHSTELLE AM REALEN AUFWEITWERKZEUG-SEGMENT (LINKS) UND HAUPTNORMALSPANNUNGEN IM SCHNITT BEI MAXIMALER STANGENKRAFT (RECHTS)	52
ABBILDUNG 4.17 VERGLEICH DER KRATZSPUREN AM DORN (OBEN) UND DES KONTAKTDRUCKS AUS DER SIMULATION, BEI MAXIMALER STANGENKRAFT (UNTEN)	53
ABBILDUNG 5.1 AUSSCHNITT DES MORPHOLOGISCHEN KASTENS	56
ABBILDUNG 5.2 NETZ AUF DER STRUKTUR DES AUFWEITWERKZEUGS DES CAD-STANDS	57
ABBILDUNG 5.3 VERGLEICH: ORIGINALE GEOMETRIE (ROT), OPTIMIERUNGSVARIANTE 1 (GRÜN)	58
ABBILDUNG 5.4 NETZ AUF DER STRUKTUR DES AUFWEITWERKZEUGS DER OPTIMIERUNGSVARIANTE 1	58
ABBILDUNG 5.5 NETZ AUF DER STRUKTUR DES AUFWEITWERKZEUGS DER OPTIMIERUNGSVARIANTE 2	59
ABBILDUNG 5.6 NETZ AUF DER STRUKTUR DES AUFWEITWERKZEUGS DER OPTIMIERUNGSVARIANTE 3	59
ABBILDUNG 5.7 NETZ AUF DER STRUKTUR DES AUFWEITWERKZEUGS DER OPTIMIERUNGSVARIANTE 4	60
ABBILDUNG 5.8 DARSTELLUNG DER OPTIMIERUNGSVARIANTEN DER DORNE (KONTAKTFLÄCHE ZUM AUFWEITWERKZEUG GELB MARKIERT)	61

ABBILDUNG 5.9 VERGLEICH DER BLEIBENDEN DEHNUNG AN DER AUFWEITBACKE NACH ZURÜCKFAHREN DER DORNE.....	64
ABBILDUNG 5.10 EINFLUSS DER OPTIMIERUNGSVARIANTEN DES DORNS BEI MAXIMALER STANGENKRAFT	66
ABBILDUNG 5.11 EINFLUSS DER ZWISCHENLAGE (ROSA EINGEFÄRBT) AUF DIE VERFORMUNG DER ROHRE BEI MAXIMALER STANGENKRAFT	68
ABBILDUNG 5.12 EINFLUSS DER ZWISCHENLAGE AUF DIE KONTAKTFLÄCHE ZWISCHEN SCHUTZROHR UND E-FLANSCH (HIER DARGESTELLT) NACH DEM AUFWEITEN.....	69
ABBILDUNG 5.13 VERGLEICH DER BLEIBENDEN DEHNUNGEN NACH ZURÜCKFAHREN DER STANGEN	71

Tabellenverzeichnis

TABELLE 3.1 AUFTEILUNG DER LASTFÄLLE	30
TABELLE 4.1 REIBWERTE DER CAD-SERIE SIMULATION	37
TABELLE 4.2 REIBWERTE DER ANGEPASSTEN SIMULATION	39
TABELLE 4.3 QUANTITATIVE DARSTELLUNG DER SIMULATIONSERGEBNISSE	50
TABELLE 5.1 DARSTELLUNG DER BENCHMARK-WERTE	55
TABELLE 5.2 EINFLUSS DER OPTIMIERUNGSVARIANTEN DES AUFWEITWERKZEUGS VERGLEICH DER QUANTITATIVEN SIMULATIONSERGEBNISSE.....	63
TABELLE 5.3 EINFLUSS DER DORN OPTIMIERUNGSVARIANTEN VERGLEICH DER QUANTITATIVEN SIMULATIONSERGEBNISSE	65
TABELLE 5.4 EINFLUSS DER ZWISCHENLAGE VERGLEICH DER QUANTITATIVEN SIMULATIONSERGEBNISSE	67
TABELLE 5.5 KOMBINATIONEN AUS OPTIMIERUNGSVERSIONEN VERGLEICH DER QUANTITATIVEN SIMULATIONSERGEBNISSE	70
TABELLE 7.1 QUANTITATIVE SIMULATIONSERGEBNISSE ZUM VERGLEICH DER STANGENKRAFT.....	75

Abkürzungen und Begriffe

Abkürzung	Bedeutung
CAx	<i>Computer-Aided-x</i>
CAD	<i>Computer-Aided-Design</i>
CAE	<i>Computer-Aided-Engineering</i>
FM	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
AG	Aktiengesellschaft
TFSI	<i>Turbocharged Fuel Stratified Injection</i>
3D	Dreidimensional
IHU	Innenhochdruckumformen
LSI	luftspaltisoliert
Pkw	Personenkraftwagen
E-Flansch	Eingangsflansch
A-Flansch	Ausgangsflansch
PE-Ringe	Polyethylen-Ringe
OM654	Bezeichnung eines Dieselmotors
AGR	Abgasrückführung

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
F	N	Kraft
F_R	N	Reibkraft
F_N	N	Normalkraft
A	mm^2	Fläche
p	bar	Druck
T	K	Temperatur
u	mm	Verschiebung
σ, S	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Spannung (stress)
σ_z	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Zugspannung
σ_d	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Druckspannung
σ_v	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Vergleichsspannung
ε	$[-]$	Dehnung
ε_{\perp}	$[-]$	Querdehnung
ε_{\parallel}	$[-]$	Längsdehnung
L	mm	Länge
ΔL	mm	Längenabweichung/-änderung
E	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Elastizitätsmodul
ν	$[-]$	Querkontraktionszahl
h	mm	Höhe
\hat{y}	mm	Amplitude
f	N	Knotenkraft
K	$\frac{N}{mm}$	Gesamtsteifigkeitsmatrix

μ	[–]	Reibkoeffizient
PEEQ	[–]	Dehnung (plastic elastic equivalent strain)
CPRESS	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Kontaktdruck (contact pressure)
R_e	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Streckgrenze
$R_{p0,2}$	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Dehngrenze
R_m	$\frac{N}{mm^2} = MPa$	Zugfestigkeit
η	[–]	Wirkungsgrad
HRC	[–]	Rockwellhärte nach Härteskala C
E	$Nm = J$	Energie
W_R	$Nm = J$	Reibarbeit
c	$\frac{N}{mm}$	Federsteifigkeit
n	[–]	Knotenanzahl

1 Einleitung

Diese Bachelorarbeit entsteht in enger Zusammenarbeit mit der Mercedes-Benz AG, wobei insbesondere die Entwicklungsabteilung für Abgastechnologie, die Produktion und der Versuchsbereich des Mercedes-Benz Werks Hamburg involviert sind. Die vorliegende Arbeit stellt zunächst das Mercedes-Benz Werk Hamburg vor. Anschließend werden die Motivation und die spezifische Aufgabenstellung, welche dieser Arbeit zugrunde liegen, dargelegt. Abschließend erfolgt eine Erläuterung der Struktur der Arbeit und des angewandten systematischen Vorgehens.

Das Mercedes-Benz Werk Hamburg agiert seit 1978 als integraler Bestandteil des globalen Produktionsverbunds von Mercedes-Benz und liefert Komponenten an Montagewerke weltweit. Es handelt sich um ein reines Komponentenwerk. Die Produktpalette des Werks umfasst diverse Antriebskomponenten, einschließlich Achsen, Achskomponenten, Lenksäulen, Leichtbaustrukturteile, Bedienelemente, Abgaskrämer und integrierte Starter-Generatoren (Mercedes-Benz AG, 2025). Neben den Produktionshallen befinden sich im Werk mehrere Prüffelder und Entwicklungsabteilungen zu einigen der oben genannten Produktfelder.

1.1 Motivation

Mit hochleistungsfähigen Rechnern ist es heutzutage möglich, komplexe technische Problemstellungen präzise in Berechnungsprogrammen abzubilden. Dies ermöglicht eine fundierte Analyse und Optimierung von Fertigungsprozessen, wie sie in dieser Arbeit angestrebt wird. Durch den Einsatz moderner Simulationsmethoden können nicht nur die unmittelbaren Probleme gelöst, sondern auch langfristige Verbesserungen im Produktionsprozess erzielt werden.

In dieser Arbeit wird eine technische Problemstellung aus einem Fertigungsprozess mit Hilfe eines Berechnungsprogramms abgebildet. Konkret geht es um die Optimierung einer Aufweitanlage, die die Rohre eines LSI-Krümmers (luftspaltisolierter Krümmer) aufweitet. Ziel dieses Prozesses ist es, die Rohre so aufzuweiten, dass sie sich in den E-Flansch drücken. Dabei sollen die Spalte zwischen den Rohren verringert werden, sodass im nächsten Fertigungsschritt eine Schweißnaht aufgebracht werden kann.

Zusätzlich ist erwünscht, dass die Rohre ausreichend gegen den E-Flansch drücken, damit dieser beim Herausnehmen der Bauteile aus der Aufweitanlage nicht von den Rohren abfällt. Derzeit tritt dieses Problem häufiger auf, da keine ausreichende Klemmwirkung erzielt wird. Zudem führt der nicht optimierte Prozess zu häufigen Ausfällen der Werkzeuge der Aufweitanlage, was die Produktionskosten erhöht und die Effizienz mindert. Angesichts der aktuellen wirtschaftlichen Situation im Unternehmen ist jede Einsparmöglichkeit von großer Bedeutung. Daher wird angestrebt, den Aufweitprozess zu optimieren, um die Standzeit der Werkzeuge zu erhöhen und die Produktionskosten zu senken.

Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) soll der Aufweitvorgang detailliert simuliert werden, um mögliche Optimierungspotenziale nachzubilden. Durch die Simulation können Schwachstellen der Werkzeuge erkannt und gezielt optimiert werden, um die Klemmwirkung zwischen Schutzrohr und den E-Flanschen zu erhöhen und somit die Zuverlässigkeit des Fertigungsprozesses zu steigern. Ziel ist es außerdem, durch die Optimierung des Prozesses die Lebensdauer der Werkzeuge zu verlängern, was zu einer Reduzierung der Ausfallzeiten und der damit verbundenen Kosten führt.

1.2 Struktur der Arbeit

Die Arbeit ist in thematisch strukturierte Kapitel gegliedert, die technische Grundlagen, numerische Modellerstellung, den Abgleich von Simulation und Versuch sowie die Optimierung der Aufweitanlage behandeln.

Kapitel 2 erläutert die technischen Grundlagen, beginnend mit dem LSI-Abgaskrümmer, dessen Aufbau, Funktionsweise und Maßhaltigkeitsanforderungen. Anschließend folgt eine detaillierte Analyse der Aufweitanlage, einschließlich ihres konstruktiven Aufbaus, Funktionsprinzips und möglicher Optimierungspotenziale. Zudem wird die Finite-Elemente-Methode als Simulationsverfahren eingeführt und ihre zentralen Schritte: Pre-Processing, Solver und Post-Processing präzise beschrieben.

Kapitel 3 behandelt die Entwicklung des numerischen CAE-Modells, einschließlich Strukturidealisation, Geometriediskretisierung und Materialdefinition. Zudem werden Interaktionen zwischen Bauteilen sowie relevante Randbedingungen und Lastfälle spezifiziert.

Kapitel 4 validiert die Simulation durch den Vergleich mit realen Messdaten und Versagenserscheinungen an den Werkzeugen. Dazu werden Kraft-Weg-Kurven der Aufweitanlage erfasst, Reibwerte der Kontakte bestimmt und der Aufweitprozess mittels Endoskop-Aufnahmen sowie der Analyse von Verschleißstellen untersucht. Die Simulationsergebnisse werden anhand von Kenngrößen wie Verschiebung der Aufweitwerkzeuge, Kontaktdruck, Hauptnormalspannungen und plastischen Dehnungen analysiert und mit realen Verschleißbildern verglichen.

Kapitel 5 widmet sich der Optimierung der Aufweitanlage. Verschiedene Ansätze werden systematisch mithilfe eines morphologischen Kastens entwickelt und durch gezielte Anpassungen der Werkzeuggeometrie umgesetzt. Die Auswirkungen auf Kontaktkräfte, plastische Dehnungen und weitere Kenngrößen werden untersucht. Zudem wird der Einfluss der Zwischenlage bewertet und Optimierungsstrategien kombiniert, um die Gesamtperformance zu verbessern.

Kapitel 6 fasst die gewonnenen Erkenntnisse zusammen und reflektiert Herausforderungen der Untersuchung. Kapitel 7 gibt einen Ausblick auf weiterführende Optimierungen und zukünftige Untersuchungen. Kapitel 8 enthält das Literaturverzeichnis, gefolgt vom Anhang mit ergänzenden Tabellen und Abbildungen.

2 Technische Grundlagen

Dieses Kapitel beschreibt die technischen Grundlagen der Arbeit. Zunächst folgt eine allgemeine Einführung in die Funktionsweise eines Abgaskrümmers, gefolgt von einer detaillierten Betrachtung des für diese Untersuchung relevanten Bauteils. Anschließend stehen Aufbau, Funktionsweise und Maßhaltigkeitsanforderungen dieses Abgaskrümmers im Fokus. Der nächste Abschnitt behandelt die Konstruktion und das Funktionsprinzip der Aufweitanlage sowie mögliche Optimierungspotenziale und Versagensstellen der Bauteile. Abschließend erfolgt eine Einführung in die Finite-Elemente-Methode, einschließlich des Prozesses zur Lösung technischer Problemstellungen.

2.1 Abgaskrümmer

Der Abgaskrümmer (Krümmer) ist ein wesentlicher Bestandteil der Fahrzeugabgasanlage und das erste Bauteil der Abgasanlage nach dem Motor. Seine Hauptaufgabe besteht darin, die Abgasströme aus den Auslasskanälen des Motors zusammenzuführen (Pischinger, et al., 2021 S. 495).

Abhängig von den gängigen Motor-Konfigurationen, wie Reihen-, V- oder W-Motoren (beschreibt die Anordnung der Zylinder), können mehrere Abgaskrümmer in einem Verbrennungsmotor verwendet werden. Der Krümmer wird mit den Eingangs-Flanschen (E-Flanschen) an den Zylinderkopf angeflanscht. Je nach Ausführung des Motors werden Anbauteile an die Ausgänge des Krümmers angeschweißt oder angeflanscht. Die Gestaltung des Krümmers und der daran angebundenen Bauteile hat einen großen Einfluss auf das Leistungs- und Drehmomentverhalten des Motors. Beispielsweise werden bei einem 4-Zylinder-Ottomotor die Krümmerrohre der Zylinder mit maximalem Zündabstand zuerst zusammengeführt. Das minimiert die negative Beeinflussung der Gaspulsationen auf den Ladungswechsel. Beim Dieselmotor wird in der Regel eine solche Unterscheidung in der Zusammenführung der Zylinder nicht gemacht. Zusätzlich spielt die Wärmekapazität des Krümmers eine wichtige Rolle bei der Abgasnachbehandlung. Ein Krümmer mit einer geringeren Wärmekapazität entnimmt dem Abgas weniger Wärme beim Durchströmen. Dadurch erwärmen sich nachgeschaltete Katalysatoren schneller, was zu einer Minimierung der Schadstoffemissionen führt (Pischinger, et al., 2021 S. 495). Es gibt drei grundlegende Konstruktionsarten von Krümmern: Gusskrümmer, Rohrkrümmer und luftspaltisierte (LSI) Krümmer.

Der in dieser Arbeit betrachtete Abgaskrümmer des OM654 (interne Modellbezeichnung eines 4-Zylinder-Dieselmotors) wird als LSI-Krümmer ausgeführt. LSI-Krämmmer sind Blechkrämmmer, die sich in strömungsgünstigen Leitungsformen und -führungen realisieren lassen. Sie bestehen aus mehreren Einzelteilen und werden in mehreren Fertigungsschritten hergestellt. Mithilfe moderner Fertigungstechnologien, wie dem Innenhochdruckumformen (IHU), können technisch hochwertige und kostengünstige Bauteile entwickelt werden, die den hohen Temperaturen und Schwingungsbelastungen im Abgasstrang standhalten. Ein großer Vorteil von LSI-Krämmern, gegenüber den in der Automobilindustrie weit verbreiteten Gusskrämmern, liegt in den geringeren Wandstärken der Rohre. Folglich führt das zu zwei wesentlichen Vorteilen: Zum einen sind LSI-Krämmmer deutlich leichter, zum anderen besitzen sie eine geringere thermische

Masse. Dadurch erreicht das innere Rohr schneller seine Betriebstemperatur, was wiederum dazu führt, dass der Katalysator früher aufheizt und die Schadstoffemissionen schneller reduziert werden.

Allerdings bieten Gusskrümmer ebenfalls Vorteile, insbesondere in der Fertigung. Während ein LSI-Krümmer aus mehreren Einzelteilen gefertigt und anschließend gefügt werden muss, wird die definierte Form eines Gusskrümmers in einem einzigen Schritt abgegossen. Nach dem Abkühlen muss die Geometrie lediglich an den Kontaktstellen plangefräst werden, was den Fertigungsprozess erheblich vereinfacht. Auch die Gestaltung des Gasströmungskanals ist bei Gusskrümmern unkomplizierter, da die gewünschte Kanalform direkt während des Gießprozesses realisiert wird. Diese Aspekte machen Gusskrümmer in der Herstellung kostengünstiger und ermöglichen zudem oft bessere Gasführungseigenschaften. Dennoch bieten LSI-Krümmer durch ihr geringes Gewicht und die schnellere Erwärmung erhebliche Vorteile im Hinblick auf Emissionsreduzierung und Effizienz.

Zur weiteren Steigerung der Wärmeisolierung sind auch doppelluftspaltisierte Abgaskrümmer realisierbar. Diese werden von Audi im V8 TFSI (Turbocharged Fuel Stratified Injection) Motor verwendet, da aufgrund der Anordnung der Turbolader zwischen den Bänken des V-Motors besonders hohe Ansprüche an die Isolierung des Abgaskrümmers gibt (Pischinger, et al., 2021 S. 508).

2.1.1 Aufbau und Funktionsweise des LSI-Krümmers

Ein LSI-Krümmer besteht aus mehreren Bauteilen, die in Fertigungsschritten hergestellt und in Montageschritten zu einem mehrteiligen Blechkrümmer zusammengefügt werden. Der grundlegende Aufbau des OM654 Abgaskrümmers ist in Abbildung 2.1 ersichtlich. Die Hauptbestandteile des Krümmers sind die Innenrohre und die Schutzrohre. Die Innenrohre (in der Abbildung 2.1 rot dargestellt) sind vier eigenständige Bauteile, die sich in sogenannten Schiebesitzen überlappen. Dadurch wird die Wärmeausdehnung der Innenrohre kompensiert. Polyethylen-Ringe (PE-Ringe, braun dargestellt) werden verwendet, um zum einen im Schiebesitz der Innenrohre für einen gleichmäßigen Abstand der Innenrohre zueinander zu sorgen. Zum anderen wird der Abstand zwischen den Innenrohren und den Schutzrohren durch die PE-Ringe definiert. Beim ersten Start des Motors schmelzen die PE-Ringe, was kurzfristig zu erhöhten Abgas-Emissionswerten führt (Mercedes-Benz AG, 2025).

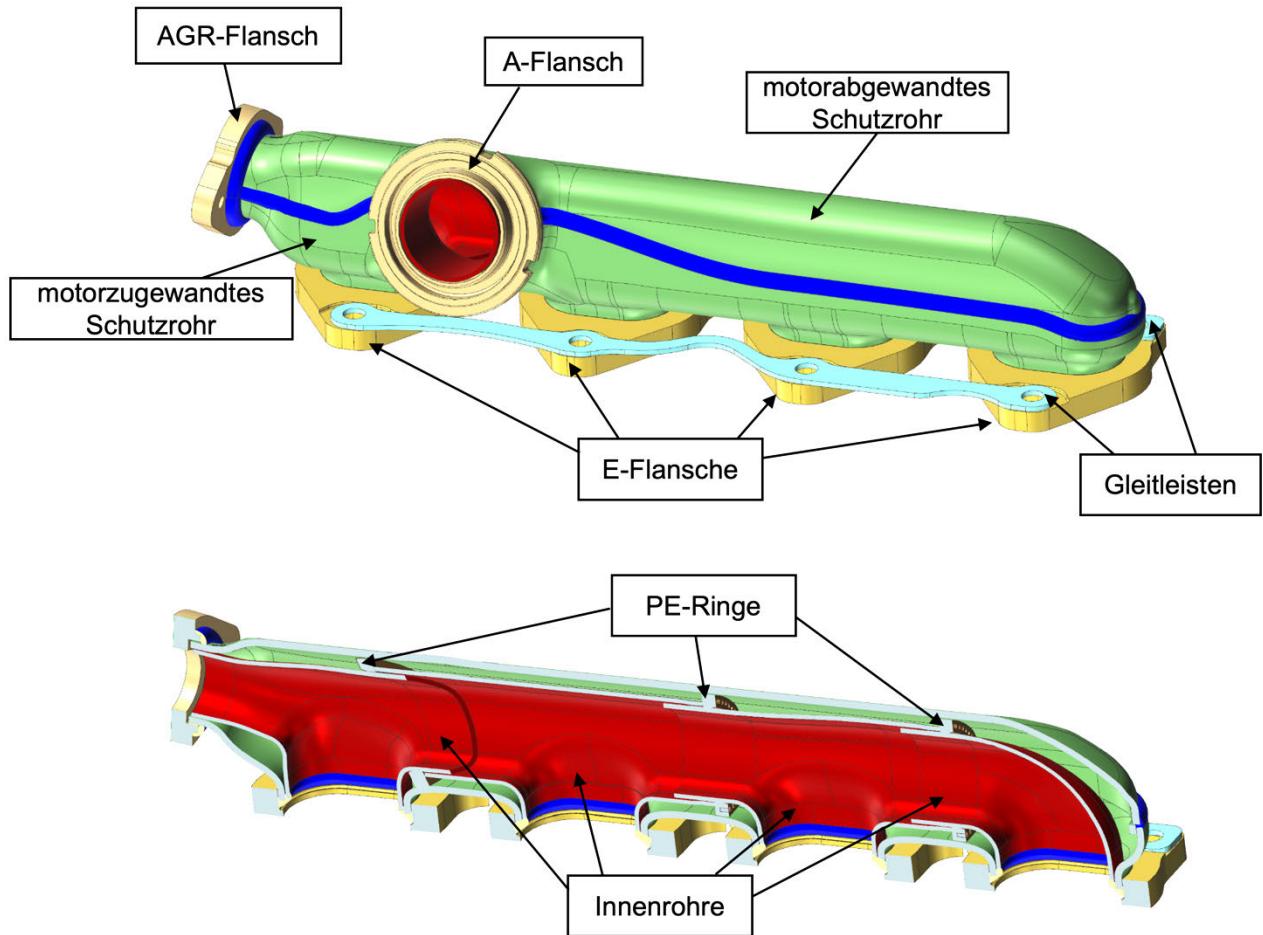


Abbildung 2.1 Darstellung des LSI-Abgaskrümmers im Ganzen (oben), im Schnitt (unten)

Die Schutzrohre (grün) sind in das untere Schutzrohr und das obere Schutzrohr aufgeteilt. Bezogen auf die seitliche Einbaurlage zum Motor wird das untere Schutzrohr auch als motorzugewandt und das obere Schutzrohr als motorabgewandt bezeichnet. Die beiden Schutzrohre haben, bis auf die Bereiche an den Flanschen, einen Abstand bzw. einen definierten Spalt zu den Innenrohren. Dieser Spalt ist mit Luft gefüllt. Der Luftspalt wird als Wärmeisolator verwendet. Bei Betriebstemperaturen des Abgases kann so die Oberflächentemperatur der Schutzrohre um $\Delta T = 200K$ im Vergleich zu den Innenrohren reduziert werden. Damit keine Abgase in die Umwelt gelangen wird das obere Schutzrohr mit dem unteren Schutzrohr umlaufend verschweißt. Die Flansche (gelb) dienen zur Befestigung des Krümmers am Verbrennungsmotor oder zur Montage von Anbauteilen. Zur Unterscheidung werden sie in Eingangs- und Ausgangsflansche unterteilt. In die Eingangs-Flansche (E-Flansche) wird das Abgas aus dem Zylinderkopf eingeführt. An den Ausgangs-Flansch (A-Flansch) wird der Abgasturbolader mit einer Klemmschelle angeflanscht und an den AGR-Flansch wird die Abgasrückführungs-Leitung angebracht. Durch den A-Flansch und den AGR-Flansch strömt das zusammengeführte Abgas aus dem Krümmmer. Die Flansche werden über Schweißnähte mit den Rohren des Krümmers verbunden. Zur Befestigung des Krümmers am Zylinderkopf werden Schrauben und Muttern benutzt.

Gleitleisten (hellblau) werden verwendet, um einem Lösen dieser Schrauben bzw. Muttern entgegenzuwirken. Ohne Gleitleiste liegen die Muttern direkt auf dem E-Flansch

und werden mit einer Vorspannung angezogen. Im Betriebszustand erwärmt sich der Krümmer stark und dehnt sich aus (bis zu $\Delta L = 2,5 \text{ mm}$). Infolge des Abkühlvorgangs zieht sich der Krümmer wieder zusammen. Es entsteht eine Relativbewegung zwischen Mutterauflage und den E-Flanschen, da diese sich anders als der Krümmer ausdehnen. Durch die Verwendung von Gleitleisten entsteht idealerweise eine Relativbewegung zwischen E-Flanschen und Gleitleisten, nicht aber zwischen der Mutterauflagefläche und der Gleitleiste.

Da in dieser Arbeit die Benennung der Eingangsflansche von Vorteil ist, erhalten diese jeweils eine zugeordnete Nummer. Die Nummerierung der E-Flansche erfolgt dem Vorbild der Zylindernummerierung des Verbrennungsmotors, daher wird im Folgenden von Zylindern des Abgaskrümmers gesprochen. Entsprechend dieser Zylindernummerierung befindet sich der erste Zylinder des Abgaskrümmers an der äußeren Seite, an welcher der AGR-Flansch angebracht ist. Die Zylinder zwei, drei und vier werden fortlaufend nummeriert, so dass sich die Reihenfolge 1-2-3-4 ergibt. Diese Nummerierung wird in dieser Arbeit übernommen.

2.1.2 Maßhaltigkeit der Krümmerbauteile

Das Fertigen der Einzelteile des Krümmers führt zwangsläufig zu Fertigungstoleranzen, da sich Werkzeuge in Umformanlagen mit jedem Arbeitsschritt abnutzen. Besonders das Stanzen der Stanzöffnungen an den E-Flanschen trägt dazu bei, dass sich die Abmaße mit zunehmender Produktionszahl vergrößern, da das Werkzeug mit höheren Standzeiten stärker verschleißt. Durch diesen Abnutzungsprozess ist eine exakte Fertigung des Bauteils nicht durchgehend gewährleistet.

In technischen Zeichnungen werden die Nennmaße sowie die zulässigen Toleranzen angegeben, um die Maßhaltigkeit der Bauteile zu definieren. Längen, Radien, Formen und Fasen können daher von den Nennmaßen abweichen. Beim E-Flansch existiert jedoch keine spezifische Toleranz für die Stanzöffnung, sodass hier die Allgemeintoleranzen gemäß der Zeichnungsvorgaben gelten.

Zur Überprüfung der Maßhaltigkeit der Krümmerbauteile wird eine optische 3D-Messung einer E-Flansch-Stanzöffnung (im folgenden „Loch“ genannt) durchgeführt. Diese Oberflächenmesstechnik erzeugt ein 3D-Modell des realen Bauteils. Durch den Vergleich der gemessenen Flächen mit den Nennmaßen aus dem idealen CAD-Modell können die tatsächlichen Abweichungen ermittelt werden. Der Vergleich erfolgt an definierten Messpunkten, die gezielt auf der Oberfläche des Bauteils ausgewählt werden. Es wird ein E-Flansch verwendet, der durch sein Lochmaß als abfallend gefährdet eingestuft wird.

Die optische 3D-Messung (vgl. Abbildung 2.2) zur Untersuchung der Maßhaltigkeit der E-Flansche ergibt am Halbkreis des Lochs, dass eine hohe Abweichung der Maße oberhalb des Absatzes vorliegt. Dort beträgt die Abweichung $\Delta L = +0,23 \text{ mm}$ vom Nennmaß. Im oberen Bereich zum Rand des Lochs liegt eine Abweichung von $\Delta L = -0,04 \text{ mm}$ vor. Die ausgewertete Fläche zeigt eine Trichterform. Das Lochmaß des E-Flanschs ist am oberen Rand größer und im unteren Bereich vor dem Absatz kleiner als das Nennmaß.

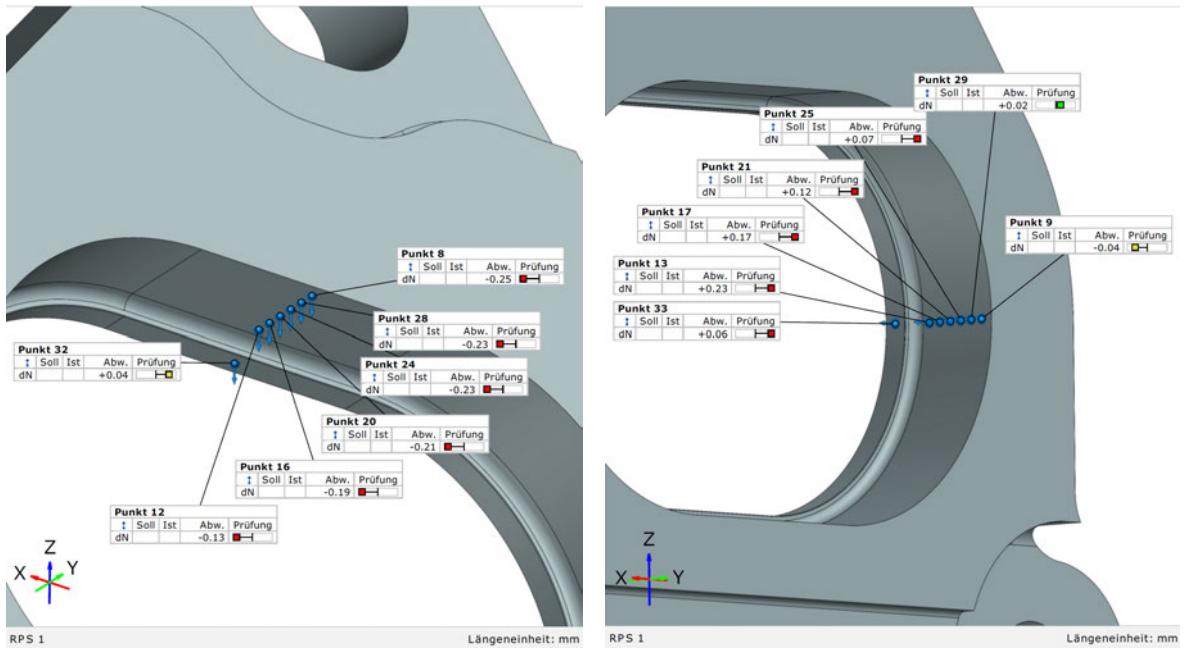


Abbildung 2.2 Messbericht der Abweichungen des Lochmaßes im E-Flansch
(Mercedes-Benz AG, 2024)

Die fehlende Maßhaltigkeit der E-Flansche ist auf die Fertigung zurückzuführen. Das Loch in den E-Flanschen wird mit einem Stempel ausgestanzt. Durch die Belastung beim Ausstanzen verschleißt der Stempel mit zunehmender Anzahl der Stempelvorgänge und nimmt eine leicht konische Form an. Durch die konische Form des Stempels wird am oberen Rand des Lochs mehr Material abgetragen, am unteren Rand weniger.

Die Innenrohre und die Schutzrohre werden durch Innenhochdruckumformen (IHU) gefertigt. Mit diesem Fertigungsprozess können hochfeste Bauteile mit komplexen Geometrien hergestellt werden. Das Wirkprinzip dieser Fertigungstechnik ist dabei wie folgt: Ein rohrförmiges Bauteil wird in die Matrize eingelegt, das Werkzeug wird geschlossen und mit hohem Druck zugehalten. Axiale Stempel dichten das Rohrende ab, ein Wirkmedium wird über Bohrungen im Stempel in das Bauteil eingebracht, durch einen hohen Innendruck des Wirkmediums, wird das Bauteil verformt so, dass es die Kontur annimmt, die die Matrize vorgibt (Dietrich, 2018 S. 200). Die Blechdicke an Bereichen die hohen Umformungen ausgesetzt sind, variiert. Im Fall der Schutzrohre und Innenrohre verringert sich die Blechdicke an den Einlassöffnungen. Aufgrund der Fertigung von E-Flanschen, Schutzrohren und Innenrohren schwanken die Spalte zwischen den Rohren und den E-Flanschen.

2.2 Aufweitanlage

Als Aufweitanlage wird in dieser Arbeit eine hydraulische Presseinheit bezeichnet. Diese wird zur Fertigung des OM654 Abgaskrümmers verwendet. Die Aufweitanlage ist im Mercedes-Benz Werk am Standort Hamburg im Bereich der Fertigung der Abgaskrümmere eingebaut. Für eine hohe Fertigungskapazität des Krümmers gibt es vier Fertigungsstränge zum Verschweißen der Einzelteile des Krümmers. Dabei beschreibt ein Fertigungsstrang mehrere Stationen, in denen die Bauteile fertigungs- und montagetechnisch bearbeitet werden. Durch eine höhere Anzahl von Fertigungssträngen kann eine höhere Stückzahl produziert werden. In der Aufweitanlage wird der erste

Fertigungsschritt zum Zusammenfügen der Bauteile E-Flansche, Innenrohre und unterem Schutzrohr durchgeführt.

Die Aufweitanlage bzw. auch Aufpressanlage soll die Spalte zwischen den Einzelteilen des Krümmers schließen. Die Einzelteile des Krümmers werden in die Aufweitanlage eingelegt und durch einen Niederhalter in Position gehalten. Im Arbeitsschritt bewegen sich vier Dorne in die Höhe, wodurch die Aufweitwerkzeuge in den einzelnen Zylinderöffnungen verschoben werden. Die Aufweitwerkzeuge drücken mit ihren Aufweitbacken gegen die Innenrohre des Krümmers. Aufgrund der hohen Kraft werden die Rohre aufgeweitet und drücken gegen das Schutzrohr. Das Schutzrohr wird ebenso aufgeweitet und drückt gegen die E-Flansche. Die Spalte zwischen den Rohren und dem E-Flansch können durch die Aufweitung in einigen Bereichen geschlossen werden. Es wird eine plastische Verformung der Rohre so angestrebt, dass ein Restkontaktdruck nach dem Aufweiten vorhanden bleibt. Eine exaktere Beschreibung der Funktionsweise wird in Kapitel 2.2.2 ausgeführt.

Die Aufweitanlage besteht aus einer Vielzahl von Einzelteilen. Da die Beschreibung all dieser Einzelteile über den Umfang dieser Arbeit hinausgeht, werden nur die Einzelteile der Aufweitanlage betrachtet, die in direkten Kontakt mit dem Krümmer kommen oder eine Funktion beim Aufweitvorgang erfüllen. Der Aufbau der Aufweitanlage wird ausführlich in Kapitel 2.2.1 beschrieben. Eine grundlegende Übersicht bietet das CAD-Modell der Aufweitanlage in Abbildung 2.3.

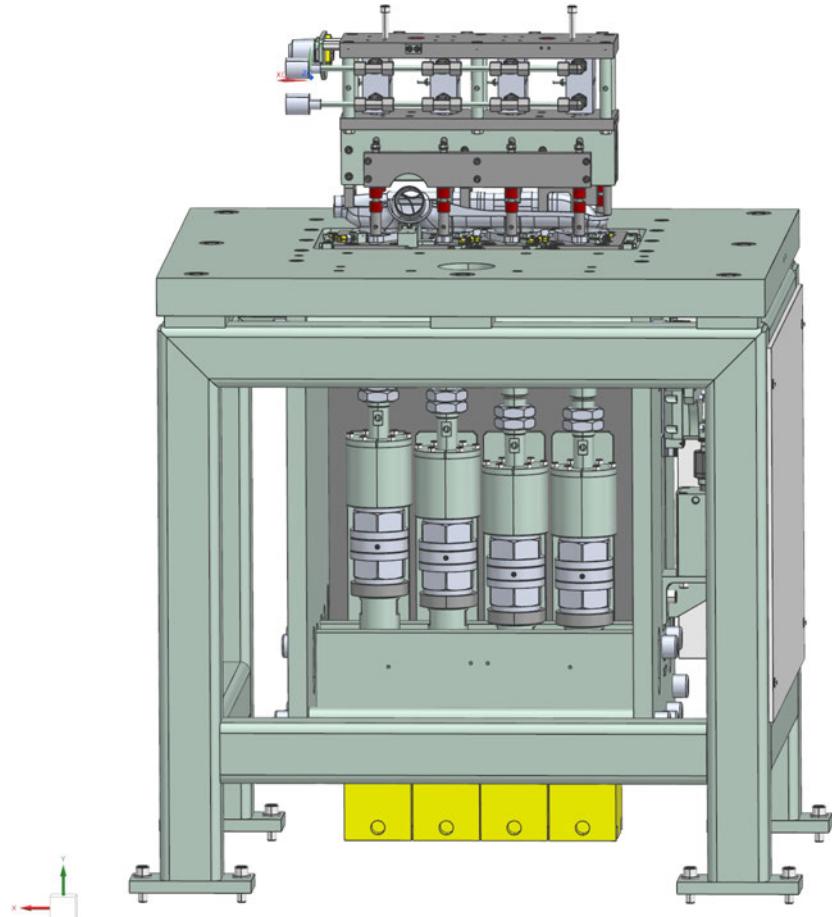


Abbildung 2.3 CAD-Modell der Aufweitanlage mit eingelegten Krümmerbauteilen und abgesenktem Niederhalter (Mercedes-Benz AG, 2025)

2.2.1 Aufbau

Die Aufweitanlage kann in zwei Baugruppen unterteilt werden. Zur ersten Baugruppe gehören die Einzelteile der Verpresseinheit. Die Verpresseinheit (siehe Abbildung 2.4) ist einem Tisch mit vier Standbeinen nachempfunden, die mit dem Untergrund verschraubt werden. An diesem Tisch ist ein Unterbau angebracht, in dem vier Zylinder integriert sind. Diese Zylinder sind mit Hydrauliköl gefüllt. In jedem der vier Zylinder befindet sich ein Kolben mit einer Kolbenstange. Die Kolbenstange, auch als Stange bezeichnet, wird seitlich über eine Schiebehülse geführt. In der Stange ist eine Passfeder eingesetzt; eine Nut in der Schiebehülse führt die Stange mit Passfeder und verhindert ein Verdrehen. Die Stange besitzt an der oberen Seite eine T-förmige Nut, sodass ein Aufweitdorn (kurz Dorn) in diese Öffnung eingeschoben werden kann. Der Dorn wird durch die Stange in die Höhe verschiebbar gelagert.

