

20

**Maschinenbau**  
Lehrstuhl für  
Umformtechnik  
und Gießereiwesen

Tim Benkert

# Blechradkörper für Leichtbauzahnräder

Eine Machbarkeitsstudie zur Herstellung  
von tiefgezogenen und feingeschnittenen  
Innenteilen mehrteiliger Zahnräder

*Schriftenreihe Umformtechnik  
und Gießereiwesen*

# Blechraddkörper für Leichtbauzahnräder

Eine Machbarkeitsstudie zur Herstellung  
von tiefgezogenen und feingeschnittenen  
Innenteilen mehrteiliger Zahnräder

*Tim Benkert*

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen  
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen  
Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Prof. Dr.-Ing. Johannes Fottner

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk
2. Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl

Die Dissertation wurde am 10.04.2019 bei der Technischen  
Universität München eingereicht und durch die Fakultät für  
Maschinenwesen am 23.10.2019 angenommen.

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation  
in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische  
Daten sind im Internet über <https://portal.dnb.de> abrufbar.

## Impressum

1. Auflage

Copyright © 2020 TUM.University Press

Copyright © 2020 Tim Benkert

Alle Rechte vorbehalten

Reihe: Schriftenreihe Umformtechnik und Gießereiwesen

Herausgeber: Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen (utg),  
Technische Universität München

Layout und Gestaltung: Tim Benkert

Layoutrichtlinien der Umschlaggestaltung: Designbuero Josef Grillmeier Munich

Umschlaggestaltung: Caroline Ennemoser

Umschlagabbildung: Caroline Ennemoser unter Verwendung von grafischem Material von Tim Benkert

Druck und Einband: CPI books GmbH, Leck

TUM.University Press

Technische Universität München

Arcisstrasse 21

80333 München

ISSN: 2569-4928

DOI: 10.14459/2019md1481732

ISSN gedruckte Ausgabe: 2364-6942

ISBN gedruckte Ausgabe: 978-3-95884-046-1

[www.tum.de](http://www.tum.de)

*Für meine Familie*

# Vorwort

„*Ich bin Ingenieur, ich löse Probleme.*“ habe ich zum Ende des Jahres 2012 auf dem T-Shirt eines Studenten gelesen. Das war kurz nach dem Beginn meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen (*utg*) der Technischen Universität München. Im Laufe meiner Zeit am Institut ist dieser Spruch für mich zu einer Art Grundeinstellung zu meiner Arbeit geworden, die mich auf dem Weg zum Schreiben dieser Zeilen, vor allem in den schwierigen Zeiten, nie den Glauben an eine Lösung für alle noch so unüberwindbar erscheinenden Schwierigkeiten hat verlieren lassen. Aber diese Grundeinstellung allein wäre nicht annähernd ausreichend gewesen, um heute diese Zeilen zu schreiben. Noch viel wichtiger sind die vielen Wegbegleiter, die mich auf dem Weg unterstützt haben. Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Hartmut Hoffmann bedanken, der 2006 in der Pause einer Dekanatssitzung zu den drei Erstsemestern geschlendert kam, die vor dem Dekanatssaal in ihre Studienunterlagen vertieft an einem Tisch saßen. Nach einem kurzen Gespräch wusste Prof. Hoffmann, dass einer der drei Studenten, wie er selbst, aus Berlin stammt und der Student, dass man am *utg* die noch fehlenden Wochen des Vorpraktikums nachholen kann. So kam ich zum *utg* und bin zwölf Jahre geblieben. Herrn Prof. Hoffmann gebührt mein Dank für sein damals wie auch heute noch bestehendes Interesse an den kleinen aber dennoch wichtigen Dingen, die andere gerne übersehen. Zu Beginn meiner Tätigkeit als Wissenschaftler am *utg* war auch für den Lehrstuhl kurz zuvor eine neue Zeit angebrochen, als Herr Prof. Wolfram Volk das Ordinariat von seinem Vorgänger übernahm. Ihm gebührt mein Dank für das stete Vertrauen in mich und meine Fähigkeiten, das er mir während meiner ganzen Zeit am Lehrstuhl entgegen brachte. Dazu kommt die Gewährung von enormen Freiheiten in der Ausgestaltung meiner Tätigkeit und sein für alle Sorgen und Nöte stets offenes Ohr. Besonders sei Herrn Prof. Volk für die fachliche Unterstützung gedankt, die sehr wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beitrug. Herrn Prof. Stahl vom Lehrstuhl für Maschinenelemente danke ich sehr herzlich dafür, dass er sich zur Übernahme des Koreferates bereit erklärt hat. Aber nicht nur Professoren unterstützen einen wissenschaftlichen Mitarbeiter – den vielen anderen Doktoranden am Institut gebührt ein mindestens ebenso großer Dank. Mit vielen von euch ging ich durch Höhen und so manche Tiefe, was uns noch lange verbinden wird. Besonders hervorheben möchte ich Frau Maria Hiller, mit der ich mir über fünf Jahre ein Büro teilen durfte. Sie kennt sich heute mit mehrteiligen Zahnrädern erstaunlich gut aus, während ich tiefe Einblicke ins Rotationsclinchen gewinnen durfte. Für die vielen Diskussionen und die Einführung in Abaqus, vor allem aber für die Süßigkeiten zur rechten Zeit, werde ich ihr immer dankbar bleiben. Hervorheben möchte ich auch die Jungs aus der Werkstatt, Marco Olbrich-Baier und Andreas Fuhrmann, die mir so manches Mal geholfen haben, wenn mal wieder nichts funktionieren wollte. Über die Grenzen des Lehrstuhls hinaus habe ich bei der Bearbeitung des Forschungsprojektes Massiver Leichtbau

Teilprojekt 2 die Herren Dawid Nadolski, Robert Meissner, Christoph Leonhardt und Michael Otto kennenlernen dürfen. Zusammen konnten wir das Forschungsprojekt zum Erfolg führen und hatten eine Menge Freude dabei. Mir sei verziehen, dass ich an dieser Stelle keine weiteren Namen aufzähle, da die Liste einen erstaunlichen Umfang erreichen würde.

Die beruflichen Wegbegleiter haben ihren Anteil an den Inhalten dieser Arbeit, die privaten Wegbegleiter an dem Menschen dahinter. Allen voran möchte ich hier meinen Eltern Kerstin und Olaf danken, die mich, seit ich mich erinnern kann, immer bedingungslos in allen Lebenslagen unterstützt und an mich geglaubt haben. Gleiches gilt für meine Großeltern Ingrid, Rosi, Erwin und Manfred, die immer da waren, wenn ich sie brauchte. Oma Ingrid gebührt mein besonderer Dank für saure Eier, Oma Rosi der für Gulasch und Knödel und meinen beiden Opas Erwin und Manfred für die Lehre im Skat. Meiner Schwester möchte ich für die vielen schönen Momente einer unbeschwerten Kindheit danken, an der sie einen erheblichen Anteil hat. Michael möchte ich dafür danken, dass er heute Freund und Opa ist. Zu diesem engsten Kreis der Familie kamen 2011 meine heutige Frau Katharina und 2017 unsere gemeinsame Tochter Ida hinzu. Euch beiden gilt mein allergrößter Dank für alles, was ihr auf euch nehmen musstet, damit ich mir die Zeit nehmen konnte, um diese Arbeit zu schreiben. Und vor allem dafür, dass ihr mein Leben Tag für Tag lebenswert macht.

Tim Benkert

München, im Januar 2019

# Kurzbeschreibung

Der stete Leichtbaudruck in der Automobilindustrie hat inzwischen den Antriebstrang erfasst und damit auch Zahnräder in den Fokus gerückt. Diese stark heterogen belasteten Bauteile sind bisher keinen Leichtbaumaßnahmen unterzogen worden, welche neben dem Design auch die Fertigung berücksichtigen. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgen Untersuchungen an mehrteiligen Zahnrädern, die aus einem Zahnkranz und einem Radkörper bestehen, wobei der Radkörper den Zahnkranz mit der Welle verbindet und daher auch die Zahnkräfte überträgt. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf dem Design und der Fertigung von Radkörpern in Blechbauweise für mehrteilige Zahnräder, die mindestens 25 % leichter als das massive Referenzzahnrad, in Großserie herstellbar und tragfähig sind. Als Fertigungsverfahren für die Radkörper kommen Tiefziehen und Feinschneiden zum Einsatz. In der Arbeit kann gezeigt werden, dass mit beiden Fertigungsverfahren mehrteilige Zahnräder herstellbar sind, die die Anforderungen an die Tragfähigkeit erfüllen. Die feingeschnittenen Radkörper sparen mehr als 33 % Masse ein und erreichen in den Tragfähigkeitsuntersuchungen höhere Werte als mehrteilige Zahnräder mit tiefgezogenen Radkörpern, wobei letztere Variante mit 45 % Masseinsparung noch einmal deutlich leichter ist. Beide Fertigungsverfahren sind großserientauglich, womit die Aufgabenstellung erfolgreich erfüllt wird.

## Executive Summary

The need to reduce their product's weight has forced the automotive industry to focus on the drive train which brings the gearwheel into focus as well. These very heterogeneously loaded parts have not been investigated yet with a focus on the combination of lightweight design and manufacturing. In this work, investigations on multi-component gearwheels, consisting of a gear ring and a wheel body, are carried out. The wheel body connects gear ring and shaft while transmitting the tooth forces. This work focuses on the design and the manufacturing process of sheet metal wheel bodies for multi-component gearwheels. These multi-component gearwheels shall be reduced in mass by 25 % compared to the solid reference gearwheel, suitable for mass-production and capable of carrying the applied load. As manufacturing processes deep drawing and fine blanking are chosen. This work proofs, that with the mentioned manufacturing processes gearwheels that can carry the applied loads are manufacturable. Gearwheels with fine blanked wheel bodies reduce the gearwheel's mass by more than 33 % and carry more load than their counterparts with deep drawn wheel bodies. The latter reduce the gearwheel's weight even further to more than 45 %. Both manufacturing processes are suitable for mass-production. Therefore, the task of this work is fulfilled.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Verzeichnis der Kurzzeichen</b> . . . . .	<b>XI</b>
<b>Verzeichnis der Abkürzungen</b> . . . . .	<b>XII</b>
<b>Veröffentlichungen und Studienarbeiten</b> . . . . .	<b>XIII</b>
<b>Bemerkungen zu dieser Arbeit</b> . . . . .	<b>XIV</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen</b> . . . . .	<b>3</b>
2.1 Finite-Elemente-Methode . . . . .	3
2.1.1 Preprocessing . . . . .	3
2.1.2 Solver . . . . .	7
2.1.3 Postprocessing . . . . .	8
2.2 Tiefziehen . . . . .	9
2.2.1 Einordnung und Eigenschaften . . . . .	9
2.2.2 Fehler und Arbeitsbereich beim Tiefziehen . . . . .	10
2.3 Feinschneiden . . . . .	12
2.3.1 Einordnung und Eigenschaften des Feinschneidens . . . . .	12
2.3.2 Bauteilqualität beim Feinschneiden . . . . .	13
2.4 Leichtbau . . . . .	13
2.4.1 Bedingungsleichtbau . . . . .	15
2.4.2 Konzeptleichtbau . . . . .	16
2.4.3 Werkstoffleichtbau . . . . .	16
2.4.4 Gestaltleichtbau . . . . .	17
2.4.5 Fertigungsleichtbau . . . . .	17
2.5 Zahnräder . . . . .	18
2.5.1 Herstellungsverfahren von Zahnrädern . . . . .	18
2.5.2 Bauformen von Zahnrädern . . . . .	19
2.6 Fazit . . . . .	21
<b>3 Zielsetzung und Vorgehensweise</b> . . . . .	<b>22</b>
<b>4 Versuchsanlagen und Messeinrichtungen</b> . . . . .	<b>24</b>
4.1 Versuchsanlagen . . . . .	24
4.1.1 Ölhdraulische Presse . . . . .	24

---

4.1.2	Versuchswerkzeug . . . . .	25
4.1.3	Universalprüfmaschine . . . . .	26
4.1.4	Blechprüfmaschine mit optischem Messsystem . . . . .	27
4.1.5	Handkurbelpresse . . . . .	28
4.2	Messeinrichtungen . . . . .	28
4.2.1	Oberflächenmessplatz . . . . .	28
4.2.2	Koordinatenmessgerät . . . . .	30
4.2.3	Laborspektrometer . . . . .	31
<b>5</b>	<b>Versuchswerkstoffe . . . . .</b>	<b>33</b>
5.1	Tiefziehstahl DC04 . . . . .	33
5.2	Dualphasenstähle HCT780X, HCT980X und HCT980XG . . . . .	36
5.3	Edelstahl 1.4301 . . . . .	39
5.4	Einsatzstahl 18CrNiMo7-6 . . . . .	41
<b>6</b>	<b>Referenzzahnrad, Testrad und Versuchsaufbau . . . . .</b>	<b>44</b>
6.1	Referenzzahnrad . . . . .	44
6.2	Zahnkranz und Testring . . . . .	44
6.3	Versuchsaufbau . . . . .	47
6.3.1	Prüfstand . . . . .	47
6.3.2	Simulationsmodell . . . . .	48
<b>7</b>	<b>Probenherstellung . . . . .</b>	<b>63</b>
7.1	Blechpaketierter Radkörper . . . . .	63
7.1.1	Vorüberlegungen zur Topologie des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	63
7.1.2	Topologiefindung des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	65
7.1.3	Dimensionierung des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	72
7.1.4	Fertigung der Blechlagen . . . . .	75
7.1.5	Montage der blechpaketierten Radkörper . . . . .	78
7.1.6	Qualitätskontrolle der blechpaketierten Radkörper . . . . .	80
7.1.7	Fügen von blechpaketiertem Radkörper und Testring . . . . .	83
7.2	Tiefgezogener Radkörper . . . . .	85
7.2.1	Vorüberlegungen zur Topologie des tiefgezogenen Radkörpers . . . . .	85
7.2.2	Topologiefindung und Dimensionierung des tiefgezogenen Radkörpers . . . . .	87
7.2.3	Methodenplanung zur Herstellung des tiefgezogenen Radkörpers . . . . .	91
7.2.4	Qualitätskontrolle und Montage der Testräder mit tiefgezogenem Radkörper . . . . .	98
<b>8</b>	<b>Untersuchungen zum statischen Drehmoment . . . . .</b>	<b>102</b>
8.1	Versuchsdurchführung . . . . .	102

---

8.2	Versuchsergebnisse und Diskussion . . . . .	105
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick . . . . .</b>	<b>112</b>
9.1	Zusammenfassung . . . . .	112
9.2	Ausblick . . . . .	114
<b>A</b>	<b>Abbildungsverzeichnis . . . . .</b>	<b>116</b>
<b>B</b>	<b>Tabellenverzeichnis . . . . .</b>	<b>121</b>
<b>C</b>	<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>122</b>
<b>D</b>	<b>Normenverzeichnis . . . . .</b>	<b>136</b>
<b>E</b>	<b>Anhang . . . . .</b>	<b>138</b>
E.1	MaterialModeler . . . . .	138
E.1.1	Gruppe Datenhandling . . . . .	140
E.1.2	Gruppe Auswertung . . . . .	142
E.1.3	Gruppen Visualisierung und Export . . . . .	147
E.2	Diagramme zur Steifigkeit der tiefgezogenen Radkörper . . . . .	149
E.3	Vektorgrafik des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	151
E.4	Übermaße der untersuchten Testräder . . . . .	152
E.5	Fertigungszeichnungen der Aktivelemente des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	156
E.6	Fertigungszeichnungen der Aktivelemente des tiefgezogenen Radkörpers . . . . .	160
E.7	Materialmodelle . . . . .	166

# Verzeichnis der Kurzzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	‰	Bruchdehnung
$A_g$	‰	Gleichmaßdehnung
E	MPa	E-Modul
$\varepsilon_{ges}$		Gesamtdehnung
$\varepsilon_{el}$		elastischer Anteil der Gesamtdehnung
$\varepsilon_{pl}$		plastischer Anteil der Gesamtdehnung
$\varepsilon_l$		Längsdehnung, Dehnung in Walzrichtung
$\varepsilon^{tech}$		technische Dehnung, Ingenieursdehnung
$\varepsilon^{wahr}$		wahre Dehnung
D	mm	Durchmesser
$A_0$	mm	Ausgangsquerschnitt
s	mm	aktuelle Blechdicke
$s_0$	mm	Ausgangsblechdicke
SD	verschieden	Standardabweichung
$\sigma^{tech}$	MPa	technische Spannung, Ingenieursspannung
$\sigma^{wahr}$	MPa	wahre Spannung

# Verzeichnis der Abkürzungen

D20	Bezeichnung einer Ziehstufe in einem Umformwerkzeug, hier Stufe 20
FEM	Finite-Elemente-Methode
FZG	Lehrstuhl für Maschinenelemente - Forschungsstelle für Zahnräder- und Getriebebau
RK	Radkörper
SD	standard deviation (de: Standardabweichung)
T30	Bezeichnung einer Beschnittstufe in einem Umformwerkzeug, hier Stufe 30
utg	Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen
ZK	Zahnkranz

# Veröffentlichungen und Studienarbeiten

Hier sind die im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Veröffentlichungen und Studienarbeiten aufgeführt.

## Veröffentlichungen

- BENKERT, Tim (2016). „Deep Drawing of Gear Wheel Bodies“. In: *International Cold Forging Group*. Hrsg. von Mathias LIEWALD. International Cold Forging Group Plenary Meeting. Stuttgart, S. 141–143.
- BENKERT, Tim, Maria HILLER und Wolfram VOLK (2017). „Multi-component lightweight gearwheels with deep-drawn wheel body for automotive applications“. In: *Journal of Physics: Conference Series* 896, S. 012083. DOI: 10.1088/1742-6596/896/1/012083. URL: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/896/1/012083/pdf>.
- BENKERT, Tim, Maria HILLER und Wolfram VOLK (2018). „A holistic approach to lightweight design of multi-component gearwheels“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 418, S. 012121. DOI: 10.1088/1757-899X/418/1/012121.
- MEISSNER, Robert, Tim BENKERT, Maria HILLER, Mathias LIEWALD und Wolfram VOLK (2017). „Manufacturing processes of multi-component gearwheels“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 81.2-3, S. 265–269. DOI: 10.1007/s10010-017-0249-6. URL: <http://rdcu.be/vLdX>.
- MEISSNER, Robert, Tim BENKERT, Mathias LIEWALD und Wolfram VOLK (2017). „Lightweight gearwheel design using separate gear ring and wheel body: Part II: Different manufacturing concepts for replacing a full body gearwheel“. In: *Steels in Cars and Trucks 2017 Proceedings*. Hrsg. von STEEL INSTITUTE VDEH. Leeuwenhorst.

## Studienarbeiten

- MAIER, Daniel (2017). „Virtuelle Untersuchungen und experimentelle Umsetzung des Tiefziehprozesses für Radkörper gebauter Zahnräder“. Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen. Master Thesis. München: Technische Universität München.
- STÖCKL, Simeon (2016). „Geometrieoptimierung eines Zahnradkörpers mit ANSYS Workbench“. Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen. Semesterarbeit. München: Technische Universität München.

# Bemerkungen zu dieser Arbeit

## Konzept

Diese Ausarbeitung ist als Arbeitsdokument konzipiert, da die Mehrzahl der Leser sie nicht vollständig sequentiell lesen wird. Daher sind auch außerhalb des Grundlagenteils Inhalte zu finden, die streng genommen in den Grundlagenteil gehören. Da diese Inhalte jedoch nur an den Stellen benötigt werden, an denen sie stehen, ist es für die Mehrzahl der Leser von Vorteil, wenn das zum Verständnis benötigte Fachwissen an der Stelle steht, an der sie gerade interessiert sind.

## Zitation

Das Literaturverzeichnis dieser Arbeit ist nach DIN ISO 690 formatiert und die Zitierung im Text erfolgt nach dem Namen-Datum-System (DIN ISO 690 Anhang A.2). Zitationen im Text, die innerhalb des Satzzeichens stehen, beziehen sich direkt auf den vorhergehenden Satz. Zitationen nach dem Satzzeichen beziehen sich auf den vorhergehenden Absatz.

## Standardabweichung

Ist im Rahmen dieser Arbeit von Standardabweichung  $SD$  die Rede, ist - sofern nicht anders angegeben - die empirische Standardabweichung einer Stichprobe mit  $N$  Elementen nach *Formel 0.1* gemeint (Henze, 2013, S. 30 f.).

$$SD = + \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{Formel 0.1})$$

$N$  Anzahl der Stichprobenelemente

$x_i$  Wert der  $i$ -ten Messung

$\bar{x}$  arithmetischer Mittelwert der Stichprobenelemente

Auf die in anderen Fachrichtungen übliche, genauere Unterscheidung der Begriffe der Statistik wird hier der Übersichtlichkeit halber verzichtet.

## **Wikipedia**

Dozenten an Universitäten, Lehrer und weiteres Bildungspersonal weisen ihre Studenten bzw. Schüler immer wieder darauf hin, dass Wikipedia keine zitierfähige Quelle darstellt. So richtig es ist, sich mit den Inhalten von Quellen kritisch auseinander zu setzen, so falsch ist es nach Meinung des Autors auch, eine Quelle pauschal auszuschließen. Zumal bei der Recherche zu dieser Arbeit diverse Fehler in Fachliteratur aufgefallen sind, die sich nicht einfach korrigieren lassen. Darüber hinaus ist der Autor langjähriges Fördermitglied des Wikimedia Deutschland e.V. und der Wikipedia grundsätzlich sehr positiv gegenüber eingestellt. Des Weiteren nimmt - vor allem in den USA - in der wissenschaftlichen Community die Nutzung von Wikipedia als Primärquelle seit Jahren stetig zu (Huggett, 2012). Daher gibt es in dieser Arbeit einen Verweis auf Wikipedia als Primärquelle. Die dortige Erklärung des Begriffes „Knackfrosch Effekt“ ist anschaulich und verständlich.



# 1 Einleitung

Die Automobilindustrie ist schon seit langer Zeit bestrebt, das Gewicht ihrer Fahrzeuge zu reduzieren. Ursachen dafür sind zahlreich, u. a. die Steigerung von Fahrdynamik und Zuladung oder die Reduzierung von Treibstoffverbrauch und Emissionen. Zu einem erheblichen Teil sind die aktuellen Leichtbaubestrebungen jedoch extrinsisch durch gesetzliche Vorgaben zum maximalen Schadstoffausstoß (European Commission, 2017) motiviert. Der daraus resultierende Leichtbaudruck mündete in der Vergangenheit bereits in zahlreichen Forschungs- und Entwicklungsprojekten. Dabei stand die Karosserie klar im Fokus der Untersuchungen (Severin, 2014, S. 11), da sie am Fahrzeuggesamtgewicht den größten Einzelposten darstellt (Porsche Engineering Services, 1998; World Auto Steel, 2002). Daraus folgen auch die stark gestiegenen Kosten für jedes einzusparende Kilogramm in diesem Bereich. Des Weiteren sind die an der Fertigung der Karosserie beteiligten Fertigungsverfahren ebenfalls intensiv untersucht worden. Neuere Initiativen widmen sich den Komponenten in Antriebstrang und Fahrwerk sowie den beteiligten Fertigungsverfahren. Bei den im Antriebstrang verbauten Komponenten handelt es sich vorrangig um Zulieferteile, weshalb großangelegte, koordinierte Leichtbauinitiativen in diesem Bereich bisher kaum vorhanden sind. Mit der Industrieinitiative „Massiver Leichtbau“ (Industrieverband Massivumformung e. V., 2019) und einem gleichnamigen öffentlich geförderten Forschungscluster ändert sich dies. Während sich die Industrieinitiative dem gesamten Antriebstrang zuwendet, ist das Forschungscluster auf das Bauteil Zahnrad fokussiert. Das Zahnrad als Forschungsobjekt ist von hohem Interesse, da es ein stark heterogen belastetes Bauteil darstellt. Die höchsten Belastungen treten am Zahnfuß auf, während das Bauteilinnere um Größenordnungen geringere Belastungen aufnimmt. Als Folge der hohen Belastungen an der Verzahnung und der immer weiter steigenden Leistungsdichte in Getrieben, bestehen Zahnräder aus immer teurer werdenden Hightechstählen, deren Fähigkeiten im Bauteilinneren nicht annäherungsweise ausgeschöpft werden. Als Hauptgrund dafür, dass bis heute Voll- und Stegräder in massiver Bauweise in Automobilgetrieben zum Einsatz kommen, sind vor allem die Herstellkosten zu nennen. (Projektbegleitender Ausschuss Massiver Leichtbau, 2017) Eine Reduzierung und stetige Verbesserung der Fertigungsschritte über die letzten Jahrzehnte hat zu einem kostenoptimierten Fertigungsprozess geführt, für den es auf Grund der hohen Stückzahlen eigene Fertigungszentren gibt (Radzevich, 2016, S. 6 f.). Aus unbearbeitetem Halbzeug wird in einem vollautomatisierten Prozess das gewünschte Zahnrad hergestellt. Änderungen an diesem Vorgehen müssen sich demnach technisch und wirtschaftlich lohnen, um mit dem etablierten Prozess konkurrieren zu können. Der hohe Kostendruck hat bisher grundlegende Veränderungen verhindert. Weitere Festigkeitssteigerungen der verwendeten Werkstoffe sind jedoch nur unter vermehrter Zugabe teurer Legierungselemente möglich. Damit rückt der Materialpreis von Zahnrädern deutlicher in den Fokus, denn dieser macht bereits heute den größten Anteil

an den finalen Zahnradkosten aus. (Projektbegleitender Ausschuss Massiver Leichtbau, 2017) In Anbetracht der gering belasteten Bereiche im Inneren des Zahnrades, sowie des Kosten- und Leichtbaudrucks, stellt die Differentialbauweise eine Alternative zur monolithischen Bauweise dar. Auf der einen Seite erlaubt diese Bauweise das Ersetzen des gering belasteten Bauteilinneren durch günstigere Materialien und im gleichen Zuge lässt sich durch entsprechendes Design das Gewicht des Zahnrades verringern. Auf der anderen Seite entstehen durch die zusätzliche Trennfuge im Zahnrad und das veränderte Design des Zahnradinneren Unsicherheiten bezüglich der Herstellung und Tragfähigkeit solch mehrteiliger Zahnräder. Diesen Unsicherheiten zu begegnen ist die Motivation für diese Arbeit. Es sollen mehrteilige Zahnräder mit Innenteilen in Blechbauweise hergestellt und deren Tragfähigkeit untersucht werden. Der Fokus bei der Herstellung der Innenteile liegt auf den beiden serientauglichen Fertigungsverfahren Tiefziehen und Feinschneiden.