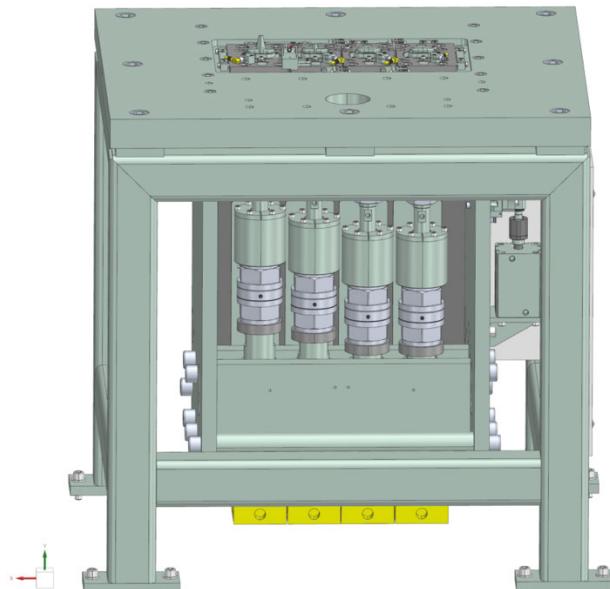


Abbildung 2.4 CAD-Modell der Verpresseinheit (Mercedes-Benz AG, 2025)

Die Schiebehülse wird an einem Deckel befestigt. Auf dem Deckel liegen vier Aufweitwerkzeuge bzw. Aufweitsegmente, die im unteren Bereich kreisförmig sind und durch einen O-Ring in einer Nut zusammengehalten werden. Die Innenseiten der vier Aufweitwerkzeuge sind, entsprechend des Dorns, mit einem Winkel versehen. Nach oben werden die Aufweitwerkzeuge durch die Aufnahmeplatte schwimmend gelagert. Der Deckel wird an der Aufnahmeplatte befestigt. Die Aufnahmeplatte hat mittig ein Loch, durch das die oberen Bereiche der Aufweitwerkzeuge, gesteckt werden.

Im Loch der Aufnahmeplatte befindet sich ein Absatz, auf dem eine Zwischenlage liegt. Auf dieser ist ein Abstützring positioniert, der verwendet wird, um die Rohre des Krümmers zu lagern. Zwischenlage und Abstützring werden an der Aufnahmeplatte befestigt. Die Aufnahmeplatte wird mit Schrauben an der Tischplatte befestigt. Auf den vier Aufnahmeplatten sind neun Zentrierelemente für die vier E-Flansche angebracht. Diese Zentrierelemente halten die E-Flansche, nach dem Einlegen in die Aufweitanlage, an der vorgesehenen Position. In Abbildung 2.5 sind die wichtigsten Bauteile der Aufweitanlage und des Krümmers dargestellt.

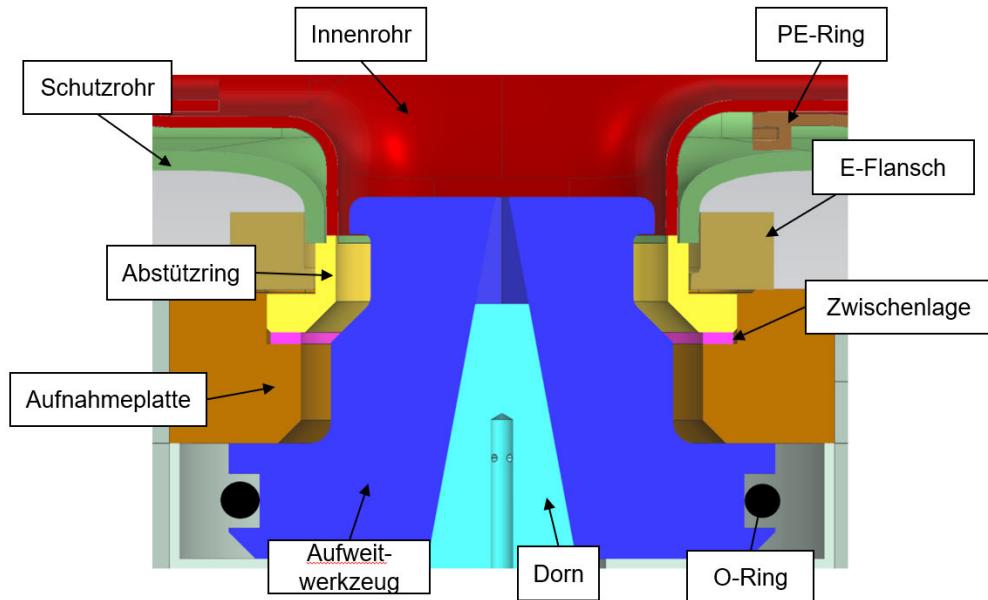


Abbildung 2.5 Aufbau der Aufweitanlage (im Schnitt dargestellt)

Zur zweiten Baugruppe gehören die Einzelteile des Niederhalters (siehe Abbildung 2.6). An der Aufweitanlage können verschiedene Varianten von Abgaskrümmern gefertigt werden. Die Verpresseinheit ist dabei dieselbe, der Niederhalter muss jedoch entsprechend der Krümmervariante ausgewählt werden. In dieser Arbeit wird speziell der Niederhalter des zweistufigen Abgaskrümmers (interne Bezeichnung für eine Variante) behandelt. Der Niederhalter ist ein wesentliches Bauteil der Aufweitanlage, welches die Einzelteile des Krümmers während des Aufweitvorgangs in Position hält und sicherstellt, dass die Bauteile korrekt ausgerichtet sind.

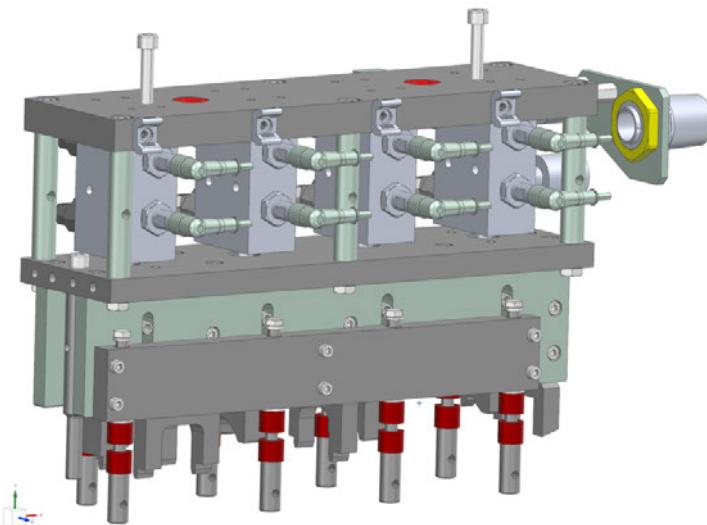


Abbildung 2.6 CAD-Modell des Niederhalters (Mercedes-Benz AG, 2025)

Der zweistufige Niederhalter besitzt, wie die Verpresseinheit, vier Zylinder. Die Zylinder besitzen jeweils einen Kolben mit Kolbenstange. An der Kolbenstange sind die Niederhalter für die Zylinder angebracht. Die Niederhalter für das Schutzrohr und die Innenrohre sind formgenau für den Krümmmer angepasst. Die Niederhalter für die E-Flansche werden über einen federvorgespannten Zylinder realisiert. Dieser drückt an acht Punkten mit diesen Zylindern die E-Flansche auf die Aufnahmeplatte.

2.2.2 Funktionsweise

Die Aufweitanlage ist eine hydraulische Presse. Ein Wirkmedium, in diesem Anwendungsfall Hydrauliköl, wird mit hohem Druck beaufschlagt. Das Öl wird über Ventile in die Zylinder geleitet und erzeugt eine Kolbenkraft. Diese Kraft erzeugt eine Verschiebung, daher werden hydraulische Pressen auch kraftgebundene Maschinen genannt. Über eine Variation des Arbeitsdrucks (Öldrucks) kann die Kraft eingestellt werden. Durch die hydraulische Steuerung der Presse kann die aufgebrachte Kraft präzise eingestellt werden. Allerdings unterliegt die tatsächliche Umformungskraft verschiedenen Einflussfaktoren, die zu Schwankungen im Prozess führen können. Die Umformungskräfte können durch Unterschiede in den Werkstofffestigkeiten, Toleranzen in den Rohlingen sowie durch die Schmierung und den Zustand der Werkzeuge schwanken. Eine Maßgenauigkeit der Umformung kann daher nur durch die Verwendung eines Wegbegrenzers erreicht werden. Möglichkeiten für Begrenzer sind zum Beispiel Festanschläge in der Maschine (Dietrich, 2018 S. 322).

Die in dieser Arbeit betrachtete Aufweitanlage wird über ein Computersystem gesteuert. Das Computersystem erfasst Daten von verschiedenen Sensoren und steuert das Hydraulik-System. Das Hydraulik-System versorgt die Verpresseinheit mit Öldruck. Der Druck wirkt auf die vier Zylinder und damit auf die Kolben. Über die Kolbenfläche entsteht eine Kraft, die auf den Kolben und die Kolbenstange wirkt. Aus dem eingestellten Druck lassen sich die Stangenkräfte nach Formel (2.1) berechnen (Dietrich, 2018 S. 100f).

$$F_{\text{Stange}} = A_{\text{Kolben}} * p_{\text{Zylinder}} \quad (2.1)$$

Mit der Formel (2.1) ergibt sich durch einen Zylinderdruck von $p_{\text{Zylinder},V} = 150 \text{ bar}$ (Mercedes-Benz AG, 2024) und die Kolbenfläche aus Abbildung 2.7 ($A_{\text{Kolben},V} = 3117,2 \text{ mm}^2$) für eine Stange der Verpresseinheit eine Stangenkraft von $F_{\text{Stange},V} = 46,76 \text{ kN}$.

Analog dazu wird mit einem Zylinderdruck von $p_{\text{Zylinder},N} = 80 \text{ bar}$ (Mercedes-Benz AG, 2024) und der Kolbenfläche aus Abbildung 2.7 (rechts) die Stangenkraft einer Stange des Niederhalters $F_{\text{Stange},N} = 1,61 \text{ kN}$ bestimmt. Die Gesamtkraft des Niederhalters ergibt sich durch die vier Stangen des Niederhalters zu $F_{\text{Nieder}} = 6,44 \text{ kN}$.

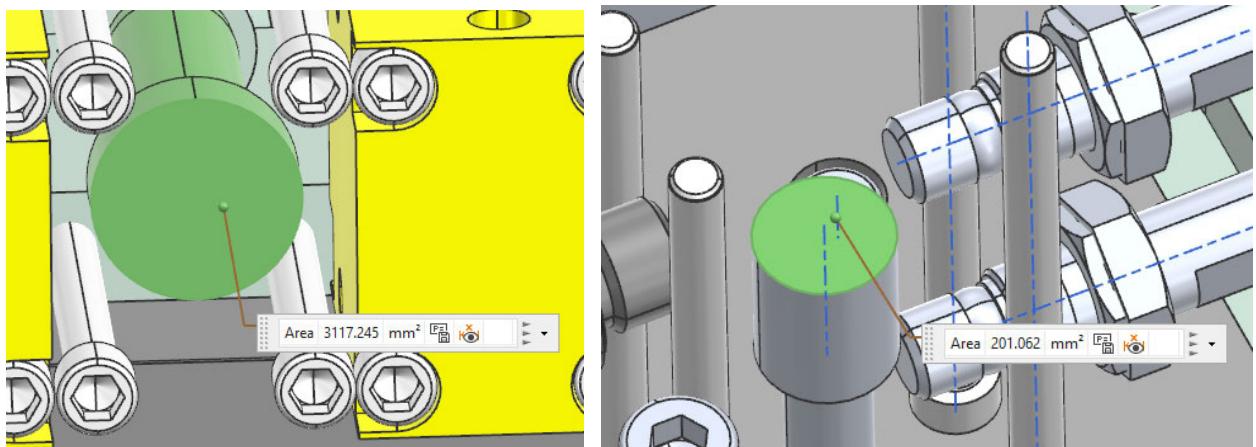


Abbildung 2.7 Kolbenfläche Verpresseinheit (links), Kolbenfläche Niederhalter (rechts)

Die Stangenkräfte, die auf die Stangen in der Verpresseinheit wirken, werden durch einen Flächenkontakt in der T-Nut auf die Dorne übertragen. Diese Kraft in den Aufweitdornen wird über die Kontaktfläche zu den Aufweitsegmenten übermittelt. Die Aufweitsegmente bewegen sich daraufhin in x- und z-Richtung (siehe Abbildung 2.8), da sie in y-Richtung durch die Aufnahmeplatte und den Deckel gelagert sind. Mit den Aufweitbacken (orange) wird eine Kraft auf die Innenseite der Innenrohre ausgeübt. Die Innenrohre und anschließend das Schutzrohr verformen sich plastisch, da eine hohe Kraft auf ein dünnwandiges Material aufgebracht wird. Die plastische Verformung ist groß genug, dass der Spalt zwischen Innenrohr und Schutzrohr sowie zwischen Schutzrohr und E-Flansch geschlossen wird. Zwischen Schutzrohr und E-Flansch bleibt eine Kontaktkraft, auch Restklemmkraft genannt. Diese sorgt dafür, dass die E-Flansche nicht vom Krümmer abfallen.

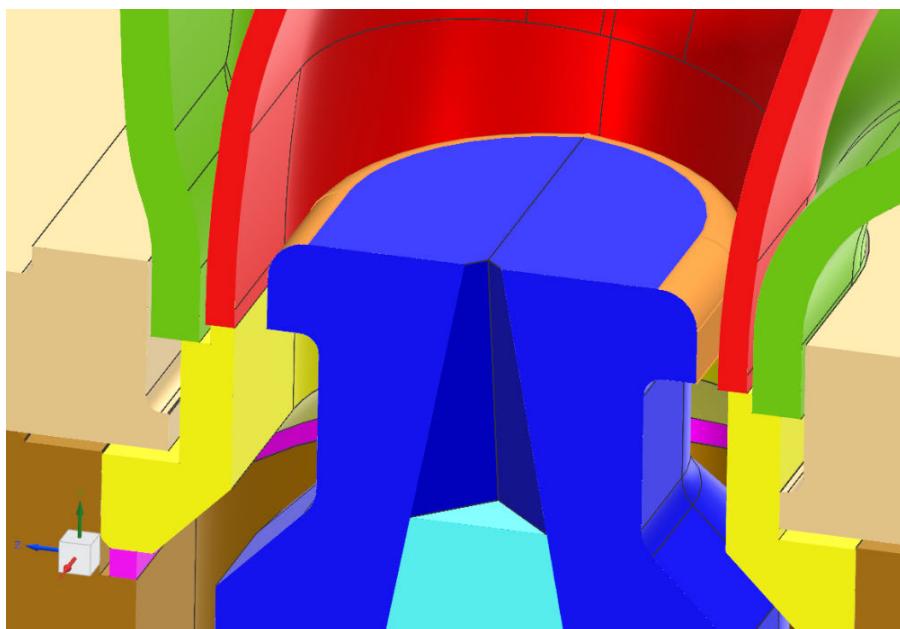


Abbildung 2.8 Aufweitbacken des Aufweitwerkzeugs in orange (im Schnitt dargestellt)

Durch die Steifigkeit der Rohre und des E-Flansches ist eine hohe Kraft nötig, um die Rohre plastisch zu verformen und eine Restklemmkraft zu gewährleisten. Die hohe erforderliche Kraft wirkt sich nicht nur auf den Umformprozess aus, sondern stellt auch besondere Anforderungen an die Belastbarkeit der eingesetzten Werkzeuge. Die Werkzeuge der Aufweitanlage (die Aufweitsegmente und Aufweitdorne) werden aus einem hochfesten Stahl gefertigt. Nach zahlreichen Dreh- und Fräseroperationen werden die Werkzeuge zusätzlich vollständig durchgehärtet. Die Aufweitwerkzeuge werden im letzten Fertigungsschritt durch eine Drahterodierung in vier Aufweitsegmente geteilt.

2.2.3 Optimierungspotentiale

Die Aufweitanlage wird täglich und hochfrequent verwendet. Durch die immer wiederkehrende und hohe Belastung der Bauteile entstehen Verschleißerscheinungen. Diese erhöhen die Reibung in den Kontakten und verringern dadurch die Kraft, die zum Aufweiten der Rohre zur Verfügung steht. Das bedeutet, dass die Kraft an den Stangen erhöht werden muss, damit die erforderliche Kraft zum Aufweiten der Rohre erreicht wird. Um eine höchstmögliche Kraft zum Aufweiten zu erreichen, muss dementsprechend die Reibung in der Aufweitanlage gering sein. Zur Verringerung der Reibung wird in der Aufweitanlage auf eine Ölschmierung der beweglichen Bauteile gesetzt. Zur besseren Verteilung des Öls ist der Aufweitdorn mit einer Bohrung versehen. Im oberen Bereich der Dorne befinden sich kleinere Bohrungen, durch die das Öl direkt auf die Kontaktfläche von Dorn und Aufweitwerkzeug geführt wird.

Die Bauteile der Aufweitanlage, mit einem hohen Maß an Verschleiß, werden in diesem Kapitel betrachtet. Zu den stark verschleißbehafteten Bauteilen gehören die Aufweitsegmente und die Aufweitdorne. Diese erleiden Verformungen an Kanten, Kratzspuren an der Oberfläche und Brüche aufgrund von hoher Beanspruchung.

Beim Blick auf die Aufweitwerkzeuge können gleich mehrere Versagensstellen festgestellt werden. Die Aufweitsegmente zeigen deutliche Verformungen an den Kanten der Aufweitbacke (siehe Abbildung 2.9, links). Die Oberfläche der Aufweitbacke wird eingedrückt, so dass die Kante sich abrundet. An der Innenseite des Aufweitwerksegments, der Kontaktfläche mit dem Aufweitdorn, befinden sich oberflächliche Kratzspuren, die die sonst raue Oberfläche blank erscheinen lassen (Abbildung 2.9, mittig).



Abbildung 2.9 Verschleißstellen am Aufweitwerkzeug

Einige der Aufweitwerkzeug-Segmente brechen unterhalb der Aufweitbacke (Abbildung 2.9, rechts). Die Bruchfläche ist rau und zeigt keine Rastlinien. Der Bruch verläuft in einem Winkel von ungefähr 45° zur Dornkontaktfläche.

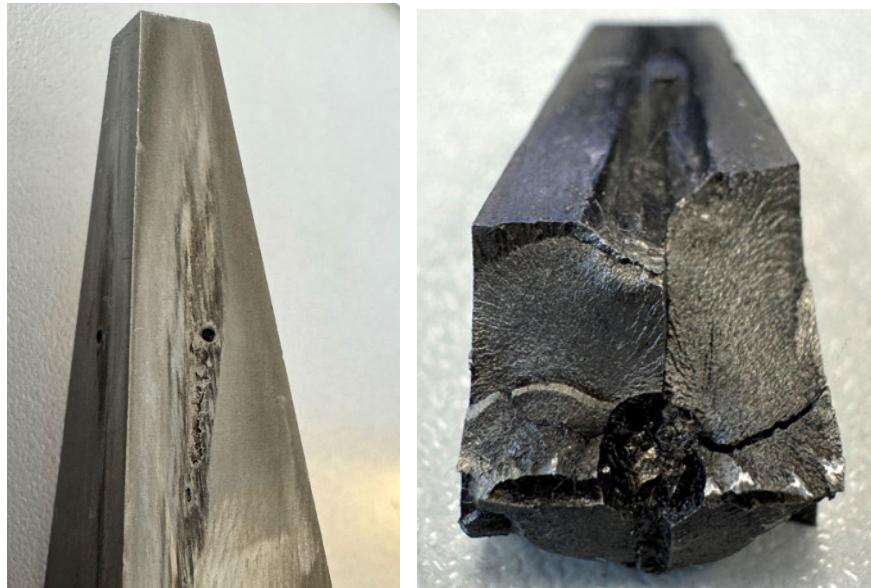


Abbildung 2.10 Verschleißstellen am Dorn

Der Dorn in Abbildung 2.10 (links) zeigt, ähnlich wie das Aufweitwerkzeug, Kratzspuren. Die Kratzspuren erstrecken sich vom oberen Bereich des Dorns über die Mitte bis hin zur Bohrung für die aktive Ölschmierung. Ähnlich wie bei den Aufweitwerkzeugen kommt es auch bei den Dornen zum Bruch. Die Bruchkante verläuft an den Öffnungen zur aktiven Ölversorgung entlang (siehe Abbildung 2.10, rechts). Der Bruch verläuft auch in einem Winkel von ungefähr 45° . Während die Bruchfläche ein ähnliches Bild zeigt, sind jedoch vereinzelt auch Rastlinien zu erkennen.

2.3 Finite-Elemente-Methode

In ingenieurtechnischen Entwicklungsprozessen ist die Untersuchung komplexer technischer Aufgabenstellungen heutzutage ohne den Einsatz der rechnergestützten FEM nicht mehr vorstellbar. Die Einsatzmöglichkeiten sind vielfältig. Darunter fallen Standardprobleme der Festigkeit, Schwingungs- und Stabilitätsuntersuchung, Aufgaben der Bruch- und Kontaktmechanik. Auch Crash-Untersuchungen, bei denen große Deformationen und plastische Beanspruchungen auftreten, können durchgeführt werden (Knothe, et al., 2017 S. 1 f.). Letztere gehören zu den komplexesten Konstruktionsberechnungen, die zeit- und kostenintensive Crash-Versuche reduzieren und gleichzeitig eine anschauliche Darstellung des Produkts ermöglichen.

Die FEM ist ein numerisches Verfahren zur näherungsweisen Lösung partieller Differentialgleichungen. Dabei wird ein Bauteil in eine endliche Anzahl geometrischer Elemente unterteilt, die über Knotenpunkte miteinander verbunden sind. An diesen Knotenpunkten werden physikalische Randbedingungen, wie beispielsweise äußere Lasten, definiert. Durch die rechnergestützte Lösung der Differentialgleichungen lässt sich anschließend die Verformung der Struktur unter Krafteinwirkung bestimmen, wodurch die Beanspruchung des Bauteils analysiert werden kann. (Tschöke, et al., 2018 S. 458 f.).

Das in Abbildung 2.11 dargestellte Schema zeigt, wie die FEM in den gesamten Konstruktionsprozess eingeordnet werden kann. Dabei sind Daten oder Informationen

durch rechteckige Kästchen, Tätigkeiten oder Beschreibungen durch Kästchen mit abgerundeten Ecken gekennzeichnet. Aspekte, die zur eigentlichen Finite-Elemente-Rechnung gehören, sind durch eine gestrichelte Umrahmung hervorgehoben.

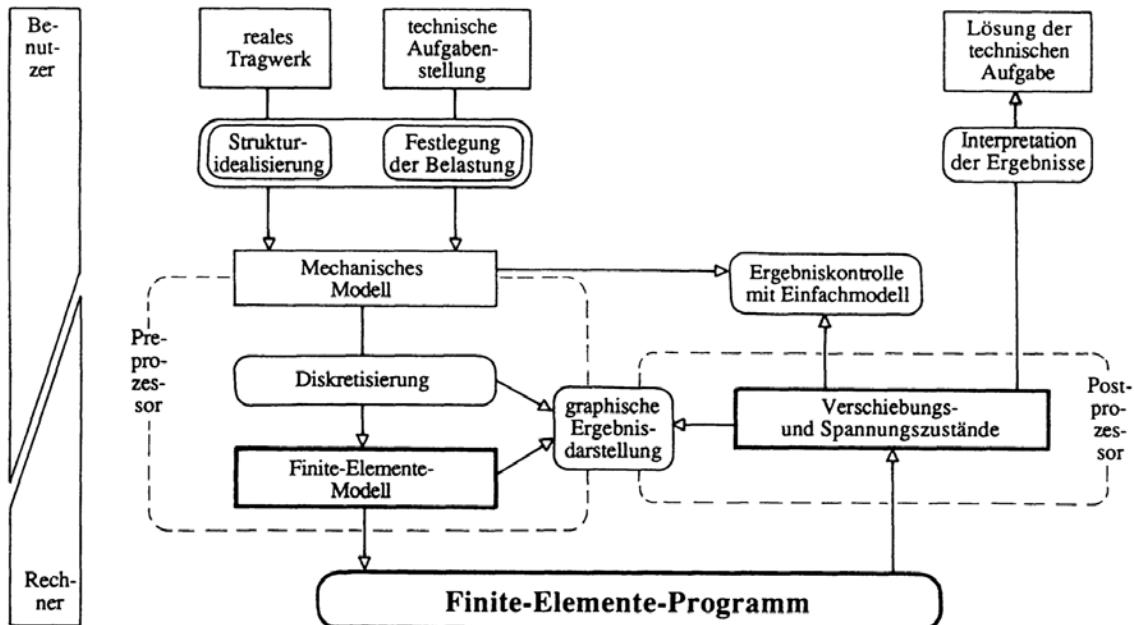


Abbildung 2.11 Konstruktionsberechnungsprozess mit Finite-Elemente-Rechnung
(Knothe, et al., 2017 S. 6)

Im Folgenden wird die Erarbeitung einer Lösung zu einer technischen Aufgabe unter Verwendung der FEM anhand des Schemas aus Abbildung 2.11 und der Begriffe Pre-Processing, Solver und Post-Processing dargestellt.

2.3.1 Pre-Processing

Im Pre-Processing wird ein Berechnungsmodell erstellt und durch Benutzereingaben auf den Solver vorbereitet. Ziel ist es, ein Modell zu erstellen, das durch den Solver lösbar ist. Das Pre-Processing beginnt mit einer zu untersuchenden technischen Aufgabenstellung, wie beispielsweise der Simulation eines Crash-Vorgangs. Die Geometrie der Struktur wird häufig aus einem CAD-Modell übernommen. Zur Erstellung des mechanischen Modells wird festgelegt, wie die Struktur idealisiert wird, etwa durch dünne Schalen bei einem Pkw oder schubweiche Balken im Rahmen. Einige Strukturdetails, wie kleine Aussparungen für Leitungen, Fasen oder Radien, können aufgrund der Aufgabenstellung vernachlässigt werden (Knothe, et al., 2017 S. 6).

Im nächsten Schritt werden die Lagerungen und Lasten, die auf die Struktur wirken, definiert. Diese können mechanischer oder thermischer Art sein. Das mechanische Modell wird durch die Festlegung der Materialdaten vervollständigt. Die Materialdaten sind entscheidend, da sie die physikalischen Eigenschaften der Struktur bestimmen. Diese Daten werden verwendet, um das Verhalten der Struktur unter Belastung korrekt zu simulieren.

Die Materialeigenschaften lassen sich mit Kennwerten beschreiben. Bei einigen Materialien reicht die Angabe eines Kennwerts. Bei anderen wiederum ist es nötig Kennlinien anzugeben, damit das Verhalten des Materials exakt dargestellt wird. Die mechanischen Eigenschaften von Materialien werden allgemein mit der Festigkeit und Steifigkeit angegeben. Dabei ist die Festigkeit der Widerstand eines Werkstoffs gegen elastische oder plastische Verformung. Aus einer Belastung resultiert eine elastische Verformung. Nach Überschreiten einer Grenzbelastung (Streckgrenze) verformt sich der Werkstoff bleibend. Steigt die Belastung weiter und erreicht die Zugfestigkeit geht das Bauteil zu Bruch. Die Steifigkeit ist der Widerstand eines Bauteiles gegen elastische Verformung. Grundsätzlich hängt die Steifigkeit von der Werkstoffeigenschaft, Elastizitätsmodul und der Geometrie ab.

Durch Laborversuche werden Verformungen von genormten Proben bei bestimmten Lasten ermittelt. Mit diesen Versuchen lassen sich Kennwerte ermitteln, die die Festigkeit und Steifigkeit beschreiben. Die Kennwerte umfassen zum einen Spannungen σ (Kräfte F bezogen auf die Ausgangsprobenquerschnittsfläche A_0) und zum anderen Dehnungen ε (Probenverlängerung ΔL bezogen auf die Ausgangsprobenlänge L_0). Zur Bestimmung dieser Kennwerte kommen die Formeln 2.2 und 2.3 zur Anwendung (Weißbach, et al., 2015 S. 500). Weitverbreitet ist der Zugversuch zur Bestimmung des Spannungs-Dehnungs-Diagramms.

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad (2.2)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.3)$$

Das in Abbildung 2.12 dargestellte Spannungs-Dehnungs-Diagramm zeigt zwei Kurven aus einem Zugversuch eines duktilen Metalls. Die mit **a)** gekennzeichnete Kurve ist der Verlauf der Nennspannung und wird auf den Ausgangsprobendurchmesser bezogen. Die Kurve **b)** zeigt den Verlauf der „wahren“ Spannung zu **a)** und bezieht sich auf den verringerten Querschnitt.

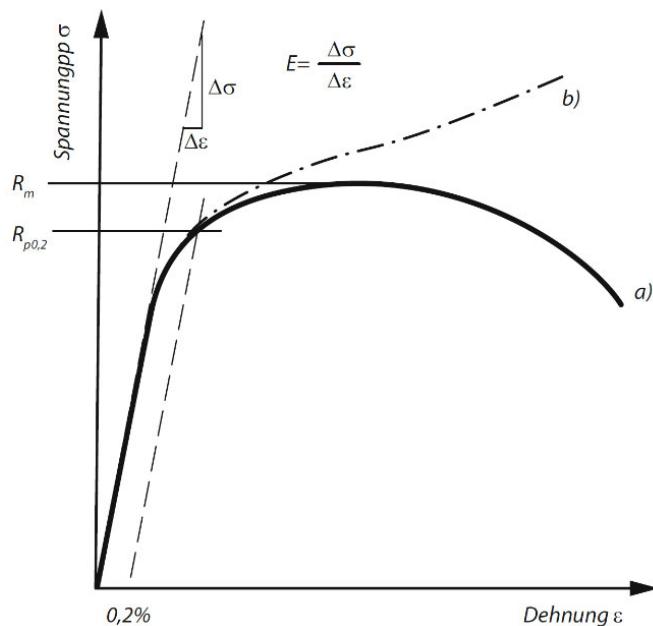


Abbildung 2.12 Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Weißbach, et al., 2015 S. 501)

Der Anfangsbereich wird als linearer bzw. elastischer Bereich bezeichnet. Spannungen und Dehnungen sind hier proportional und können über das Hooke'sche Gesetz für Zug bzw. Druck (Formel 2.4) mit dem Elastizitätsmodul (E-Modul) E bestimmt werden. Der E-Modul bezeichnet die Steifigkeit des Werkstoffes. Neben dem E-Modul wird auch die Querkontraktionszahl ν verwendet, um das elastische Verhalten eines Werkstoffes zu beschreiben. Die Querkontraktionszahl (Formel 2.5) gibt das Verhältnis von der Längsdehnung ε_{\parallel} zur Querdehnung ε_{\perp} an (Linke, et al., 2015 S. 31). Die Verformungen in diesem Bereich sind reversibel. Das bedeutet, nach der Entlastung nimmt das Bauteil seine ursprüngliche Form wieder an. Das lokale Spannungsmaximum des linearen Bereichs ist die Streckgrenze R_e . Bei duktilen Werkstoffen wird statt der Streckgrenze die Dehngrenze $R_{p0,2}$ verwendet. Die Dehngrenze bezeichnet die mehrachsige Spannung bei der die Dehnung, bezogen auf die Anfangslänge der Probe, einen bleibenden Anteil von 0,2% ($\varepsilon = 0,002$) beträgt. Damit beschreibt die Dehngrenze, die mechanische Spannung, bis zu der ein duktiler Werkstoff in der Praxis elastisch verformt werden kann.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2.4)$$

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{\perp}}{\varepsilon_{\parallel}} \quad (2.5)$$

Nach dem linearen Bereich nimmt die Kurve einen degressiven Verlauf an. Die Probe wird hier länger und dünner, und die Verformung besteht sowohl aus einem elastischen, sowie zusätzlich aus einem plastischen Anteil. Bis zu einem Maximum, der Zugfestigkeit R_m , steigt die Kurve. Die Zugfestigkeit beschreibt die maximale mechanische Zugspannung, mit der eine Probe belastet werden kann. Nach diesem Maximum fällt die Kurve ab, die Probe versagt. Die Aufnahme von Kräften nimmt ab, bis die Materialprobe reißt (Weiβbach, et al., 2015 S. 501f). In der Finiten-Elemente-Berechnung werden meist Kurvenverläufe gewählt, die nach Erreichen der Zugfestigkeit einen konstanten Verlauf abbilden. Auf diese Weise wird ein Einschnüren der Probe in den Materialdaten nicht berücksichtigt.

Im nächsten Schritt des Pre-Processings erfolgt das Diskretisieren, die Unterteilung der Struktur in finite Elemente. Hier wird auch vom Vernetzen der Struktur gesprochen. Große Strukturen, wie eine Fahrzeugkarosse, erfordern die Unterstützung eines Rechners zur Erzeugung des Netzes. Elemente können entsprechend ihrer Geometrie und Dimension in Typen unterteilt werden. Demnach gibt es eindimensionale (1D), zweidimensionale (2D) und dreidimensionale (3D) Elementtypen (Meywerk, 2007, S.123). Deformationen oder andere Freiheitsgrade werden an den Knoten der Elemente berechnet. An jedem anderen Punkt des Elements werden die Deformationen durch Interpolation aus den Knotenverschiebungen bestimmt. Elemente, die nur Knoten an ihren Eckpunkten haben, wie zum Beispiel das acht Knoten Hexaeder aus Abbildung 2.13 (links unten), verwenden lineare Interpolation und werden daher als lineare Elemente bezeichnet. Elemente mit Knoten in der Mitte zwischen den Eckpunkten, wie das 20 Knoten Hexaeder aus Abbildung 2.13 (rechts unten) verwenden quadratische Interpolation und werden daher als quadratische Elemente bezeichnet (Dassault Systèmes, 2011 S. 38). Quadratische Elemente bieten den Vorteil, Abrundungen einer Struktur genauer darstellen zu können, sowie zusätzliche Knoten, an denen Deformationen und Freiheitsgrade berechenbar sind. Sie erhöhen jedoch aufgrund ihrer komplexeren Interpolationsmethode und der zusätzlichen Knoten die Rechenzeit des Simulationsmodells.

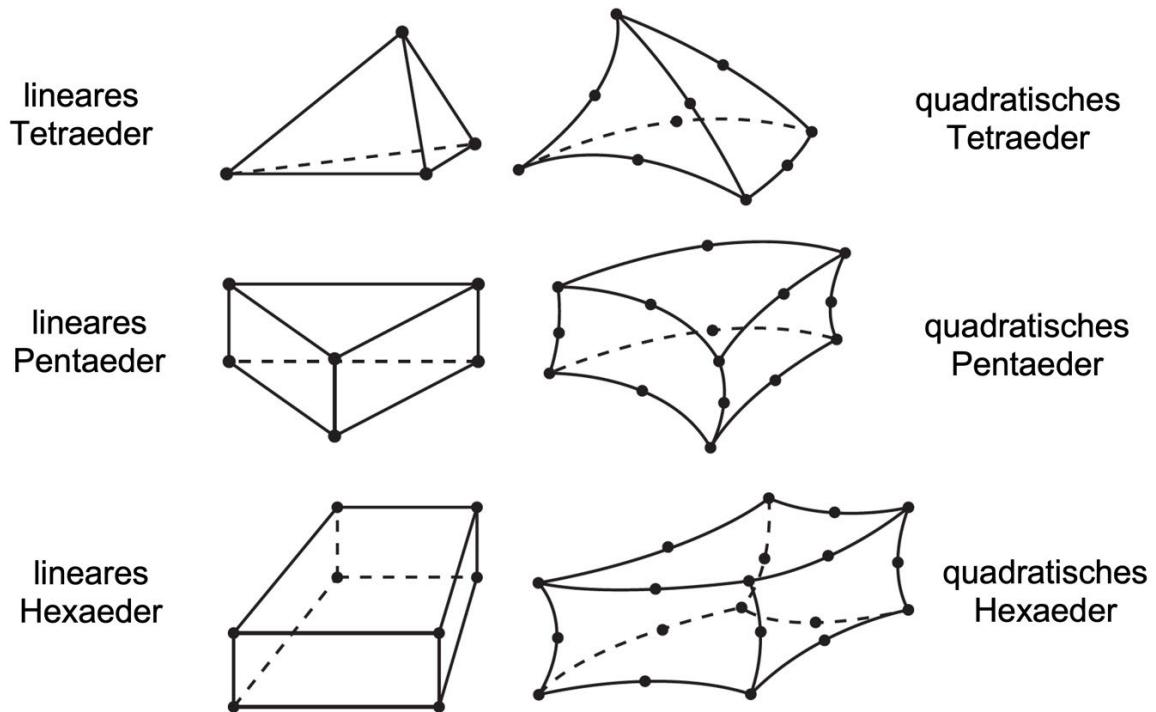


Abbildung 2.13 dreidimensionale Elementtypen (Dassault Systèmes, 2015 S. 17-22)

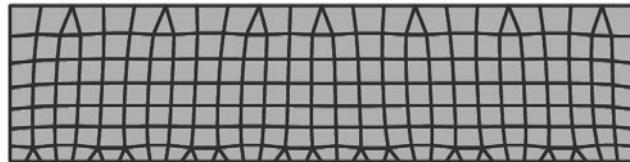
Die in Abbildung 2.8 gezeigten geometrischen Elementtypen Tetraeder (Pyramide aus vier dreieckigen Flächen), Pentaeder (dreieckige Prismen) und Hexaeder (Quader) werden verwendet, um die Geometrie einer Struktur nachzubilden. Quadratische Tetraeder werden bevorzugt eingesetzt, da sie den Vorteil bieten, dass auch komplexere geometrische Strukturen mit Hilfe automatischer Vernetzungsprogramme in Dreieckselemente eingeteilt werden können. So ist ihre Umsetzung in Computerprogrammen relativ einfach. Strukturen, die mit quadratischen Tetraedern vernetzt werden, besitzen viele Knoten, dadurch und durch die quadratische Interpolationsmethode entsteht eine hohe Simulationsdauer. Lineare Tetraeder, die einen linearen Interpolationsansatz verfolgen und weniger Knoten besitzen, werden in Berechnungen nicht eingesetzt. Durch die ungünstigen Seitenverhältnisse der Tetraeder ohne einen Zwischenknoten, kommt es bei einer Schubbelastung zu einem Versteifungseffekt (eng. *Shear Locking*). Dieser Effekt führt dazu, dass Steifigkeiten an einem Element bis zu 30% steifer dargestellt werden (Groth, 2002 S. 39).

Lineare Hexaederelemente erfordern einen höheren Aufwand bei der Vernetzung komplexer Strukturen, da sich ihre Elementkanten nicht ohne Weiteres an komplizierte Geometrien anpassen lassen. Die erforderliche Netzfeinheit hängt daher von der Komplexität der Struktur ab, um Radien mit der notwendigen Genauigkeit abzubilden. Ein wesentlicher Vorteil von Hexaederelementen besteht in ihrer geringeren Knotenzahl im Vergleich zu quadratischen Tetraederelementen (8 statt 10 Knoten). Zudem reduziert der lineare Interpolationsansatz den Berechnungsaufwand zusätzlich.

In praktischen Anwendungsfällen ist eine reine Vernetzung durch Viereckselemente, ohne Dreieckselemente, jedoch schwer umsetzbar, abgesehen von einfachen geometrischen Strukturen. Ein typischer Fall, bei dem Dreieckselemente erforderlich sind, ist der Übergang von einem feinen Vierecksnetz auf ein grobes Vierecksnetz (Meywerk, 2007 S. 124). In Abbildung 2.14 ist ein zweidimensionales Modell dargestellt, bei dem an der oberen Kante grob (20 Knoten) und an der unteren Kante fein (40 Knoten)

vernetzt wurde. Bei einem solchen Übergangsnetz müssen Dreieckselemente eingesetzt werden.

20 Knoten



40 Knoten

Abbildung 2.14 Vernetzung einer zweidimensionalen Struktur mit grober und feiner vernetzter Kante (Meywerk, 2007 S. 125)

Bei der Erstellung eines Netzes für eine komplexe Geometrie werden häufig Kombinationen verschiedener Elementtypen eingesetzt. Wenn die Struktur in einer Spannungsanalyse nur eine untergeordnete Rolle spielt, kann die Vernetzung grob erfolgen. In solchen Fällen werden bei einer Vernetzung mit linearen Hexaeder-Elementen sogenannte Füll-Elemente genutzt, um die Netzgenerierung zu erleichtern und eine durchgängige Diskretisierung zu gewährleisten. Diese Füll-Elemente können beispielsweise lineare Pentaeder sein.

Quadratische Hexaeder- und Pentaederelemente kommen insbesondere bei anspruchsvollen Geometrien zum Einsatz, bei denen eine feinere Vernetzung entweder nicht möglich oder nicht praktikabel ist, aber dennoch eine hohe Genauigkeit der Struktur erforderlich ist. Im Gegensatz zu linearen Elementen verfügen quadratische Elemente über zusätzliche Mittelknoten, wodurch sie eine präzisere Abbildung von Geometrien mit gekrümmten Oberflächen ermöglichen. Dadurch lassen sich Verformungen und Spannungsverteilungen genauer berechnen. Allerdings sind quadratische Elemente anfälliger für Verzerrungen, insbesondere bei ungleichmäßiger Vernetzung oder stark deformierten Strukturen. Hierdurch kann es zu numerischen Problemen kommen, welche die Konvergenz der Lösung erschweren.

Das Pre-Processing ist ein kritischer Schritt im gesamten FEM-Prozess, da die Qualität des erstellten Modells direkten Einfluss auf die Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Simulationsergebnisse hat. Ein gut durchgeführtes Pre-Processing stellt sicher, dass das Modell alle relevanten physikalischen und geometrischen Eigenschaften der realen Struktur abbildet und somit realitätsnahe und verlässliche Ergebnisse liefert.

2.3.2 Solver

Das Finite-Elemente-Programm (im unteren Bereich der Abbildung 2.11) bzw. der Solver verwendet das im Pre-Processing erstellte Simulationsmodell. Das Simulationsmodell wird in Gleichungssysteme überführt, diese bilden das Systemverhalten der Struktur und die darauf wirkenden Lasten ab. Der Solver löst diese Gleichungssysteme. Bei technischen Problemstellungen unterscheidet man in der FEM zwischen der linearen und nichtlinearen Statik.

Lineare Statik

Die Lineare Statik bezeichnet den Problembereich, bei dem die Beanspruchungen der Bauteile im elastischen bzw. linearen Bereich des Werkstoffmodells liegen. Dabei sind lokale Verschiebungen und Dehnungen relativ klein ($\varepsilon < 3,5\%$). Zusätzlich werden die Verlagerungen der Lastangriffspunkte im Element bei der Formulierung der Gleichgewichtsbedingungen vernachlässigt. Die lineare Statik ermöglicht die Formulierung eines linearen Gleichungssystems (Formel 2.6) mit dem das Systemverhalten beschrieben werden kann.

$$\underline{f} = \underline{K} * \underline{\varepsilon} \quad (2.6)$$

Die Knotenkräfte \underline{f} und -deformationen $\underline{\varepsilon}$ werden dabei auf das globale Koordinatensystem bezogen. Daraus ergeben sich jeweils drei Kräfte, Momente, Verschiebungen und Verdrehungen. Die Struktur wird durch die Steifigkeitsmatrix \underline{K} beschrieben. Die Steifigkeitsmatrix beinhaltet das elastische Verhalten des Bauteils. Die Koeffizienten von \underline{K} sind abhängig von der Bauteilgeometrie und den Werkstoffdaten. Zur Lösung des Gleichungssystems verwenden Rechner einen iterativen Blockmatrizengleichungslöser (Groth, 2002 S. 13f). Der Vorteil des linearen Lösungsansatzes ist das einmalige Lösen der Systemmatrix. Bei einer Veränderung der Knotendeformationen $\underline{\varepsilon}$ oder der Kontenkräfte \underline{f} ändert sich nur der jeweilige Faktor, das Ergebnis kann so ohne hohe Berechnungszeit ermittelt werden.

Nichtlineare Statik

Zur Erfassung aller Problemstellungen wird die Betrachtung von Nichtlinearitäten notwendig. Diese ergeben sich im Wesentlichen durch drei Begebenheiten: Bei großen Deformationen spricht man von „geometrischen Nichtlinearitäten“, bei nichtlinearen Materialgesetzen handelt es sich um „physikalische Nichtlinearitäten“ oder „Materialnichtlinearitäten“, und bei Reibungs- und Kontaktproblemen spricht man von „Nichtlinearitäten aufgrund von Randbedingungen“ (Knothe, et al., 2017 S. 437).

Nichtlineare Probleme werden in Iterationsschritte aufgeteilt. Diese einzelnen Schritte entsprechen den Voraussetzungen der linearen Statik. Mit der Lösung des in der linearen Statik beschriebenen Gleichungssystems und der Ergänzung der geometrischen Steifigkeitsmatrix können sie aufgelöst werden. Die geometrische Steifigkeitsmatrix beinhaltet dabei jeweils aus dem Spannungszustand des vorausgegangenen Schritts den Energieerhalt. Dazu kommt die Addition der Verformungen nach jedem Schritt $\underline{\varepsilon}_i$ und die Änderung des Materials gemäß der vorgegebenen Materialkurve. Damit kann das Gleichungssystem der Formel 2.7 schrittweise gelöst werden.

$$\underline{f}_i = [\underline{K}_K + \underline{K}_L] * \underline{\varepsilon}_i \quad (2.7)$$

für $i = 1$ bis n .

Dabei ist \underline{K}_K die linear elastisch Steifigkeitsmatrix der Struktur und entspricht dem \underline{K} aus Formel 2.7. \underline{K}_L ist die geometrische Steifigkeitsmatrix bzw. auch Initialspannungsmatrix der Struktur. Für jeden Iterationsschritt gelten dieselben Voraussetzungen, die für die lineare Statik definiert wurden. Die schrittweise Unterteilung des Problems macht eine Berücksichtigung von Materialnichtlinearitäten sowie geometrische Nichtlinearitäten für kleine Dehnungen und Rotationen möglich. Die Belastung der Gesamtstruktur in Form

von Kraft, Moment, Verformung oder Temperaturfeld wird schrittweise durch Lastinkremente (Teillasten) aufgebracht. Die Summe aller Lastinkremente ist die Gesamtbelastung der Struktur. Die Teillasten müssen nicht von gleicher Größe sein. Die maximale Anzahl der Inkremente wird vom Benutzer festgelegt. Berechnungsprogramme besitzen eine automatische Schrittanpassung, die die Zerlegung in Lastinkremente vornimmt (Groth, 2002 S. 16).

2.3.3 Post-Processing

Der Solver schreibt die Ergebnisse der FE-Berechnung in eine Ergebnisdatei. Das Post-Processing ermöglicht eine graphische Darstellung der Verschiebungs- und Spannungszustände. Die Berechnungsergebnisse können in dreidimensionaler Ansicht betrachtet werden. Zur Analyse stehen eine Reihe von Ausgabegrößen zur Verfügung, jedoch nur, wenn diese bereits bei der Modellerstellung (Pre-Processing) angefordert werden. Die visuelle Ansicht der dreidimensionalen Simulationsergebnisse kann durch farbliche Hervorhebung für die Analyse vorbereitet werden. Zur Ausgabe von angeforderten Größen kommt auch eine Plot-Funktion zum Einsatz.

Das Post-Processing spielt eine zentrale Rolle bei der Interpretation der Simulationsergebnisse sowie der Überprüfung ihrer Plausibilität und Größenordnung. Die Bewertung der Ergebnisse erfordert fachliche Erfahrung, um Auffälligkeiten zu identifizieren und deren physikalische Realisierbarkeit zu beurteilen. Insbesondere bei komplexen Modellen kann die Validierung durch vergleichsweise einfache Referenzmodelle sinnvoll sein, um grundlegende Zusammenhänge zu überprüfen. Ergänzend ist, sofern verfügbar, ein Abgleich mit realen Messdaten anzustreben, um die Aussagekraft der Simulation zu erhöhen. Die Analyse der Ergebnisse kann Anpassungen am Simulationsmodell erforderlich machen, sodass der Modellierungsprozess häufig iterativ verläuft. Dieser muss so lange fortgeführt werden, bis das Modell erfolgreich verifiziert und validiert werden kann. Daraufhin werden die Simulationsergebnisse interpretiert und die anfänglich formulierte, technische Fragestellung kann gelöst werden (Knothe, et al., 2017 S. 6f).

3 Entwurf des CAE-Modells

In diesem Kapitel wird der Aufbau des CAE-Modells beschrieben. Der Aufbau wird in dem CAE-Programm Abaqus durchgeführt. Abaqus bietet den Vorteil die drei Bereiche der Finite-Elemente-Berechnung (Beschrieben in Kapitel 2.3) in einem Programm zusammenzufassen. Durch die Kombination von Pre-Processor, Solver und Post-Processor entsteht eine Entwicklungsumgebung mit der eine große Anzahl von technischen Aufgabenstellungen abgebildet und gelöst werden kann. Der Aufbau eines Modells wird im Pre-Processor in mehrere Module aufgeteilt (siehe Abbildung 3.1, rote Umrandung markiert die Module des Pre-Processors). Der Pre-Processor umfasst die Module: *Part*, *Property*, *Assembly*, *Step*, *Interaction*, *Load*, *Mesh* und *Optimization*. Mit dem *Job*-Modul kann das Simulationsmodell in eine *Input*-Datei geschrieben werden, die für den Solver lesbar ist und berechnet werden kann. Das *Visualization*-Modul ermöglicht eine graphische Ausgabe der Simulationsergebnisse, sowie eine Plot Funktion, um Daten in Diagrammen darzustellen und bildet somit den Post-Processor ab.

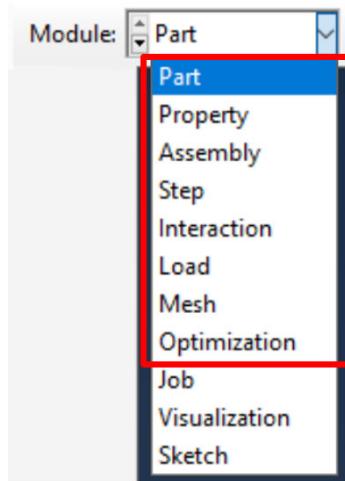


Abbildung 3.1 Module in Abaqus CAE

Im *Part*-Modul können Strukturen erstellt und bearbeitet werden. Über eine *Import*-Funktion können Strukturen aus CAx-Programmen dem Berechnungsmodell hinzugefügt werden. Die importierten Strukturen werden dann als *Part* im *Part*-Modul aufgelistet. Einem Part kann eine Materialeigenschaft zugewiesen werden. Dafür wird im *Property*-Modul eine Materialeigenschaft definiert. Die Materialdefinition beinhaltet diverse Materialverhaltensweisen, unter anderem Elastizitätsmodul, Querkontraktionszahl oder eine Fließkurve aus einem Spannungs-Dehnungs-Diagramm.

Im *Assembly*-Modul können die einzelnen Parts als Instanzen aus dem *Part*-Modul angeordnet werden. Dadurch entsteht eine Baugruppe mit mehreren Instanzen, die definiert im Raum positioniert sind. Über das *Step*-Modul werden Analyseschritte mit definierten Berechnungsdisziplinen definiert. Die Aufteilung der Rechnung in Analyseschritte bietet die Möglichkeit, Änderungen in Lasten, Randbedingungen und bei Interaktionen einzufügen.

Im *Interaction*-Modul werden Interaktionen erstellt, diese können Kontaktbedingungen zwischen Instanzen oder Zwangsbedingungen, sogenannte „*constraints*“, enthalten. Im Abschnitt des *Load*-Moduls werden Lasten für das Modell definiert. Dabei können

beispielsweise Lasten, wie Kräfte, oder Randbedingungen, wie Verschiebungen, auf die Struktur aufgebracht werden. Das *Mesh*-Modul kann verwendet werden, um die Strukturen die im *Part*-Modul als Geometrie hinterlegt sind, zu diskretisieren. Dieses Modul verfügt über ein automatisiertes Vernetzungstool, eine Möglichkeit die Struktur zu partitionieren, den Elementtyp zu bearbeiten, eine Funktion zur Prüfung der Netzqualität, sowie die Möglichkeit zur Editierung des Netzes. Das *Optimization*-Modul dient zur Erstellung einer Optimierungsaufgabe. Mit dieser kann die Topologie oder Form des Modells, unter Berücksichtigung von ausgewählten Einschränkungen, optimiert werden. Die Struktur wird so gestaltet, dass sie das vorgegebene maximale Gewicht nicht überschreitet, während sie die erforderliche minimale Steifigkeit beibehält (Dassault Systèmes, 2015).

3.1 Strukturidealisation

Die Strukturidealisation ist ein wichtiger Schritt im Pre-Processing. Sie erfolgt auf Basis von CAD-Modellen. Die CAD-Modelle enthalten komplexe Geometrien, die den Berechnungsaufwand erhöhen. Bei der Strukturidealisation werden die komplexen Geometrien reduziert. Dazu werden Verrundungen, Löcher, Fasen, Nuten, Radien und weitere Geometriedetails entfernt oder angepasst. Daraus resultiert eine geringere Rechenzeit bei der numerischen Berechnung.

Das Beispiel der Aufnahmeplatte (vgl. Abbildung 3.2) zeigt wie die Strukturidealisation bei der Modellerstellung durchgeführt wird. Durchgangsbohrungen werden mit Material aufgefüllt. Bohrungen und Aussparungen, die das Entnehmen des Krümmers nach dem Aufweitvorgang erleichtern sollen, werden entfernt, ebenso wie Phasen an den Kanten der Aufnahmeplatte. Die idealisierte Struktur kann durch diese Maßnahmen einfacher durch ein Hexaeder-Netz abgebildet werden. Die daraus entstehende Reduzierung der Knoten, verringert die Berechnungsdauer.

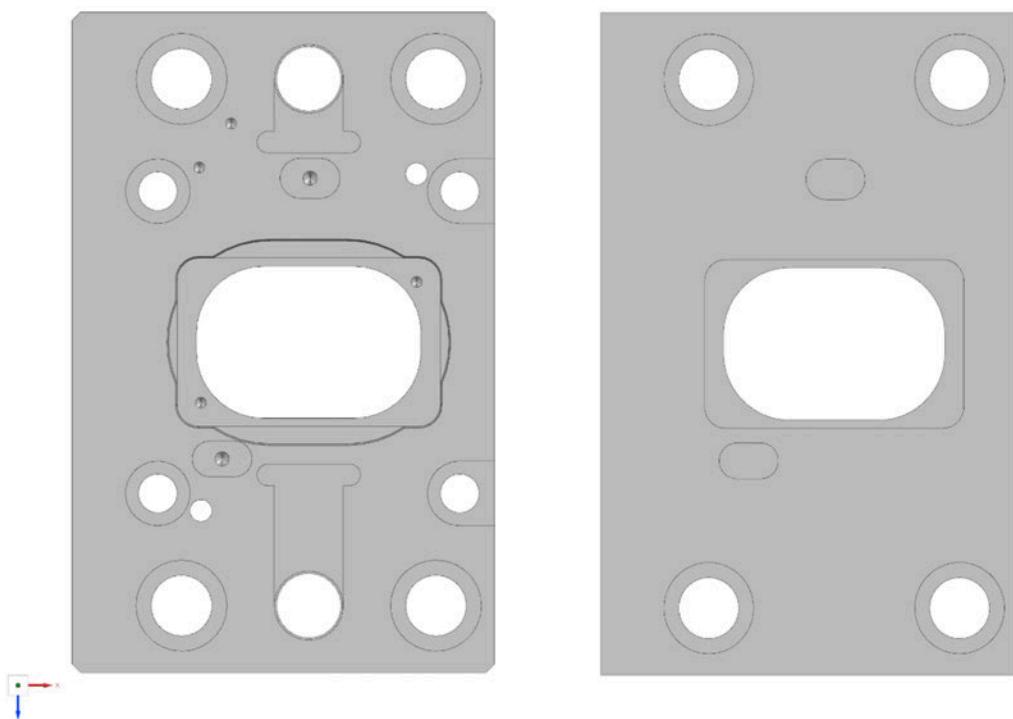


Abbildung 3.2 Strukturidealisation am Beispiel der Aufnahmeplatte

Weitere Idealisierungen der Struktur erfolgen an den Schiebehülsen, den Deckeln und den Stangen. Die Krümmerbauteile sowie die Aufweitwerkzeuge und Aufweitdorne werden geometrisch nicht idealisiert. Der Niederhalter wird in diesem Simulationsmodell nicht vollständig nachgebildet. Stattdessen werden nur die Bauteile eingefügt, welche in Kontakt mit den Bauteilen des Krümmers stehen. Die Realisierung der Funktion des Niederhalters wird in Kapitel 3.5 Randbedingungen und Lasten beschrieben.

Die geometrische Idealisierung beeinflusst das Tragverhalten der Struktur, durch das Auffüllen von Bohrungen wird die Spannungsverteilung im Bauteil beeinflusst. Diese Abweichung, resultierend aus den Idealisierungen, muss in der Auswertung der Simulationsergebnisse betrachtet werden. Die geometrische Idealisierung darf nicht zu sehr von der Realität abweichen. Bedeutet: die relevante geometrische Form sollte genau abgebildet werden, da die Ergebnisse andernfalls ungenau oder fehlerhaft sind.

3.2 Diskretisierung

Die Diskretisierung beschreibt, wie in Kapitel 2.3.1 erwähnt, die Überführung einer dreidimensionalen Struktur in ein Netz aus finiten Elementen, die die Geometrie nachbilden. In der Regel wird bei der Vernetzung von Volumenstrukturen auf lineare Hexaeder- und quadratische Tetraeder-Elemente zurückgegriffen. Die linearen Hexaeder eignen sich vor allem für die Abbildung von einfachen Geometrien. Dagegen lassen sich durch quadratische Tetraeder alle möglichen komplexen Geometrien abbilden. Das wiederum gelingt jedoch nur mit einer höheren Anzahl von Integrationsknoten im Tetraeder-Element, wodurch der Rechenaufwand steigt (vgl. Kapitel 2.3.1). Aufgrund ihrer geometrischen Form sind Hexaeder weniger anfällig für Verzerrungen, resultierend aus Knotenverschiebungen. Tetraeder dagegen verzerren sich leichter, wodurch es zu Konvergenzproblemen kommen kann.

Bevor die Diskretisierung einer Struktur durchgeführt wird, werden, abhängig von der geometrischen Komplexität, Partitionierungen vorgenommen. Partitionieren bedeutet die Unterteilung der Struktur in kleinere Teil-Geometrien. Diese kleineren Regionen unterscheiden sich meist in ihrer geometrischen Komplexität. Hierbei können bei einfachen und regelmäßigen Regionen Hexaeder-Elemente zur Vernetzung verwendet werden. Das daraus entstehende Rechennetz wird strukturiertes Netz genannt und zeichnet sich durch eine hohe Netzqualität (regelmäßige und gleichförmige Elemente) aus. Hochkomplexe Regionen werden meist durch den Ansatz eines unstrukturierten Netzes vernetzt. Dabei kommen, anders als bei einem strukturierten Netz, auch unregelmäßige und ungleichförmige Elemente zum Einsatz. Unstrukturierte Netze besitzen eine hohe Anpassungsfähigkeit an komplexe Formen, können jedoch aufgrund von unstrukturierten Elementen zu Konvergenzproblemen im Kontaktbereich führen. In Abbildung 3.3 wird der Unterschied zwischen einem unstrukturierten (links) und einem strukturierten Netz (rechts) dargestellt.

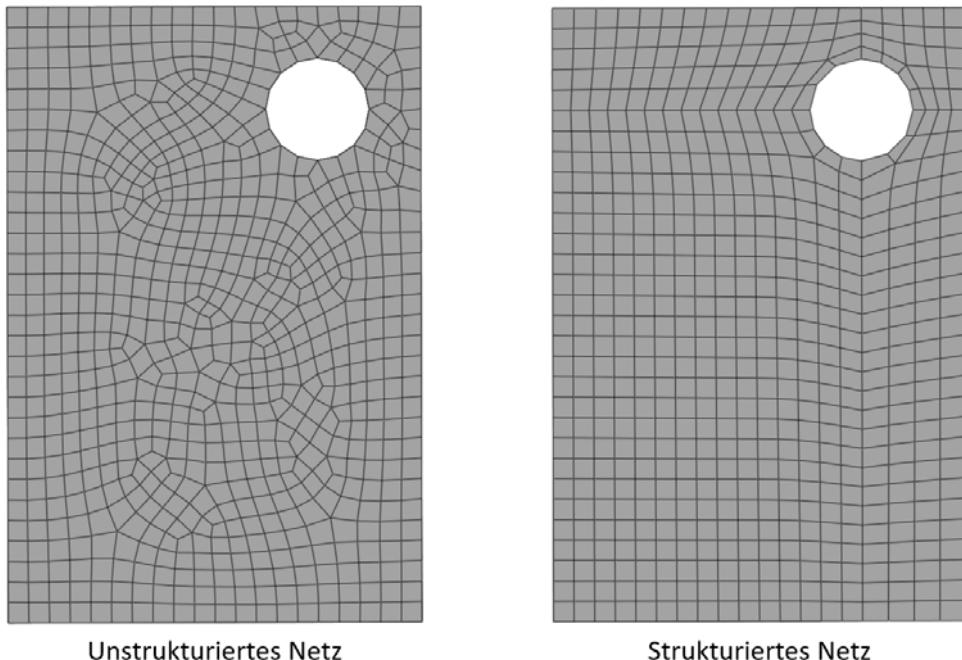


Abbildung 3.3 Unstrukturiertes und strukturiertes Netz

Für die Modellierung des Simulationsmodells wird die Vernetzung der Strukturen überwiegend mit linearen Hexaeder-Elementen durchgeführt. Grundlage für die Diskretisierung ist eine idealisierte Darstellung der Strukturen, die gemäß der Vorgehensweise in Kapitel 3.1 erstellt wird.

Am Beispiel der Aufnahmeplatte wird zunächst eine Partitionierung der idealisierten Struktur vorgenommen, um eine effiziente Netzgenerierung zu ermöglichen. Da an dieser Struktur kein Versagen vermutet wird, erfolgt die Vernetzung vergleichsweise grob. Eine detaillierte Spannungsanalyse ist in diesem Bereich voraussichtlich nicht erforderlich.

Die in Kapitel 3.1 beschriebene idealisierte Geometrie der Aufnahmeplatte erleichtert die Vernetzung mit linearen Hexaeder-Elementen erheblich. Allerdings erfordern die Radien der Bohrungen, die Sitze der Zentrierelemente und die Öffnung für die Aufweitwerkzeuge den Einsatz linearer Pentaeder-Elemente, um das Netz sinnvoll aufzufüllen und eine durchgängige Diskretisierung zu gewährleisten.

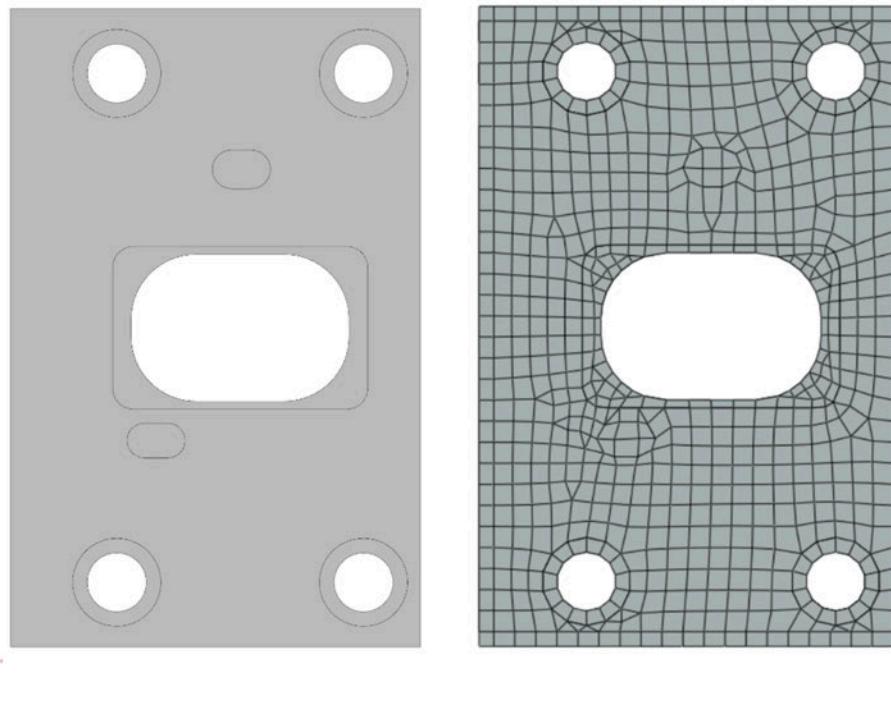


Abbildung 3.4 Idealisierte Geometrie (links) und Netz auf der idealisierten Geometrie (rechts)

Das in Abbildung 3.4 (rechts) dargestellte Ergebnis zeigt einen ausgewogenen Kompromiss zwischen einer groben Vernetzung und einer möglichst realitätsnahen Abbildung der Geometrie.

3.3 Materialdefinition

Das CAE-Programm Abaqus nutzt Materialdaten um das Werkstoffverhalten unter Belastung realistisch darzustellen. Diese Materialdaten müssen durch experimentelle Laborversuche, wie beispielsweise den Zugversuch, ermittelt werden (vgl. Kapitel 2.3.1 Pre-Processing).

Um das Materialverhalten der Bauteile in der Simulation abzubilden, müssen die entsprechenden Kennwerte im *Property*-Modul hinterlegt werden. Hierfür stehen verschiedene Materialverhalten (*Material Behaviours*) zur Verfügung. Für dieses Modell sind insbesondere das elastische und plastische Materialverhalten relevant. Das elastische Materialverhalten wird durch den Elastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl definiert. Für das plastische Materialverhalten wird eine Wertetabelle eingefügt, die die Fließspannung (*Yield Stress*) in Abhängigkeit von der bleibenden Dehnung (*Plastic Strain*) beschreibt. Da der Temperatureinfluss in dieser Simulation nicht berücksichtigt wird, werden alle Materialkennwerte für eine Umgebungstemperatur von $T = 293,15\text{ K}$ festgelegt. Die erstellten Materialien werden anschließend in der Materialbibliothek gespeichert.

Im nächsten Schritt erfolgt die Erstellung eines Abschnitts (*Section*), dem anschließend die Geometrien aus dem *Part*-Modul zugewiesen werden können. Es besteht zudem die Möglichkeit, innerhalb eines Bauteils unterschiedliche Materialien zuzuweisen. Das ermöglicht beispielsweise die exakte Abbildung von einsatzgehärteten Materialien, bei denen der gehärtete Bereich andere Materialeigenschaften als der Kern aufweist.

Im Folgenden wird ein Beispiel zur Erstellung eines Materials in Abaqus CAE dargestellt. In Abbildung 3.5 ist das Eingabefeld zu sehen, in das die Materialkennwerte für das plastische Materialverhalten eingegeben werden.

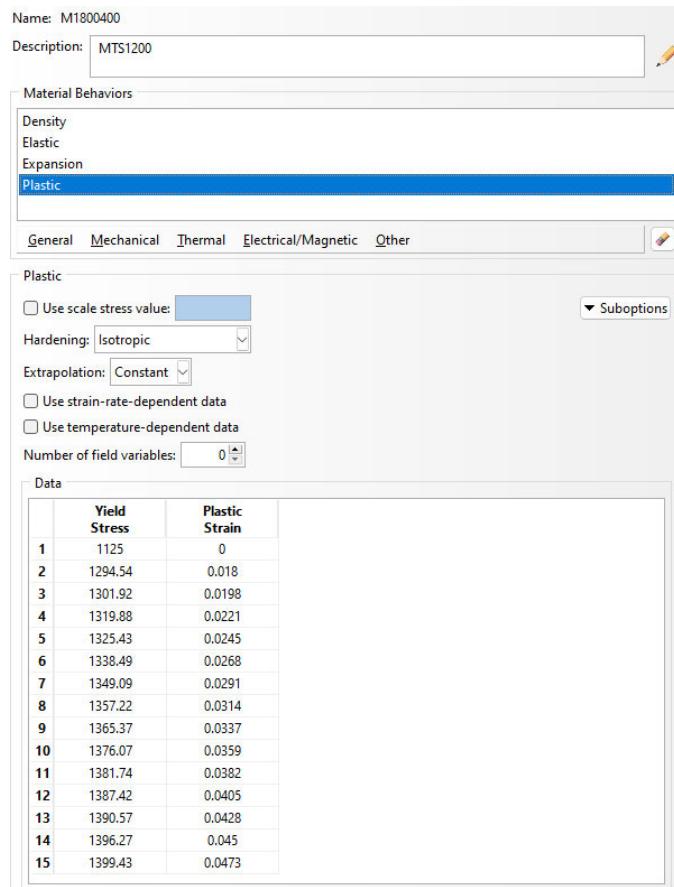


Abbildung 3.5 Eingabefeld für die Erstellung von Materialien in Abaqus CAE

Das Beispiel zeigt die Streckgrenze von $R_e = 1125 \text{ MPa}$, bei der keine bleibende Dehnung vorliegt, sowie die Zugfestigkeit $R_m = 1400 \text{ MPa}$, bei der eine Dehnung von $\varepsilon = 0,0473$ auftritt, entsprechend 4,73 % Längenänderung. Das hier verwendet Material ist ein hochfester Stahl (S320MC), welcher in diesem Modell für die Werkzeuge (Aufweitwerkzeuge und Aufweitdorne) eingesetzt wird. Die exakten Materialkennwerte des tatsächlich Stahls der Werkzeuge (CPM 3V) sind nicht verfügbar. Durch den Hersteller der Werkzeuge ist lediglich bekannt, dass die Werkzeuge vollständig durchgehärtet sind und durch diesen Prozess eine Härte von $HRC = 46-48$ (Rockwell-Härte nach Härteskala C) erreichen. Das entspricht einer Zugfestigkeit von $R_m = 1530 - 1635 \text{ MPa}$ (Ludwig Weber GmbH, 2025). In der Simulation führt das dazu, dass bleibende Verformungen erhöht dargestellt werden, was zu einem eher konservativen Ergebnis führt.

Die Materialkennwerte für alle verwendeten Materialien wurden von der Mercedes-Benz AG bereitgestellt. Alle Materialien (abgesehen von den Werkzeugen) entsprechen denen, die tatsächlich an der Aufweitanlage verwendet werden. Eine vollständige Übersicht der Materialkennwerte ist im Anhang A.1 tabellarisch dargestellt. Die Zuordnung der Werkstoffe zu den Bauteilen ist ebenfalls in Anhang A.2 in Tabellenform dargestellt.

3.4 Interaktionen

Interaktionen beinhalten unter anderem mechanische und thermische Wechselwirkungen zwischen zwei Regionen von Instanzen oder einer Region und der Umgebung.

Bauteile werden als Instanzen im Assembly-Modul positioniert. Ausgehend von der Anordnung im Raum werden jedoch keine mechanischen Kontakte erkannt, selbst wenn sich die Instanzen im Raum berühren. Daher muss ein Kontakt im Interaction-Modul definiert werden. Der Kontakt zwischen zwei Bauteilen führt dann zu einer Kraftübertragung. Dabei ist die Art des Kontakts entscheidend für die Art der Kraftübertragung.

In dieser Arbeit werden zur Modellbildung drei Arten von Interaktionen verwendet: feste Verbindungen (eng. *Ties*), Kontakte mit Reibung und Kopplungen (eng. *Couplings*). Letztere werden verwendet, um eine Region einer Instanz mit einem Referenzknoten bzw. Referenzpunkt zu koppeln. Durch diese Kopplung werden unter anderem Lasten und Lagerungen, die am Referenzpunkt aufgebracht werden, auf die zugehörige Region übertragen. Zudem kann über ein *Coupling* auch die Wirkung einer Feder auf eine bestimmte Region übertragen werden.

Ties erzeugen eine Verbindung zwischen zwei Regionen, die keine Relativbewegung zwischen den Kontaktpaaren zulässt. Sie wirken somit wie eine unlösbare Schweiß- oder Klebeverbindung. Zur Vereinfachung des Simulationsmodells können *Ties* als Alternative zu Schraubverbindungen verwendet werden. Dies ist jedoch nur dann sinnvoll, wenn die Schraubverbindung zuvor auf Festigkeit geprüft wurde oder wenn die anliegenden Lasten nur eine geringe Beanspruchung der Schraubverbindung verursachen.

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben werden durch die Strukturidealisierung bei einigen Bauteilen, Bohrungen für Verschraubungen entfernt. Der Kontakt zwischen diesen Bauteilen wird im Bereich der Verschraubung als *Tie* ausgeführt.