# 2 Grundlagen

Dieses Kapitel präsentiert das Grundlagenwissen, welches zur Herstellung und Untersuchung der zuvor erwähnten Zahnräder in Differentialbauweise nötig ist. Zunächst wird die Finite-Elemente-Methode (FEM) vorgestellt. Sie ist im Alltag vieler Ingenieure (Klein, 2007, S. 1) und auch in dieser Arbeit ein oft verwendetes Hilfsmittel. Anschließend werden die beiden Fertigungsverfahren Tiefziehen und Feinschneiden beschrieben, wobei der Fokus auf der grundsätzlichen Funktionsweise der Verfahren und der Bauteilqualität liegt. Eine Übersicht zum Leichtbau schließt an die Verfahrensbeschreibung an. Das Kapitel endet mit einem Überblick über die Herstellungsverfahren und die Bauformen von Zahnrädern.

## 2.1 Finite-Elemente-Methode

Das Modellieren von Fertigungsprozessen am Computer und die Berechnung von Ergebnisgrößen wie Spannung oder Dehnung auf Grund des Einwirkens äußerer Lasten, auch an am realen System unzugänglichen Stellen, ermöglichen ein tiefgehendes Prozessverständnis (Lange, 1993, S. 331). Im Folgenden soll ein Einblick in den Ablauf einer Simulation auf Basis der FEM gegeben und die aus den Hintergründen entstehenden Grenzen aufgezeigt werden. Für tiefergehende, theoretische Beschreibungen der FEM sei auf die Literatur<sup>1</sup> verwiesen, da hier dem Verständnis wegen auf Formeln weitestgehend verzichtet wird. Das Arbeiten mit der FEM lässt sich in drei Schritte einteilen – das Preprocessing, die Berechnung (Solver) und das Postprocessing.

### 2.1.1 Preprocessing

Die folgenden Schritte gliedern die Arbeit mit dem Preprocessor (Doege et al., 2010, S. 207; Klein, 2007, S. 5). Ihre Abarbeitung muss jedoch nicht zwingend in jedem Softwaretool in der aufgeführten Reihenfolge erfolgen.

1. Erstellen eines finiten Modells der Realität
2. Anfangs- und Randbedingungen festlegen
3. Kontakte zwischen Bauteilen bzw. Selbstkontakt eines Bauteils definieren
4. Materialkennwerte festlegen

---

<sup>1</sup> u. a. Belytschko et al., 2014; Hahn und Reck, 2018; Klein, 2007; Reddy, 1993; Steinke, 2007; Wagner, 2017; Zienkiewicz et al., 2005

## Finites Modell

Ein kontinuierliches technisches System lässt sich durch einen Satz an meist zeitabhängigen Differentialgleichungen beschreiben (Roddeck, 2016, S. 25). Je nach physikalischer Domäne sind dies andere Gleichungen. So sind die Grundgleichungen, die in der Fluidmechanik zur Anwendung kommen, andere als solche, die in der Elastostatik typischerweise zu finden sind. Allen diesen Differentialgleichungen ist gemein, dass sie sich nur selten exakt analytisch lösen lassen. Die FEM überführt das kontinuierliche in ein diskretes Modell und damit den Differentialgleichungssatz in ein algebraisches Gleichungssystem, welches sich mittels numerischen Näherungsverfahren lösen lässt (Doege et al., 2010, S. 207). Die dabei zum Einsatz kommenden finiten Elemente bestehen aus Knoten und Verbindungen zwischen diesen Knoten, die durch sogenannte Ansatzfunktionen beschrieben werden. Ein Netz aus finiten Elementen bildet den Untersuchungsgegenstand, beispielsweise die Bauteilgeometrie, ab. Abhängig von der Netzgröße ergeben sich bei der Nachbildung der Bauteilform geometrische Abweichungen zwischen Realteil und Modell, weshalb die Netzgröße entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse hat (Klein, 2007, S. 307). Die gewünschten Ergebnisvariablen, wie Spannung oder Dehnung, werden nur noch an den Knoten berechnet und dazwischen mittels der Ansatzfunktionen interpoliert. Kommt das isoparametrische Konzept zur Anwendung, sind die Ansatzfunktionen zur Beschreibung der Geometrie und zur Beschreibung der Ergebnisfunktionen identisch (Hahn und Reck, 2018, S. 155).

Eine essentiell wichtige Entscheidung, die der Berechner beim Aufbau des finiten Modells zu treffen hat, ist die Wahl der Elemente zur Vernetzung (Klein, 2007, S. 307). Abbildung 2.1 gibt eine Übersicht über verschiedene Elementtypen. Die einfachsten Elemente in der jeweiligen Dimension (Simplex-Elemente) haben einen Knoten mehr als die Dimension, der sie entstammen (Belytschko et al., 2014, S. 480). Daraus resultieren in zwei Dimensionen Dreiecks- und in drei Dimensionen Tetraederelemente (Hahn und Reck, 2018, S. 96). Darüber hinaus sind auch Vierecks- bzw. Hexaederelemente häufig anzutreffen. Alle bisher genannten Elemente haben lineare Ansatzfunktionen. Höherwertige Ansatzfunktionen bedingen mehr Knoten auf den Kanten (Hahn und Reck, 2018, S. 103), was in Abbildung 2.1 ebenfalls gezeigt ist. Für

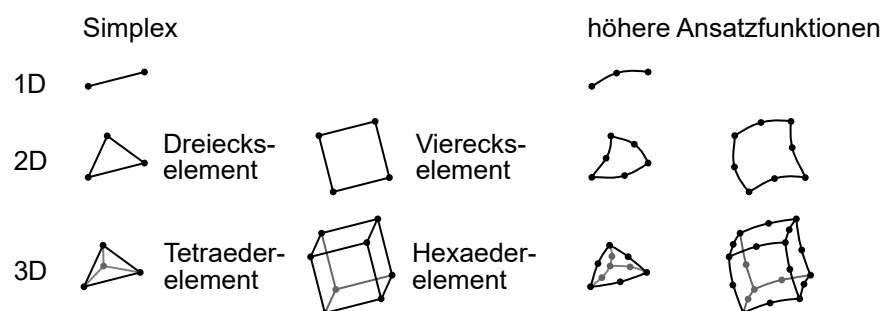


Abbildung 2.1: Kontinuums-elemente für die FEM nach Dassault Systèmes (2018g) und Müller et al. (2007, S. 36)

alle dargestellten Elemente gilt gleichermaßen, dass die Freiheitsgrade an den Knoten auf die Translationen beschränkt sind und sie entsprechend der Dimension ein, zwei oder drei Freiheitsgrade besitzen. Neben den in Abbildung 2.1 dargestellten Elementen gibt es andere, die auf bestimmte Anwendungsfälle zugeschnitten sind. Dreidimensionale Blechbauteile werden meist mit sogenannten Schalenelementen vernetzt, die ähnlich zu den zweidimensionalen Elementen aufgebaut sind. Ihre Knoten haben zusätzliche rotatorische Freiheitsgrade und die Blechdicke wird lediglich als Knotenwert berücksichtigt (Dassault Systèmes, 2018h). Dies reduziert die Knotenanzahl und den Berechnungsaufwand erheblich. Darüber hinaus gibt es noch eine große Anzahl weiterer Elementtypen, die für weitere spezielle Anwendungsfälle formuliert sind.

### **Rand- und Anfangsbedingungen**

Randbedingungen legen die zu untersuchende Struktur u. a. in allen sechs Freiheitsgraden fest und treten in zwei Formen auf (Zienkiewicz et al., 2005, S. 28). Wird die primäre Größe (Kapitel 2.1.3) direkt vorgegeben, wie beispielsweise an einer Lagerstelle, spricht man von geometrischer Randbedingung (o.a. wesentliche, Dirichlet oder Verschiebungsrandsbedingung) (Steinke, 2007, S. 4, 64). Im anderen Fall erfolgt die Vorgabe der Ableitung des Knotenwertes, wie dies beispielsweise bei einer äußeren Kraft der Fall ist. Die Kraft ist über das Materialgesetz mit der Dehnung verknüpft, die die Ableitung der primären Größe Verschiebung darstellt. Eine solche Randbedingung heißt natürliche Randbedingung (o.a. Neumann oder Kraftrandbedingung) (Steinke, 2007, S. 4, 64). Eng verknüpft mit den Randbedingungen sind Anfangsbedingungen. Diese geben ebenfalls Knotenwerte vor, allerdings sind sie nicht auf den Rand des Systems bzw. der Struktur beschränkt. Ein Anwendungsfall wäre die Vorgabe einer homogenen Temperaturverteilung im Bauteil und anschließende Berechnung des zeitlichen Temperaturverlaufes bei Luftabkühlung. Anfangsbedingungen gelten nur zu Beginn der Berechnung, die Ergebnisse des ersten Zeitschrittes bauen auf ihnen auf. Randbedingungen können sich mit fortschreitender Simulationsdauer ändern. Nähere Erläuterungen zur Zeit in der FEM finden sich in Kapitel 2.1.2.

### **Kontakt**

Die Modellierung von Kontakt ist ein nichtlineares Problem (Steinke, 2007, S. 10) und stellt die schwierigste Aufgabe der FEM dar. Der Grund ist die Unstetigkeit, die beim Wechsel vom offenen zum geschlossenen Kontakt auftritt. Sie führt zu Problemen mit der Integration der diskreten Gleichungen und zu Leistungsverlusten bei den Lösungsalgorithmen. Zudem ist meist die Nutzung von Regulierungsprozessen nötig, um den Lösungsvorgang robust zu halten. (Belytschko et al., 2014, S. 598) Um zu gewährleisten, dass sich zwei Körper während der Berechnung nicht durchdringen, definiert der Anwender die Bereiche, welche potenziell in Kontakt kommen könnten (Belytschko et al., 2014, S. 597; Klein, 2007, S. 182). Dabei ist

ein Körper der Kontaktkörper (Master) und der andere der Zielkörper (Slave), wobei meist nur geprüft wird, ob der Master in den Slave eindringt, aber nicht umgekehrt (Klein, 2007, S. 183).

Aus mathematischer Sicht ist ein Kontakt ein Extremwertproblem unter Nebenbedingungen, zur Minimierung der im Körper potenziell gespeicherten Energie, welches sich nur iterativ lösen lässt (Klein, 2007, S. 188). Es gibt verschiedene Möglichkeiten, die Nebenbedingung in das Extremwertproblem einzuarbeiten, darunter die Penalty-Methode, die Methode der Lagrange Multiplikatoren und die hybride augmented (de: angereichert) Lagrange Methode (Dassault Systèmes, 2018b). Allen gemein ist, dass sie in die Potenzialfunktion des Modells zusätzliche Terme einführen. Diese Terme erhöhen beim Durchdringen der Bauteile die potenzielle Energie im Körper (Penalty) bzw. verschwinden erst beim Anliegen der korrekten Kontaktspannung (Lagrange Multiplikator). Die Penalty Methode lässt sich als Feder veranschaulichen, welche sich mit steigender Bauteildurchdringung spannt und dadurch die Kontaktflächen wieder auseinanderdrückt (Wagner, 2017, S. 206 ff.). Der Lagrange Multiplikator lässt sich als Kontaktnormalspannung interpretieren, dessen Wert beim Verschwinden der Durchdringung die gesuchte Größe annimmt (Wagner, 2017, S. 209). Die Penalty Methode hat gegenüber der Lagrange Multiplikatoren Methode zwei Vorteile. Sie ist numerisch stabiler und bringt keine zusätzlichen Unbekannten in das System ein, welche durch zusätzlichen Rechenaufwand zu bestimmen sind. Nachteilig ist jedoch, dass mit kleineren Durchdringungen die Reaktionskraft ebenfalls sinkt und stets Überschneidungen der Bauteile übrig bleiben. Diesen Nachteil behebt die augmented Lagrange Methode. Sie führt in einem ersten Schritt eine Berechnung mit der Penalty Methode durch und löst die verbleibende Durchdringung in einem zweiten Schritt mittels Lagrange Multiplikatoren auf. (Zienkiewicz et al., 2005, S. 196) Weitere Ausführungen zu Kontakt finden sich in Kapitel 6.3.2.3.