Die letzte verwendete Interaktionsart ist der Kontakt mit Reibung. Bei diesem Kontakt können sich die Kontaktpaare relativ zueinander bewegen. Die Reibung wirkt dabei immer der Relativbewegung entgegen. Die Reibkraft F_R , die der Bewegung entgegenwirkt, ist proportional zur Normalkraft F_N , die normal auf die Kontaktfläche wirkt. Der Proportionalitätsfaktor wird als Reibungskoeffizient μ bezeichnet. Die Formel 3.1 (Bauer, 2021 S. 104) beschreibt das Coulombsche-Reibungsgesetz für die Bewegungsart Gleiten. Zur Modellerstellung wird nur die Gleitreibung betrachtet, da die Bestimmung eines Reibwerts für die Hafreibung ein hohes Maß an Versuchsaufwand erfordert, was den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde.

$$F_R = F_N * \mu \quad (3.1)$$

Die Reibkraft bzw. das Reibmoment können aufgrund ihrer Energie dissipierenden Wirkung einen großen Einfluss auf die energetische Betrachtung eines Systems haben. Diese Eigenschaft der Reibung ist vor allem auf die Wandlung eines Anteils der mechanischen Energie in thermische Energie zurückzuführen. Die umgewandelte thermische Energie (Wärme) W_R wird in Form von Wärmeleitung abgegeben. Der Verlust an mechanischer Energie zeigt sich im Wirkungsgrad η . Der Wirkungsgrad in Formel 3.2 ist als Quotient von umgesetzter Nutzenergie zu zugeführter Energie definiert (Bauer, 2021 S. 113).

$$\eta = \frac{E_{zugeführt} - W_R}{E_{zugeführt}} = \frac{\text{umgesetzte Nutzenergie}}{\text{zugeführte Energie}} \quad (3.2)$$

Die Effizienz des Systems hängt von der Höhe der Reibung in den Kontakten ab. Daher ist die Bestimmung der Reibwerte in den Kontakten grundlegend für die Auswertung der Simulationsergebnisse.

Unabhängig von den verwendeten Kontaktarten werden Kontakte zwischen zwei Bauteilen in eine Haupt- und eine Sekundärfläche unterteilt, auch *Master* und *Slave* genannt. Der *Master* ist dabei die Fläche, die üblicherweise grob vernetzt ist und somit größere Elemente besitzt. Damit Kräfte im Kontakt übertragen werden können, kann es sinnvoll sein, einen Spalt zwischen zwei Kontaktpaaren zu schließen. Um Spalte zu schließen, werden die Knoten des *Slaves*, welcher feiner vernetzt ist, auf die des *Masters* projiziert. Damit die *Slave*-Elemente beim Projizieren nicht zu stark verzerrt, ist es zusätzlich sinnvoll, die *Master*-Fläche größer als die *Slave*-Fläche zu wählen. Der *Slave* kann sich dadurch besser an den *Master* anpassen. Die Fläche des *Masters* wird dabei geometrisch nicht verändert. Als *Master* eignen sich somit Bauteile, die sich vor Beginn der Berechnung geometrisch nicht verändern sollen. Das trifft beispielsweise auf die Bauteile des Krümmers zu.

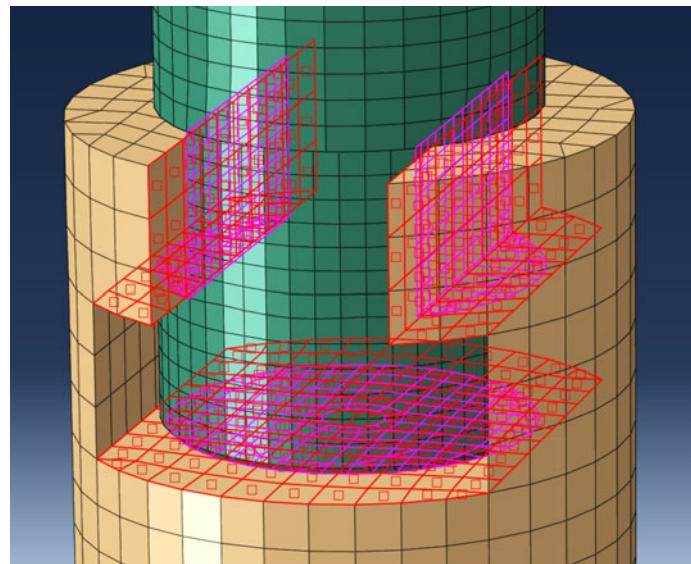


Abbildung 3.6 Kontaktflächen: *Master* (rot) und *Slave* (pink)

Zur Veranschaulichung dient die Abbildung 3.6. Hier wird am Beispiel des Stange-Dorn-Kontaktpaars die Aufteilung der Kontaktflächen in *Master* und *Slave* gezeigt. Dabei ist der *Master*, in diesem Beispiel die Stange, mit der Farbe hellbraun versehen, während der *Slave*, hier der Dorn, in grün gekennzeichnet und feiner vernetzt ist als der *Master*. Außerdem ist die ausgewählte *Master*-Fläche (rot) größer als die *Slave*-Fläche (pink) und beugt so einer starken Verzerrung der *Slave*-Elemente vor.

Die Definition von Kontakten ist entscheidend für die Aussagefähigkeit des Simulationsmodells. Durch Vereinfachungen der Kontakte kann Zeit bei der Erstellung des Simulationsmodells gespart werden. Zusätzlich verringern Vereinfachungen auch die Rechenzeit des Solvers. Diese Vereinfachungen müssen bei der Auswertung der vereinfachten Bereiche des Simulationsmodells und dem Abgleich mit der Realität beachtet werden.

3.5 Randbedingungen und Lasten

Randbedingungen und Lasten werden im *Load*-Modul verwendet, um Lagerbedingungen zu definieren, Bauteile zu verschieben oder Kräfte in das System einzubringen. Diese Zwangsbedingungen werden je nach Anwendungsfall entweder direkt auf die Knoten des Netzes oder auf einen Referenzpunkt mithilfe eines *Couplings* angewendet (siehe Kapitel 3.4). Das *Coupling* sorgt dafür, dass die am Referenzpunkt definierte Randbedingung oder Last gleichmäßig auf die ausgewählte Fläche verteilt wird.

Randbedingungen sind Zwangsbedingungen, die die Bewegungsmöglichkeit von Bauteilen im Raum einschränken oder gezielt steuern. Es wird ein Weg definiert, um den sich ein ausgewählter Bereich verschieben soll. Wird für die Verschiebung eine „0“ eingetragen, dann wird der Bereich an dieser Position festgehalten. Die Verschiebung kann in alle sechs Koordinatenrichtungen eingetragen werden, dabei handelt es sich um drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade.

Lasten sind dagegen äußere Einwirkungen, bei denen beispielsweise eine Kraft auf einen Referenzpunkt oder ein Druck auf eine Fläche definiert wird.

Randbedingungen und Lasten bestimmen die Lastfälle innerhalb der Simulation. Um eine strukturierte Analyse zu ermöglichen, ist eine Unterteilung in verschiedene Analyseschritte sinnvoll.

Im *Step*-Modul werden diese Analyseschritte definiert, wodurch die Simulation in einzelne *Steps* unterteilt wird. Die Lastfälle werden anschließend den jeweiligen Analyseschritten zugeordnet, sodass die Einwirkung von Randbedingungen und Lasten gezielt für jeden *Step* der Simulation berücksichtigt werden kann. In Tabelle 3.1 wird die *Step*-Reihenfolge dieser Simulation dargestellt. Die Realisierung der Randbedingungen und Lasten in der Simulation erfolgt über eine Funktion. Im einfachsten Fall handelt es sich um eine lineare Funktion, die dafür sorgt, dass die Randbedingung oder Last bis zum Ende des *Steps* auf den eingetragenen Wert linear ansteigt.

Tabelle 3.1 Aufteilung der Lastfälle

Step	Aktion/Beschreibung
initial	Anfangsbedingungen definieren
1	Vorspannen der Federn
2	Vorspannen der Stangen
3	Belastung der Stangen
4	Entlastung der Stangen

Im initialen *Step* sind die zu Beginn der Simulation wirkenden Anfangsbedingungen festgelegt, einschließlich der Lagerbedingungen und Interaktionen. Noch bevor das Modell belastet wird, werden beispielweise bei den Interaktionen die *Slave*-Knoten spannungsfrei auf die *Master*-Knoten projiziert. Bereits in diesem Schritt werden zudem die Hauptlagerstellen des Modells definiert. Für die Verpresseinheit werden als Hauptlagerstellen die Verschraubungsbohrungen zur Verschraubung der

Aufnahmeplatten mit der Tischplatte gewählt. Zudem sind die Einzelteile des Niederhalters fixiert, um deren Bewegung während dieses Simulationsschrittes zu verhindern.

Im ersten Step erfolgt die Vorspannung der Federn im Modell. Diese Federn dienen zur Realisierung der O-Ringe sowie des Niederhalters. Wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben, hält ein O-Ring die vier Segmente des Aufweitwerkzeugs eines Zylinders zusammen. Der O-Ring sorgt dafür, dass die Segmente vor dem Kontakt der Aufweitbacken mit dem Innenrohr in einer definierten Position verbleiben. Beim Aufweiten erzeugt die Steifigkeit des O-Rings eine Gegenkraft, entgegen der Stangenkraft. Um diese Eigenschaften realitätsnah abzubilden, werden vier vorgespannten Federelemente in das Modell integriert, jeweils eines je Segment des Aufweitwerkzeugs. Diese Federn wirken auf die gesamte abgerundete Fläche in den Nuten der Aufweitwerkzeuge.

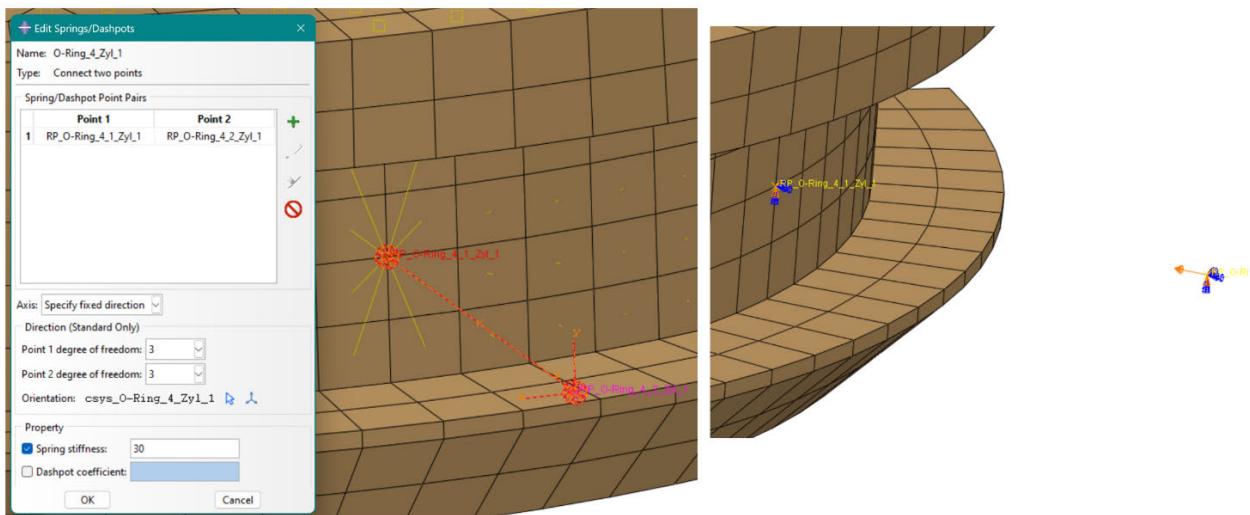


Abbildung 3.7 Erstellung eines Federelements zur Abbildung des O-Rings

Die Wirkrichtung der Federn ist orthogonal zu den Kontaktflächen der Aufweitwerkzeuge mit dem Dorn. Dadurch bleibt sichergestellt, dass sich die Aufweitwerkzeuge nicht durch den O-Ring verdrehen. Die Vorspannung der Federelemente drückt die Segmente des Aufweitwerkzeugs gegeneinander, sodass der Spalt zwischen den Aufweitwerkzeugen und dem Dorn geschlossen wird und bleibt. In Abbildung 3.6 ist die Definition eines Federelements dargestellt (siehe linke Abbildung). Für die Steifigkeit dient ein angenommener Wert von $c = 30 \frac{N}{mm}$. Die Federn werden durch die Auswahl von zwei Referenzpunkten erstellt: Der erste Referenzpunkt ist über eine *Coupling*-Interaktion mit der Nutfläche des jeweiligen Aufweitwerkzeug-Segments gekoppelt. Der zweite Referenzpunkt wird über eine weggesteuerte Lasteinleitung in Richtung des ersten verschoben (siehe rechte Seite der Abbildung 3.7).

Zusätzlich sorgen vorgespannte Federn dafür, dass die Einzelteile des Niederhalters gegen die Aufnahmeplatte und den Abstützring gedrückt bleiben. Die Niederhalterkraft, die in Kapitel 2.2.2 ermittelt wurde, beträgt insgesamt $F_{Nieder} = 6,44 \text{ kN}$ und ergibt sich durch die Vorspannung der Federn im Simulationsmodell.

Im zweiten Step der Simulation erfolgt die Vorspannung der vier Kolbenstangen mit einer Kraft von $F_{Stange} = 0,5 \text{ kN}$. Die Kraftvorspannung hat jedoch den Nachteil, dass Bauteile ohne ausreichende Reaktionskräfte statisch unbestimmt sind, was zu

Konvergenzproblemen führt. Um diese Probleme zu vermeiden, kommt in diesem Schritt eine Kontaktstabilisierung zum Einsatz. Diese dient dazu, den Kontakt bei fehlender Gegenkraft auszusteifen und instabile Bewegungen zu verhindern. Damit die Stabilisierung das Simulationsergebnis nicht verfälscht, bleibt sie auf diese Vorspannungs-Step beschränkt. Dadurch können bereits in dieser Phase die Spalte zwischen dem Dorn und dem Aufweitwerkzeug geschlossen werden, was eine stabilere Ausgangslage für die nachfolgenden Simulationsschritte schafft.

Im dritten *Step* erhöht sich die Kraft auf die maximale Stangenkraft. Ohne die Kontaktstabilisierung entweicht keine Energie mehr aus dem System, sodass die maximale Stangenkraft vollständig aufgebracht wird.

Im vierten *Step* erfolgt die Deaktivierung der Kraft an den Stangen. Dazu kehren die Stangen über eine gezielte Randbedingung in ihre Ausgangsposition zurück.

4 Abgleich Simulation mit Versuch

In diesem Kapitel erfolgt der Vergleich der Ergebnisse des Simulationsmodells mit realen Messergebnissen. Um realitätsnahe Simulationsergebnisse zu erzielen, dienen die Messergebnisse als Grundlage zur Anpassung des Simulationsmodells. Zunächst werden die Messwerte der realen Aufweitanlage vorgestellt und kurz analysiert. Im Anschluss wird der Prozess zur Bestimmung der Reibwerte der Kontakte, im Simulationsmodell, erläutert.

Bei Verwendung bestimmter Reibwerte ergibt sich das grundlegende Simulationsmodell. Dieses Simulationsmodell soll anschließend verifiziert und validiert werden. Dafür wird der Aufweitprozess an der Aufweitanlage analysiert. Endoskopaufnahmen der Aufweitwerkzeuge vor und während des Aufweitens dokumentieren die Bewegung der Werkzeuge. Zusätzlich erfolgt die Analyse der plastisch verformten Stellen der Aufweitwerkzeuge und Dorne. Danach werden die Simulationsergebnisse präsentiert. Im abschließenden Vergleich zwischen dem analysierten und dem simulierten Aufweitanlage-Prozess erfolgt die Verifikation und Validierung des Simulationsmodells.

4.1 Kraft-Weg-Kurven der Aufweitanlage

Der Verlauf der gemessenen Kraft-Weg-Kurven der Aufweitanlage spiegelt die Steifigkeit der Anlage und des Krümmers der einzelnen Zylinder wider. Mit Hilfe der Kraft-Weg-Kurven kann das Gesamtsystemverhalten analysiert werden. Zusätzlich dienen die Kraft-Weg-Kurven in dieser Arbeit zur Abstimmung des Simulationsmodells.

Die Kraft-Weg-Kurven der Aufweitanlage können per Fernzugriff erzeugt werden. Für jeden der vier Zylinder wird eine Messdatei mit 1000 Messpunkten erstellt. Diese Messpunkte verteilen sich über den gesamten Weg der Kolbenstangen. Da jedoch bei jedem Zylinder die Kraftübertragung bei einem unterschiedlichen Stangenweg beginnt, ist es sinnvoll, ein Offset (ergibt sich aus Brutto-Weg subtrahiert mit dem Netto-Weg) zu etablieren. Hierfür wird eine minimale Stangenkraft von $F_{Stange} = 0,5 \text{ kN}$ gewählt. Unterhalb dieser Stangenkraft wird der Stangenweg u_{Stange} gleich null gesetzt. Auf diese Weise lassen sich die Kraft-Weg-Verläufe der verschiedenen Zylinder besser miteinander vergleichen.

Im folgenden Diagramm (Abbildung 4.1) werden die Stangenkräfte der vier Zylinder in Abhängigkeit vom Stangeweg dargestellt.

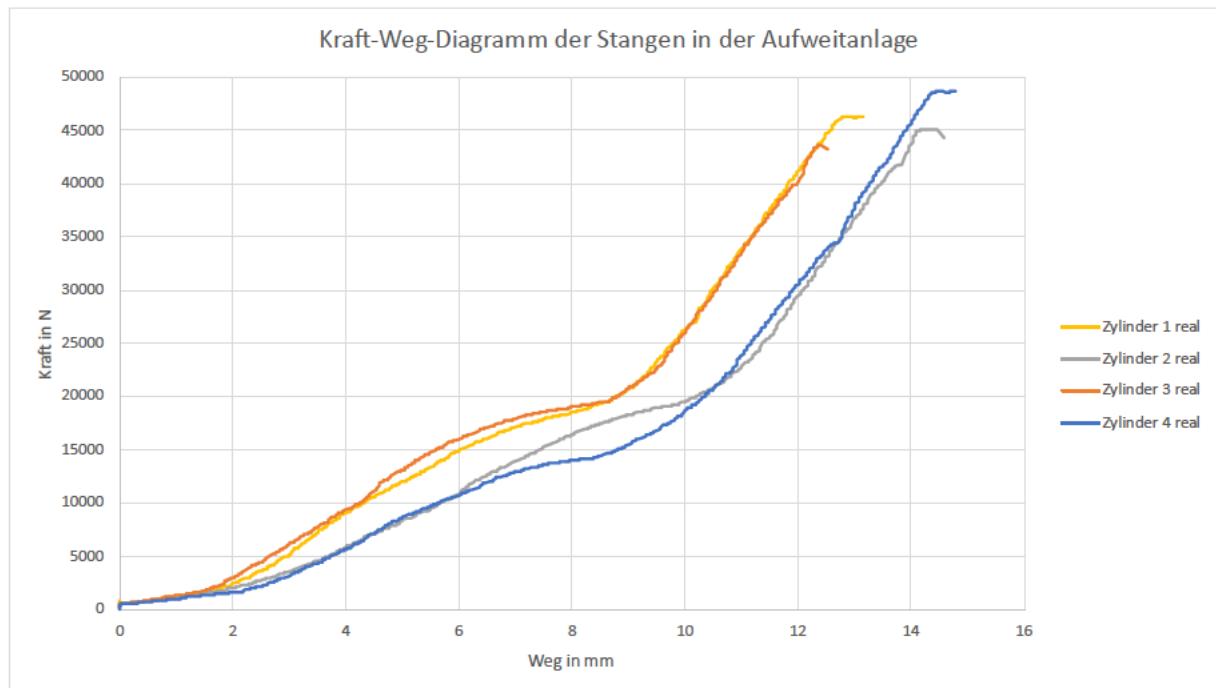


Abbildung 4.1 Messdaten der Aufweitanlage als Kraft-Weg-Kurven dargestellt

Die Kurvenverläufe aller Zylinder in Abbildung 4.1 zeigen, dass jede Kurve mit einer niedrigen Steigung beginnt. Ab einem Stangenweg von $u_{Stange} = 1,5 \text{ mm}$ beginnen die Kurven deutlich stärker anzusteigen. Diese Veränderung des Kurvenverlaufs ist auf den ersten Kontakt der Aufweitbacken mit den Innenrohren zurückzuführen, da durch den Kontakt die zusätzliche Steifigkeit des Innenrohrs einen steileren Anstieg der Stangenkraft bewirkt. Der Verlauf der Kurven ist im darauffolgenden Bereich linear, was dem elastischen Materialverhalten des Innenrohrs entspricht. In diesem Bereich beginnt auch der Kontakt zwischen Innenrohr und Schutzrohr. Ein signifikanter Anstieg der Kraft-Weg-Kurven ist aufgrund der ähnlichen Steifigkeiten von Innen- und Schutzrohr nicht ausgeprägt, kann jedoch beim dritten Zylinder bei einem Stangenweg von $u_{Stange} = 4,5 \text{ mm}$ beobachtet werden. Nach der elastischen Verformung, die durch den linearen Anstieg gekennzeichnet ist, folgt die plastische Verformung der Rohre. Diese wird durch einen degressiven Verlauf der Kraft-Weg-Kurven deutlich. Beim erneuten Anstieg der Kurven erhöht sich die Steifigkeit durch den Kontakt des Schutzrohrs mit dem E-Flansch. Dieser weist eine höhere Steifigkeit als die Rohre des Krümmers auf, was zu einer steileren Steigung der Kraft-Weg-Kurven führt. Das Verhalten der Kurven nach Erreichen der maximalen Kraft lässt sich auf eine abschließende Haltezeit in der Steuerung der Anlage zurückführen. In der Haltezeit übt die Anlage mit konstanter Kraft Druck auf die Bauteile aus. Dadurch soll das Setzverhalten reduziert und zeitabhängigen Effekten, die der plastischen Verformung entgegenwirken, vorgebeugt werden.

Beim Blick auf die maximale Kraft der Kurven wird erkennbar, dass durch die Kraftsteuerung der Aufweitanlage, die maximalen Kraftwerte aller Zylinder ähnlich sind. Die berechnete Aufweitkraft $F_{Stange} = 46,76 \text{ kN}$, nach Formel 2.1 aus Kapitel 2.2.2, wird jedoch von keinem der Zylinder exakt getroffen. Grund dafür ist eine Variation der Zylinderdrücke zur Anpassung der Aufweitperformance, die von Mitarbeitern an der Anlage eingestellt wurde (Mercedes-Benz AG, 2024). Zusätzlich sind die in Kapitel 2.2.2 erläuterten Gründe, wie Schmierung und Zustand der Werkzeuge, für ein Schwanken der Aufweitkräfte verantwortlich. Neben den maximalen Aufweitkräften der Zylinder variiert

auch der maximale Stangenweg, dabei bewegt sich dieser zwischen $u_{Stange} = 12,5 - 14,9 \text{ mm}$. Die unterschiedlichen Stangenwege der Zylinder können einige Ursachen haben. Darunter fallen die Fertigungstoleranzen der Rohre und der E-Flansche, die Schmierung und der Zustand der Werkzeuge, die Steifigkeit der Rohre und E-Flansche, welche je nach Zylinder unterschiedlich sind, sowie die ungleichen Zylinderdrücke.

4.2 Bestimmung der Reibwerte der Kontakte

Die Reibung ist in dieser Simulation von entscheidender Bedeutung. Bei einem höheren Reibwert geht mehr Reibkraft in den Kontakten verloren und steht nicht für die Aufweitung der Rohre zur Verfügung. Entsprechend der Energiebetrachtung aus Kapitel 3.4 sinkt dadurch auch der Wirkungsgrad der Aufweitanlage. Um eine realitätsnahe Simulation zu ermöglichen, müssen die Reibwerte für die Simulation so angepasst werden, dass die Kraft-Weg-Kurven der Simulation den Kraft-Weg-Kurven der realen Messwerte ähneln.

Der Weg der Stangen und die Kraft an der Stange sind durch die Kraft-Weg-Kurven aus Kapitel 4.1 vorgegeben und somit für die Simulation bekannt. Sie können zum Bestimmen der Reibwerte verwendet werden. Die Reibwerte in den Kontakten sind unbekannt und können nur durch iterative Simulationsreihen bestimmt werden, indem die Kraft-Weg-Kurven der Simulation mit den Kraft-Weg-Kurven der Messdaten verglichen werden. Um die Anpassung der Reibwerte auf Kontakte mit hohen Reibkräften zu beschränken, erfolgt im ersten Schritt eine Auswertung, bei welchen Kontakten durch die Belastung hohe Reibkräfte auftreten. Dafür erfolgt eine experimentelle Simulation mit einem festen Reibwert von $\mu = 0,2$ (bei allen Reibpaaren) und einer Wegsteuerung mit einem Brutto-Stangenweg von $u_{Stange} = 15 \text{ mm}$ durchgeführt. Ausgehend von vorausgegangenen Simulationen zeigte sich, dass der Offset bei der Simulation $u_{Stange} = 1 \text{ mm}$ beträgt, daraus ergibt sich ein Netto-Stangeweg von $u_{Stange} = 14 \text{ mm}$. Ausgewertet werden die maximalen Kräfte (Normal- und Reibkräfte) der einzelnen Kontaktpaare am vierten Zylinder.

Wie in Kapitel 3.4 beschrieben, gibt es über das Coulombsche Gesetz (Formel 3.1) einen linearen Zusammenhang zwischen der Normalkraft und der Reibkraft. Der Reibkoeffizient μ beeinflusst welcher Anteil der Normalkraft in Reibkraft übergeht. Ausgehend von dieser Formel, kann auch für diese Simulation ein linearer Zusammenhang zwischen Reib- und Normalkräften erwartet werden. Durch die Auswahl des Reibwertes von $\mu = 0,2$ ergibt sich eine Reibkraft, die 20% von der Normalkraft beträgt.

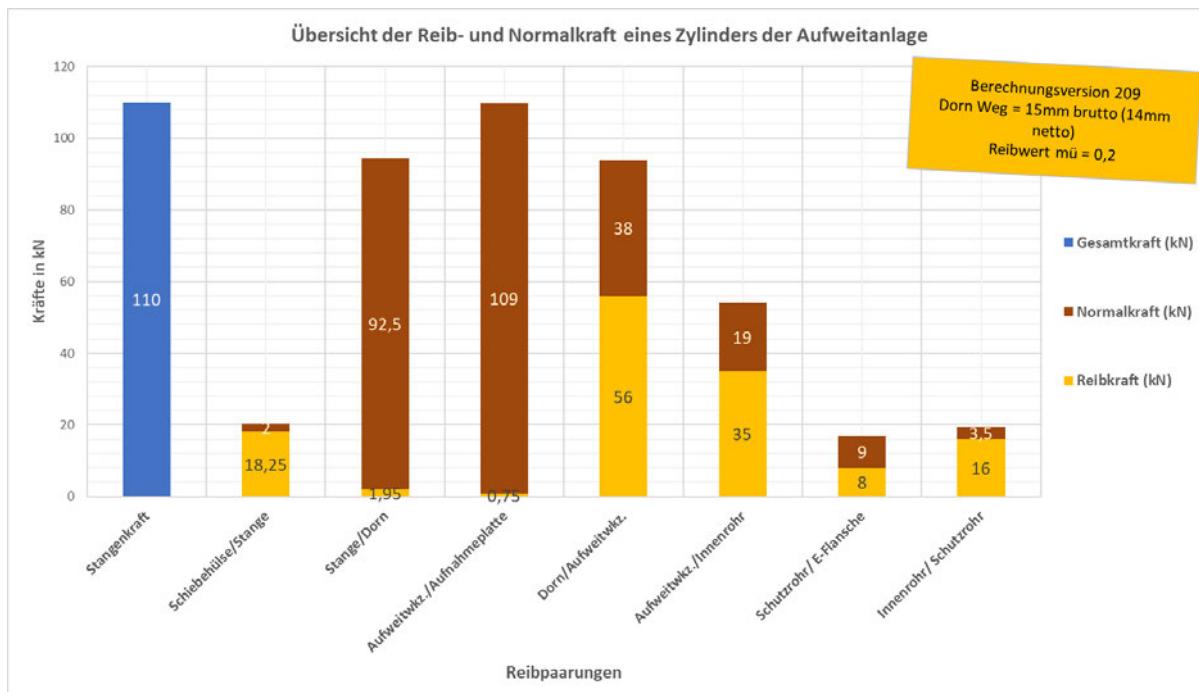


Abbildung 4.2 Einfluss der Reibwerte bestimmter Reibpaarungen auf die Stangenkraft

Die Auswertung der Simulation (Abbildung 4.2) zeigt, dass bei einem Netto-Stangen-Weg von $u_{Stange} = 14 \text{ mm}$ eine Stangenkraft von $F_{Stange} = 110 \text{ kN}$ erreicht wird. Im Vergleich zur berechneten Stangenkraft von $F_{Stange} \approx 46 \text{ kN}$ (bestimmt in Kapitel 2.2.2) fällt die in der Simulation ermittelte Stangenkraft mehr als doppelt so hoch aus. Der gewählte Reibwert von $\mu = 0,2$ ist augenscheinlich zu hoch. Die Stangenkraft ergibt sich durch den eingestellten Weg und die Reaktionskräfte, die auf die Stange wirken. Durch eine Verringerung der Reibwerte können die Reibkräfte reduziert werden, daraus folgt eine geringere Reaktionskraft an den Stangen.

Das zuvor beschriebene lineare Verhältnis von Normal- und Reibkräften ist im Diagramm nicht ersichtlich. Bei einigen Kontaktpaaren ist die Reibkraft größer als die Normalkraft. Eine Erklärung hierfür liefert die Bestimmung der Normalkräfte und Reibkräfte in der Simulation.

Im Allgemeinen sind bei gekrümmten Kontaktflächen die Normalkraft und die Reibkraft das Resultat der Vektorsummen der jeweiligen Kontaktkräfte an den Knotenpunkten. In bestimmten Fällen, wie etwa bei einem konischen Dorn, kann die Reibkraft sogar die Normalkraft übertreffen. Wenn der Dorn durch ein vorgebohrtes Loch in ein Blech gedrückt wird, entsteht durch die Bewegung des Dorns Reibung im Kontaktbereich. Die Normalkräfte wirken dabei senkrecht zur Dornoberfläche und heben sich in gewissem Maße gegenseitig auf. Dadurch wird die resultierende Normalkraft des Kontakts nahezu null. Im Gegensatz dazu wirken die Reibkräfte entlang der Dornoberfläche in axialer Richtung und summieren sich zu einer größeren Kraft als die Normalkraft (Dassault Systèmes, 2025).

Daher erweist es sich als sinnvoll, statt des Betrags der Kontaktnormalkräfte den Kontaktdruck über der Kontaktfläche skalar zu integrieren. Daraus ergibt sich eine Gesamtkraft, die auf die Kontaktfläche wirkt, unabhängig von der Krümmung der Kontaktfläche und der darauf stehenden Kontaktnormalvektoren. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird diese Art der Ermittlung der Kontaktkraft verwendet.

Aus der Abbildung 4.2 ergibt sich, dass der Reibwert folgender Kontaktpaare einen hohen Einfluss auf die Stangenkraft haben: Schiebehülse/Stange, Dorn/Aufweitwerkzeug, Aufweitwerkzeug/Innenrohr, Schutzrohr/E-Flansche und Innenrohr/Schutzrohr. Dagegen sind die Reibkräfte bei den Kontakten zwischen Stange/Dorn und Aufweitwerkzeug/Aufnahmeplatte vernachlässigbar klein. Durch eine Veränderung dieser Reibwerte wird keine signifikante Veränderung der Stangenkräfte erwartet.

Im zweiten Schritt werden die Reibwerte bei den aus dem ersten Schritt ermittelten Kontakten angepasst. Der Stangenweg in der Simulation soll dem Stangenweg der realen Messdaten gleichen. Zur Auswertung der Simulationsergebnisse wird der Stangenweg, wie bei der Auswertung der realen Messwerte, bis eine Stangekraft von $F_{Stange} = 0,5 \text{ kN}$ erreicht wird, genutzt. Dadurch können die Simulationsergebnisse mit den realen Messdaten verglichen werden. Der Kurvenverlauf kann unter anderem über das Anpassen der Reibwerte beeinflusst werden.

Die Anpassung der Reibwerte wird so lange weitergeführt, bis eine Kombination der Reibwerte für die Kontakte vorliegt, bei der die maximale Stangekraft von ungefähr $F_{Stange} \approx 46 \text{ kN}$ (bestimmt in Kapitel 2.2.2) erreicht wird. Die Reibwerte, die sich aus dieser Reibwert Studie ergeben, werden in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1 Reibwerte der CAD-Serie Simulation

Kontaktpaarung:	Aufweidorn / Aufweitwerkzeug	Aufweitwerkzeug / Innenrohre	Innenrohre / Schutzrohr	Schutzrohr / E-Flansche
Reibwert μ :	0,08	0,08	0,10	0,15

Die sich daraus ergebene Kraft-Weg-Kurve der Simulation des CAD-Serien Stands wird in Abbildung 4.3 der realen Messkurve der Aufweitanlage gegenübergestellt.

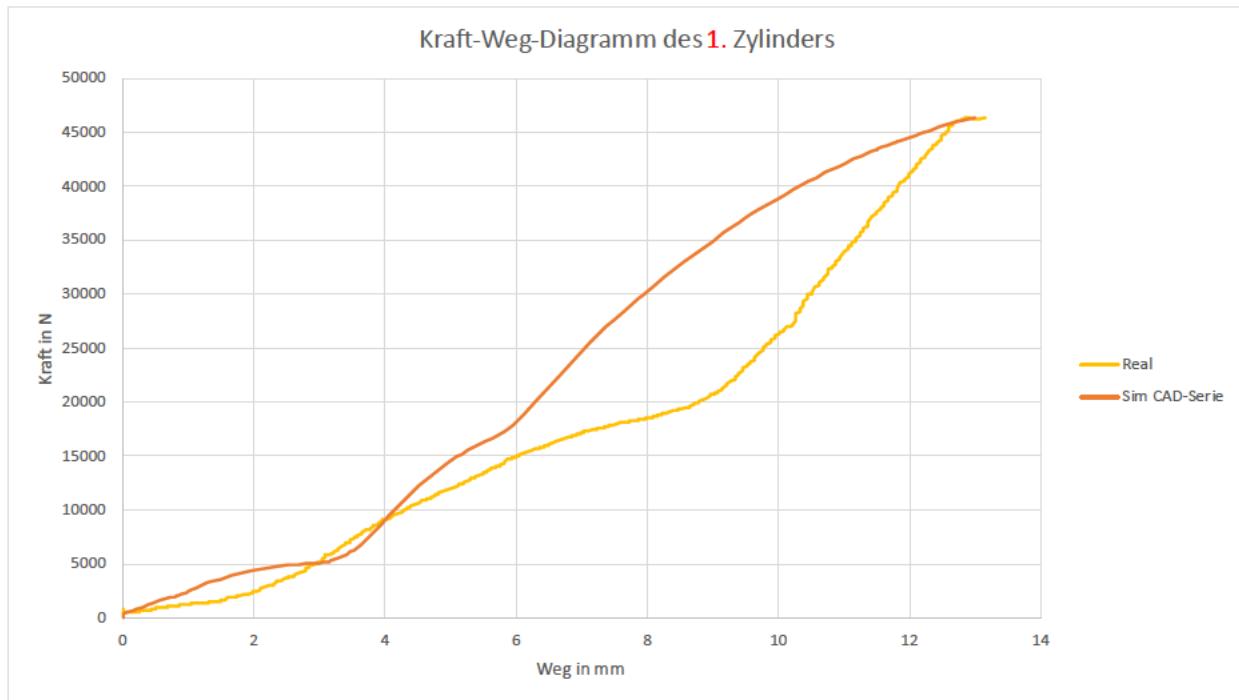


Abbildung 4.3 Vergleich Kraft-Weg-Kurve Real und Sim CAD-Serie

Der Vergleich der Messdaten (in Abbildung 4.3) mit den Simulationsdaten erfolgt zur Übersichtlichkeit nur am ersten Zylinder. Die Kurve der realen Messdaten stammt aus dem Kapitel 4.1 und wird in der Diagrammlegende „Real“ bezeichnet. Zu Beginn der Reibwertanpassung wurde nur mit dem geometriestand des CAD-Modells des Krümmers gearbeitet. Die Simulationsergebnisse dieses Standes tragen die Bezeichnung „Sim CAD-Serie“.

Die Kurve der „Sim CAD-Serie“ erreicht die maximale Stangenkraft von $F_{Stange} \approx 46 \text{ kN}$. Im Vergleich mit der „Real“ -Kurve ist der Verlauf nicht gleich. Es ist ein fast durchgängiges höheres Kraftniveau bei gleichem Weg zu erkennen. Zusätzlich befinden sich die Punkte, an denen sich die Steigung bzw. die Steifigkeit des Systems verändert, bei geringerem Stangenweg. Grund dafür sind die Spalte zwischen den Rohren und den E-Flanschen. Diese sind im CAD-Modell offensichtlich deutlich kleiner als bei dem Krümmer, der in der realen Aufweitanlage, zur Erzeugung der Messdaten, aufgeweitet wurde. Im CAD-Modell werden die Nennmaße der Krümmerbauteile verwendet, Fertigungstoleranzen des Krümmers werden in diesem Modell nicht betrachtet. Die Aussagekraft dieses Simulationsmodells ist begrenzt. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Kontaktkräfte deutlich von den realen Kontaktkräften in der Aufweitanlage abweichen.