## Materialkennwerte

Materialmodelle verknüpfen Spannung mit Dehnung und werden durch Materialkennwerte dem realen Materialverhalten angepasst. Im einfachsten, linear-elastischen Fall ist das Modell das Hooke'sche Gesetz und die Kennwerte der Elastizitätsmodul sowie die Querkontraktionszahl (Hahn und Reck, 2018, S. 23). Zur darüber hinausgehenden Beschreibung von nichtlinearem Materialverhalten gibt es verschiedene mathematische Ansätze. Für die Modellierung von Blechwerkstoffen sind die Ansätze von Ludwik (1909), Ghosh (1977), Hockett et al. (1975), Swift (1952) und Voce (1948) weit verbreitet. Einige Simulationstools nehmen die Parameter dieser Ansätze direkt entgegen, es kommen jedoch auch Tabellen aus Wertepaaren von Spannung und Dehnung zum Einsatz. Jocham (2018, S. 10 ff.) gibt einen Überblick über die Experimente und Modelle zur Charakterisierung des Materialverhaltens von Feinblechen. Bruschi et al. (2014) beschreiben darüber hinaus auch die bei der Massivumformung relevanten Experimente und Modelle. Ilschner et al. (1986) haben der Thematik ein ganzes Buch gewidmet. Im Rahmen

dieser Arbeit ist eine Software zum Erstellen von Materialmodellen für Simulationstools aus Messdaten entstanden, die in Benkert, Hartmann et al. (2019) vorgestellt wird.

### 2.1.2 Solver

Nach der Erstellung des Modells im Preprocessing, übernimmt der Solver dessen Beschreibung durch seine maßgeblichen Gleichungen, diskretisiert diese und löst sie schlussendlich (Belytschko et al., 2014, S. 2). Der Anwender nimmt vor allem durch die Vorgabe des Lösungsverfahrens Einfluss auf den Solver. Vor dem Einsatz eines Lösungsverfahrens ist die Zeit zu diskretisieren, welche danach nicht mehr kontinuierlich, sondern in Schritten abläuft. Um von einem Zeitpunkt  $t_1$  zu einem Zeitpunkt  $t_2$  zu gelangen, ist eine endliche Anzahl von Zeitschritten  $\Delta t$  notwendig. Ausgehend von der Annahme, dass die gesuchten Größen zu einem Zeitpunkt  $t$  bekannt sind, stellt sich nun die Frage, wie diese zum nächsten Zeitpunkt  $t + \Delta t$  zu ermitteln sind. (Klein, 2007, S. 238) Dazu werden die bereits angesprochenen Lösungsverfahren genutzt, welche in implizite und explizite Verfahren unterteilt sind (Steinke, 2007, S. 48). Namensgebend für beide Verfahren sind die zu Grunde liegenden Differenzgleichungen, welche aus der Diskretisierung der kontinuierlichen Differentialgleichungen hervorgehen. Eine Differenzgleichung wird explizit genannt, wenn ihre Gleichung zu einem Zeitpunkt  $t$ , nur Ableitungen von vorhergehenden Zeitschritten enthält. Implizite Gleichungen enthalten zu einem Zeitpunkt  $t$  auch Ableitungen des aktuellen Zeitschrittes. (Belytschko et al., 2014, S. 332)

#### Explizites Vorgehen

Das explizite Vorgehen rechnet „in die Zukunft“, da es auf Basis der bekannten Größen zum Zeitpunkt  $t$ , die unbekanntes Größen zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  ermittelt (Klein, 2007, S. 239; Wagner, 2017, S. 224). Die Zeitschrittweite darf dabei nicht zu groß werden, um den Fehler klein und die Berechnung stabil zu halten (Wagner, 2017, S. 234, 238). Der maximale Zeitschritt hängt vom Elastizitätsmodul, der Materialdichte und der minimalen charakteristischen Länge im System ab (Belytschko et al., 2014, S. 335). Die charakteristische Länge liegt zwischen der Länge der Elementkanten und der Länge der Elementdiagonalen des kleinsten Elementes im System (Steinke, 2007, S. 57). *Formel 2.1* zeigt die Berechnung des minimalen Zeitschrittes bei einer minimalen charakteristischen Länge von 1 mm und den Materialkennwerten von Stahl. Um die hohe Anzahl von Zeitschritten zur Berechnung einer realen Sekunde zu reduzieren, kann das Netz gröber gestaltet (oftmals nicht gewünscht), Einfluss auf Dichte und E-Modul genommen oder der Vorgang beschleunigt werden. Die letzten beiden Möglichkeiten greifen in die Physik des Modells ein und kommen daher nur in Modellen zum Einsatz, in denen Trägheitskräfte keine Rolle spielen. Das explizite Verfahren kommt oft bei hochdynamischen Problemen wie beispielsweise Crash zum Einsatz, da der Rechenaufwand pro Zeitschritt im Vergleich zum

impliziten Verfahren klein ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass - bei geeigneter Aufstellung der Massenmatrix - keine Gleichungssysteme zu lösen sind (Wagner, 2017, S. 325). Zudem lassen sich Randbedingungen und Nichtlinearitäten genau abbilden. (Lange, 1990, S. 420)

$$\Delta t_{max} = \frac{l_{char}}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} = \frac{1 \text{ mm}}{\sqrt{\frac{210 \times 10^3 \text{ N/mm}^2}{7,85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3}}} \approx 1,93 \times 10^{-7} \text{ s} \quad (\text{Formel 2.1})$$

$\Delta t_{max}$  maximale Zeitschrittweite

$l_{char}$  charakteristische Länge

$E$  E-Modul

$\rho$  Dichte

### Implizites Vorgehen

Beim impliziten Vorgehen werden die Differenzgleichungen am Zeitpunkt  $t + \Delta t$  ausgewertet (Belytschko et al., 2014, S. 332). Implizite Gleichungen lassen sich nur iterativ lösen (Klein, 2007, S. 239), was als positiven Effekt zur Folge hat, dass zu jedem Zeitschritt ein Gleichgewicht gesucht wird. Somit sind Berechnungsgüte und -stabilität von der Zeitschrittweite unabhängig (Wagner, 2017, S. 229). Allerdings treten Konvergenzprobleme auf, falls der Gleichgewichtszustand nicht zu finden ist. Dann bricht die Berechnung ab, da zur Berechnung der Ergebnisgrößen des aktuellen Zeitschrittes die Ergebnisse des vorherigen Zeitschrittes benötigt werden. Vor allem Nichtlinearitäten verursachen beim impliziten Verfahren regelmäßig Konvergenzprobleme. (Doege et al., 2010, S. 420; Klein, 2007, S. 239)

### 2.1.3 Postprocessing

Das Postprocessing dient der Visualisierung der berechneten Ergebnisse (Reddy, 1993, S. 279). Dabei macht die Datenfülle meistens die Nutzung des Rechners notwendig (Steinke, 2007, S. 5). Zusätzlich zu diesen Aufgaben sehen Hahn und Reck (2018, S. 224) die sogenannte Nachlaufrechnung im Bereich des Preprocessings angesiedelt, welche die sekundären aus den primären Größen berechnet. Primäre Größen kommen in der Berechnung direkt vor, sekundäre Größen müssen, beispielsweise über das Materialgesetz, aus den primären Größe berechnet werden.



## 2.2 Tiefziehen

### 2.2.1 Einordnung und Eigenschaften

Nach DIN 8580 sind die Fertigungsverfahren in sechs Hauptgruppen eingeteilt und darauf aufbauend legen weitere Normen Gruppen und Untergruppen fest. Tiefziehen gehört zur Hauptgruppe „Umformen“ und damit zu den Verfahren, welche die Gestalt eines Körper, unter Beibehaltung seiner Masse und seines Zusammenhaltes, bildsam ändern. Nach DIN 8584-1 wird es der Gruppe Zugdruckumformen zugeordnet. In diese Gruppe gehören alle Fertigungsverfahren, bei denen die Formänderung hauptsächlich durch einen Zug-Druck-Spannungszustand erzeugt wird. Schließlich definiert DIN 8584-3 Tiefziehen als „Zugdruckumformen eines Blechzuschnittes [...] zu einem Hohlkörper oder Zugdruckumformen eines Hohlkörpers zu einem Hohlkörper mit kleinerem Umfang ohne beabsichtigte Veränderung der Blechdicke.“ Die wesentlichen Aktivelemente zeigt Abbildung 2.2. Die Matrize bildet das Negativ der auszuformenden Geometrie, wobei die Matrize nur konkave Bereiche formt. Der Stempel stellt das Positiv der Geometrie dar und formt konvexe Elemente des Bauteils. Besteht das Bauteil lediglich aus konvexen geometrischen Formen, wie der Napf in Abbildung 2.2, kann die Matrize als nach unten offener Ziehring ausgeführt sein. Zu Beginn und während des Tiefziehprozesses klemmt der Niederhalter das Blech mit der veränderbaren Kraft  $F_N$  (Ahmetoglu et al., 1992, S. 198). Die unter anderem von der Geometrie des Werkzeugs, des Bauteils und seinem Werkstoff abhängige Stempelkraft  $F_S$  (Mansourinejad et al., 2010, S. 391) wirkt so lange auf den Stempel, bis dieser zur gewünschten Tiefe in die Matrize eingefahren ist. Bei einfachwirkenden Ziehanlagen stellt die Presse die Stempelkraft bereit, während im Werkzeug verbaute Systeme wie z. B. Gasdruckfedern die Niederhalterkraft aufbringen (Tommerup et al., 2012, S. 2529 f.). Zweifachwirkende Ziehanlagen stellen sowohl die Stempel- als auch die Niederhalterkraft bereit. Der Ziehflansch, d. h. der Bereich unter dem Niederhalter, erfährt beim Tiefziehen radiale Zug- und tangentielle Druckspannungen. In Abbildung 2.2 rechts ist dies veranschaulicht. Der innere Kreis kennzeichnet den Stempeldurchmesser und die äußere Umrandung den Rondendurchmesser. Unter der Annahme,

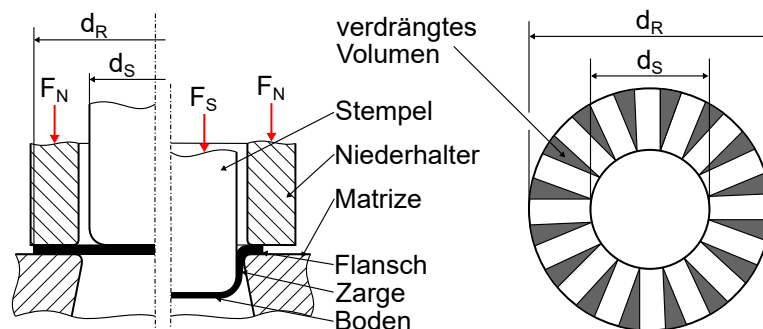


Abbildung 2.2: Schnitt durch ein Tiefziehwerkzeug zum Napfziehen nach DIN 8584-3 (links) und verdrängtes Volumen unter dem Niederhalter nach Hoffmann et al., 2012, S. 446 (rechts)

dass der Stempel soweit in die Matrize einfährt, dass der Ziehflansch vollständig verschwindet, müssen die im Bild grau dargestellten Bereiche verschwinden und es dürfen nur die weißen Bereich verbleiben. Im Prinzip muss sich der Kreisumfang der Ronde auf den Kreisumfang des Stempels verkleinern. Damit dies geschehen kann, müssen Druckspannungen in tangentialer Richtung wirken und, um den Werkstoff zur Mitte hin zu bewegen, sind radiale Zugspannungen nötig. (Hoffmann et al., 2012, S. 446)

Die wichtigsten Verfahrensparameter beim Tiefziehen sind die Werkstoffeigenschaften des Bleches, die Radien an Stempel und Matrize, der Abstand zwischen Stempel und Matrize im Zargenbereich (Ziehspalt), die Reibung sowie die Niederhalterkraft.

### 2.2.2 Fehler und Arbeitsbereich beim Tiefziehen

Die beim Tiefziehen auftretenden Fehler lassen sich nach Hoffmann et al. (2012, S. 455) drei Gruppen zuordnen.

- **Maßhaltigkeit:** In diese Gruppen fallen alle Erscheinungen, die Abweichungen zwischen Bauteil und Sollgeometrie erzeugen und nicht in eine der anderen beiden Gruppen gehören.
- **Oberfläche:** Die wesentlichen Oberflächenfehler beim Tiefziehen sind Einfallstellen, Abdrücke, Anhau- und Nachlaufkanten sowie Falten.
- **Ungenügende Gebrauchseigenschaften:** Dieses Fehlerbild tritt durch werkstoffliches Versagen auf. Zu wenig Abstreckung birgt beispielsweise die Gefahr des „Knackfrosch-Effektes“ (Grünlee et al., 2016; Wikipedia, 2018), während zu viel Abstreckung extreme Ausdünnung bis hin zu Reißern erzeugt (Hoffmann et al., 2012, S. 455).

Die Grundvoraussetzung für eine maßhaltiges Tiefziehteil sind korrekt gefertigte Werkzeugaktivelemente. Diese werden mittels spanenden Fertigungsverfahren hergestellt und während der Einarbeitung oftmals zusätzlich poliert (Dolmetsch, 2011, S. 78, 79). Weitere Einflussfaktoren auf die Maßhaltigkeit von Tiefziehteilen sind das Werkstoffverhalten, die tribologischen Verhältnisse im Werkzeug und das Zusammenwirken von Presse und Werkzeug (Doege et al., 2010, S. 293).

Die für diese Arbeit relevanten Oberflächenfehler sind Falten sowie Anhau- und Nachlaufkanten. Falten erster Art entstehen im Flanschbereich des Bauteils bei unzureichender Niederhalterkraft, da der Werkstoff unter den tangentialen Druckspannungen ausknickt (Doege et al., 2010, S. 292; Lange, 1990, S. 332). Falten zweiter Art entstehen im Zargenbereich, z. B. bei konischen Bauteilen. Dann überspannt das Blech zwischen Matrize und Stempel einen freien Bereich, in dem kein Werkzeugkontakt vorliegt. Der Zargenwinkel führt dazu, dass der Stempeldurchmesser kleiner als die Matrizenöffnung ist. Somit muss der Werkstoff wieder Umfang reduzieren, was

tangentiale Druckspannungen verursacht. Werden diese zu groß, entstehen Falten zweiter Art. (Lange, 1990, S. 347, 353) Falten zweiter Art können darüber hinaus bei zu großen Ziehradien und durch Einlaufen von Falten erster Art in die Zarge entstehen (Doege et al., 2010, S. 292). Anhau- und Nachlaufkanten entstehen immer gemeinsam an der Stelle, an der sich Blech und Werkzeugradius zum ersten Mal berühren (Hahn, 2004, S. 15). Dies ist zum einen am Auslauf des Stempelradius zum Bauteilboden hin und zum anderen am Übergang vom Flanschbereich in den Ziehradius der Matrize der Fall. Die Anhaulante liegt dabei immer auf der Seite des Werkzeuges, die Nachlaufkante ihr gegenüber. Anhau- und Nachlaufkanten erzeugen einen minimalen Versatz in der Blechdicke, welcher im lackierten Zustand mit bloßen Auge sichtbar wird. Sie entstehen durch den hohen Gradienten der Flächenpressung in diesen Bereichen und durch die Rückfederung der überbogenen Areale. (S. J. Maier, 2018, S. 16)

Aus der Fehlerart ungenügende Gebrauchseigenschaften sind extreme Ausdünnung und Reißen für diese Arbeit relevant. Sie sind die Folge der Überschreitung der Gleichmaßdehnung des Werkstoffs und der damit einhergehenden Lokalisierung der weitergehenden Formänderung. Dies führt im weiteren Verlauf zum Reißen des Werkstoffs. (Doege et al., 2010, S. 311) Diese Fehler treten z. B. bei konischen Teilen in der Nähe der Anhaulante des Stempels auf (Hoffmann et al., 2012, S. 454). Besonders gefährdete Bereiche sind u. a. Beschnittkanten, die weiter umgeformt werden (Pätzold et al., 2017, S. 2), was beispielsweise beim Aufweiten eines Lochs auf einen größeren Durchmesser der Fall ist (Lange, 1990, S. 525). Reißen entstehen auch dann, wenn die Niederhalterkraft zu hoch eingestellt ist (Hoffmann et al., 2012, S. 453).

Die Fehlerbilder Falten und Reißen begrenzen den Arbeitsbereich beim Tiefziehen, siehe Abbildung 2.3. Dargestellt ist die Niederhalterkraft  $F_N$  über dem Ziehverhältnis  $\beta_0$ , welches als Verhältnis von Rondendurchmesser  $d_0$  zu Stempeldurchmesser  $d_S$  definiert ist. Das Grenzzieh-

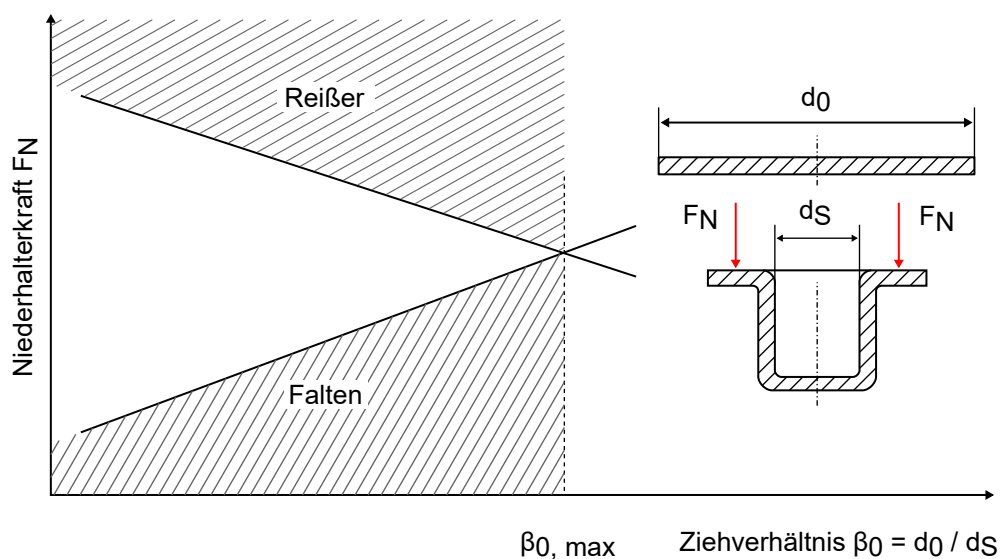


Abbildung 2.3: Arbeitsdiagramm der Niederhalterkraft beim Tiefziehen nach Hoffmann et al., S. 453

verhältnis  $\beta_{0,max}$  wird meist durch den Nöpfchenversuch nach Swift bestimmt. Bei konstantem Stempeldurchmesser wird dabei der maximale Rondendurchmesser ermittelt, bei dem sich ein Nöpfchen ohne Bodenreißer fertigen lässt. Das Grenzziehverhältnis  $\beta_{0,max}$  ist ein materialabhängiger Kennwert. Der Index 0 gibt an, dass es sich um das Grenzziehverhältnis des Erstzuges handelt (Doege et al., 2010, S. 297). Je höher der Wert, desto besser lässt sich das Material mittels Tiefziehen umformen. Der in Abbildung 2.3 nicht schraffierte Bereiche stellt den Arbeitsbereich für das Tiefziehen dar.

## 2.3 Feinschneiden

### 2.3.1 Einordnung und Eigenschaften des Feinschneidens

Nach DIN 8580 gehört Feinschneiden zur Hauptgruppe Trennen und weiter nach DIN 8588 zur Gruppe Zerteilen. Letzteres ist laut dieser Norm definiert als „Mechanisches Trennen von Werkstücken ohne Entstehen von formlosem Stoff, also auch ohne Späne (spanlos).“ Feinschneiden ist ein Sonderverfahren der Untergruppe Scherschneiden und wird als „Einhubiges Scherschneiden mit Niederhalter und Gegenhalter zur Erzeugung von glatten, anrissfreien Schnittflächen“ beschrieben. Durch Feinschneiden lassen sich Funktionsflächen direkt durch das spanlose Trennverfahren erzeugen, ohne dass eine Nachbearbeitung notwendig ist. Die wesentlichen Aktivelemente und den Verfahrensablauf zeigt Abbildung 2.4. Beim Feinschneiden kommt meist eine dreifachwirkende Unterantriebspresse<sup>2</sup> zum Einsatz und der Stempel ist mit dem Pressengestell fest verbunden (Hörmann, 2008, S. 17; Schuler GmbH, 1996, S. 361). Der Niederhalter lässt sich in diesem Fall nach oben verdrängen, wenn über die Matrize eine Kraft auf das Blech übertragen wird, welche die Niederhalterkraft übersteigt. Der Gegenhalter lässt sich in den Pressenstößel verdrängen und drückt während des Prozesses das Blech an den Stempel. Das Blech ist beim Feinschneiden zwischen Matrize und Niederhalter, zwischen Stempel und Gegenhalter und somit allseitig geklemmt.

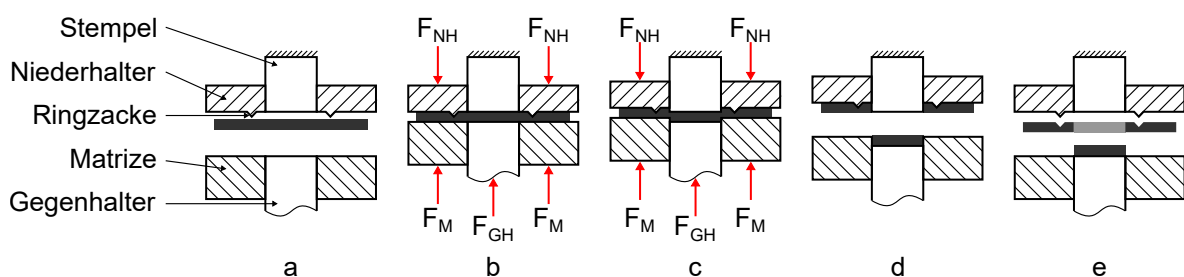


Abbildung 2.4: Verfahrensablauf des Feinschneidens nach Hoffmann et al., 2012, S. 700; Hörmann, 2008, S. 25

<sup>2</sup> Eine dreifachwirkende Presse stellt über verschiedene Flächen in Stößel und Pressentisch drei unabhängige Kräfte für den Fertigungsprozess bereit (Ahlens et al., 2015).

Feinschneiden läuft in fünf Phasen ab, wobei einige Autoren einzelne Phasen weiter unterteilen und insgesamt mehr Phasen angeben (u. a. Birzer, 2014, S. 11 ff.; Swain, 2015, S. 1 f.; Zheng et al., 2018, S. 2 f.). In Phase a (Abbildung 2.4) ist das Werkzeug zum Einlegen des Rohteils geöffnet. Der Niederhalter und der Gegenhalter stehen ca. 0,1 mm unter dem Stempel bzw. über der Matrize, damit sie in der letzten Phase das Stanzgitter sicher vom Stempel abstreifen bzw. den Butzen sicher aus der Matrize auswerfen können. Phase b ist gekennzeichnet durch das Einprägen der Ringzacke in den Blechwerkstoff. Sie endet, sobald die Kraft zum weiteren Eindringen der Ringzacke in den Blechwerkstoff die Niederhalterkraft übersteigt oder wenn der Niederhalter vollflächig auf dem Blech aufliegt. In Phase c findet die Werkstofftrennung und die Ausbildung der Schnittflächenkenngrößen, bei konstanter Klemmung des Bleches durch Niederhalter- und Gegenhalterkraft, statt. Nachdem der Stempel das Blech vollständig durchtrennt hat, schalten sich die Kräfte ab und das Werkzeug öffnet. Nach einem gewissen Öffnungsweg wirkt der Gegenhalter als Auswerfer und drückt den Butzen aus der Matrize heraus. Gleiches geschieht auf der Werkzeuggeste, wo der Niederhalter zum Abstreifer wird und das Stanzgitter vom Stempel abstreift (Phase e). (Hoffmann et al., 2012, S. 700 f.; Hörmann, 2008, S. 17 ff.)