Um ein Aussagekräftiges Simulationsmodell zu entwickeln, wird das Simulationsmodell so angepasst, dass es die geometrischen Verhältnisse abbildet, wie sie zur Ermittlung der realen Kraft-Weg-Kurven vorherrschen. Das bedeutet, dass die realen Wandstärken der Innen- und Schutzrohre sowie die realen Lochmaße der E-Flansche in das Simulationsmodell integriert werden. Dazu werden die Messergebnisse, die in Kapitel

2.1.2 vorgestellt werden, verwendet, um das diskretisierte Netz der Krümmerbauteile zu verändern. Daraus ergibt sich ein Modell, bei dem das Loch der E-Flansche im oberen Bereich zur Kante hin größer wird und im unteren Bereich des Lochs, zum Absatz, hin kleiner wird. Die Wandstärken der Rohre werden ebenfalls aufgrund von vorliegenden Umformsimulationsergebnissen angepasst. Durch geringere Wandstärken der Rohre und eine veränderte Geometrie des Lochdurchmesser der E-Flansche erhöht sich der Umformweg der Rohre.

Zusätzlich wird die Zwischenlage, die zwischen Aufnahmeplatte und Abstützring liegt entfernt. Diese Änderung wurde in der Produktion etabliert, da sich zeigte, dass sich die Klemmwirkung der Rohre zum E-Flansch dadurch erhöhen. Durch den Ausbau der Zwischenlage verschiebt sich die Position der Innenrohre und des Schutzrohrs um eine Höhe von $h = 1,5 \text{ mm}$ weiter nach unten in den E-Flansch (entsprechend der in Abbildung 4.4 dargestellten CAD-Daten).

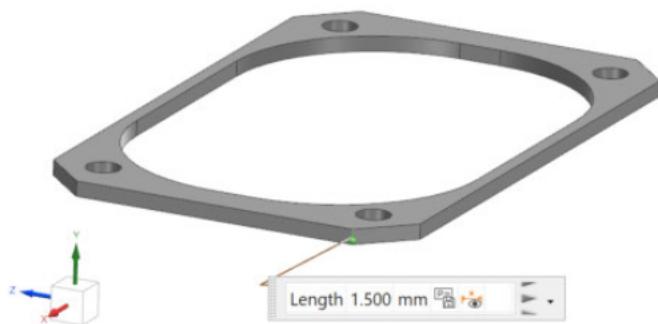


Abbildung 4.4 Höhe der Zwischenlage aus CAD-Datensatz (Mercedes-Benz AG, 2025)

Entsprechend der Positionsänderung sowie der geometrischen Änderung der Rohre und des E-Flansches aufgrund der fertigungsbedingten Abweichungen ergibt, sich ein verändertes Systemverhalten. Die Reibwerte zwischen den Kontaktpaaren müssen ein weiteres Mal über mehrere Iterationsschritte ermittelt werden, bis das Systemverhalten der Simulation hinreichend genau das gemessene Systemverhalten widerspiegelt. Aus der Reibwertstudie ergibt sich die in Tabelle 4.2 dargestellte Paarung der Reibwerte.

Tabelle 4.2 Reibwerte der angepassten Simulation

Kontaktpaarung:	Aufweitdorn / Aufweitwerkzeug	Aufweitwerkzeug / Innenrohre	Innenrohre / Schutzrohr	Schutzrohr / E-Flansche
Reibwert μ :	0,08	0,12	0,12	0,15

Die ermittelten Reibwerte entsprechen den Verhältnissen der Reibpaarungen in der Aufweitanlage. Die Kontaktpaarung zwischen den Aufweitdornen und den Aufweitwerkzeugen wird durch Öl aktiv geschmiert. Zwischen den Aufweitbacken und den Innenrohren, sowie den Innenrohren und dem Schutzrohr ist keine aktive Schmierung vorhanden. Die Reibwerte sind zwischen diesen Kontaktpaarungen entsprechend höher. Der Reibwert der Reibpaarung Schutzrohr und E-Flansche ist am höchsten. Zurückzuführen ist dies auf die rauhe Kontaktfläche der E-Flansche. Die Simulationsergebnisse auf Grundlage der Reibwerte werden im Diagramm der Abbildung 4.5 „Sim angepasst“ genannt.



Abbildung 4.5 Kraft-Weg-Diagramm Vergleich der Simulationsergebnisse mit den realen Messdaten

Die „Sim angepasst“-Kurve erreicht, wie die „Sim CAD-Serie“, die maximale Stangenkraft von $F_{Stange} \approx 46 \text{ kN}$. Der Verlauf der beiden Simulationskurven ist jedoch grundlegend unterschiedlich. Die Kurve der „Sim angepasst“ zeigt ab einem Stangenweg von $u_{Stange} = 3,5 \text{ mm}$ eine dauerhaft geringere Stangenkraft als die Kurve der „Sim CAD-Serie“. Das gleiche Kraftniveau wird erst zum Ende des Stangenwegs wieder erreicht. Dadurch stellt die „Sim angepasst“-Kurve die Kräfte in den Kontakten nicht stark überhöht dar, wie die „Sim CAD-Serie“-Kurve.

Die Steifigkeitsänderungen (Steigungsänderungen) zeigen sich bei der „Sim angepasst“-Kurve erst bei einem höheren Stangenweg im Vergleich zur „Sim CAD-Serie“-Kurve. Die erste Steifigkeitsänderung erreicht die „Sim angepasst“-Kurve erst bei einem größeren Stangenweg und einer höheren Stangenkraft. Zurückzuführen ist das auf die geringere Wandstärke des Innen- und des Schutzrohrs. Dadurch muss das Aufweitwerkzeug weiter verschoben werden, damit die größeren Spalte überbrückt werden können. Die Steifigkeitsänderung der „Sim angepasst“-Kurve bei einem Stangenweg von $u_{Stange} = 4,5 \text{ mm}$ ist auf den Kontakt von Innenrohr und Schutzrohr zurückzuführen. Diese Steifigkeitsänderung ist bei der „Real“-Kurve bei $u_{Stange} = 4 \text{ mm}$ zu erkennen.

Im Folgenden weicht die „Sim CAD-Serie“-Kurve deutlich von der „Real“-Kurve ab. Die zweite Steifigkeitsänderung beginnt bei der „Sim CAD-Serie“-Kurve schon bei einem Stangenweg von $u_{Stange} = 6 \text{ mm}$. Im Vergleich dazu beginnt die Steifigkeitsänderung bei der „Real“-Kurve erst bei $u_{Stange} = 9 \text{ mm}$. Die „Sim angepasst“-Kurve zeigt diesen Punkt bei $u_{Stange} = 9,5 \text{ mm}$ und ist damit deutlich näher an der „Real“-Kurve.

Zusammenfassend weisen beide Simulationskurven Abweichungen zur „Real“-Kurve auf. Die „Sim angepasst“-Kurve zeigt jedoch ein deutlich ähnlicheres Kraftniveau. Dazu

liegen die Punkte, an denen sich die Steifigkeit ändert, näher an der realen Messkurve. Besonders im Bereich hoher Stangenkräfte und Stangenwege nähert sich die „Sim angepasst“-Kurve der „Real“-Kurve besser an.

Da die Reibwerte ausschließlich auf Basis des ersten Zylinders angepasst wurden, zeigen die Zylinder zwei bis vier (siehe Anhang A.3) größere Abweichungen. Ein Blick auf die Kurven verdeutlicht, dass der maximale Stangenweg in der Simulation nicht das Niveau der realen Messdaten erreicht. Die Ursache liegt in den unterschiedlichen Reibwerten der Reibpaarungen. Während in der Simulation für alle Zylinder identische Reibwerte verwendet wurden, variieren diese in der Realität.

4.3 Analyse des Aufweitprozesses

Damit das Simulationsmodell für Optimierungsansätze verwendet werden kann, müssen die Simulationsergebnisse mit dem realen Aufweitvorgang verifiziert werden. Die Kraft-Weg-Kurve der Aufweitanlage wurde in Kapitel 4.2 zur Bestimmung der Reibwerte verwendet, dementsprechend ist eine Verifizierung rein anhand des Vergleichs zwischen der Kraft-Weg-Kurven der Simulation und der Aufweitanlage nicht ausreichend. Daher wird zusätzlich eine Endoskopaufnahme des Aufweitprozesses an der Aufweitanlage durchgeführt. Dabei wird die Bewegung der Aufweitwerkzeuge aufgenommen. Zudem erfolgt die Analyse der Versagensstellen der Werkzeuge, um sie mit den Simulationsergebnissen zu vergleichen.

4.3.1 Endoskopaufnahme des Aufweitvorgangs

Die Aufnahmen werden mit einem Endoskop der Firma „Everest VIT“ durchgeführt. Bei einem Endoskop befindet sich ein Objektiv und eine Lampe am Ende eines flexiblen Kabels. Aufgrund des geringen Kabeldurchmessers kann das Objektiv in Bereiche eingeführt werden, die von bloßem Auge nicht einsehbar sind. In diesem Anwendungsfall wird das Objektiv des Endoskops in den AGR-Flansch des Krümmers über dem ersten Zylinder eingeführt. Über das Steuerungselement des Endoskops kann das Objektiv bewegt werden, so kann der Aufweitprozess aufgenommen werden.



Abbildung 4.6 Endoskopaufnahmen des ersten Zylinders, links vor dem Aufweiten, rechts beim Aufweiten

In der Abbildung 4.6 wird, im linken Bild, die Position der Aufweitwerkzeuge vor dem Aufweiten festgehalten. Zur besseren Erkennbarkeit wurden die inneren Kanten des Aufweitwerkzeuges farblich markiert (in der Abbildung gelb). Während des Aufweitprozesses, im rechten Bild, ist der Dorn am oberen Totpunkt und drückt die Aufweitbacken gegen das Innenrohr. Es ist eine deutliche Verdrehung der Aufweitwerkzeuge um die axiale Richtung des Dorns zu erkennen. Die langen Innenseiten der Aufweitwerkzeuge drehen sich außen zueinander. An den kurzen Innenseiten bewegen sich die Aufweitwerkzeuge voneinander weg. Eine Kollision der Aufweitbacken ist nicht zu erkennen, jedoch kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Kanten der Aufweitwerkzeuge im unteren Bereich zwischen Aufnahmeplatte und Deckel kollidieren.

4.3.2 Versagensstellen

Die erste betrachtete Versagensstelle (siehe Abbildung 4.7) betrifft das Abbrechen des oberen Teils der Aufweitwerkzeuge. Es zeigt sich, dass dieses Abbrechen bei unterschiedlichen Zylindern und Aufweitsegmenten auftrat, wobei die Bruchstellen eine einheitliche Form aufweisen. Diese Tatsachen deuten darauf hin, dass die Struktur einer grundsätzlichen mechanischen Überbelastung ausgesetzt ist. Eine Analyse des Bruchs zeigt, dass keine Rastlinien erkennbar sind, was eindeutig auf einen Gewaltbruch hinweist (Wittel, et al., 2021 S. 50f). Der Bruchverlauf unter einem Winkel von 45° weist auf hohe Schubspannungen hin, wie sie typischerweise beim Biegen auftreten (Wittel, et al., 2021 S. 46f). Demzufolge führen die geringe Bauteildicke und die nahe beieinanderliegenden Zug- und Druckspannungen zu einer kritischen Belastung der Struktur.



Abbildung 4.7 Aufweitwerkzeug Bruch

Zusätzlich wird die bleibende Verformung der Aufweitbacken an der Kante betrachtet. Die Entstehung dieser plastischen Deformation setzt eine hohe Kontaktkraft in diesem Bereich voraus. Aufgrund der Materialhärte ist nur eine geringe plastische Dehnung möglich, bevor es zu einem Bruch kommt. Auffällig ist zudem ein ellipsenförmiger Bereich an der Aufweitbacke, der keine signifikanten Verschleißerscheinungen aufweist. Daraus

ergibt sich, dass in diesem Bereich keine hohe Kontaktkraft anliegt, wodurch eine übermäßige Belastung oder Materialdeformationen vermieden wurde.

Die zweite betrachtete Versagensstelle betrifft den Aufweitdorn. Dabei werden sowohl die Kratzspuren auf der Kontaktfläche zum Aufweitwerkzeug als auch das Bruchbild des Dorns analysiert.

Die Kratzspuren auf der Kontaktfläche (vgl. Abbildung 4.8 links) deuten auf eine hohe Belastung durch Druckspannungen hin. Auffällig ist, dass die Kratzer trotz Ölschmierung nicht nur oberflächlich sind, sondern auch Material unterhalb der Ölbohrung abtragen wurde. Zudem befinden sich die Kratzspuren nicht mittig auf der Kontaktfläche, was auf eine ungleichmäßige Verteilung der Kontaktkraft hinweist. Eine Ursache hierfür könnte die Verdrehung der Aufweitwerkzeuge sein, wodurch eine Linienlast entsteht und die Belastung nicht gleichmäßig verteilt wird.



Abbildung 4.8 Aufweitdorn Kratzspuren (links) und Bruch (rechts)

Darüber hinaus wird das Bruchbild des Dorns (vgl. Abbildung 4.8 rechts) untersucht, dieser Bruch verläuft an den Bohrungen zur Ölversorgung. Eine erhöhte Ausfallquote vom Dorn konnte nicht festgestellt werden. Am Bruchbild lassen sich Rastlinien erkennen, hauptsächlich eine große auf der linken Seite des in der Abbildung dargestellten Dorns. Zudem verläuft die Bruchfläche nicht durchgehend in einem 45°-Winkel, sondern zeigt unterschiedliche Neigungswinkel über die gesamte Fläche.

Eine Erklärung für dieses Bruchbild ist eine Kombination aus einem initialen Anriß und einem anschließenden Dauerbruch (Wittel, et al., 2021 S. 53f). Die hohen Druckkräfte könnten durch den Anriß eine zusätzliche Biegebelastung verursacht haben, die schließlich zu einem Gewaltbruch führte.

Die Analyse der Versagensstellen zeigt, dass sowohl die Aufweitwerkzeuge als auch der Aufweitdorn mechanischen Überbelastungen ausgesetzt sind. Während das Abbrechen der Aufweitwerkzeuge auf hohe Schubspannungen durch Biegebeanspruchung zurückzuführen ist, weist der Bruch des Dorns auf eine Kombination aus Anrißbildung und Dauerbruch hin, verstärkt durch ungleichmäßige Kontaktkräfte und hohe Druckspannungen.

4.4 Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel erfolgt die Analyse der Simulationsergebnisse. Die zu untersuchenden Bereiche lassen sich aus Kapitel 4.3 ableiten. Der Fokus liegt auf der Verdrehung der Aufweitwerkzeuge beim Aufweiten. Der Kontaktdruck an der Kontaktfläche zwischen den Aufweitwerkzeugen und den Aufweidornen zeigt wichtige Informationen. Daraus resultiert die Analyse der bleibenden Dehnung in diesen Bereichen sowie deren Einordnung. Zudem lassen sich die Hauptspannungen im Bereich der Bruchstellen der Aufweitwerkzeuge und Dornen darstellen. Zur besseren Übersichtlichkeit erfolgt die Betrachtung dieser Simulationsergebnisse nur am ersten Zylinder, da die Zylinder zwei bis vier qualitativ ein ähnliches Bild aufweisen.

Da dieses Simulationsmodell als Grundlage für weitere Optimierungsvarianten dient, erfolgt ebenfalls eine Analyse des Verlaufs der Kontaktkraft und der Kontaktfläche zwischen dem Schutzrohr und den E-Flanschen. Für das weitere Vorgehen ist dieses Kapitel ebenfalls wichtig, da sich daraus Grundlagen zur Optimierung der Aufweitanlage ableiten lassen.

4.4.1 Verschiebung der Aufweitwerkzeuge

Abbildung 4.9 zeigt die Verdrehung der Aufweitwerkzeuge um die axiale Achse des Dorns. Die Verschiebung u wird als Betrag (engl. *Magnitude*) dargestellt. Der Betrag superpositioniert die Verschiebung in die drei Koordinatenrichtungen x, y und z. Die Farbe Grün zeigt in dieser Abbildung eine geringe bis keine Verschiebung, während die Farbe Rot eine hohe bzw. maximale Verschiebung darstellt.

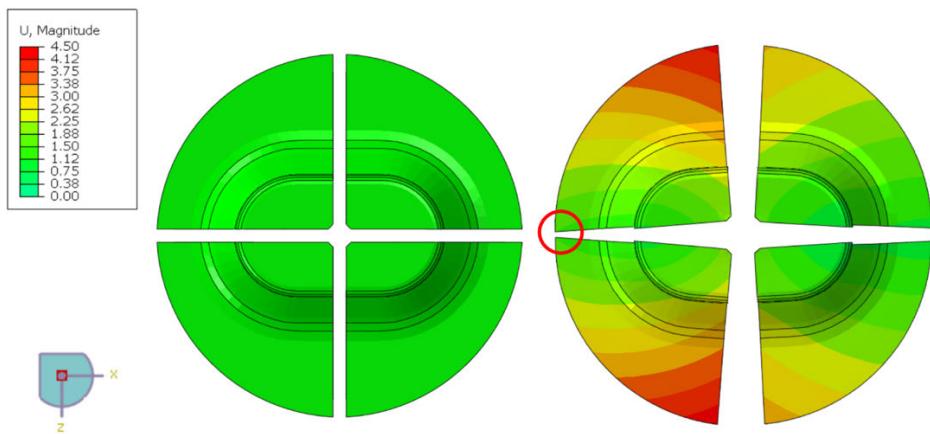


Abbildung 4.9 Verschiebung der Aufweitwerkzeuge vor dem Aufweitprozess (links), bei maximaler Stangenkraft (rechts)

Die Verdrehung bzw. Verschiebung ist ungleichmäßig. Dabei verhalten sich die Aufweitwerkzeuge symmetrisch, wenn man durch die Mitte entlang der x-Achse eine Symmetrielinie zeichnet. Die oberen beiden Aufweitwerkzeuge, in dieser Ansicht, entfernen sich beim Aufweiten voneinander. Bezuglich eines rechtsdrehenden kartesischen Koordinatensystems verdreht sich das rechte dieser Aufweitwerkzeuge negativ um die y-Achse, während sich das linke positiv um die y-Achse verdreht.

Die Verdrehung der Aufweitwerkzeuge ist auf die geometrische Form der Aufweitbacken zurückzuführen. Der erste Kontakt zwischen der Aufweitbacke und dem Innenrohr ist

entscheidend und erfolgt an der Kante zur langen Innenseite des Aufweitsegments. Da die übrigen Bereiche der Aufweitbacke zu diesem Zeitpunkt noch keinen Kontakt mit dem Innenrohr haben, dreht sich das gesamte Segment um diese Kontaktlinie. Wenn der Dorn weiter nach oben gedrückt wird, verschiebt sich diese Kontaktlinie in Abhängigkeit von Reibwert, Kontaktdruck und der Verformung der Rohre. Durch diese Verschiebung kann es zu einer Berührung der Aufweitbacken am unteren äußeren Rand kommen (rot eingekreist in Abbildung 4.9).

4.4.2 Kontaktdruck

In Abbildung 4.10 wird der Kontaktdruck des Kontakts zwischen dem Aufweitdorn und dem Aufweitwerkzeug während des Aufweitvorgangs bei maximaler Stangenkraft dargestellt. Entsprechend des Einheitensystems wird der Kontaktdruck (CPRESS) $CPRESS$ in $\frac{N}{mm^2}$ angegeben. Die verwendete Farbskala endet bei $CPRESS = 1000 \frac{N}{mm^2}$; dunkelrot markierte Bereiche liegen über diesem Wert. Die Verteilung des Kontaktdrucks erfolgt ungleichmäßig über die gesamte Kontaktfläche. Der Kontaktdruck verläuft beim Aufweitwerkzeug nur auf der rechten Seite der Kontaktfläche. In diesem Bereich erreicht der Kontaktdruck einen Wert oberhalb von $CPRESS > 1000 \frac{N}{mm^2}$.

Das Bild des Kontaktdrucks des Dorns ist entsprechend ähnlich. Der Kontaktdruck verteilt sich auch hier ungleichmäßig über die Kontaktfläche. Um die Öl-Bohrung ist ein hoher Kontaktdruck zu erkennen, jedoch verteilt sich der Kontaktdruck nicht um die Bohrung herum. Stattdessen konzentriert sich der hohe Kontaktdruck links bzw. rechts von der Öl-Bohrung (ausgehend von der Abbildung 4.10). Die ungleichmäßige Kontaktdruckverteilung entsteht durch die Verdrehung der Aufweitwerkzeuge.

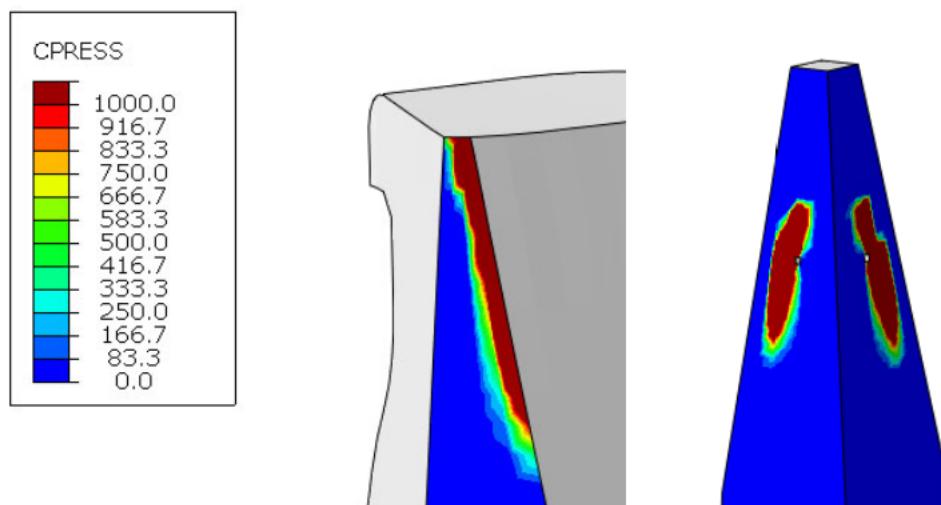


Abbildung 4.10 Kontaktdruck des Kontaktpaars bei maximaler Stangenkraft
Aufweitwerkzeug (links), Aufweitdorn (rechts)

Die in Abbildung 4.10 dargestellten Kontaktdruckverteilung entspricht einer sehr hohen Belastung für das Aufweitwerkzeug und den Aufweitdorn.

4.4.3 Hauptnormalspannungen

Die Hauptnormalspannungen sind die maximalen und minimalen Normalspannungen, die auf ein Material wirken. Im Post-Processor von Abaqus CAE werden sie als „*S, Max. Principal (Abs)*“ ausgegeben. Mit der Hauptnormalspannung können kritische Spannungszustände im Bauteil erkannt und analysiert werden. Diese Zustände umfassen Zug- σ_z und Druckspannungen σ_d . Wobei Zugspannungen positive Hauptnormalspannungen sind, sie ziehen das Material auseinander und werden in Abbildung 4.11 rot dargestellt. Druckspannungen dagegen sind negative Hauptnormalspannungen, sie drücken das Material zusammen, dargestellt werden sie durch die blaue Farbkontur. Liegen Zug- und Druckspannungen nahe beieinander, entsteht eine Hauptspannungsdifferenz. Diese Hauptspannungsdifferenz kann beispielsweise durch eine Biegebeanspruchung hervorgerufen werden. Nach der Schubspannungshypothese sind Hauptspannungsdifferenzen, ein maßgeblicher Faktor, für plastischen Verformungen (Wittel, et al., 2021 S. 46).

Bei den in Abbildung 4.11 dargestellten Bauteilen (Segment eines Aufweitwerkzeuges links, Aufweidorn rechts) wurde auf Höhe der Bruchkanten (vgl. Kapitel 4.3.2 Versagensstellen) ein Schnitt durchzogen. Dadurch werden die Zug- und Druckspannungen an den Versagensstellen sichtbar.

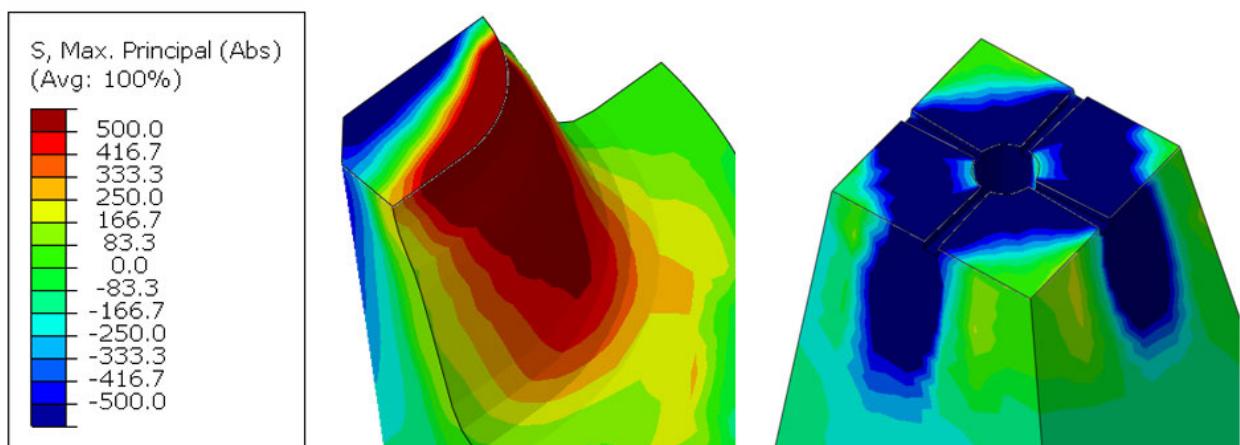


Abbildung 4.11 Hauptnormalspannungen an den Bruchbereichen von Aufweitwerkzeug (links) und Aufweidorn (rechts) bei maximaler Stangenkraft

Der Schnitt durch das Aufweitwerkzeug (in Abbildung 4.11 links) zeigt hohe Druckspannungen an der Kontaktstelle zum Dorn. Gegenüber, an der runden Kante, liegen hohe Zugspannungen an. Zwischen diesen beiden Bereichen verläuft eine Linie, bei der die Spannungen gegen null gehen. Diese Linie wird neutrale Faser (Spannungsnulllinie) genannt. Die vorliegende Spannungsverteilung deutet auf eine Biegung des Aufweitwerkzeugs hin.

Die Biegung ergibt sich durch die Lagerung des Aufweitwerkzeugs mit einer Klemmung zwischen Aufnahmeplatte und Deckel und durch die Kontaktkraft, die der Dorn am oberen Bereich der Kontaktfläche ausübt. Dadurch wird das Segment des Aufweitwerkzeugs um die in der Abbildung 4.11 dargestellten Fläche gebogen. Aufgrund der hohen Spannungen in diesem Bereich und des spröden Materialverhaltens des gehärteten Werkstoffs besteht die Möglichkeit eines Ausfalls der Aufweitwerkzeuge.

Der Dorn zeigt im Schnitt hauptsächlich hohe Druckkräfte. Eine Biegebeanspruchung wie im Schnitt des Aufweitwerkzeugs ist nicht zu erkennen. Die Druckspannung beträgt jedoch maximal $\sigma_d = 2700 \frac{N}{mm^2}$, was eine hohe Materialbelastung mit bedeutet.

4.4.4 Plastische Dehnung

Die plastische Dehnung ist eine irreversible Dehnung des Materials, die erst nach einer elastischen Verformung eintritt. Im Gegensatz zur elastischen Dehnung, bei der das Material nach Entlastung in seine ursprüngliche Form zurückkehrt, bleibt die plastische Dehnung bestehen.

Die in Abbildung 4.12 dargestellte Farbkontur zeigt den Verlauf des *Plastic Equivalent Strain* (PEEQ). Das beschreibt die plastische Dehnung als dimensionslose skalare Größe. Die skalare Größe gibt eine relative Menge an plastischer Verformung an. Der in dieser Skala angegebene maximale Wert von $PEEQ = 0,01$ entspricht einer plastischen Verformung von 1% der ursprünglichen Länge.

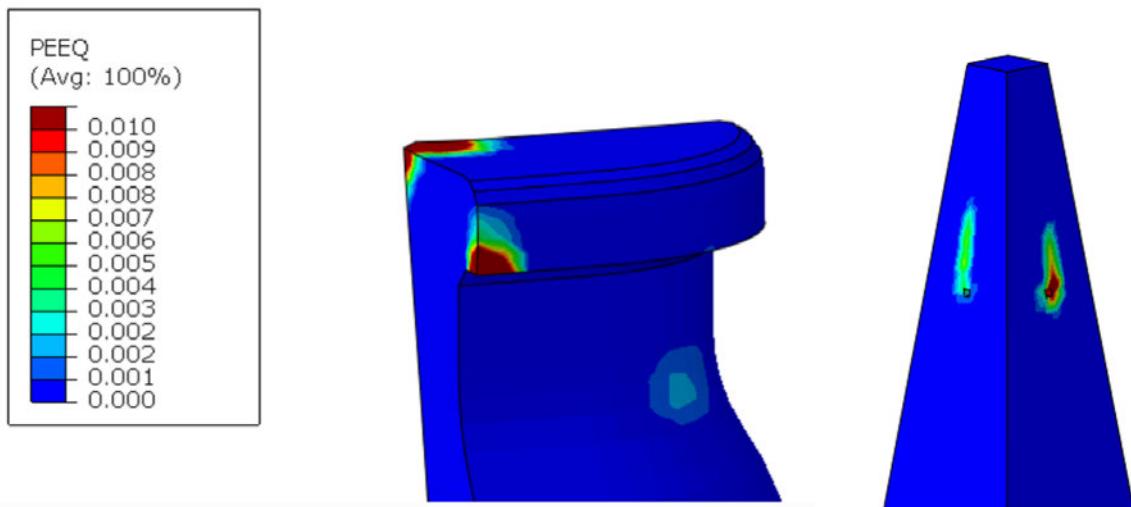


Abbildung 4.12 Plastische Dehnung an Aufweitwerkzeug und Aufweidorn nach Zurückfahren der Stangen

Aufgrund der hohen Beanspruchungen erfahren Aufweitwerkzeug und Dorn nicht nur elastische Verformungen. Die bleibenden Verformungen am Aufweitwerkzeug sind am Kontaktbereich mit dem Dorn, der äußeren Kante der Aufweitbacke und an der Bruchstelle (vgl. Kapitel 4.4.3) auszumachen (siehe Abbildung 4.12). Die plastische Verformung des Dorns zeigt einen Hotspot um die Bohrung zur Ölversorgung, dieser Bereich ist anfällig für bleibende Verformungen. Die dort auftretenden hohen Kontaktkräfte belasten die Struktur stark, wie bereits in Kapitel 4.4.2 aufgeführt. Zusätzlich erfährt die Struktur aufgrund der Geometrieänderung, die wie eine Kerbe wirkt, eine Schwächung.

4.4.5 Kontakt zwischen Schutzrohr und E-Flansch

Das Diagramm in Abbildung 4.13 veranschaulicht den Verlauf der Kontaktkraft zwischen dem Schutzrohr und den E-Flanschen über die Zeit. Auf der x-Achse ist die Zeit als *Step-Time* dargestellt, die eine fiktive Dauer für die statischen Lastfälle repräsentiert. Jeder Step hat dabei eine festgelegte Dauer von einer Sekunde. Bei einer statischen Berechnung, wie sie hier vorliegt, hat die Zeit keinen Einfluss. Zum Ende des Steps erreichen die definierten Lastfälle ihre maximalen Werte. Im Step-Bereich von 2 bis 3 wird die Stange mit maximaler Kraft belastet, im Bereich 3 bis 4 wieder entlastet. Eine vollständige Beschreibung der Lastfälle wurde bereits in Kapitel 3.5 dargestellt.

Die y-Achse gibt die Kontaktkraft in Kilonewton an, wobei die vier dargestellten Kurven die Kontaktkraftverläufe der vier unterschiedlichen Zylinder visualisieren. Dadurch lassen sich Unterschiede im Kraftverlauf der einzelnen Varianten direkt vergleichen. Zur verbesserten Visualisierung wird die Restklemmkraft mit einer größeren Skalierung in einem separaten Ausschnitt dargestellt.

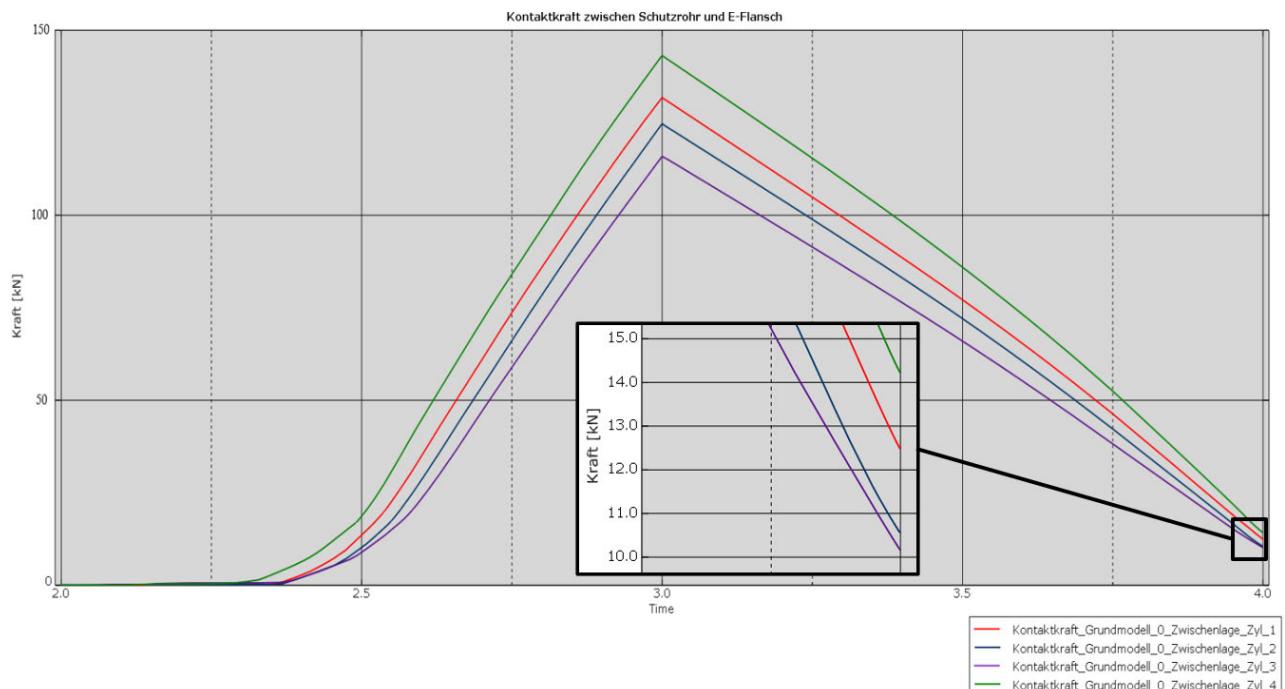


Abbildung 4.13 Kontaktkraft zwischen Schutzrohr und E-Flansch

Die unterschiedlichen Kontaktkräfte ergeben sich aus der varierenden Stangenkraft sowie den geometrischen Besonderheiten der jeweiligen Zylinder. Während des Aufweitens treten hohe Kontaktkräfte von bis zu $F_{Kontakt} = 140 \text{ kN}$ auf, was zu einer entsprechenden hohen Bauteilbelastung führt. Nach Aufweiten der Rohre bleibt jedoch nur eine geringe Kontaktkraft bestehen, die Restklemmkraft beträgt etwas mehr als 10 % der maximalen Kontaktkraft. Der Grund für diese geringe Restklemmkraft liegt in der hauptsächlich elastischen Verformung der Rohre während des Prozesses. Da die plastische Verformung nur in geringem Maße auftritt, trägt sie lediglich zu einer Restklemmkraft von etwa $F_{Kontakt} = 10,3 - 14,3 \text{ kN}$ bei.

Der Verlauf der Kontaktkraft zeigt zu Beginn einen exponentiellen Anstieg, der anschließend in eine lineare Steigung übergeht. Dieser Übergang ist darauf zurückzuführen, dass sich die Anlagefläche der Rohre zunächst schrittweise vergrößert.

Anfangs gibt es nur wenige Kontaktpunkte, wodurch die übertragene Kontaktkraft gering bleibt. Mit zunehmender Anlagefläche kann mehr Kontaktkraft übertragen werden, was schließlich zu einem annähernd linearen Verlauf führt. Beim Zurückfahren der Dorne folgt die Kontaktkraft zunächst einem nahezu linearen Verlauf bis zur Step Time von 3.5 Sekunden. Anschließend fallen die Kurven stärker ab, bis sie schließlich die Restklemmkraft erreichen.

Ein auffälliger Unterschied zeigt sich zwischen den Zylindern: Die höchsten Kontaktkräfte treten bei Zylinder 1 und Zylinder 4 auf, die jeweils außen liegen. Im Gegensatz dazu weisen die innenliegenden Zylinder 2 und 3 die niedrigsten Kontaktkräfte auf. Dieser Unterschied ist auf die Form der Innenrohre und Schutzrohre zurückzuführen, die aufgrund ihrer Geometrie eine unterschiedliche Steifigkeit aufweisen. Dabei ist vor allem der Rohrbogen vom Innenrohrteil des vierten Zylinders (Abbildung 2.1) wesentlich steifer als die anderen Innenrohre.