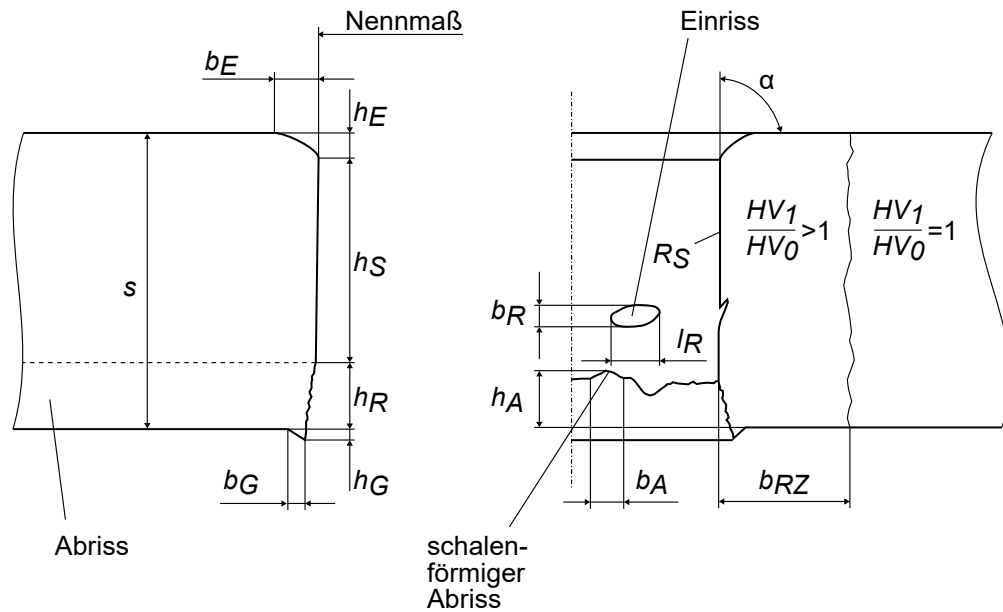
Die wesentlichen Verfahrensparameter beim Feinschneiden sind die Eigenschaften des Blechwerkstoffes, die Nieder- und Gegenhalterkraft, die Größe und Position der Ringzacke, der seitliche Abstand zwischen Stempel und Matrize (Schneidspalt) und der Zustand der Kanten der Aktivelemente (Birzer, 2014, S. 8 ff.).

### 2.3.2 Bauteilqualität beim Feinschneiden

Die Schnittflächenkenngrößen aus VDI 2906-5, die Bauteildurchbiegung und die Schnittkantenaufrichtung (Hörmann, 2008, S. 69 ff.) stellen die wesentlichen Kenngrößen zur Beurteilung der Bauteilqualität beim Feinschneiden dar. Die Schnittflächenkenngrößen zeigt Abbildung 2.5. Als Funktionsfläche kommt nur die Glattschnittfläche in Frage. Ihre Kenngrößen (Glattschnitthöhe bzw. -anteil, -winkel) sind für diesen Anwendungszweck essentiell. Bei einer vorgegebenen Höhe der Funktionsfläche, z. B. Zahnbreite am Zahnrad, ergibt sich direkt aus dem Glattschnittanteil die einzusetzende Blechdicke. Je geringer der Glattschnittanteil ausfällt, umso mehr Werkstoff bleibt ungenutzt (Fritz Schiess AG, 2012, S. 1). Der Glattschnittwinkel muss ebenfalls innerhalb eines vorgegebenen Toleranzbereiches liegen, da sonst die geforderten Genauigkeiten (beispielsweise Grundtoleranz IT7) nicht einzuhalten sind.

## 2.4 Leichtbau

Leichtbau ist kein scharf definierter Begriff, der sich gegen andere Ingenieurdisziplinen abgrenzen lässt. Dies liegt unter anderem daran, dass Leichtbau als komplexe, interdisziplinäre



Zeichen	Bezeichnung	Zeichen	Bezeichnung
$s$	Blechdicke	$b_R, l_R$	Einrissbreite, -länge
$b_E, h_E$	Kanteneinzugsbreite, -höhe	$b_A, h_A$	schalenförmige Abrissbreite, -höhe
$h_S$	Glattschnitthöhe	$b_{RZ}$	verfestigter Randbereich
$h_S/s$	Glattschnittanteil	$HV_0$	Grundhärte
$\alpha$	Glattschnittwinkel	$HV_1$	Härte nach dem Schneiden
$h_R$	Abrisshöhe	$R_S$	Rauheit der Glattschnittfläche
$b_G, h_G$	Gratbreite, -höhe		

Abbildung 2.5: Schnittflächenkenngrößen beim Feinschneiden nach VDI 2906-2 und VDI 2906-5

Tätigkeit gesehen wird (Klein, 2013, S. 2; G. Kopp et al., 2011, S. 59), wobei auch dies eine nicht unumstrittene Auffassung darstellt. Andere Autoren sehen im Leichtbau ein Konstruktionsprinzip (Wiedemann, 2007, S. 2) oder eine Konstruktionstechnik (Tekkaya et al., 2018, S. 1), wobei sich diese beiden Autoren darin einig sind, dass es beim Leichtbau schlussendlich immer um die Massereduktion unter Beibehaltung und/oder Steigerung der Gebrauchsgüte (Tekkaya et al., 2018, S. 1) bzw. der Tragfunktionen (Wiedemann, 2007, S. 2) geht. Die genannten Autoren stimmen auch darin überein, dass Leichtbau einem strukturierten Vorgehen folgen sollte, um möglichst unabhängig von der fachlichen Qualifikation des Ingenieurs zur bestmöglichen technischen Lösung zu gelangen (Wiedemann, 2007, S. 1 f.).

Aus verschiedenen Blickwinkeln wird Leichtbau unterschiedlich unterteilt. Liegt der Fokus auf dem Vorgehen, spricht man von unterschiedlichen Leichtbaustrategien. Fällt der Fokus auf die Kosten, sind Spar-, Öko- und Zweckleichtbau die dann gewählten Unterteilungen. Hinzu kommen Leichtbauweisen und -prinzipien. Ersteres teilt Leichtbau anhand der konstruktiven Umsetzung ein, beispielsweise in Integral-/Differenzialbauweise oder in Vollwand-/Schalenbauweise. Letzteres ist eine Sammlung von Oberbegriffen wie Form, Topologie und Werkstoff, aus denen sich Bauweisen und Strategien ableiten lassen. (Ellenrieder et al., 2017, S. 48 ff.) Zwischen Leicht-

baustrategien, -bauweisen und -prinzipien gibt es viele Überschneidungen. So ergeben sich die Leichtbauweisen aus der Leichtbaustrategie und dem Leichtbauprinzip. Umgekehrt haben Leichtbauweisen essentiellen Einfluss auf die Strategie, beispielsweise beeinflusst die Differenzialbauweise ganz konkret den Konzeptleichtbau (Kapitel 2.4.2). Im Folgenden konzentriert sich die Darstellung auf die Leichtbaustrategien. Wie schon bei der Definition von Leichtbau ist auch seine Unterteilung in Strategien nicht eindeutig. Posner (2016, S. 13) und G. Kopp et al. (2011, S. 63) fassen die verschiedenen Leichtbaustrategien zusammen und verdeutlichen auch die dabei auftretenden Synonyme. Sie prägen dabei fünf Überbegriffe, welche nachfolgend erläutert sind, wobei hier die Überbegriffe nach Posner gewählt sind. G. Kopp et al. (2011, S. 63) schlagen als Vorgehensweise zur Entwicklung von Leichtbauteilen vor, die nachfolgend vorgestellten Leichtbaustrategien sequentiell zu durchlaufen und über die letzten vier zu iterieren. Die fünf Leichtbaustrategien sind in der Reihenfolge nach dieser Vorgehensweise aufgeführt.

### 2.4.1 Bedingungsleichtbau

In diese Gruppe fallen die Leichtbaustrategien, welche durch äußere Anforderungen getrieben sind. „Diese Anforderungen setzen sich aus den Rahmenbedingungen der Gesellschaft, der Politik und Gesetzgebung sowie der Märkte zusammen.“ (G. Kopp et al., 2011, S. 63) Grundlage der Strategien ist immer die Analyse der Randbedingungen und das kritische Hinterfragen - eventuell auch Weglassen - derselben sowie die Reduktion der Sicherheitsfaktoren (Posner, 2016, S. 13 f.; W. Schmidt et al., 2000, S. 1). Zu dieser Gruppe lassen sich Spar-, Öko- und Zweckleichtbau zählen, welche z.T. aber auch als eigene Gruppe Leichtbauökonomie geführt werden (Ellenrieder et al., 2017, S. 48). Ersteres bemüht sich um „direkte Kosteneinsparungen“ (Wiedemann, 2007, S. 2) ohne großen Aufwand, z. B. durch Verkürzung der Prozesskette oder durch bessere Ausnutzung oder Ersetzen von Material. Der Ökoleichtbau kann sowohl im ökologischen als auch im ökonomischen Sinne verstanden sein. Beim Ökoleichtbau ist eine Kostensteigerung durch erhöhte Material-, Fertigungs- und Ingenieurkosten zulässig, solange sich diese im Betrieb und/oder durch sekundäre Leichtbaueffekte amortisieren. Dabei sind Kostensteigerungen ebenfalls zulässig, wenn die Umwelt davon profitiert. (W. Schmidt et al., 2000, S. 1) Letzteres ist allerdings meist auf einen weiteren Zwang zurückzuführen, da kein profitgetriebenes Unternehmen ausschließlich in den Schutz der Umwelt investiert (Degischer et al., 2009, S. XII). Beim Zweckleichtbau spielen die Kosten eine untergeordnete Rolle, es geht vor allem um die Funktion. (W. Schmidt et al., 2000, S. 1) Dies ist beispielsweise in der Raumfahrt der Fall, wo pro eingespartem Kilogramm Gewicht mehr Payload in den Orbit befördert werden kann. Hier spielt der Preis zur Einsparung des Gewichtes fast keine Rolle. Je nach Quelle liegen die akzeptierten Mehrkosten deutlich oberhalb von 3000 €/kg (G. Kopp et al., 2011, S. 68) bis in den fünfstelligen Bereich. Ellenrieder et al. (2017, S. 49) sehen in dieser extremen Form des Leichtbaus eine über den Zweckleichtbau hinausgehende Form und nennen

diese Ultraleichtbau. Die Strategien des Bedingungsleichtbaus aufgetragen über verschiedene Kostenarten zeigt Abbildung 2.6.

## 2.4.2 Konzeptleichtbau

Der Konzeptleichtbau lässt sich nicht losgelöst von den anderen Leichtbaustrategien betrachten. Die Analyse des Gesamtsystems und seine Unterteilung in Subsysteme (Ellenrieder et al., 2017, S. 73) hat maßgeblichen Einfluss auf alle weiteren Schritte im Produktentwicklungsprozess des Leichtbauteils (Posner, 2016, S. 14). Beim Konzeptleichtbau geht es im Grunde darum, die Masse des Gesamtsystems zu reduzieren, indem die Masse der Subsysteme verringert wird (G. Kopp et al., 2011, S. 64 f.). Dabei kann durchaus der Fall eintreten, dass ein Subsystem an Masse zulegt (Posner, 2016, S. 14). Das kommt beispielsweise vor, wenn in zwei Subsystemen ähnliche Bauteile vorhanden sind. Hier ist dann zu überlegen, ob Funktionalitäten aus einem Subsystem in ein anderes übernommen werden, welches dadurch schwerer wird. Auf Grund der Ähnlichkeit in den Bauteilen ist die daraus entstehende Massenzunahme im ersten Subsystem kleiner als die Einsparung im zweiten Subsystem durch das Verlagern der Funktionalität. In Summe nimmt die Masse also ab. Auch das Festlegen von Lastpfaden fällt in das Gebiet des Konzeptleichtbaus (G. Kopp et al., 2011, S. 64 f.).