Neben der Kontaktkraft wird in der Analyse auch die Kontaktfläche in Abbildung 4.14 betrachtet. Die x-Achse entspricht dabei der Step-Time wie bei der Darstellung der Kontaktkraft. Auf der y-Achse wird die Kontaktfläche zwischen Schutzrohr und E-Flansch angegeben, gemessen in Quadratmillimetern. Zur besseren Visualisierung der Restklemmfläche wird auch hier ein separater Ausschnitt in das Diagramm eingefügt. Das ermöglicht eine genauere Betrachtung der geringen verbleibenden Kontaktflächen nach dem Zurückfahren der Stangen und hilft, Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten deutlicher herauszuarbeiten.

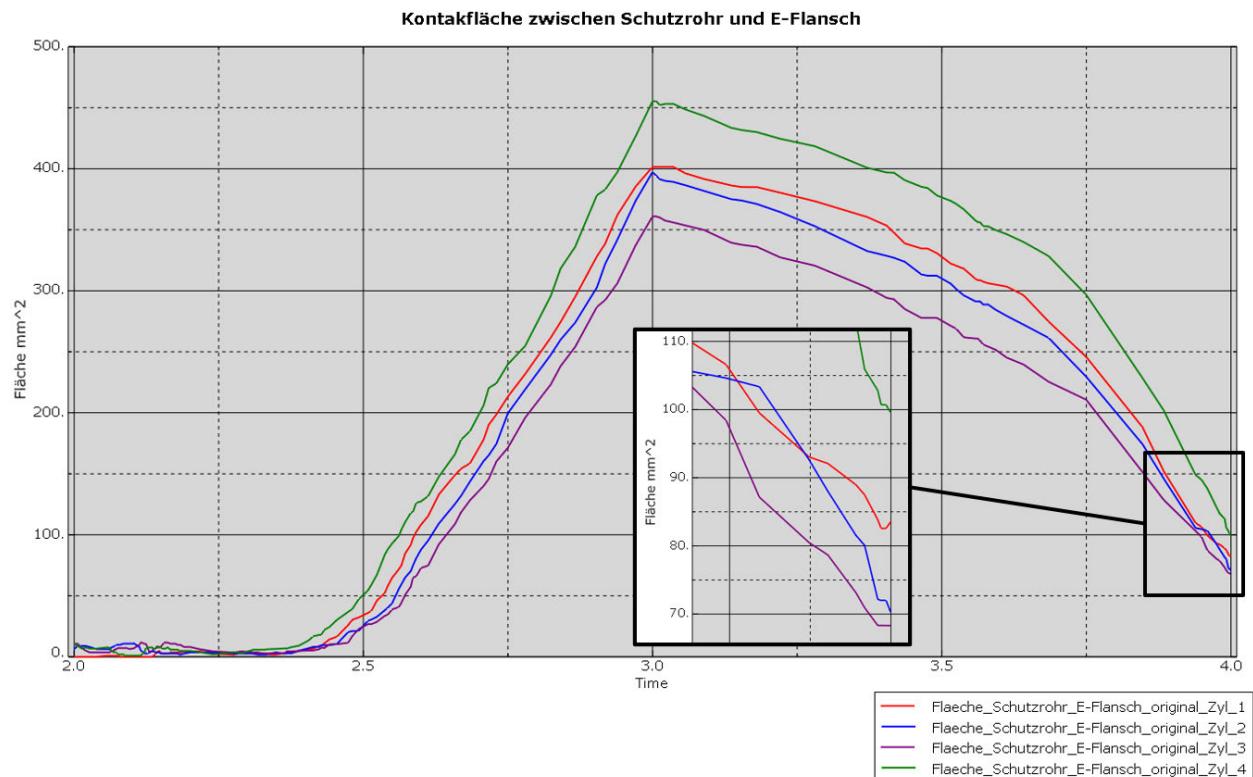


Abbildung 4.14 Kontaktfläche zwischen Schutzrohr und E-Flansch

Die Analyse der Kontaktfläche zeigt ein ähnliches Bild wie bei der Kontaktkraft. Zwischen der Step-Time 2.0 und 2.3 bleibt die Kontaktfläche zunächst konstant, bevor ab 2.3 ein exponentieller Anstieg einsetzt. Ab einer Step-Time von 2.6 geht dieser in einen linearen Anstieg über, der bis zur maximalen Kontaktfläche bei der höchsten Stangenkraft anhält.

Nach Erreichen des Maximums fällt die Kontaktfläche wieder ab, bis 3.5 in etwa linear. Anschließend fallen die Kurven schneller und erreichen bei 4.0 die Restklemmfläche. Die maximale Kontaktfläche liegt im Bereich von $A_{Kontakt} = 350 – 450 \text{ mm}^2$ und wird bei der maximalen Stangenkraft erreicht. Nach dem Zurückfahren der Stangen bleibt eine Restklemmfläche von etwa $A_{Kontakt} = 68 – 100 \text{ mm}^2$ bestehen, was ungefähr 20 % von der maximalen Kontaktfläche entspricht.

Auch hier zeigen Zylinder 1 und 4 die höchsten Kontaktflächen, während Zylinder 2 und 3 die niedrigsten Werte aufweisen. Die Ursache für dieses Verhalten entspricht der bereits bei der Kontaktkraft beschriebenen unterschiedlichen Steifigkeit der Innen- und Schutzrohre aufgrund ihrer geometrischen Form und der deswegen erhöhten Stangenkraft durch die Fertigung.

4.4.6 Benchmark-Werte

Zur Vereinfachung der Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse der Optimierungsvarianten wird eine Reihe von sogenannten Benchmark-Werten definiert. Die Benchmark-Werte sollen die Performance der Aufweitanlage durch eine quantitative Darstellung der Simulationsergebnisse beziffern. Die Benchmark-Werte werden tabellarisch dargestellt. Die bleibende Kontaktkraft (Restklemmkraft) sowie die bleibende Kontaktfläche (Restklemmfläche) zwischen dem Schutzrohr und den E-Flanschen bieten sich als Benchmark-Werte an. Diese Werte beschreiben das Ergebnis des Aufweitvorgangs. Durch eine Erhöhung der Restklemmkraft fallen die E-Flansche beim Wechsel der Fertigungsstation mit einer geringeren Wahrscheinlichkeit von dem Schutzrohr ab. Dagegen verbessert sich durch eine Erhöhung der Restklemmfläche die Verteilung der Kontaktkraft.

Die Erhöhung der Restklemmkraft und -fläche kann im einfachsten Fall über eine Erhöhung der Stangenkraft erreicht werden. Durch eine Erhöhung der Stangenkraft wird jedoch die Bauteilbelastung der Werkzeuge gesteigert. Für die Performancebewertung wird daher die bleibende Dehnung in den Werkzeugen betrachtet. Die Betrachtung umfasst die bleibende Dehnung im Bruchbereich des Aufweitwerkzeugs und des Dorns. Diese Bereiche stellten sich bei der Betrachtung der Versagensstellen in Kapitel 4.3.2 als besonders ausfallgefährdet dar.

Die in der Aufgabenstellung formulierte Optimierung wird in dieser Arbeit dahingehend umgesetzt, dass eine höhere Aufweitperformance erzielt wird. Ziel ist es, eine größere Restklemmkraft und/oder eine größere Fläche zwischen dem Schutzrohr und den E-Flanschen zu erreichen, während gleichzeitig die bleibende Dehnung der Werkzeuge verringert wird.

Tabelle 4.3 Quantitative Darstellung der Simulationsergebnisse

Simulations Nr.	Simulationsvariablen				Simulationsergebnisse			
	Zwischenlage	Aufweitwerkzeug	Aufweitdorn	Kontaktkraft [kN]	Kontaktfäche [mm ²]	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug	plastische Verformung am Aufweitdorn	
						[%]	[%]	
1	ohne	original	original	12,46	83,6	0,110	1,811	

Die Tabelle 4.3 zeigt die Aufweitperformance der Simulation des Stands der Ausweitanlage aus der Produktion, auch Originalstand genannt. Die Tabelle gliedert sich in die Simulationsnummer, die Simulationsvariablen und die Simulationsergebnisse. Die Simulationsnummer gibt die Nummer und damit die Reihenfolge der Simulationen an. Der Bereich Simulationsvariablen wird im Kapitel 5.3 weiter erläutert. Unter der Überschrift Simulationsergebnisse werden die Benchmark-Werte, die die Aufweitperformance beschreiben zusammengefasst. Zur besseren Übersichtlichkeit werden nur die Werte des ersten Zylinders in die Tabelle mit aufgenommen.

4.5 Verifizierung und Validierung der Simulationsergebnisse

Zur Verifizierung und Validierung des Simulationsmodells eignet sich ein Vergleich von Simulationsergebnissen mit den Versagenserscheinungen an realen Bauteilen. Der Vergleich kann jedoch nur qualitativ durchgeführt werden, da die Versagenserscheinungen an den realen Bauteilen nur optisch begutachtet wurden. Zusätzlich bietet sich der Vergleich der Verdrehung der Aufweitwerkzeuge um die axiale Richtung des Dorns beim Aufweiten an.

Rotation der Aufweitwerkzeuge

Die Verdrehung der Aufweitsegmente um die axiale Richtung der Dorne ist in der Abbildung 4.6 qualitativ sichtbar. Die Bestimmung des Verdrehwinkels ist anhand der Endoskopaufnahmen nicht möglich. Qualitativ verdrehen sich die Aufweitsegmente jedoch so, dass sich die Kanten der langen Innenseite annähern. Die gegenüberliegenden Kanten der kurzen Innenseite entfernen sich voneinander.

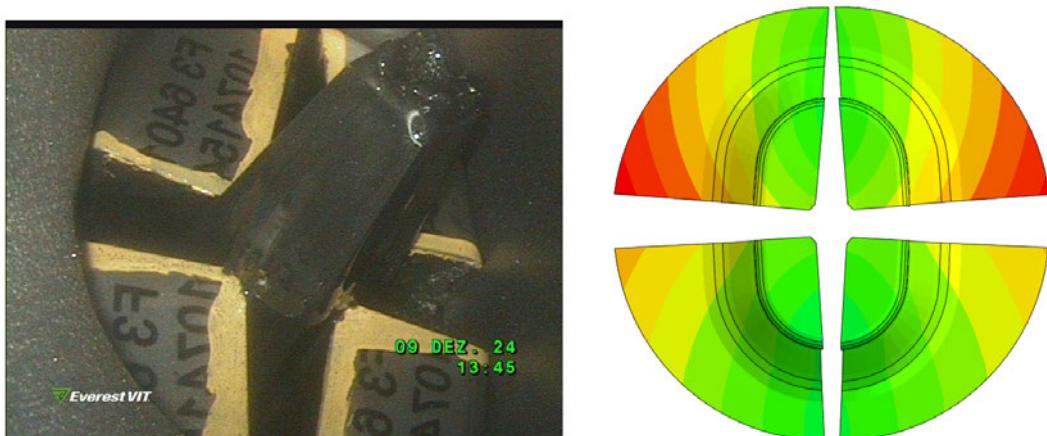


Abbildung 4.15 Vergleich Drehung der Aufweitwerkzeuge Endoskop-Aufnahme (links)
Simulation bei maximaler Stangenkraft (rechts)

In der Endoskopaufnahme ist lediglich der obere Bereich der Aufweitwerkzeuge sichtbar, weshalb der Vergleich mit der Simulation auf diesen Bereich beschränkt wird. Die Verdrehung der unteren Bereiche der Aufweitwerkzeuge, welche zwischen dem Deckel und der Aufnahmeplatte liegen, kann ausschließlich in den Simulationsergebnissen beobachtet werden.

Die in der Endoskopaufnahme sichtbare Verdrehung der oberen Bereiche zeigt eine deutliche Ähnlichkeit mit den Simulationsergebnissen. Die oberen beiden Aufweitsegmente bewegen sich entlang der langen Innenseite der Segmente aufeinander zu, sodass sich die Kanten der Aufweitbacken nahezu berühren. Das gleiche Verhalten ist auch bei den unteren beiden Aufweitsegmenten zu beobachten. Somit bestätigt die Simulation qualitativ das gleiche Verhalten, das in den Endoskopbildern erkennbar ist.

Bruchbild des Aufweitwerkzeuges

Im nächsten Schritt wird die Bruchstelle eines Aufweitsegments mit den Simulationsergebnissen verglichen. Dabei wird die Bruchstelle eines realen Aufweitsegments, den durch die Simulation ermittelten Hauptnormalspannungen an dieser Stelle gegenübergestellt. Um eine detaillierte Analyse zu ermöglichen, wird das Aufweitsegment aus der Simulation an der Bruchstelle durch einen Schnitt dargestellt. Dieser Schnitt erlaubt eine genaue Betrachtung der Hauptnormalspannungen im Bereich des Bruchs.

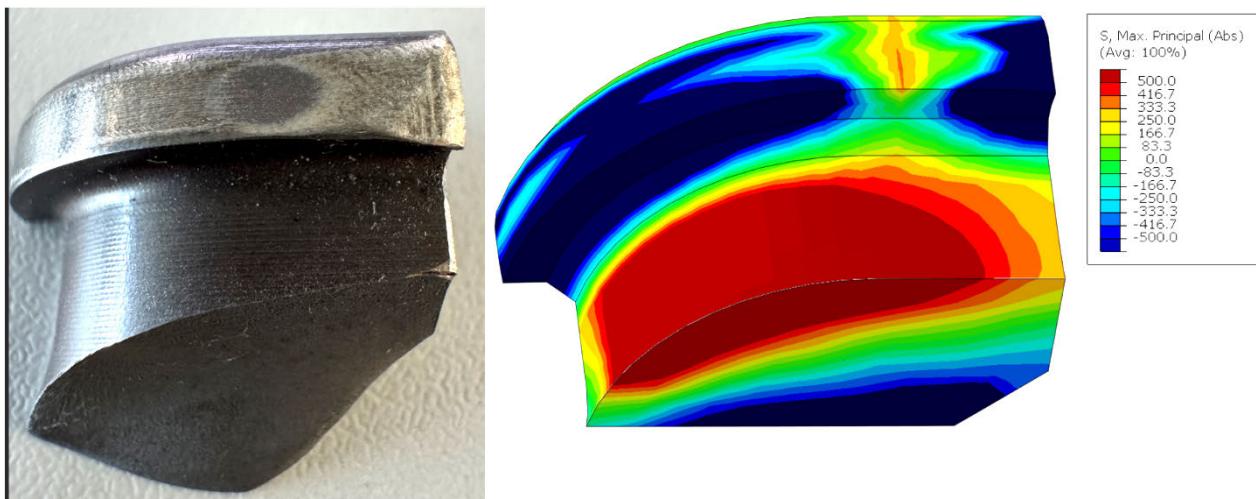


Abbildung 4.16 Vergleich Bruchstelle am realen Aufweitwerkzeug-Segment (links) und Hauptnormalspannungen im Schnitt bei maximaler Stangenkraft (rechts)

Die hohen Zug- und Druckkräfte an der Bruchstelle im Simulationsmodell deuten auf eine starke Biegebeanspruchung hin. Das Bruchbild des realen Aufweitsegments bestätigt durch die vorliegende Bruchkante mit 45°-Winkel die These des Bruchs aufgrund von Biegung. Ohne erkennbare Rastlinie wird von einem Gewaltbruch durch hohe Bauteilbelastung ausgegangen. Die hohen Spannungen und Dehnungen im Bereich des Bruchs bei der Simulation spiegeln diese hohe Bauteilbelastung wider.

Zusätzlich können auch die Abdrücke auf der Aufweitbacke zwischen Simulation und Realität verglichen werden. In der Simulation zeigt sich, dass am Übergang von der geradlinigen Kontur zur Abrundung der Aufweitbacke keine Druckspannungen auftreten, sondern Zugspannungen vorliegen. Das bedeutet, dass an dieser Stelle keine nennenswerte Druckkraft auf das Innenrohr wirkt. Ein ähnliches Bild zeigt sich am realen Aufweitwerkzeug-Segment: Verschleißerscheinungen in diesem Bereich sind nicht zu erkennen.

Diese Übereinstimmungen zwischen Simulation und Realität belegen, dass die Simulation die tatsächlichen Spannungszustände und Verschleißerscheinungen des Aufweitwerkzeugs realitätsnah abbildet.

Kratzspuren am Dorn

Die Kratzspuren am Dorn werden mit der in der Simulation ermittelten Kontaktdruckverteilung am Aufweidorn verglichen. Dabei ist zu beachten, dass die Kratzspuren am realen Dorn als bleibende Verformungen auftreten, während die Simulationsergebnisse lediglich Momentaufnahmen des Kontaktdrucks darstellen. Da sich die Kontaktkraft während des Aufweitvorgangs mit der Verschiebung des Dorns um den Stangenweg verändert, wandert die Belastung im Verlauf des Prozesses. Folglich bedeutet das, dass die in der Simulation dargestellte Druckverteilung nur den Moment der höchsten Stangenkraft darstellt.

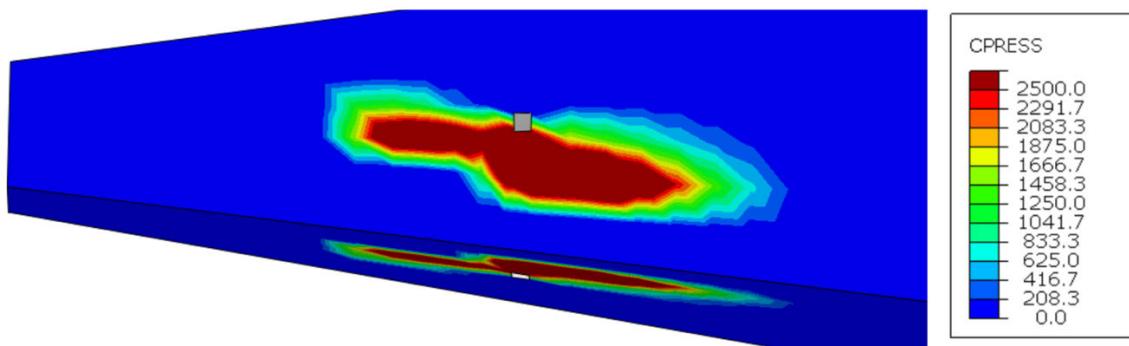


Abbildung 4.17 Vergleich der Kratzspuren am Dorn (oben) und des Kontaktdrucks aus der Simulation, bei maximaler Stangenkraft (unten)

Die Analyse des Kontaktdrucks in Abbildung 4.17 (unten) zeigt, dass sich die hohe simulierte Belastung um die Bohrung zur aktiven Ölschmierung nicht gleichmäßig auf der Kontaktfläche verteilt. In der Simulation sind die Kontaktdruck-Hotspots unterhalb der Bohrung zu erkennen. Der simulierte Kontaktdruck weist in den höchsten Belastungszonen einen Wert von über $CPRESS = 2500 \frac{N}{mm^2}$ auf (rot markiert), was auf eine erhebliche Materialbeanspruchung hindeutet. Ein Vergleich mit den realen Kratzspuren am Dorn in Abbildung 4.17 (oben) bestätigt dieses Bild. Die tiefsten Kratzspuren befinden sich in der betrachteten Ansicht ebenfalls rechts unterhalb der Bohrung und erscheinen im selben Bereich, an welchem die Simulation die Kontakt-Hotspots errechnet. Diese Übereinstimmung zwischen den simulierten

Kontaktdruckverteilungen und den tatsächlich beobachteten Kratzspuren zeigt, dass die Simulation eine realistische Abbildung der Belastungssituation am Dorn ermöglicht.

Die in diesem Kapitel durchgeführten Vergleiche zwischen Simulationsergebnissen und realen Versagenserscheinungen zeigen eine hohe Übereinstimmung. Die Simulation bildet sowohl die Verdrehung der Aufweitwerkzeuge als auch die Bruchbilder und Verschleißspuren am Aufweitwerkzeug und Aufweitedorn realitätsnah ab. Besonders die qualitative Übereinstimmung der Bruchstellen und der Kontaktdruckverteilungen mit den tatsächlichen Schädigungen an den Bauteilen bestätigt die Validität des Simulationsmodells.

Damit konnte das Modell erfolgreich verifiziert und validiert werden. Es kann im nächsten Schritt als Grundlage für die Optimierung der Aufweitanlage verwendet werden.

5 Optimierung der Aufweitanlage

In diesem Kapitel werden Optimierungsmöglichkeiten für die Aufweitanlage vorgestellt. Zur systematischen Ideenfindung kommt die Methode des morphologischen Kastens zum Einsatz. Die daraus entwickelten Optimierungsideen werden anschließend präsentiert. Diese Optimierungsvarianten werden in das Simulationsmodell integriert und simuliert. Danach werden die Simulationsergebnisse analysiert und mit der Originalsimulation aus Kapitel 4.4 verglichen.

Zum Vergleich der Optimierungsvarianten dient die Benchmark-Wertetabelle. In dieser Tabelle werden die verschiedenen Simulationsergebnisse übersichtlich gegenübergestellt, um eine strukturierte Analyse zu ermöglichen.

Tabelle 5.1 Darstellung der Benchmark-Werte

Simulations Nr.	Simulationsvariablen			Simulationsergebnisse			
	Zwischenlage	Aufweitwerkzeug	Aufweitdorn	Kontaktkraft	Kontaktfäche	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug	plastische Verformung am Aufweitdorn
				[kN]	[mm ²]	[%]	[%]
1	ohne	original	original	12,46	83,6	0,110	1,811

Auf der linken Seite der Tabelle sind die Simulationsvariablen sowie die jeweilige Simulationsnummer aufgeführt. Die Simulationsvariable „Zwischenlage“ gibt an, ob die Simulation mit der Zwischenlage durchgeführt wurde. Ohne Zwischenlage ist die Position der Rohre bezogen auf die E-Flansche um $h = 1,5 \text{ mm}$ (Höhe der Zwischenlage siehe Abbildung 4.4) tiefer. Die Variablen „Aufweitwerkzeug“ und „Aufweitdorn“ geben die jeweilige Optimierungsvariante der Werkzeuge an. Diese Darstellung ermöglicht eine klare Unterscheidung zwischen den einzelnen Simulationen und erleichtert die Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse.

Auf der rechten Seite sind die Benchmark-Werte eingetragen. Die Auswahl dieser Werte wurde bereits in Kapitel 4.4.6 erläutert. Um die Interpretation der Ergebnisse zu vereinfachen, werden die Benchmark-Werte auf die Originalsimulation bezogen. Höhere Kontaktkräfte und größere Kontaktflächen werden grün hervorgehoben, da sie als vorteilhaft gelten. Geringere Werte hingegen sind in Rot markiert. Bei der plastischen Dehnung erfolgt die Markierung in umgekehrter Logik, da hier niedrigere Werte als positiv bewertet werden. Diese Farbkennzeichnung erleichtert die Beurteilung der Optimierungsvarianten und ermöglicht eine schnelle Identifikation von Verbesserungen oder Nachteilen gegenüber der Ausgangssimulation.

5.1 Ideenfindung Morphologischer-Kasten

Der morphologische Kasten ist eine Methode zur kreativen Ideenfindung und systematischen Entwicklung von Lösungsansätzen. Sein strukturierter Aufbau ermöglicht eine übersichtliche Darstellung verschiedener Lösungsoptionen für eine gegebene technische Problemstellung (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2019) (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 1997). In dieser Arbeit wird die Methode des morphologischen Kastens zur Entwicklung von Optimierungsansätzen für die Aufweitanlage genutzt.

Zu den identifizierten technischen Problemstellungen zählen unter anderem die Versagensstellen der Bauteile, die in Kapitel 4.3.2 näher erläutert wurden, sowie die Erhöhung der Restklemmkraft und Restklemmfläche zwischen Schutzrohr und E-Flansch. Die technischen Problemstellungen umfassen somit die Verbesserung der Benchmark-Werte. Nach der Definition der jeweiligen Problemstellungen werden geeignete Lösungsansätze erarbeitet. Dabei können einer einzelnen Problemstellung mehrere alternative Lösungsansätze zugeordnet werden, um eine breite Basis für die Optimierung der Aufweitanlage zu schaffen. Ein Ausschnitt des morphologischen Kastens mit einigen Lösungsansätzen wird in Abbildung 5.1 dargestellt. Der vollständige morphologische Kasten wird im Anhang A.4 dargestellt.

Lösungsansätze		Lösungsansatz 1	Lösungsansatz 2	Lösungsansatz 3
Verbesserung der Benchmark-Werte				
Erhöhung der Restklemmkraft		nachbilden der Aufweitbackengeometrie an der Kontaktfläche zwischen Dorn und Aufweitwerkzeug	Veränderung des Winkels der Kontaktfläche am Dorn bzw. am Aufweitwerkzeug	Bereiche mit höherer Belastung werden aufgedickt, Aufweitbackenkanten stehen weiter ab
Erhöhung der Restklemmfläche		nachbilden der Aufweitbackengeometrie an der Kontaktfläche zwischen Dorn und Aufweitwerkzeug	Veränderung des Winkels der Kontaktfläche am Dorn bzw. am Aufweitwerkzeug	gewellte Form der Aufweitbacken (punktuell höhere Kontaktkräfte)
Reduzierung der plastischen Verformung (Biegebelastung) des Aufweitwerkzeugs		Verringern der Stangenkraft/ des Zylinderdrucks	Reduzierung des Hebelarms durch entfernen der Zwischenlage	einen Aufweitkeil nach unten ziehen zum aufspreizen der Aufweitwerkzeug
Reduzierung der plastischen Verformung des Aufweidorns		Verringern der Stangenkraft/ des Zylinderdrucks	breitere Dornspitze, damit höhere strukturelle Festigkeit und weniger Stangenweg notwendig	Einsatzhärten der Kontaktfläche

Abbildung 5.1 Ausschnitt des morphologischen Kastens

Für die aufgeführten technischen Problemstellungen stehen mehrere Optimierungsmaßnahmen zur Verfügung. In dieser Arbeit liegt der Fokus jedoch auf den wirtschaftlich geeigneten Ansätzen. Insbesondere bietet sich eine Anpassung der geometrischen Struktur der Aufweitwerkzeuge und der Aufweidorne an, da diese aufgrund von Verschleiß und Ausfällen bereits mehrfach im Jahr neu produziert werden. Die fertigungstechnische Umsetzbarkeit, der in dieser Arbeit entwickelten Varianten, wird nicht untersucht. Daher sind weiterführende Studien erforderlich, um die praktische Realisierbarkeit der geometrischen Optimierungen zu überprüfen.

5.2 Optimierung der Werkzeuggeometrie

Die Geometrie der Werkzeuge (Aufweitwerkzeug und Aufweitdorn) hat einen entscheidenden Einfluss auf die Performance des Aufweitvorgangs. Durch eine gezielte Anpassung der Geometrie können hoch belastete Bereiche entlastet und weniger beanspruchte Bereiche mit höheren Lasten beaufschlagt werden. Dadurch lässt sich die Belastung gleichmäßiger verteilen.

Die Grundlage für die Anpassungen liefern die Kapitel 4.3.2 Versagensstellen, 4.4 Simulationsergebnisse sowie das Kapitel 5.1 mit den Lösungsansätzen aus dem morphologischen Kasten.

Die darin dargestellten, verschleißbehafteten Bauteile werden in diesem Kapitel geometrisch optimiert, um die Belastung homogener zu verteilen. Zudem wird angestrebt, durch die geometrische Optimierung das Niveau der Restklemmkraft zwischen Schutzrohr und E-Flanschen zu erhöhen. Dadurch kann das Gesamtkraftniveau (Stangenkraft bzw. Druck) reduziert werden.

5.2.1 Aufweitwerkzeug

Abbildung 5.2 zeigt die originale Aufweitbackenkontur. Die Außenlinie der Kontaktfläche zum Innenrohr ist in Rot hervorgehoben. Diese Kontur entspricht einem Viertel des Innenrohrs. Durch vier Segmente wird die gesamte innere Kontur des Innenrohrs abgebildet.

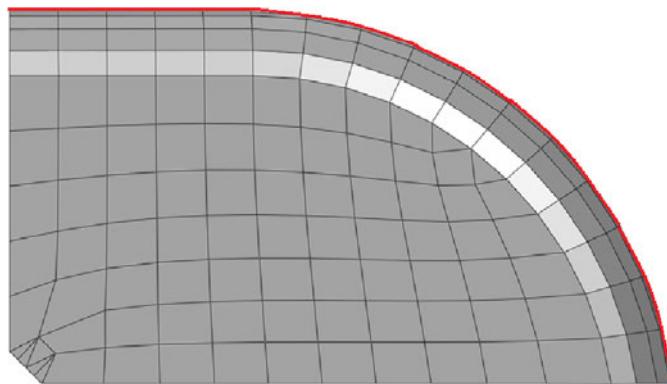


Abbildung 5.2 Netz auf der Struktur des Aufweitwerkzeugs des CAD-Stands

Optimierungsvariante 1

Der ersten Optimierungsvariante liegt der Lösungsansatz zugrunde, hoch belastete Bereiche der Aufweitbacke durch zusätzliches Material zu verstärken, so dass die Kanten der Aufweitbacke weiter nach außen versetzt sind. Wie in Kapitel 4.4 beschrieben, sind die Außenkanten der Aufweitbacken besonders hohen Belastungen ausgesetzt. Daher wird an diesen Bereichen Material vorgehalten, damit das Aufweitwerkzeug in diesem Bereich größere Verformungen standhält. In Abbildung 5.3 wird die originale Werkzeuggeometrie (rot) mit der Optimierungsvariante 1 (grün) verglichen.

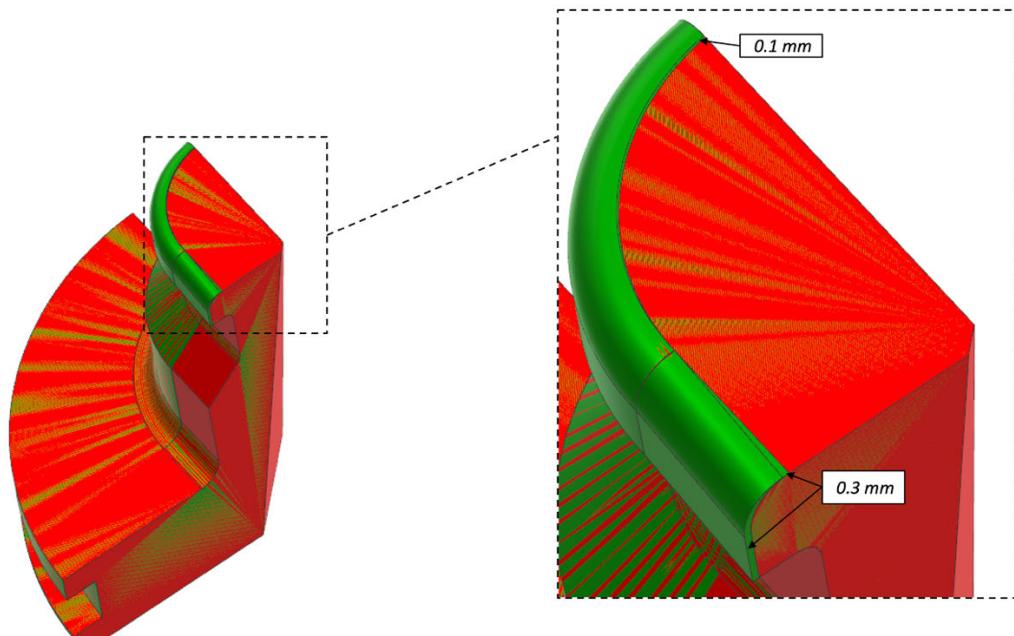


Abbildung 5.3 Vergleich: originale Geometrie (rot), Optimierungsvariante 1 (grün)

Die Änderungen an den Aufweitwerkzeugen beschränken sich auf die Geometrie der Aufweitbacken. Die nicht gekrümmten Bereiche der Aufweitbacken erhalten an der kurzen Innenseite eine um $\Delta L = 0,3 \text{ mm}$ weiter nach außen versetzte Kante. Diese Kontur verläuft ab der äußeren Kante linear zurück zur Originalbreite. An der langen Innenseite steht die Kante um $\Delta L = 0,1 \text{ mm}$ weiter heraus. Hier erfolgt die Rückführung auf die Originalbreite mit einer abfallenden Steigung bis zum Beginn des nicht gekrümmten Bereichs.

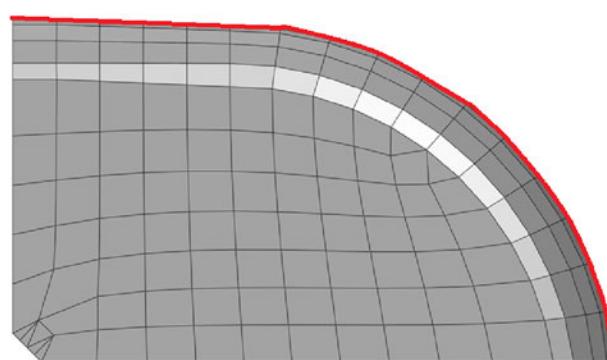


Abbildung 5.4 Netz auf der Struktur des Aufweitwerkzeugs der Optimierungsvariante 1

Optimierungsstand 2

Die Optimierungsvariante 2 (vgl. Abbildung 5.5) des Aufweitwerkzeugs basiert auf der Geometrie der Optimierungsvariante 1 und übernimmt die dort vorgenommenen Anpassungen der Aufweitbackenkontur, die Verbreiterung der Kanten.

Zusätzlich wird eine wellenförmige Kontur integriert. Diese Welle besitzt eine Amplitude von $\hat{y} = 0,1 \text{ mm}$ und läuft an den Kanten mit einem Wellenberg aus. Dadurch ragt die Kante zur kurzen Innenseite um $\Delta L = 0,4 \text{ mm}$ weiter heraus als in der Originalkontur, während die Kante zur langen Innenseite um $\Delta L = 0,2 \text{ mm}$ weiter absteht.

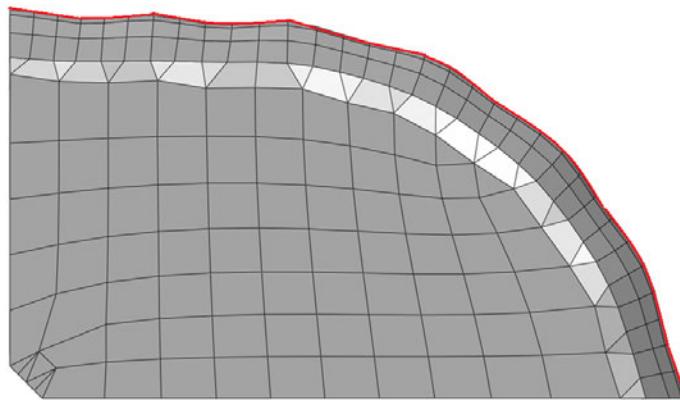


Abbildung 5.5 Netz auf der Struktur des Aufweitwerkzeugs der Optimierungsvariante 2

Optimierungsstand 3

Die Optimierungsvariante 3 (vgl. Abbildung 5.6) des Aufweitwerkzeugs bringt zwei wesentliche Anpassungen mit sich, die auf eine Verbesserung der Kraftverteilung und der mechanischen Belastung abzielen.

Zum einen wird die Wellenform der Aufweitbackenkontur im Vergleich zur Optimierungsvariante 2 mit einer kürzeren Wellenlänge ausgeführt. Dadurch erhöhen sich die Anlagepunkte der Aufweitbacke am Innenrohr. Beim Verformen der Innenrohre werden die Spannungen somit auf mehrere Bereiche verteilt, im Vergleich zur Optimierungsvariante 2. Zum anderen wird die Vernetzung des gesamten Aufweitwerkzeugs verfeinert. Durch diese feinere Netzstruktur lassen sich die komplexen Geometrien der Wellenform präziser darstellen, was zu einer genaueren Simulation der Spannungsverteilung und der plastischen Verformung führt.

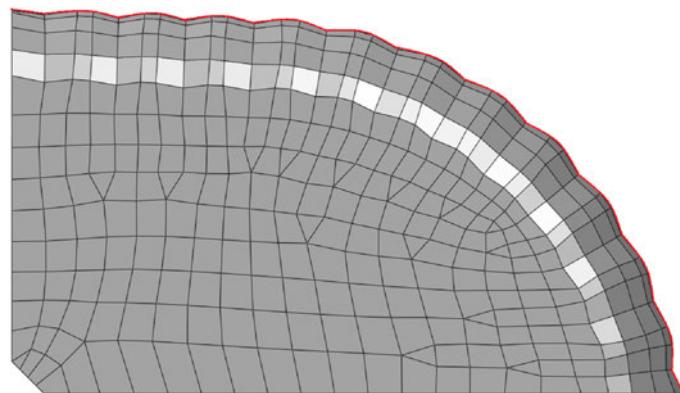


Abbildung 5.6 Netz auf der Struktur des Aufweitwerkzeugs der Optimierungsvariante 3

Optimierungsstand 4

Der nächste Optimierungsstand ist die Variante 4, die auf der vorherigen Optimierungsvariante 3 aufbaut. Die grundsätzliche Wellenform der Kontur der Aufweitbacke wird übernommen, lediglich die Kanten werden angepasst. Während diese in der vorherigen Variante mit einem Wellenberg ausliefen, enden sie in Variante 4 nun in einem Wellental (vgl. Abbildung 5.7). Durch diese Modifikation stehen die Kanten im Vergleich zur Originalkontur nur noch geringfügig weiter ab. Zudem sorgt die abgerundete Form dafür, dass die Kanten nicht mehr so tief in das Innenrohr eindringen, wodurch die hohe Belastung an diesen Stellen verringert werden soll. Ziel dieser Anpassung ist es, die Spannungen an den Kanten zu reduzieren und so die plastische Verformung zu minimieren.

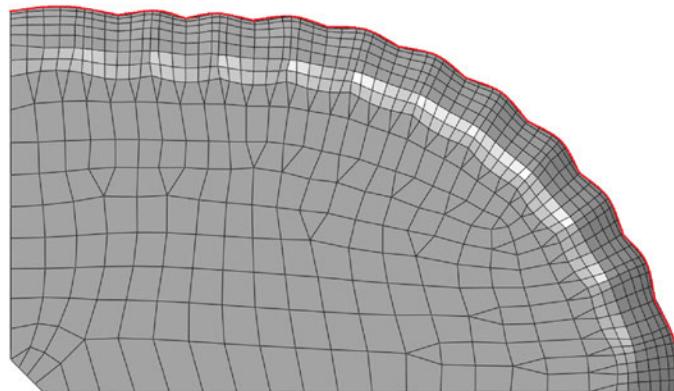


Abbildung 5.7 Netz auf der Struktur des Aufweitwerkzeugs der Optimierungsvariante 4

Zusätzlich wird die Vernetzung der Aufweitbacke verfeinert. Durch die verfeinerte Netzstruktur mit Hexaeder-Elementen lassen sich die Abrundungen der Kontur präziser darstellen, was eine genauere Abbildung der mechanischen Belastung ermöglicht und zur Verbesserung der Simulationsergebnisse beiträgt.

5.2.2 Aufweitdorn

Im nächsten Schritt wird die Optimierung des Aufweitdorns vorgestellt. Dazu werden zwei Optimierungsvarianten entwickelt, die auf einer gezielten Anpassung des Winkels der Kontaktflächen zu den Aufweitwerkzeugen basieren. Durch einen steileren Winkel dieser Kontaktflächen wird die Richtung des Normalkraftvektors so verändert, dass er weniger stark nach oben zeigt. Daraus ergibt sich, dass die Segmente des Aufweitwerkzeugs mit geringerer Kraft gegen die Aufnahmeplatte gedrückt werden. Durch die reduzierte Normalkraft zwischen den Aufweitsegmenten und der Aufnahmeplatte verringert sich zudem die Reibkraft.

Bei geringerer Reibkraft und gleichbleibender zugeführter Energie steigt die Effizienz der Aufweitanlage (vgl. Formel 3.2). Dadurch kann ein größerer Anteil der aufgebrachten Kraft für das eigentliche Aufweiten der Innenrohre genutzt werden. Zusätzlich beeinflusst der Winkel der Kontaktfläche sowohl die Verteilung der Kontaktkraft als auch den benötigten Stangenweg. Eine gezielte Optimierung dieser Geometrie trägt somit nicht nur zur Reduzierung mechanischer Belastungen im System bei, sondern ermöglicht auch eine effizientere Krafteinleitung in die Innenrohre.

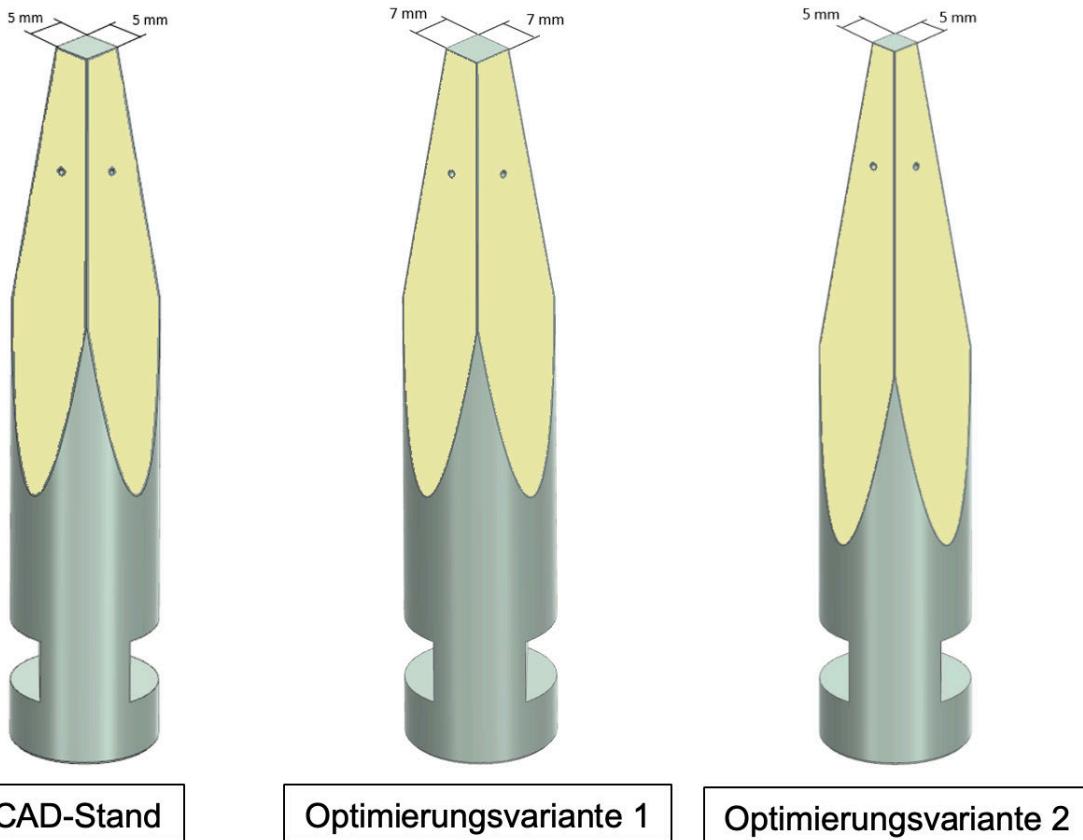


Abbildung 5.8 Darstellung der Optimierungsvarianten der Dorne (Kontaktfläche zum Aufweitwerkzeug gelb markiert)

Optimierungsvariante 1

Die Optimierungsvariante 1 (vgl. Abbildung 5.8, mittig) des Dorns basiert auf einer gezielten Anpassung der Geometrie, um die Kraftübertragung des Bauteils zu verbessern. Der Winkel der Kontaktfläche wird von ursprünglich 7,5° (CAD-Stand in Abbildung 5.8 links) auf 6,5° reduziert. Diese Änderung sorgt dafür, dass die

Normalkraftvektoren eine günstigere Richtung aufweisen, durch diese veränderte Richtung erhöht sich der Anteil der Stangenkraft, welcher zum Umformen der Rohre übertragen wird.

Zusätzlich wird die Breite des Dorns an der oberen Spitze vergrößert, indem die Kantenlänge von 5 mm auf 7 mm angepasst wird. Diese Verstärkung dient dazu, die strukturelle Stabilität des Dorns zu erhöhen und den durch die Winkeländerung bedingten größeren Stangenweg auszugleichen. Durch diese Optimierungen beginnt der Dorn bereits bei einem geringeren Stangenweg mit der Kraftübertragung.

Optimierungsvariante 2

Die Optimierungsvariante 2 (vgl. Abbildung 5.8, rechts) des Dorns konzentriert sich ausschließlich auf die Anpassung des Winkels der Kontaktfläche. Wie bei Optimierungsvariante 1 wird der Winkel der Kontaktfläche von 7,5° (CAD-Stand) auf 6,5° reduziert. Im Gegensatz zur ersten Optimierungsvariante bleibt die Spitze des Dorns jedoch unverändert. Dadurch beginnt die Kraftübertragung beim gleichen Stangenweg wie im Originalzustand. Allerdings muss die Stange weiter ausgefahren werden, um dieselbe Verschiebung der Aufweitwerkzeuge zu erreichen, da die zusätzliche Verbreiterung der Spitze, die bei Variante 1 den Stangenweg verringert, hier nicht vorhanden ist.

5.3 Auswertung der Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse der verschiedenen Varianten vorgestellt und analysiert. Die Darstellung erfolgt sowohl in der grafischen Post-Processing-Oberfläche von Abaqus CAE als auch in einer Benchmark-Wertetabelle. Als Referenz dienen die Simulationsergebnisse der in der Produktion verwendeten Variante (Originalsimulation aus Kapitel 4.4).

Zunächst wird der Einfluss der Optimierungsvarianten des Aufweitwerkzeugs untersucht. Dazu werden die Benchmark-Werte tabellarisch erfasst und auf Auffälligkeiten analysiert. Die am besten performende Variante wird identifiziert und genauer betrachtet. Anschließend folgt die Gegenüberstellung der Optimierungsvarianten des Dorns sowie deren Einfluss auf den Aufweitvorgang.

Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf der Analyse des Einflusses der Zwischenlagenhöhe. Hierbei werden verschiedene Varianten miteinander verglichen und deren Auswirkungen auf die bleibende Verformung der Aufweitwerkzeuge sowie die Kontaktfläche zwischen Schutzrohr und E-Flansch untersucht.

Abschließend wird eine Kombination verschiedener Optimierungsvarianten evaluiert, wobei insbesondere die bleibende Verformung im Fokus steht.

5.3.1 Aufweitwerkzeug Optimierung

Die geometrischen Änderungen der Aufweitwerkzeuge reduzieren sich auf die Anpassung der Aufweitbackenkontur in Kapitel 5.2.1 wurden vier Varianten vorgestellt. Die Varianten wurden in das Simulationsmodell eingebaut und die Berechnung gestartet. In diesem Kapitel werden die Varianten untereinander und mit der Originalsimulation verglichen.

Tabelle 5.2 Einfluss der Optimierungsvarianten des Aufweitwerkzeugs
Vergleich der quantitativen Simulationsergebnisse

Simulations Nr.	Zwischenlage	Simulationsvariablen		Simulationsergebnisse			
		Aufweitwerkzeug	Aufweitedorn	Kontaktkraft	Kontaktfläche	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug	plastische Verformung am Aufweitedorn
				[kN]	[mm ²]	[%]	[%]
1	ohne	original	original	12,46	83,6	0,110	1,811
5	ohne	Optimierungsvariante 1	original	12,92	75,8	0,132	1,788
10	ohne	Optimierungsvariante 2	original	12,3	70,0	0,036	2,035
12	ohne	Optimierungsvariante 3	original	14,17	73,9	0,107	1,505
14	ohne	Optimierungsvariante 4	original	12,43	73,6	0,061	1,596

Der Vergleich der Optimierungsvarianten erfolgt stets in Bezug auf die Originalsimulation, sofern nicht anders angegeben.

Durch die veränderten Kanten in Variante 1 steigt die Restklemmkraft. Allerdings reduziert sich die Kontaktfläche. Zudem nimmt die bleibende Dehnung an der Versagensstelle der Aufweitwerkzeuge zu. Gleichzeitig sinkt die Beanspruchung auf den Dorn, was sich positiv auf dessen Standzeit auswirken könnte.

Die wellenförmige Aufweitbacke mit langen Wellen in Variante 2 bewirkt eine Verringerung der Restklemmkraft sowie der Kontaktfläche. Im Gegenzug wird die plastische Verformung des Aufweitwerkzeugs an der Bruchstelle stark reduziert. Allerdings erfährt der Dorn eine höhere Belastung und verformt sich stärker als in der Originalsimulation, ein Effekt, der nur in dieser Variante auftritt. Eine bessere Aufweitperformance ist durch diese Variante nicht gegeben.

Eine besonders hohe Performance zeigt die Variante mit kurzen Wellen an der Aufweitbacke (Optimierungsvariante 3). Sie erreicht die höchste Restklemmkraft zwischen Schutzrohr und E-Flansch im Vergleich mit den anderen Varianten, während gleichzeitig die Dehnung an der Bruchstelle des Aufweitwerkzeugs und die bleibende Dehnung des Dorns auf einem vergleichsweise niedrigen Niveau bleiben (tatsächlich die geringste im direkten Vergleich). Einziger Nachteil ist die geringere Kontaktfläche, welche allerdings bei jeder Optimierungsvariante im Vergleich zur Originalsimulation sinkt. Aufgrund dieser vielversprechenden Eigenschaften (bis auf die sinkende Kontaktfläche) wird diese Variante im weiteren Verlauf eingehender analysiert.

Eine weitere Optimierung stellt Variante 4 dar, die auf der vorherigen basiert, jedoch abgerundete Kanten aufweist, um die Verformung der Kanten beim Aufweiten zu minimieren. Die Kontaktkraft fällt geringfügig niedriger aus als bei der Originalsimulation.

Gleichzeitig weist diese Variante die geringste plastische Verformung der Aufweitwerkzeuge aller simulierter Varianten auf. Die bleibende Dehnung des Dorns befindet sich ebenfalls auf einem geringen Niveau. Eine mögliche Optimierungsmaßnahme könnte in der Erhöhung der Aufweitkraft an der Stange liegen, um die Kontaktkraft zu erhöhen.

Im Folgenden wird die Optimierungsvariante 3 genauer analysiert, indem die bleibenden Dehnungen an der Aufweitbacke sowie an der Kontaktfläche zum Dorn untersucht und mit der Originalsimulation verglichen werden. In Abbildung 5.9 wird PEEQ dargestellt, die Farbskala zeigt einen maximalen Dehnung von $\varepsilon = 0,1$ an, das entspricht einer bleibenden Längendehnung von 10%, Bereiche mit höheren Dehnungen werden dunkelrot dargestellt.

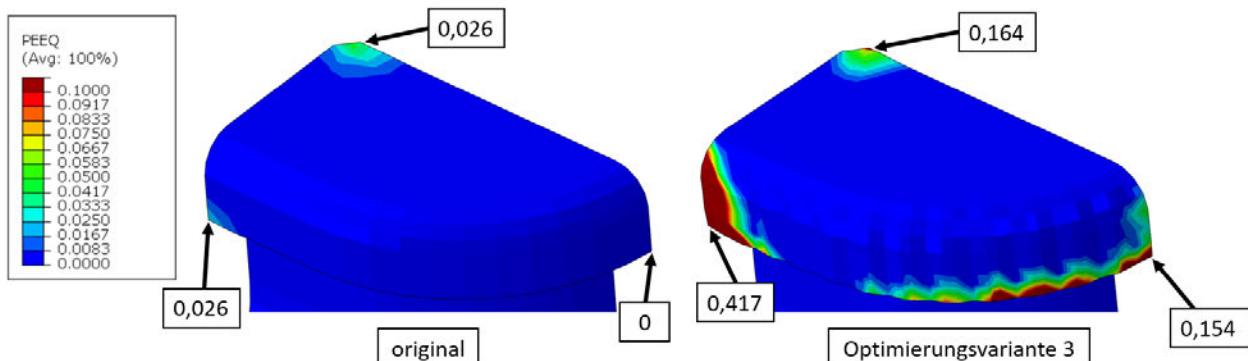


Abbildung 5.9 Vergleich der bleibenden Dehnung an der Aufweitbacke nach zurückfahren der Dorne

Die Ergebnisse der Simulation zeigen eine signifikant höhere bleibende Dehnung bei der Optimierungsvariante 3 des Aufweitwerkzeugs im Vergleich zur Originalsimulation. Besonders auffällig ist die erhöhte Dehnung an folgenden Bereichen: An der Kontaktfläche zum Dorn beträgt die bleibende Dehnung 16,4%, während sie in der Originalsimulation lediglich 2,6 % erreicht. Noch deutlicher ist der Unterschied an der Kante zur kurzen Innenseite des Aufweitsegments, wo die bleibende Dehnung auf 41,7% ansteigt, während sie in der Originalsimulation nur 2,6% beträgt. Auch an der Kante zur langen Innenseite des Aufweitsegments ist eine bleibende Dehnung von 15,4% zu beobachten, wohingegen in der Originalsimulation an dieser Stelle keine bleibende Verformung auftritt. Darüber hinaus zeigt sich an der unteren Kante des Radius der Aufweitbacke eine Dehnung, die ausschließlich bei der Optimierungsvariante 3 auftritt und in der Originalsimulation nicht nachgewiesen werden kann.

Ein wesentlicher Nachteil dieser Optimierungsvariante könnte in der starken plastischen Verformung nach nur einem Aufweitvorgang liegen. Es besteht die Möglichkeit, dass sich die ursprünglich vorhandenen geometrischen Vorteile der Variante 3 durch die hohen bleibenden Dehnungen aufheben. Sollte sich das Werkzeug der Variante 3 bereits nach einem einzigen Aufweitvorgang so stark verformen, dass es der Geometrie von Variante 4 (abgerundeten Kanten des Aufweitwerkzeugs) ähnelt, wären die erwarteten Vorteile dieser Variante nicht mehr vorhanden (vgl. Tabelle 5.2).

5.3.2 Aufweitdorn Optimierung

Die Optimierung des Aufweitdorns umfasst zwei Varianten. Die geometrischen Abänderungen dieser Varianten wurden in Kapitel 5.2.2 vorgestellt. Zur Auswertung der Varianten wird auf die Benchmark-Werte mit den quantitativen Simulationsergebnissen in Tabelle 5.3 eingegangen.

Auffällig dabei ist, dass die Optimierungsvarianten zu einer Erhöhung der Kontaktkraft und der Kontaktfläche im Vergleich zur originalen Simulation führen. Während die Kontaktkraft und die Kontaktfläche bei beiden Optimierungsvarianten zunehmen, zeigt sich, dass diese Verbesserungen mit erheblichen Nachteilen erkauft werden. Am Aufweitwerkzeug sind erhöhte bleibende Dehnungen festzustellen, wobei Optimierungsvariante 2 eine noch größere Verformung aufweist als Variante 1. Ein ähnlicher Trend setzt sich auch am Aufweitdorn fort, wo die plastischen Verformungen bei beiden Varianten deutlich über den Werten der Originalsimulation liegen, bei Optimierungsvariante 2 ist die bleibende Verformung jedoch um ein Vielfaches höher.

Tabelle 5.3 Einfluss der Dorn Optimierungsvarianten
Vergleich der quantitativen Simulationsergebnisse

Simulations Nr.	Simulationsvariablen			Simulationsergebnisse			
	Zwischenlage	Aufweitwerkzeug	Aufweitdorn	Kontaktkraft [kN]	Kontaktfläche [m·m ²]	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug [%]	plastische Verformung am Aufweitdorn [%]
1	ohne	original	original	12,46	83,6	0,110	1,811
3	ohne	original	Optimierungsvariante 1	14,56	84,9	0,315	3,053
4	ohne	original	Optimierungsvariante 2	14,36	84,1	0,335	17,189

Die Betrachtung der ausgewerteten Simulationsergebnisse zeigt: Die Kontaktkraft und -fläche kann durch beide Optimierungsvarianten erhöht werden. Die bleibende Verformung steigt jedoch überproportional. Im direkten Vergleich untereinander zeigt die Variante 1 eine höhere Performance. Variante 2 ist durch die Erhöhung der plastischen Verformung an den Dornen nicht tragbar.

Die Auswirkungen der Dorn Optimierungsvarianten 1 und 2 auf die Spannungsverteilung bei maximaler Stangenkraft wird in Abbildung 5.10 dargestellt. Um das zu verbindlichen, wird die Spannungsverteilung nach „S, von Mises“ verwendet. Spannungen oberhalb von $\sigma_v = 1000 \frac{N}{mm^2}$ werden dunkelrot dargestellt, hierbei handelt es sich um eine hohe Bauteilbelastung. Außerdem wird auf die Position der Dorne bei maximaler Stangenkraft eingegangen.

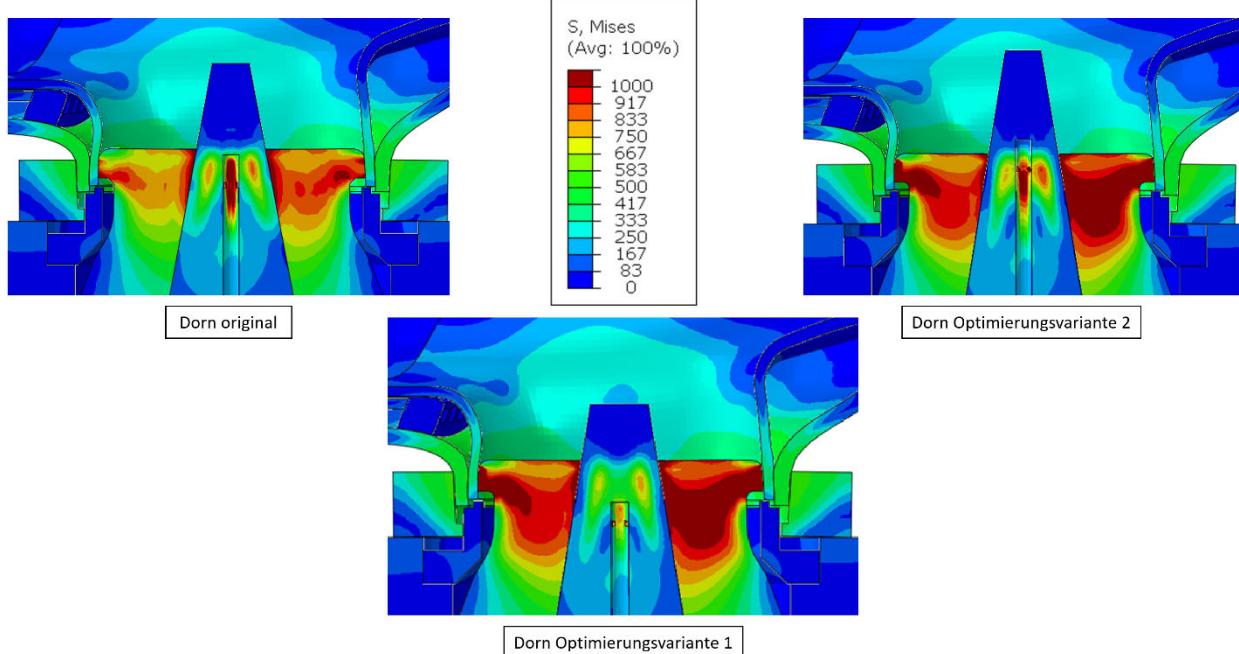


Abbildung 5.10 Einfluss der Optimierungsvarianten des Dorns bei maximaler Stangenkraft

Während sich der Dorn in Optimierungsvariante 1 in einer niedriger ausgefahrenen Position befindet, ist er in Optimierungsvariante 2 höher ausgefahren als bei der Originalsimulation. Zurückzuführen ist das auf die Winkeländerung und die Breitenänderung der Varianten, wie im Kapitel 5.2.2 erwähnt.

Die Spannungsverteilung im Aufweitwerkzeug zeigt in der Originalsimulation insgesamt ein geringes Niveau, was sich in nur wenigen dunkelrot gefärbten Bereichen widerspiegelt und auf Spannungen unter $\sigma_v < 1000 \frac{N}{mm^2}$ hinweist. Im Gegensatz dazu weisen sowohl Optimierungsvariante 1 als auch Optimierungsvariante 2 eine deutlich erhöhte Spannungsverteilung in den Aufweitwerkzeugen auf, wobei das Niveau zwischen beiden Varianten etwa gleich hoch ist.

Betrachtet man die Spannungsverteilung im Dorn, so liegt diese in der Originalsimulation leicht oberhalb der Ölbohrungen. In Optimierungsvariante 1 verschieben sich die Spannungshotspots weiter nach oben, was vorteilhaft ist, da dadurch die Kerbwirkung der Bohrungen verringert wird. In Optimierungsvariante 2 hingegen treten die höchsten Spannungen direkt an den Ölbohrungen auf, was als ungünstig bewertet wird, da dies zu hohen plastischen Dehnungen und einer potenziellen Schwächung des Materials führen kann. Daher lassen sich auch die hohen Verformungen dieser Variante am Dorn in Tabelle 5.3 erklären.

5.3.3 Einfluss der Zwischenlage

Die Zwischenlage beeinflusst die Position der Innenrohre und des Schutzrohrs in Bezug auf die E-Flansche. Das bedeutet, dass sich die Rohre ohne Verwendung der Zwischenlage vor dem Aufweiten tiefer im E-Flansch befinden. Für die Auswertung werden die Simulationsergebnisse mit der Optimierungsvariante 3 des Aufweitwerkzeugs durchgeführt.

Tabelle 5.4 Einfluss der Zwischenlage
Vergleich der quantitativen Simulationsergebnisse

Simulations Nr.	Zwischenlage	Simulationsvariablen		Simulationsergebnisse			
		Aufweitwerkzeug	Aufweitdorn	Kontaktkraft	Kontaktfläche	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug	plastische Verformung am Aufweitdorn
				[kN]	[mm ²]	[%]	[%]
12	ohne	Optimierungsvariante 3	original	14,17	73,9	0,107	1,565
18	0,75 mm hoch mit	Optimierungsvariante 3	original	9,71	91,0	0,139	1,543
11	mit	Optimierungsvariante 3	original	8,94	108,9	0,157	1,537

Tabelle 5.4 zeigt, dass die Höhe der Zwischenlage den Aufweitprozess maßgeblich beeinflusst. Mit zunehmender Höhe verringert sich die Kontaktkraft, wodurch die Rohre weniger stark zusammengedrückt werden. Gleichzeitig vergrößert sich die Kontaktfläche, da sich die Kontaktkraft gleichmäßiger verteilt. Dies führt zu einer Umverlagerung der Belastung von der Kraft auf die Fläche.

Interessanterweise nimmt die plastische Verformung der Aufweitwerkzeuge mit zunehmender Höhe der Zwischenlage zu, obwohl die bleibende Kontaktkraft abnimmt. Im Gegensatz dazu zeigt die plastische Verformung der Dorne keine eindeutige Abhängigkeit von der Höhenänderung der Zwischenlage. Unabhängig von deren Höhe bleibt die bleibende Dehnung der Dorne nahezu konstant.

Für eine detailliertere Analyse wird in der nächsten Abbildung die bleibende Dehnung der Rohre und Aufweitwerkzeuge im Schnitt dargestellt, wobei die Zwischenlage zur besseren Visualisierung rosa eingefärbt ist. Die Dehnung wird durch *PEEQ* (einschließlich des elastischen Anteils) dargestellt, da in dieser Phase der Simulation die maximale Stangenkraft noch anliegt und die Stangen noch nicht zurückgefahren sind. Folglich treten neben plastischen auch elastische Dehnungen auf. Zur einheitlichen Darstellung wird bei diesen drei Grafiken eine Farbskala mit einem Maximalwert von $\varepsilon = 0,1$ verwendet, was einer Längendehnung von 10 % entspricht. Bereiche, in denen die Dehnung diesen Wert überschreitet, werden in der Abbildung dunkelrot hervorgehoben.

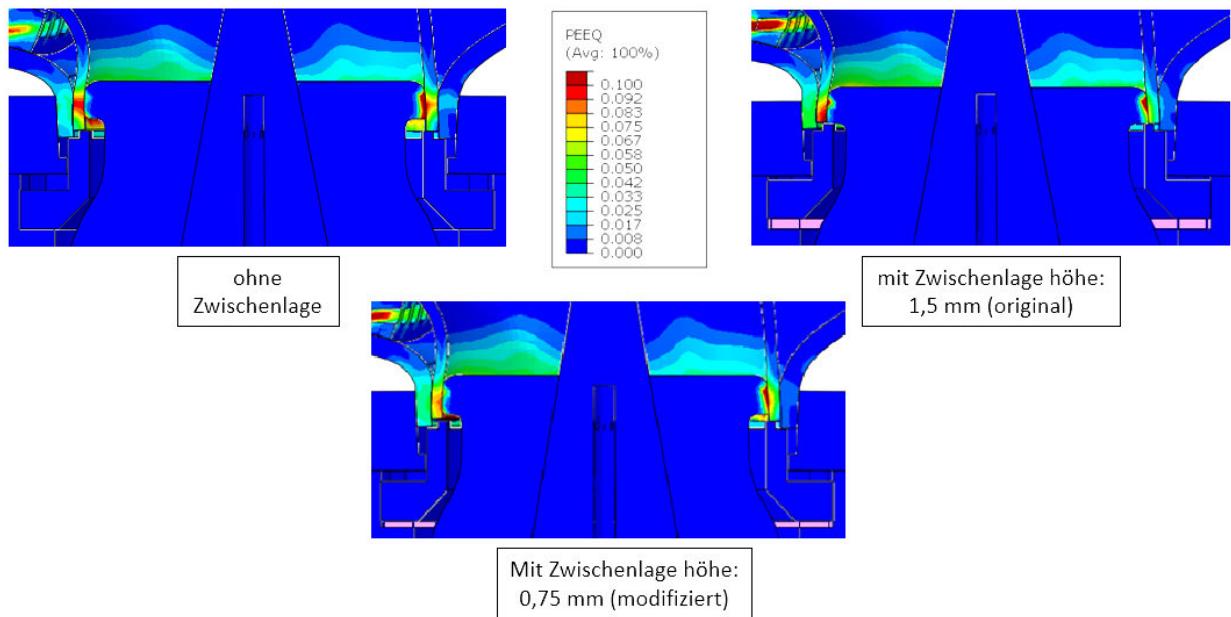


Abbildung 5.11 Einfluss der Zwischenlage (rosa eingefärbt) auf die Verformung der Rohre bei maximaler Stangenkraft

Ohne Zwischenlage befinden sich das Innenrohr und das Schutzrohr weiter unten im E-Flansch, was dazu führt, dass die Aufweitbacken weiter oben gegen die Innenseite des Innenrohrs drücken. In dieser Position ragt das Innenrohr über die untere Kante der Aufweitbacke hinaus. Während des Aufweitvorgangs verformt sich das Innenrohr und walzt sich um die untere Kante der Aufweitbacke. Die Unterseite der Aufweitbacke wird stärker beansprucht und es kommt zu höheren bleibenden Dehnungen in diesem Bereich.

Durch die modifizierte Zwischenlage mit einer Höhe von $h = 0,75 \text{ mm}$ wird die Beanspruchung auf die Unterkante der Aufweitbacke verringert. Da die Innenrohre nun weiter oben positioniert sind, kann das Innenrohr nicht mehr so stark um die untere Kante der Aufweitbacke walzen. Diese Veränderung ist in der Abbildung 5.11 sichtbar und zeigt sich an der unteren Kanten durch eine grüne Markierung nach der Farbskala (entspricht Dehnungen von $\varepsilon \approx 0,05$).

Mit der originalen Zwischenlage, in Höhe von $h = 1,5 \text{ mm}$, ist das Innenrohr so positioniert, dass es sich nicht mehr um die Unterkante des Aufweitwerkzeugs walzen kann. Diese Verschiebung der Rohre hat jedoch zur Folge, dass sich die Kontaktkraft weiter oben an der Aufweitbacke konzentriert. Je weiter oben die Kontaktkraft an der Aufweitbacke angreift, desto größer wird der Hebelarm zwischen der Klemmung des Aufweitwerkzeugs im unteren Bereich, bestehend aus der Aufnahmeplatte und dem Deckel, und der Kontaktstelle der Aufweitbacke mit dem Innenrohr. Dieser größere Hebelarm erhöht die Spannungen rund um die Bruchkante des Aufweitwerkzeugs, was zu einer erhöhten Biegebelastung im Bruchbereich führt (vgl. Tabelle 5.4).

Zusammenfassend zeigen die Simulationsergebnisse, dass die Zwischenlage mit der Zwischenlagenhöhe eine stärkere Biegebelastung auf die Aufweitwerkzeuge wirkt. Bei niedrigerer Höhe ist die Biegebelastung geringer, jedoch erhöht sich die Belastung auf die untere Kante der Aufweitbacken, da sich das Innenrohr so um die Aufweitbacken walzen kann.

In der folgenden Darstellung wird der Einfluss der Zwischenlage auf die Kontaktfläche zwischen Schutzrohr und E-Flansch analysiert. Bereits in Tabelle 5.4 wurde ein erheblicher Unterschied im quantitativen Wert der Restklemmfläche der hier dargestellten Varianten festgestellt. Abbildung 5.12 zeigt die Verteilung des Kontaktdrucks (CPRESS). Zur besseren Vergleichbarkeit der Varianten wird eine Farbskala mit einer Obergrenze von $CPRESS = 300 \frac{N}{mm^2}$ verwendet. Diese Skalierung ermöglicht eine eindeutige Darstellung der Kontaktdruckverhältnisse. Bereiche, in denen der Kontaktdruck diesen Wert überschreitet, werden in der Abbildung dunkelrot hervorgehoben.

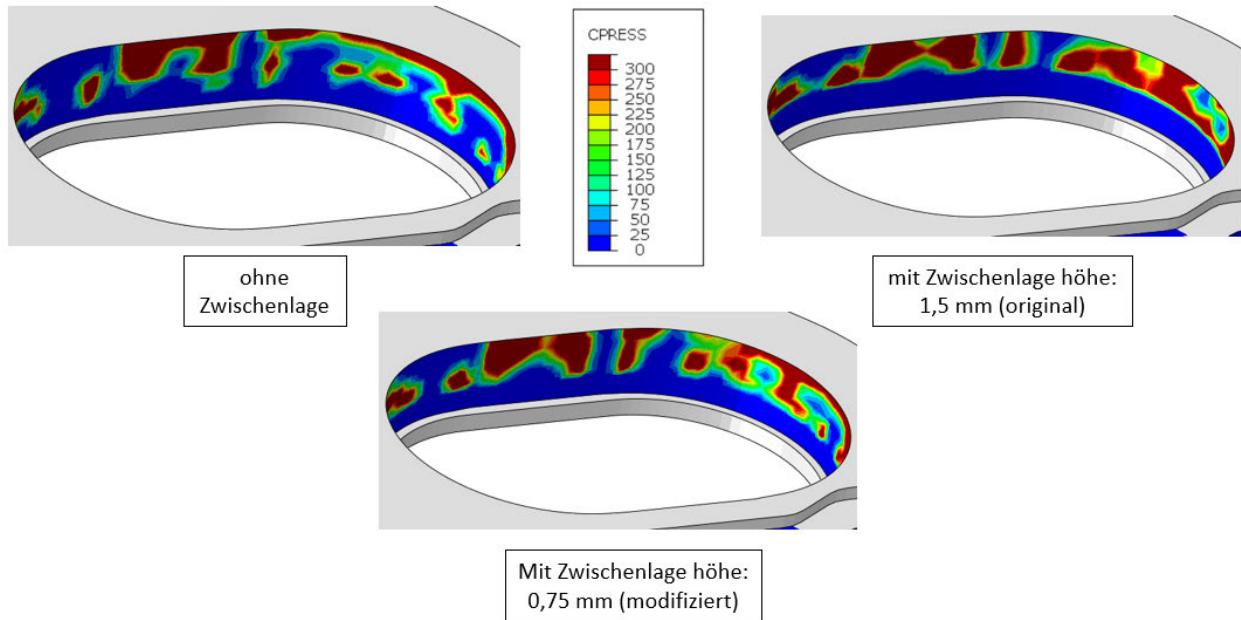


Abbildung 5.12 Einfluss der Zwischenlage auf die Kontaktfläche zwischen Schutzrohr und E-Flansch (hier dargestellt) nach dem Aufweiten

Ohne Zwischenlage konzentriert sich die Kontaktkraft hauptsächlich auf die oberen Bereiche und die Kante des E-Flansches. Im mittleren Bereich gibt es hingegen nur wenige Stellen, an denen das Schutzrohr am E-Flansch anliegt und eine Klemmkraft aufrechterhalten wird. Dadurch bleibt die effektive Kontaktfläche insgesamt klein.

Durch die modifizierte Zwischenlage mit einer Höhe von $h = 0,75 \text{ mm}$ reduziert sich die Kontaktfläche am oberen Rand des E-Flansches deutlich. Gleichzeitig nimmt die Fläche im mittleren Bereich des E-Flansches zu, sodass die Klemmkraft gleichmäßiger über die Struktur verteilt wird.

Mit der originalen Zwischenlage ($h = 1,5 \text{ mm}$) verschiebt sich der Kontaktdruck weiter nach unten am E-Flansch. Während die Klemmwirkung im oberen Bereich nur noch gering ist, hat sich die gesamte Kontaktfläche durch das Einlegen der Zwischenlage signifikant vergrößert. Daraus ergibt sich, dass die Zwischenlage eine wesentliche Rolle bei der Verteilung der Klemmkraft spielt und den Druckbereich entlang des E-Flansches gezielt beeinflusst.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Höhe der Zwischenlage einen erheblichen Einfluss auf die Verteilung der Kräfte und Spannungen während des Aufweitprozesses hat. Während eine geringere Zwischenlagenhöhe die Belastung auf die untere Kante der Aufweitbacken erhöht, führt eine größere Höhe zu einer stärkeren Biegebelastung der

Aufweitwerkzeuge. Zudem beeinflusst die Zwischenlage die Verteilung des Kontaktdrucks zwischen Schutzrohr und E-Flansch, wobei die Verteilung des Kontaktdrucks bei höheren Zwischenlage besser ausfällt, jedoch sinkt dabei die Kontaktkraft.

5.3.4 Kombinationen aus Optimierungsvarianten

Ein weiterer Ansatz zur Optimierung der Aufweitanlage ist die Kombination verschiedener Optimierungsvarianten.

Als Kombination wurden zwei Optimierungsvarianten ausgewählt. Beim Aufweidorn kommt Optimierungsvariante 1 zum Einsatz, da sie im Vergleich zur Originalsimulation eine höhere Kontaktkraft und eine größere Kontaktfläche aufweist, was als vorteilhaft bewertet wird. Allerdings führt sie auch zu einer erhöhten plastischen Verformung des Aufweitwerkzeugs als auch des Aufweidorns, was als nachteilig angesehen wird.