## 2.4.3 Werkstoffleichtbau

Der Werkstoffleichtbau zielt darauf ab, die Masse eines Systems durch Austausch des Werkstoffes zu reduzieren (Ellenrieder et al., 2017, S. 54). Dabei gibt es im Grunde zwei Ansätze. Zum einen kann ein Werkstoff mit geringerer Dichte als der Ausgangswerkstoff zum Einsatz kommen (Klein,

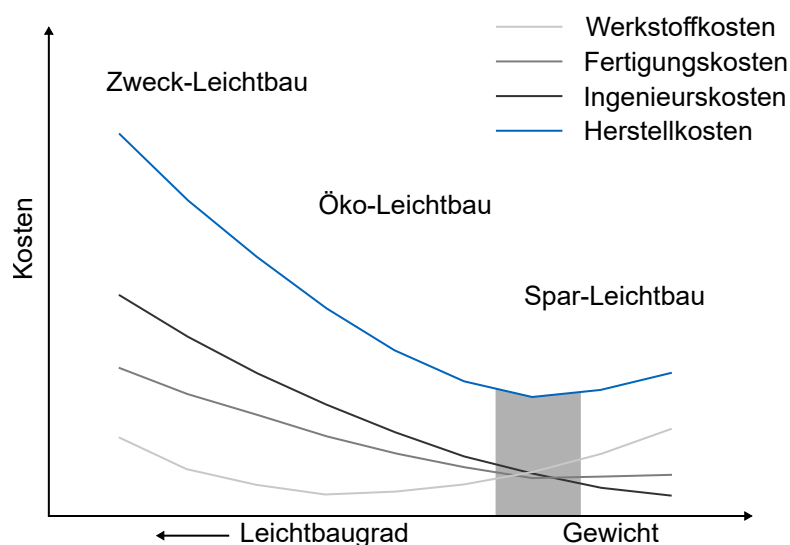


Abbildung 2.6: Kosten vs. Gewicht im Leichtbau nach Tekkaya et al. (2018)



2013, S. 3). Zum anderen ist die Verwendung eines Werkstoffes höherer Festigkeit möglich (G. Kopp et al., 2011, S. 65 f.; Niemann, Winter und Höhn, 2005, S. 166). In beiden Fällen kann es durch den Werkstoffwechsel dazu kommen, dass in anderen Feldern Herausforderungen entstehen, z. B. in der Fügetechnik (Posner, 2016, S. 14). Diese sekundären Effekte gilt es beim Werkstoffleichtbau immer zu berücksichtigen, da die grundsätzliche Herangehensweise eine simple und einfach umzusetzende Leichtbaulösung suggeriert.

#### **2.4.4 Gestaltleichtbau**

Der Gestaltleichtbau - auch als Formleichtbau bezeichnet (Klein, 2013, S. 3) - hat als Grundprinzip die Devise: „Werkstoff nur dort, wo er benötigt wird“ (Ellenrieder et al., 2017, S. 70). Hinter dieser Maxime steht die konstruktive Umsetzung eines Leichtbaukonzeptes (G. Kopp et al., 2011, S. 66 f.). Dabei berücksichtigt der Leichtbauingenieur die Vorteile von beispielsweise Sandwich- und Schalenbauweise oder Verrippungen bei seiner Auslegung (Ellenrieder et al., 2017, S. 70). Auch die Entscheidung, ob Integral- oder Differenzialbauweise zur Anwendung kommt, erfolgt hier, sollte der Konzeptleichtbau diese nicht bereits vorweggenommen haben. Der Ingenieur platziert Werkstoff so, dass er möglichst gleichmäßig den Belastungen ausgesetzt ist (Niemann, Winter und Höhn, 2005, S. 167, 177) und beachtet die Randbedingungen aus Baumraum, Funktionsintegration und Fertigungstechnologie (G. Kopp et al., 2011, S. 66 f.). Vor allem die genannten Randbedingungen schränken den Designspielraum ein, weshalb beim Gestaltleichtbau Hilfsmittel wie die Finite-Elemente-Simulation, Topologie- und Formoptimierung und klassische Gestaltungs- sowie Konstruktionsrichtlinien verstärkt anzutreffen sind (Posner, 2016, S. 15)

#### **2.4.5 Fertigungsleichtbau**

Unter Fertigungsleichtbau wird alles verstanden, was mit der Fertigung des Leichtbauteils in Zusammenhang steht (Ellenrieder et al., 2017, S. 60). Dazu gehören Herstellungs- und Montageprozesse, aber auch die benötigte Anlagen- und Prozesstechnik (Posner, 2016, S. 14 f.). Ziel ist es, die Masse des Systems durch optimierte Fertigungsprozesse zu reduzieren, was durchaus Einfluss auf die Bauteilgestaltung haben kann (Klein, 2013, S. 3). Daher ist die isolierte Betrachtung des Fertigungsleichtbaus nicht möglich, vielmehr ist während des ganzen Produktentwicklungsprozesses auf die Fertigung Rücksicht zu nehmen (G. Kopp et al., 2011, S. 67). Zum Fertigungsleichtbau gehören auch Betrachtungen über die Systemgrenze des Leichtbauteils hinaus. So bestimmt beispielsweise die bei einem Hersteller vorhandene Anlagentechnik den Fertigungsprozess und nimmt Einfluss auf die Entwicklung (Ellenrieder et al., 2017, S. 60). Es ist

also mit an Sicherheit grenzender Wahrscheinlichkeit so, dass zwei Firmen dieselbe Leichtbauaufgabe unterschiedlich lösen und einer der Gründe dafür in der vorhandenen Anlagentechnik zu suchen ist.

## 2.5 Zahnräder

Nach Wittel et al. (2013, S. 687) bestehen Zahnräder „aus einem Radkörper mit gesetzmäßig gestalteten Zähnen, wobei jeder Zahn eine Rechts- und eine Linksflanke aufweist, die je nach Drehrichtung des Zahnrades Arbeits- oder Rückflanke (die der Arbeitsflanke gegengerichtete Flanke) sein kann“ und „dienen zur formschlüssigen Kraftübertragung zwischen zwei nicht fluchtenden Wellen.“ Einsatzgebiete von Zahnrädern sind beispielsweise Getriebe und Pumpen. Damit sind sie ein weit verbreitetes Maschinenelement (Radzevich, 2016, S. 1). Die Literatur zu Zahnrädern, ihrer Dimensionierung und konstruktiven Auslegung sowie zu den eng mit ihnen verbundenen Getrieben ist zahlreich<sup>3</sup>. Da weder Verzahnungsauslegung noch Getriebesynthese Teil dieser Arbeit sind, sei an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen. Die nachfolgenden Abschnitte befassen sich mit den verschiedenen Herstellungsverfahren und Bauformen von Zahnrädern, sowie bereits vorhandenen Leichtbaulösungen.

### 2.5.1 Herstellungsverfahren von Zahnrädern

Die Verzahnungsherstellung ist zumeist ein spanender Prozess, welcher sich auf den unterschiedlichsten Werkzeugmaschinen durchführen lässt. Allerdings sind auch andere Fertigungsverfahren wie Feinschneiden oder Gießen in der industriellen Praxis im Einsatz. Nach Radzevich (2016, S. 323) lassen sich die Fertigungsverfahren für Zahnräder in die drei Gruppen Metallentfernung, Gießen und Umformen einteilen, wobei die mit Abstand größte Auswahl bei den Verfahren der Metallentfernung besteht. Diese werden daher in vier weitere Gruppen entsprechend der Werkzeugbewegung und -gestaltung unterteilt. Dabei ergeben sich Unterschiede bezüglich der Entstehung der Verzahnung. Während beim Wälzfräsen, dem am häufigsten verwendeten Herstellungsverfahren für Verzahnungen (Roth, 1998, S. 487), Werkstück und Werkzeug rotieren, steht beim Feinschneiden das Werkstück still und das Werkzeug führt eine lineare Bewegung aus (siehe Kapitel 2.3.1), welche die gesamte Verzahnung in einem Hub herstellt. Bei der Wahl eines geeigneten Fertigungsverfahrens für ein Zahnrad sind Größe und Form der Verzahnung, Werkstoff sowie Kosten ausschlaggebend. (Radzevich, 2016, S. 321) Eine ausführliche Übersicht der Herstellungsverfahren bieten Radzevich (2010, 2016, S. 321) und Roth (1998, S. 483 ff.). Dabei fällt

---

<sup>3</sup> u. a. Etemeyer, 2007; Fischer et al., 2016; Kerle et al., 2015; Looman, 1970; Niemann und Winter, 2003; Seherr-Thoss, 1965; Wittel et al., 2013

auf, dass die Autoren keine präzise Unterscheidung vornehmen, an welcher Stelle der Prozesskette zur Herstellung eines Zahnrades sie die Unterteilung vornehmen. So stehen Druckgießen bzw. Wälzfräsen vorne (Urformen) bzw. hinten (Spanen) in der Prozesskette. Das Fertigungsverfahren nimmt entscheidenden Einfluss auf die Fertigungsstufen vor dem Einbringen der Verzahnung, auf die Länge der Prozesskette und auf die Werkstoffeigenschaften des späteren Zahnrades. Abbildung 2.7 zeigt eine typische Prozesskette zur Herstellung eines Zahnrades für den Einsatz im Automobil. Die Zahnräder dort sind Massenteile und können auf hochspezialisierten Herstellungszentren gefertigt werden, welche nur eine begrenzte Anzahl an Zahnradformen fertigen können, dies dafür effizient und kostenoptimiert (Radzevich, 2016, S. 6 f.). Zu Beginn der Prozesskette stehen die drei Stufen zur Herstellung des Halbzeuges, beispielsweise eines Rundlings im gewünschten Durchmesser. Dieser wird auf die Verzahnungsbreite zuzüglich Bearbeitungsaufmaß gesägt und der daraus hervorgehende Rohling anschließend zerspannt. Dabei erfolgt, falls nötig, die Planbearbeitung der Stirnflächen und das Fertigen der zentralen Bohrung. Anschließend bringt ein Walzfräsprozess die Verzahnung ein. Die nachfolgende Wärmebehandlung ist kritisch und bedarf genauer Kontrolle. Während dem Härten muss der Verzug minimal und über alle Bauteile gleichmäßig verteilt sein, da die Zahnräder nach dem Härten nur noch Feinbearbeitungsschritte erfahren. Verzugskompensation kann hier nur noch begrenzt stattfinden. (Radzevich, 2016, S. 6 f.; Projektbegleitender Ausschuss Massiver Leichtbau, 2017)

## 2.5.2 Bauformen von Zahnrädern

Die Bauformen von Zahnrädern lassen sich grundsätzlich in ein- und mehrteilig unterteilen. Die im vorherigen Kapitel 2.5.1 beschriebene Prozesskette (Abbildung 2.7) steht für die Herstellung einteiliger Zahnräder. Wesentliche Bauweisen für einteilige Zahnräder zeigt Abbildung 2.8. Es handelt sich dabei um ein Vollrad (links) und um ein Stegrad (rechts). Das Stegrad ist durch eine tangentielle Nut gekennzeichnet, welche maßgeblich das Gewicht des Zahnrades reduziert. (Radzevich, 2016, S. 5) Die Form des Steges hat zudem Einfluss auf den Zahnkontakt und somit auf das akustische Verhalten des Stegrades (Sato et al., 2006, S. 33). Zur Auslegung von

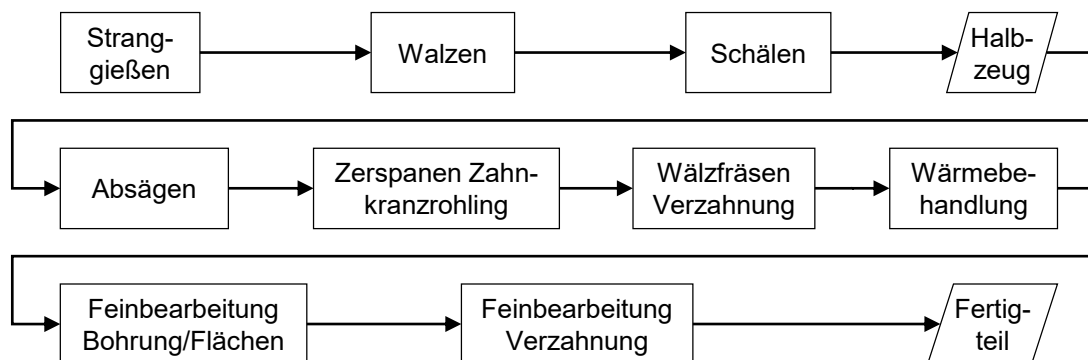


Abbildung 2.7: Prozesskette zur Herstellung eines Zahnrades (Projektbegleitender Ausschuss Massiver Leichtbau, 2017)

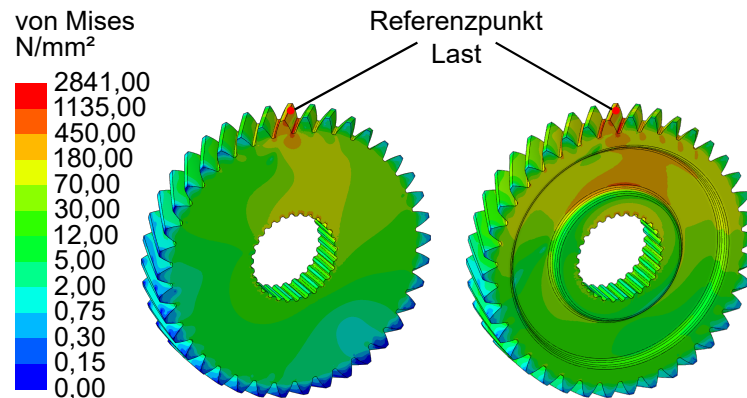


Abbildung 2.8: Vollrad (links) und Stegrad (rechts) mit Spannungsverteilung im Innenteil bei modellhafter Lastaufbringung

Vollrädern existieren Bücher, welche analytische Berechnungsmethoden erklären (u. a. Niemann und Winter, 2003; Wittel et al., 2013). Darüber hinaus existiert kaum Literatur, um von dieser Form abweichende Zahnräder analytisch auszulegen, weshalb auf die Finite-Elemente-Methode zurückgegriffen wird. Für den Bereich von niedrigen Drehmomenten und Drehzahlen eignen sich Kunststoffzahnäder, welche meistens spritzgegossen sind (Radzevich, 2016, S. 1). Hier sind alle Freiheitsgrade des Spritzgießens nutzbar, was beispielsweise Beiter (1978) anwendet. Er verbindet einen Zahnring und eine Nabe über dünnwandige, spiralförmige, federnde Elemente und erreicht somit Geräuschfreiheit des Zahnrades für den Anwendungsfall in schrittmotorbetriebenen Quarzuhren.