Beim Aufweitwerkzeug wird hingegen Optimierungsvariante 4 gewählt. Diese zeichnet sich zwar durch eine geringere Kontaktkraft und eine kleinere Kontaktfläche aus, was im Vergleich zur Originalsimulation nachteilig ist, besitzt jedoch den Vorteil, dass die bleibenden Dehnung von Dorn und Aufweitwerkzeug geringer ist. Idealerweise überwiegen die Vorteile der jeweiligen Optimierungsvarianten und die Kombination aus Aufweitwerkzeug und Aufweidornoptimierung zeigt eine Verbesserung bei allen Benchmark-Werten.

Tabelle 5.5 Kombinationen aus Optimierungsversionen Vergleich der quantitativen Simulationsergebnisse

Simulations Nr.	Zwischenlage	Simulationsvariablen		Simulationsergebnisse			
		Aufweitwerkzeug	Aufweidorn	Kontaktkraft [kN]	Kontaktfläche [mm ²]	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug	plastische Verformung am Aufweidorn
1	ohne	original	original	12,46	83,6	0,110	1,811
3	ohne	original	Optimierungsvariante 1	14,56	84,9	0,315	3,053
14	ohne	Optimierungsvariante 4	original	12,43	73,6	0,061	1,596
16	ohne	Optimierungsvariante 4	Optimierungsvariante 1	15,43	78,6	0,196	8,302

Wie in Tabelle 5.5 ersichtlich, führt die Kombination von Optimierungsvarianten zur höchsten Kontaktkraft unter allen hier dargestellten Simulationen. Basierend auf den Ergebnissen der einzelnen Optimierungsvarianten ist zu erwarten, dass die Kombination aus Aufweidorn Optimierungsvariante 1 und Aufweitwerkzeug Optimierungsvariante 4 die Kontaktkraft leicht verringert. In der Simulation zeigt sich jedoch eine Erhöhung der Kontaktkraft. Das beweist, dass die Kombination der Varianten nicht zu einem Ausgleich der Benchmark-Werte führt.

Während die plastische Verformung der Aufweitwerkzeuge in der kombinierten Variante, wie erwartet im Vergleich zur Simulation mit der Dorn Optimierungsvariante 1 sinkt, zeigt sich bei den Aufweidornen eine deutliche Zunahme der plastischen Verformung. In der Simulation der kombinierten Optimierungsvarianten erreicht die plastische Verformung des Aufweidorns einen Wert, der mehr als viermal so hoch ist wie in der

Originalsimulation und etwa 2,5-mal so hoch wie in der Simulation mit der reinen Optimierungsvariante 1 des Aufweitdorns. Eine mögliche Erklärung hierfür ist, dass die erhöhte Kontaktkraft direkt zu einer stärkeren plastischen Verformung des Aufweitdorns führt.

Basierend auf diesen Erkenntnissen, könnte eine Reduzierung der Stangenkraft beziehungsweise des Zylinderdrucks in der Aufweitanlage dazu beitragen, die bleibenden Dehnungen zu verringern, während sie die Restklemmkraft im Vergleich zur Originalsimulation auf ein reduziertes, aber dennoch höheres Niveau heben würde.

Zur weiteren Untersuchung wird die bleibende Dehnung des Aufweitdorns der Simulation mit kombinierten Optimierungsvarianten der Originalsimulation gegenübergestellt. Es wird die bleibende Dehnung des Dorns betrachtet. Als Maximalwert der Farbskala wird eine Dehnung von $\varepsilon = 0,05$ (entspricht einer Längendehnung von 5%) gewählt. Diese ist, wie bereits vorgestellt, in der Benchmark-Wertetabelle bei der kombinierten Variante deutlich höher. Dieser Vergleich dient zur Lokalisation und weiterer Einschätzung der Folgen der bleibenden Dehnungen.

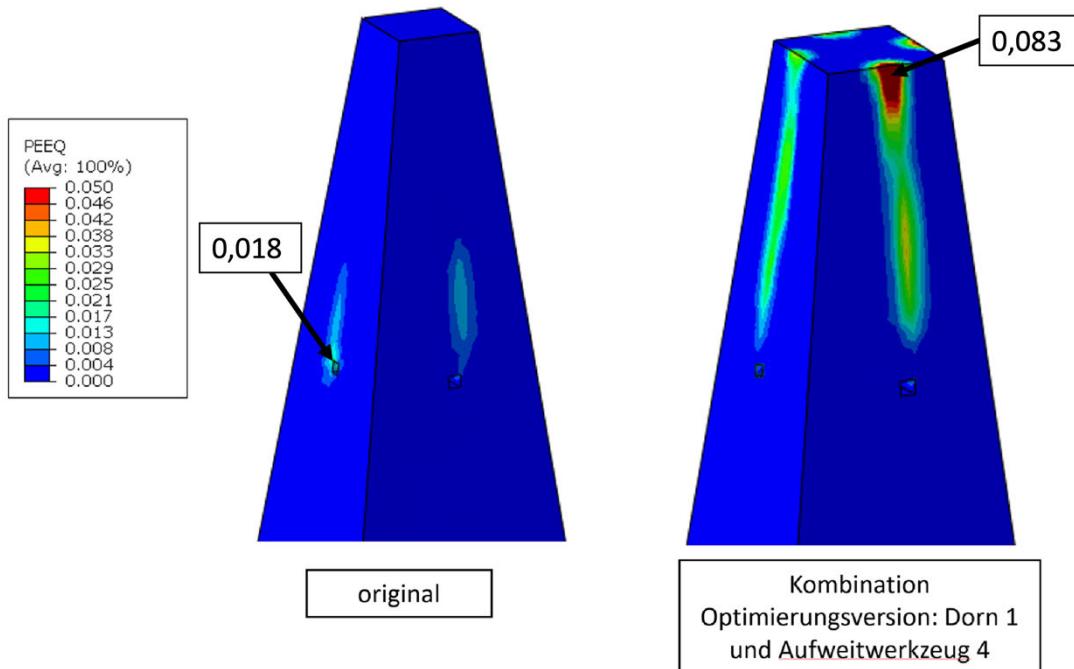


Abbildung 5.13 Vergleich der bleibenden Dehnungen nach Zurückfahren der Stangen

Die bleibenden Verformungen entstehen durch hohe Druckspannungen. In der Simulation mit den kombinierten Optimierungsvarianten liegt der maximale Wert der bleibenden Verformung mit $\varepsilon = 0,083$ (8,3 %) deutlich über dem Wert der Originalsimulation von $\varepsilon = 0,018$ (1,8 %). Allerdings ist die Position der höchsten Dehnung in der optimierten Variante weniger kritisch, da sie nicht im Bereich der Öl-Bohrung auftritt. Dadurch verringert sich das Risiko eines Bruchs oder einer Schädigung an dieser empfindlichen Stelle. Dennoch könnten die insgesamt höheren, bleibenden Verformungen die Standzeit des Dorns negativ beeinflussen.

6 Probleme und Erkenntnisse

Im Rahmen dieser Arbeit wurden umfangreiche Simulationen und Analysen durchgeführt, um die mechanischen Belastungen und Optimierungspotenziale der Aufweitwerkzeuge und Aufweitdorne zu untersuchen. Dabei traten verschiedene Herausforderungen auf, die sowohl die Modellierung als auch die Interpretation der Ergebnisse betrafen. Dieses Kapitel beleuchtet die Probleme, die während der Untersuchungen auftraten, und erläutert die daraus gewonnenen Erkenntnisse. Ein besonderer Fokus liegt auf der Umsetzung der kraftgesteuerten Simulation, der Kalibrierung der Reibwerte sowie den Auswirkungen technischer Rahmenbedingungen, wie der Rechenleistung durch die Umstellung der Servercluster. Darüber hinaus werden die wichtigsten Schlussfolgerungen zur Validierung der Simulationsergebnisse und zur Bewertung der Optimierungsansätze zusammengefasst.

Ein zentrales Problem stellte die Umsetzung der kraftgesteuerten Simulation dar. Zu Beginn wurde die Bewegung der Stangen über eine vorgegebene Wegsteuerung durchgeführt, bei der die Stangen zum Aufweiten nach oben geschoben wurden. Diese Methode erwies sich als vorteilhaft, da sie weniger anfällig für Konvergenzprobleme war, bedingt durch die statisch bestimmte Lagerung der bewegten Bauteile. Die Umstellung auf eine kraftgesteuerte Simulation erforderte jedoch einen erheblichen Modellierungsaufwand, der notwendig war, da die reale Aufweitanlage als hydraulische Presse kraftgesteuert arbeitet. Während der Implementierung traten unerwartete Probleme auf: Einige Simulationen führten zu unplausiblen Ergebnissen, was auf eine unzureichende Modellanpassung zurückzuführen war. Erst durch eine detaillierte Überarbeitung der Randbedingungen und Interaktionen konnte eine realitätsnahe Abbildung der Aufweitanlage erreicht werden.

Ein weiterer herausfordernder Aspekt war die Durchführung der Reibwertstudie, die sich als langwierig erwies. Zahlreiche Simulationen wurden durchgeführt, um die simulierten Kraft-Weg-Kurven an die realen Messdaten anzupassen und insbesondere die korrekten Stangenwege zu erzielen. Da die Simulation kraftgesteuert war, ergab sich der Stangenweg aus der Wechselwirkung zwischen den Reibwerten und der Steifigkeit der sich verformenden Krümmerbauteile. Die Anpassung der Reibwerte stellte sich als besonders komplex heraus, da die Änderung der Reibwerte eines einzelnen Kontaktpaars direkte Auswirkungen auf die gesamte Kraft-Weg-Kurve hatte. Daher wurde zunächst eine detaillierte Analyse der Reibwertanteile der verschiedenen Kontaktpaare vorgenommen, um gezielt Anpassungen vorzunehmen. Die Reibwertstudie wurde schließlich bei Erreichen eines zufriedenstellenden Ergebnisses beendet, um den Zeitaufwand zu begrenzen. Eine vollständige Kalibrierung der Reibwerte zur exakten Replikation der gemessenen Kraft-Weg-Kurve wurde in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

Während der Ausarbeitung stellte sich heraus, dass die Reibwerte des Simulationsmodells zunächst für eine fehlerhaft erfasste Kraft-Weg-Kurve der Anlage optimiert wurden. Zwar wurde die aufgebrachte Kraft in der fehlerhaften Messung korrekt aufgenommen, jedoch zeigte der aufgezeichnete Weg einen maximalen Stangenweg von nur $u_{Stange} = 8 - 10 \text{ mm}$ an. Zudem war die Messung mit einer Auflösung von 100 Messpunkten zu grob, sodass Änderungen der Steigung nicht präzise erfasst wurden (siehe die Kurven im Anhang A.6). Erst mit den korrekten Kraft-Weg-Kurven, die einen maximalen Stangenweg von $u_{Stange} = 12,5 - 15 \text{ mm}$ aufwiesen (siehe Kapitel 4.1), konnte ein realitätsnahes Abbild der Aufweitanlage erstellt werden. Diese Kurven wurden

mit einer Auflösung von 1000 Messpunkten aufgenommen, wodurch eine deutlich genauere Erfassung der Steigungsänderungen möglich war. Die ursprünglichen fehlerhaften Messdaten des Stangenwegs und der darauf basierenden Reibwerte führte dazu, dass die Simulation nicht das reale Verhalten widerspiegeln, was letztendlich zu einem erheblichen Mehraufwand und Zeitverlust in der Abstimmungsphase der Simulation führte.

Ein weiteres Problem ergab sich durch den Umbau des Serverclusters am Standort Hamburg. Während der Bearbeitungszeit dieser Arbeit wurden die Berechnungsserver am Mercedes-Benz Werk Hamburg teilweise durch ein neues Servercluster ersetzt. Allerdings erwies sich dieses neue Cluster als deutlich langsamer als das vorherige, was zu einer Verdopplung der Berechnungsdauer führte. Dadurch verzögerten sich die Simulationen erheblich, was den gesamten Entwicklungsprozess beeinträchtigte.

Die durchgeführten Simulationen konnten trotz alldem erfolgreich validiert werden. Die Ergebnisse zeigten plausible Verformungen, Kontaktdruckverteilungen und Spannungsverteilungen, die mit den realen Beobachtungen übereinstimmen. Es ist jedoch wichtig bei der Analyse der Simulationsergebnisse bedacht vorzugehen, da kein exaktes Materialmodell für die Werkzeuge vorlag. Stattdessen wurde ein Materialmodell eines hochfesten Stahls gewählt, das dem realen Werkstoff möglichst ähnlich ist. Das in der Simulation verwendete Materialmodell weist eine Zugfestigkeit von $R_m = 1400 \text{ MPa}$ auf, während die tatsächliche Zugfestigkeit des Materials im Bereich von $R_m = 1530 - 1635 \text{ MPa}$ liegt.

Ein bedeutender Erfolg der Simulation war die Reproduktion der Verdrehung der Aufweitwerkzeuge, die zuvor mithilfe einer Endoskopaufnahme dokumentiert wurde. Darüber hinaus konnte die in der Praxis aufgetretene Bruchstelle des Aufweitwerkzeugs durch die Berechnung nachvollzogen werden. Auch die in der Realität beobachteten Kratzspuren am Dorn konnten durch die in der Simulation ermittelten hohen Kontaktdrücke in diesen Bereichen plausibel nachvollzogen werden.

Die Ideenfindung mithilfe des morphologischen Kastens lieferte verschiedene Lösungsansätze, von denen einige in dieser Arbeit umgesetzt wurden. Der Fokus lag dabei auf einer Lösung, die ausschließlich durch geometrische Anpassungen der Aufweitwerkzeuge und Aufweitedorne realisiert werden konnte, um deren Standzeit zu verbessern. Andere Lösungsansätze aus dem morphologischen Kasten wurden in dieser Arbeit nicht weiterverfolgt.

Die geometrische Anpassung des Aufweitwerkzeugs führte zu signifikanten Unterschieden in den definierten Benchmark-Werten. Allerdings geht ein Vorteil, wie eine erhöhte Kontaktkraft, mit einer stärkeren bleibenden Verformung einher. Die Variante 3 der Aufweitwerkzeugoptimierung erzielte die besten Ergebnisse in der Benchmark-Wertetabelle. Dabei wurde jedoch nur die bleibende Dehnung an der Bruchstelle des Werkzeugs betrachtet. Betrachtet man hingegen die bleibende Dehnung an der Aufweitbacke, zeigt sich bei der Optimierungsvariante 3 eine kritische Erhöhung der Dehnung im Bereich der wellenförmigen Backe.

Ein ähnliches Verhalten wurde bei den Optimierungsvarianten des Dorns festgestellt. Durch eine steilere Kontaktfläche zwischen Dorn und Aufweitwerkzeug konnte ein größerer Anteil der Kraft in die Aufweitung überführt werden. Die Variante 2 mit der originalen Dornspitze erwies sich allerdings als unzureichend belastbar, da sie sich

bereits nach einem einzigen Aufweitvorgang stark verformte. Im Gegensatz dazu zeigte Variante 1 mit einer breiteren Dornspitze geringere bleibende Dehnungen und eine höhere Stabilität. Bezogen auf die Originalsimulation erhöht sich die bleibende Verformung am Dorn jedoch bei beiden Optimierungsvarianten.

Die Kombination der Optimierungsvarianten des Aufweitwerkzeugs und des Aufweitedorns zeigte nicht die erhoffte ausgleichende Wirkung zwischen den jeweiligen Vorteilen und Nachteilen der Einzelvarianten. Zwar führte die Kombination zu einer Erhöhung der Restklemmkraft, jedoch verschlechterten sich gleichzeitig alle andere Benchmark-Werte. Insbesondere stieg die bleibende Verformung am Dorn erheblich an, was die Standzeit und Belastbarkeit der Komponenten negativ beeinflussen würde.

7 Ausblick

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen haben wertvolle Erkenntnisse über die mechanischen Belastungen und Optimierungsmöglichkeiten der Aufweitwerkzeuge und Aufweidorne geliefert. Dennoch bieten sich weitere Optimierungsansätze an, um die Effektivität zu verbessern, die Standzeit der Werkzeuge zu erhöhen und wirtschaftliche Optimierungspotenziale zu erschließen. In diesem Kapitel werden mögliche weiterführende Untersuchungen vorgestellt, die sich aus den bisherigen Ergebnissen ableiten lassen. Dabei wird sowohl die gezielte Anpassung von Prozessparametern als auch die Untersuchung alternativer Konzeptansätze betrachtet. Die gewonnenen Erkenntnisse könnten als Grundlage für zukünftige Entwicklungen dienen und zur Effizienzsteigerung des Aufweitprozesses beitragen.

Ein vielversprechender Untersuchungsansatz ist die Analyse des Einflusses der E-Flansch-Geometrie, insbesondere des Lochdurchmessers, auf die Klemmwirkung zwischen E-Flansch und Schutzrohr. Ein erster Hinweis darauf ergibt sich aus der 3D-Vermessung eines als abfallend gefährdet eingestuften E-Flansches aus der Fertigung (siehe Kapitel 2.1.2). Eine weiterführende Studie, in der eine größere Anzahl von E-Flanschen vermessen wird, könnte aufzeigen, bei welchen Lochmaßen die Klemmwirkung nicht mehr ausreichend gegeben ist und die E-Flansche nach dem Herausnehmen der Krümmerbauteile aus der Aufweitanlage abfallen.

Diese Messdaten ermöglichen systematisch den „worst-case“ E-Flansch zu identifizieren. Dadurch ließe sich die Simulation gezielt an den tatsächlich ungünstigsten Fall anpassen, um realitätsnahe Optimierungsmaßnahmen abzuleiten. Die Erkenntnisse aus einer solchen Untersuchung könnten als Grundlage für weiterführende Verbesserungen dienen und in zukünftige Varianten der Aufweitwerkzeuge und Dorne einfließen.

Ein weiterer relevanter Forschungsaspekt betrifft die Reduzierung der Stangenkraft bzw. des Zylinderdrucks innerhalb der Aufweitanlage und deren Auswirkungen auf die Benchmark-Werte. Eine erste Simulationen, die bereits in dieser Arbeit durchgeführt wurde, liefert einen allgemeinen Trend zur Kraftabhängigkeit der betrachteten Größen. Die quantitativen Simulationsergebnisse, die in Tabelle 7.1 dargestellt sind, zeigen, dass eine Reduzierung der Stangenkraft um 22% auf $F_{Stange} = 35 \text{ kN}$ eine Verringerung aller Benchmark-Werte bewirkt.

Tabelle 7.1 Quantitative Simulationsergebnisse zum Vergleich der Stangenkraft

Simulations Nr.	Simulationsvariablen			Simulationsergebnisse				
	Simulations Nr.	Simulationsvariablen	Simulationsvariablen	Simulationsvariablen	Kontaktkraft [kN]	Kontaktfäche [mm ²]	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug [%]	plastische Verformung am Aufweidorn [%]
8	mit	Optimierungsvariante 1	Optimierungsvariante 1		11,21	109,9	0,150	5,274
17	Kraft an der Stange 35kN mit	Optimierungsvariante 1	Optimierungsvariante 1		2,01	29,7	0	3,300

Besonders auffällig ist, dass die Restklemmkraft und die Restklemmfläche überproportional stark abnehmen. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich auch bei den bleibenden Dehnungen. Während eine Reduzierung der Stangenkraft zu einer allgemeinen Verringerung der plastischen Verformungen führt, zeigt sich insbesondere bei den Aufweitwerkzeugen, dass eine vollständige Vermeidung der bleibenden Dehnungen möglich ist. Die bleibende Verformung am Dorn reduziert sich ebenfalls, wenn auch in geringerem Ausmaß als am Aufweitwerkzeug, liegt jedoch immer noch über den 22 %, um die die Stangenkraft reduziert wurde. Diese Tatsache verdeutlicht, dass kein lineares Verhältnis zwischen der Stangenkraft und den Benchmark-Werten besteht.

Um jedoch eine belastbare Aussage über die optimale Stangenkraft für spezifische Optimierungsvarianten treffen zu können, sind weiterführende Simulationen erforderlich. Insbesondere bieten sich hierfür die Simulationsvarianten mit den Simulationsnummern 3 und 12 an. Eine umfassende Auswertung dieser Studie sollte nicht ausschließlich auf die Benchmark-Wertetabelle beschränkt bleiben. Vielmehr wäre es sinnvoll, ergänzend die bleibende Verformung der Aufweitbacken zu analysieren, wie bereits in Kapitel 5.3.1 dargelegt wurde.

Darüber hinaus erscheint es zielführend, den Einfluss der Zwischenlage in den ausgearbeiteten Optimierungsvarianten weitergehend zu untersuchen. Wie in Kapitel 5.3.3 erläutert, lassen sich durch eine Anpassung der Höhe der Zwischenlage bestimmte Benchmark-Werte gezielt beeinflussen, sodass potenziell eine insgesamt verbesserte Balance der Benchmark-Werte erreicht werden kann. Um eine optimale Kombination aller Benchmark-Werte zu realisieren, müsste die Höhe der Zwischenlage jedoch mit Bedacht gewählt werden. Eine zu hohe Zwischenlage sollte nicht verwendet werden, da diese zu einer stärkeren Biegebeanspruchung der Aufweitwerkzeuge führt, während eine geringere Höhe eine hohe Restklemmkraft bei gleichzeitig besserer Restklemmfläche ermöglichen könnte.

Neben den bisher untersuchten geometrischen Varianten sind auch weitere Optimierungen der Werkzeuggeometrie denkbar. In den durchgeführten Simulationen konnte keine Variante alle Benchmark-Werte vollständig optimieren. Daher wäre es sinnvoll, die vielversprechendsten Varianten insbesondere die Simulationsnummern 3, 12 und 14 in realen Versuchen zu überprüfen. Dabei muss die Voraussetzung der fertigungstechnischen Realisierbarkeit der Optimierungsvarianten betrachtet werden, da diese im Umfang der Arbeit nicht weiter untersucht wurde. Sollten diese Varianten fertigungstechnisch umsetzbar sein, könnte die Aufweitperfomance bei diesen Optimierungsvarianten untersucht werden.

Falls die praktischen Erprobungen eine Verschlechterung der Aufweitperformance im Vergleich zum aktuellen Produktionsstand ergeben, könnte eine Optimierung der Aufweitwerkzeuge, mit den in dieser Arbeit untersuchten Maßnahmen, unter Umständen nicht umsetzbar sein. Das wiederum würde darauf hindeuten, dass eine Anpassung der Geometrie der Aufweitbacken und der Kontaktflächen zwischen Dorn und Aufweitwerkzeug allein nicht ausreicht, um die Restklemmkraft und -fläche zu erhöhen, ohne dabei die Standzeit der Werkzeuge zu reduzieren. In diesem Fall wäre es notwendig, alternative Konzepte zur Optimierung der Aufweitanlage in Betracht zu ziehen.

Bereits im Rahmen dieser Arbeit wurden im morphologischen Kasten (siehe Anhang A.4) verschiedene alternative Lösungskonzepte zusammengetragen, die eine grundlegend andere Herangehensweise an den Aufweitprozess darstellen. Eine mögliche Alternative

wäre die Verwendung von sechs statt vier Aufweitsegmenten, um eine gleichmäßige Kraftverteilung zu erzielen. Ein weiteres Konzept bestünde darin, durch das Herunterziehen eines Keils die Aufweitwerkzeuge zu verschieben, anstatt durch das nach oben Verschieben des Dorns die Rohre zu weiten. Diese Konzepte könnten potenziell zu einer verbesserten Krafteinleitung in die Aufweitwerkzeuge führen, erfordern jedoch aufgrund der tiefgreifenden Veränderungen an dem Aufweitprozess einen erheblichen wirtschaftlichen Aufwand.

8 Literaturverzeichnis

- Bauer, Frank.** 2021. *Tribologie*. Wiesbaden : Springer Vieweg , 2021.
- Dassault Systèmes.** 2011. *Abaqus 6.11 Analysis User's Manual Volume IV: Elements*. [Dokument] s.l. : Dassault Systèmes, 2011.
- . 2015. *Abaqus/CAE User's Guide*. [Dokument] s.l. : Dassault Systèmes, 2015.
- . 2025. *Kundensupport*. [E-Mail Kommunikation] s.l. : Dassault Systèmes, 2025.
- Dietrich, Jochen.** 2018. *Praxis der Umformtechnik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2018.
- Groth, Peter.** 2002. *FEM-Anwendungen*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2002.
- Knothe, Klaus und Wessels, Heribert.** 2017. *Finite Elemente*. Berlin : Springer-Verlag, 2017.
- Linke, Markus und Nast, Eckart.** 2015. *Festigkeitslehre für den Leichtbau*. Berlin : Springer Vieweg, 2015.
- Ludwig Weber GmbH.** 2025. *Besprechung: Fertigung der Werkzeuge für die Aufweitanlage*. Hamburg, 24. Februar 2025.
- Mercedes-Benz AG.** 2024. *Bericht der Produktion*. Mercedes-Benz Werk Hamburg : s.n., 2024.
- . 2025. *CAD-Datensatz*. [Datensatz] Mercedes Benz Werk Hamburg : s.n., 2025.
- . 2025. *Interne Quelle*. [Interne Quellen] Mercedes-Benz Werk Hamburg : s.n., 2025.
- . 2024. *Materialdaten*. [Datensatz] Mercedes Benz Werk Hamburg : s.n., 2024.
- . 2025. Mercedes-Benz Werk Hamburg. [Online] 2025. [Zitat vom: 03. Februar 2025.] <https://group.mercedes-benz.com/karriere/ueber-uns/standorte/standort-detailseite-5131.html>.
- . 2024. *Messbericht, GOM Vermessung eines E-Flansches*. [Internes Dokument] Hamburg, Deutschland : Mercedes-Benz Werk Hamburg, 2024.
- Meywerk, Martin.** 2007. *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2007.
- Pischinger, Stefan und Seiffert, Ulrich.** 2021. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2021.
- Tschöke, Helmut, Mollenhauer, Klaus und Maier, Rudolf.** 2018. *Handbuch Dieselmotoren*. Wiesbaden : Springer Reference Technik, 2018.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V.** 2019. *VDI-Richtlinien 2221 Blatt 1*. [Dokument] Düsseldorf : s.n., 2019.

—. 1997. *VDI-Richtlinien 2222 Blatt 1*. [Dokument] Düsseldorf : s.n., 1997.

Weiβbach, Wolfgang, Dahms, Michael und Jaroschek, Christoph. 2015. *Werkstoffkunde*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015.

Wittel, Herbert, Spura, Christian und Jannasch, Dieter. 2021. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2021.

Anhang

A.1 Materialdaten der verwendeten Werkstoffe

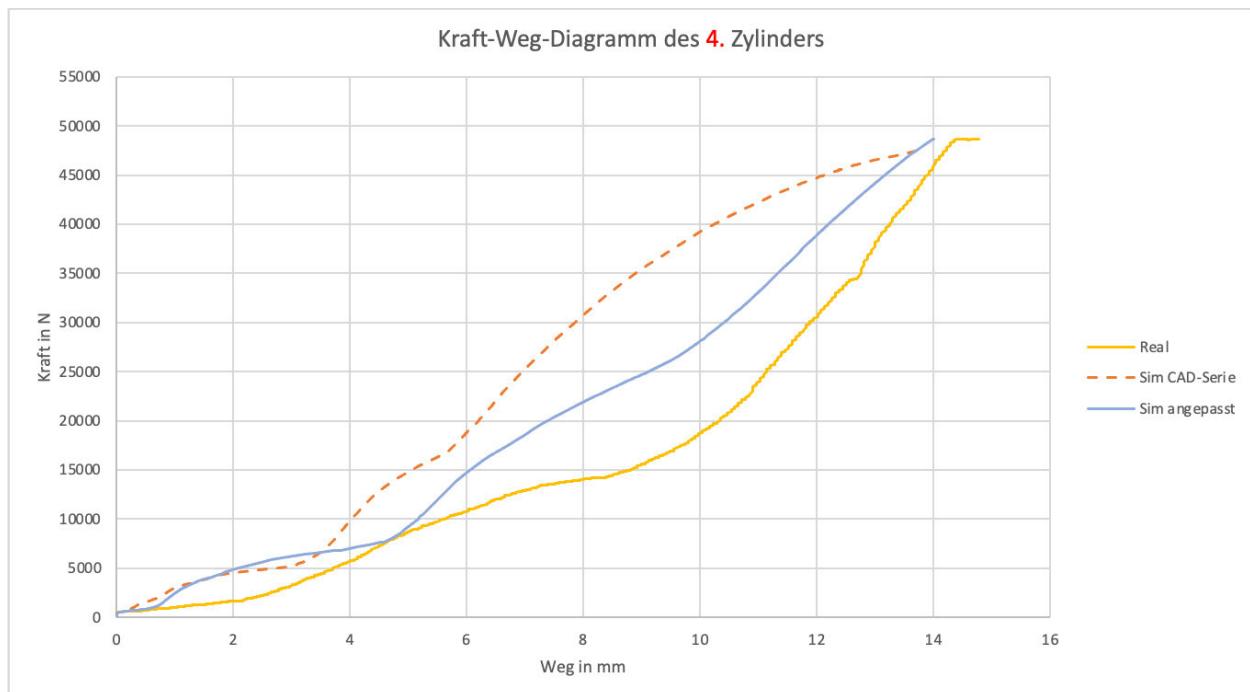
Materialdaten der Werkstoffe bei 20°C				
Werkstoff	E-Modul	Querkontraktionszahl	Streckgrenze	Zugfestigkeit
	[MPa]	[-]	[MPa]	[MPa]
1.0960 / S320MC	210000	0,314	1125	1400
PE-HD	1179	0,35	11,3	26
1.0037 / S235JR	210000	0,314	270	500
1.0570 / S355J2	210000	0,314	355	654
1.0976 / S355MC	181315	0,29	389	540
1.4828 / X15CrNiSi20-12	205539	0,235	280	680
1.4835 / X9CrNiSiNCe21-11-2	198796	0,3	410	731

A.2 Zuordnung der Werkstoffe

Werkstoffe	1.0960 S320MC	PE-HD	1.0037 S235JR	1.0570 S355J2	1.0976 S355MC	1.4828 X15CrNiS120-12	1.4835 X9CrNiS12-11-2
Bauteile	Aufweitwerkzeug, Aufweidorn	PE-Ringe	Aufnahmplatte, Deckel, Schlebehüse, Zwischenlage, Abstützung, Zentrierelemente, Niedernhalter	Stange, Passfeder	E-Flansche	Innenrohre	Schutzhör

A.3 Kraft-Weg-Kurven der Zylinder 2 bis 4





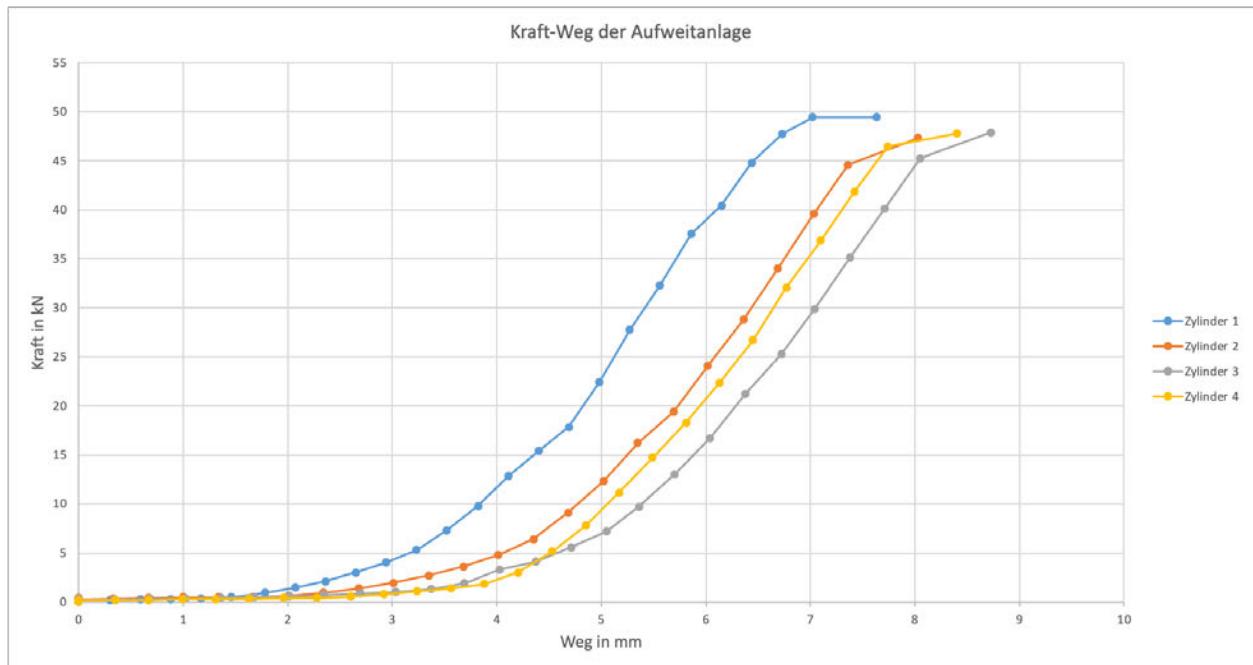
A.4 Morphologischer Kasten

Lösungsansätze Verbesserung der Benchmark-Werte	Morphologischer Kasten zur Ermittlung von Lösungsansätzen zur Optimierung der Aufweitanlage					nach VDI 2221/2222
	Lösungsansatz 1	Lösungsansatz 2	Lösungsansatz 3	Lösungsansatz 4	Lösungsansatz 5	
Erhöhung der Restklemmkraft	nachbilden der Aufweitbackengeometrie an der Kontaktfläche zwischen Dorn und Aufweitwerkzeug	Veränderung des Winkels der Kontaktfläche am Dorn bzw. am Aufweitwerkzeug	Bereiche mit höherer Belastung werden aufgedickt, Aufweitbackenkanten stehen weiter ab	6 Aufweitsegmente 2 mit grader Aufweitbacke 4 mit runder Aufweitbacke	Aufrauen der Kontaktflächen der Krümmer Bauteile	kleine Nasen an den Aufweitbacken
Erhöhung der Restklemmfläche	nachbilden der Aufweitbackengeometrie an der Kontaktfläche zwischen Dorn und Aufweitwerkzeug	Veränderung des Winkels der Kontaktfläche am Dorn bzw. am Aufweitwerkzeug	gewellte Form der Aufweitbacken (punktuell höhere Kontaktkräfte)	Veränderung des der Position der Rohre zum E-Flansch mit Zwischenlage	6 Aufweitsegmente 2 mit grader Aufweitbacke 4 mit runder Aufweitbacke	
Reduzierung der plastischen Verformung (Biegebelastung) des Aufweitwerkzeugs	Verringern der Stangenkraft/ des Zylinderdrucks	Reduzierung des Hebelarms durch entfernen der Zwischenlage	Umkehren des aufweiten, einen Aufweiteil nach unten ziehen zum aufspreizen der Aufweitwerkzeug			
Reduzierung der plastischen Verformung des Aufweidorns	Verringern der Stangenkraft/ des Zylinderdrucks	breitere Dornspitze, damit höhere strukturelle Festigkeit und weniger Stangenweg notwendig	Einsatzhärten der Kontaktfläche			

A.5 Benchmark-Wertetabelle Gesamtübersicht über alle Simulationsergebnisse

Simulations Nr.	Zwischenlage	Simulationsvariablen		Simulationsergebnisse			
		Aufweitwerkzeug	Aufweitdom	Kontaktkraft [kN]	Kontaktfäche [mm ²]	plastische Verformung am Aufweitwerkzeug [%]	plastische Verformung am Aufweitdom [%]
1	ohne	original	original	12,46	83,6	0,110	1,811
2	mit	original	original	8,08	88,8	0,074	2,212
3	ohne	original	Optimierungsvariante 1	14,56	84,9	0,315	3,053
4	ohne	original	Optimierungsvariante 2	14,36	84,1	0,335	17,189
5	ohne	Optimierungsvariante 1	original	12,92	75,8	0,132	1,788
6	mit	Optimierungsvariante 1	original	8,92	94,5	0,087	1,779
7	ohne	Optimierungsvariante 1	Optimierungsvariante 1	15,56	76,7	0,106	6,399
8	mit	Optimierungsvariante 1	Optimierungsvariante 1	11,21	109,9	0,150	5,274
9	mit	Optimierungsvariante 2	original	7,85	93,5	0,059	1,378
10	ohne	Optimierungsvariante 2	original	12,3	70,0	0,036	2,035
11	mit	Optimierungsvariante 3	original	8,94	108,9	0,157	1,537
12	ohne	Optimierungsvariante 3	original	14,17	73,9	0,107	1,505
13	mit	Optimierungsvariante 4	original	7,83	85,3	0,129	1,600
14	ohne	Optimierungsvariante 4	original	12,43	73,6	0,061	1,596
15	mit	Optimierungsvariante 4	Optimierungsvariante 1	10,57	118,1	0,212	6,725
16	ohne	Optimierungsvariante 4	Optimierungsvariante 1	15,43	78,6	0,196	8,302
17	Kraft an der Stange 35kN 0,75 mm hoch mit		Optimierungsvariante 1	2,01	29,7	0	3,300
18	0,75 mm hoch mit		Optimierungsvariante 3	9,71	91,0	0,139	1,543

A.6 Kraft-Weg-Kurve der Aufweitanlage mit falschem Stangenweg



A.7 Digitaler Anhang

Der digitale Anhang enthält auf der beigelegten CD folgende Dateien:

- Die Bachelorthesis als PDF-Datei
- Die Bachelorthesis als docx-Datei

Eigenständigkeitserklärung



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Raht

Vorname: Philip

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Optimierung einer Aufweitanlage mit Hilfe der FEM

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

Datum

Unterschrift im Original