Mehrteilige Zahnräder sind bereits seit vielen Jahren Gegenstand von Untersuchungen, um Probleme mit einteiligen Zahnrädern, wie beispielsweise Montierbarkeit nur in Achsrichtung oder Geräuschentwicklung, zu umgehen. So schlägt Conyngham (1921) ein segmentiertes Zahnrad vor, dessen Segmente durch Puzzlestrukturen verbunden sind. Es soll die Montage auf der Welle ermöglichen, ohne die Welle ausbauen zu müssen. Talley (1924) beschreibt ein Zahnrad bestehend aus zwei Halbschalen die den Radkörper bilden mit einem Ring aus einer harten Kunststoffauflfläche und einem weichen Kern. Es soll vor allem die Geräuschbildung reduzieren. Das gleiche Ziel verfolgt Ross (1931), allerdings ist bei ihm der Radkörper mit Öl gefüllt und wirkt somit dämpfend. Ein Produktionsverfahren zur Herstellung von Zahnrädern aus faserverstärkten Kunststoffen mit Baumwollfasern hat sich Mansur (1932) patentieren lassen. Ihm geht es vor allem darum, den entstehenden Abfall zu verringern und die Kosten zu senken. Die Geräuschbildung ist bei späteren Ausführungen mehrteiliger Zahnräder Innovationstreiber. Dazu eingesetzte Kunststoffe wie Nylon reduzieren jedoch die Tragfähigkeit der Zahnräder, weshalb Streander (1973) ein Zahnrad in Lagenbauweise patentiert. Die äußeren beiden Lagen sind aus tragfähigem Material, z. B. Metall, während die Innenlage aus Kunststoff besteht. Im Anlagenbau und bei Spezialanwendungen wie z. B. Radioteleskopen, kommen Zahnräder mit Durchmesser im Bereich mehrerer Meter zum Einsatz. Dies erfordert ebenfalls einen mehrteiligen Aufbau, z. B. werden zusätzlich eingeschweißte Versteifungen im Radkörper notwendig oder es erge-

ben sich auf Grund der Größe Schwierigkeiten beim Transport über öffentliche Verkehrswege, die ein Zerlegen des Zahnrades nötig machen. Zudem ist bei solch großen Zahnrädern eine Massivbauweise auch aus Gewichtsgründen nicht umsetzbar. (Radzevich, 2016, S. 11)

Die Kombination von Zahnrädern mit einem Leichtbaudesign ist ein neueres Forschungsfeld. Kamps (2014) untersucht die Tragfähigkeit von Zahnrädern verschiedener Geometrien, welche durch selektives Laserschmelzen hergestellt sind. Die Freiheitsgrade des additiven Fertigungsverfahrens erlauben auch belastungsangepasste Leichtbaudesigns im Inneren des Zahnrades. Wang et al. (2016) stellen ein Verfahren vor, um das Kettenrad einer Ventilsteuerung mittels Massivumformung wirtschaftlicher als mit Pulvermetallurgie herzustellen. Das dabei gewählte Design ist gegenüber dem ursprünglichen Design leichter, aber weniger steif. In der Raumfahrt sind ebenfalls gewichtsoptimierte Zahnräder bekannt, beispielsweise im Antriebsstrang von Positionierungssystemen (Ley et al., 2009, S. 227). Ley et al. legen das Zahnradinnere dabei jedoch nicht belastungsgerecht aus, sondern entfernen lediglich mittels Bohrungen Material. Neben diesen, dem Gestaltleichtbau zuzuordnenden Untersuchungen, gibt es Bemühungen im Bereich des Werkstoffleichtbaus. Matsuda (2015) hat ein Zahnrad aus einem Automobilgetriebe aus kohlefaserverstärktem Kunststoff hergestellt, allerdings fehlen hier Angaben zu dessen Belastbarkeit.

## 2.6 Fazit

Bis heute unbehandelt sind mehrteilige Leichtbauzahnräder mit den Leistungskennwerten einer Automobilverzahnung in Kombination mit großserientauglichen Fertigungsverfahren. Bisherige Untersuchungen fokussieren sich auf geometrisch größere Zahnräder oder einen deutlich geringeren Leistungsbereich. In Anbetracht der stark heterogenen Belastung des Zahnrades und den nur geringen Lasten in seinem Inneren, sind Blechbauteile als leichte und trotzdem tragfähige Komponenten eine mögliche Variante, um in den weniger belasteten Bereichen Masse einzusparen. Die beiden Verfahren Tiefziehen und Feinschneiden als Vertreter der umformenden bzw. trennenden Fertigungsverfahren sind zur Herstellung der genannten Blechbauteile prädestiniert.

# 3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Ziel dieser Arbeit ist es, mittels Tiefziehen und Feinschneiden Radkörper aus Blech für Zahnräder in Differentialbauweise herzustellen. Diese Zahnräder setzen sich aus einem Radkörper und einem Zahnkranz zusammen. Der Zahnkranz besteht aus einem dünnen Ring, welcher die Verzahnung trägt und der Radkörper verbindet ihn mit der Welle. Das Gewicht des mehrteiligen Zahnrades soll mindestens 25 % unter dem des massiven Referenzzahnrades liegen, um das Leichtbaupotenzial zu demonstrieren. Diese Randbedingung wird später als Leichtbauziel bezeichnet. Zudem ist während des gesamten Entwicklungsprozesses die Wirtschaftlichkeit der Fertigung zu berücksichtigen, um eine spätere Großserientauglichkeit sicherzustellen. Abschließend ist ein Tragfähigkeitsnachweis des mehrteiligen Zahnrades zu erbringen. Nur unter Einhaltung des Leichtbauziels, einer Sicherstellung der Großserientauglichkeit und dem Tragfähigkeitsnachweis besteht für ein Zahnrad in Differentialbauweise eine realistische Chance, im Wettbewerb mit etablierten Designs und Fertigungsverfahren zu bestehen.

Die Vorgehensweise, um das o.g. Ziel zu erreichen, zeigt Abbildung 3.1. Zunächst erfolgt in Kapitel 4 die Beschreibung der zur Erreichung des o.g. Forschungsziels verwendeten Anlagen und Messeinrichtungen. Kapitel 5 enthält eine eingehende Charakterisierung der eingesetzten Werkstoffe. Die Charakterisierung stützt sich auf chemische, metallurgische und mechanische Analysen. Kapitel 6 stellt zuerst das Referenzzahnrad vor, welches als Grundlage zur Bestimmung der erreichten Masseinsparung dient. Es liefert zudem die geometrischen und mechanischen Randbedingungen zur Entwicklung des mehrteiligen Zahnrades. Im Weiteren wird ein Testrad entwickelt, welches das Prüfen des statisch übertragbaren Drehmomentes des mehrteiligen Zahnrades erlaubt. Das Außenteil des Testrades soll durch Dreh- und Fräsbearbeitung auf herkömmlichen Maschinen zur spanenden Bearbeitung herstellbar sein, sowie die einfache Montage mit dem Radkörper ermöglichen. Dabei ist darauf zu achten, dass die Ähnlichkeit zum mehrteiligen Zahnrad soweit wie möglich gewahrt bleibt. Ein auf einer Universalprüfmaschine einsetzbarer Prüfstand dient schließlich der eigentlichen Prüfung der Testräder und der Bestimmung des statisch übertragbaren Drehmomentes. Zur Vertiefung des Erkenntnisgewinns soll begleitend zu den im Folgenden beschriebenen Tätigkeiten die numerische Simulation dienen. Dazu ist ein modulares Simulationsmodell zu entwickeln, welches sich mit dem Fortschreiten des Projektes aufwandsarm an die jeweiligen Aufgabenstellungen anpassen lässt. Final sollen die Prüfstandsverhältnisse so abgebildet sein, dass sich das übertragbare statische Drehmoment korrekt berechnen lässt. Kapitel 7 beschreibt die Probenherstellung, also die Fertigung der Testräder. Diese gliedert sich in zwei Teile, die Herstellung von Testrädern mit blechpaketiertem und mit tiefgezogenem Radkörper. Das Vorgehen in beiden Teilen ist ähnlich. Zu Beginn steht der Entwurf einer Radkörper-topologie. Anschließend ist diese Topologie mit einer

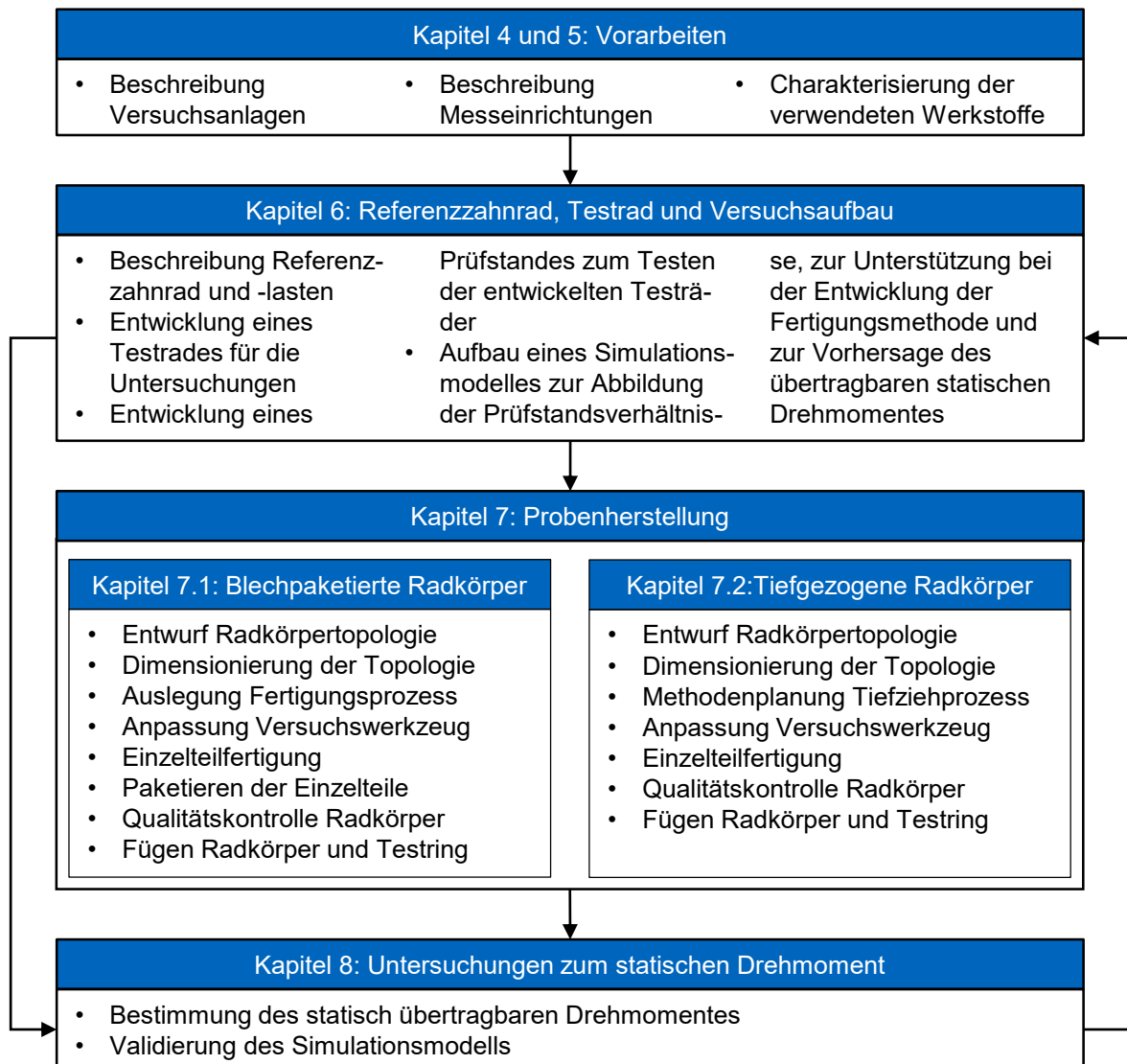


Abbildung 3.1: Vorgehensweise zur Erreichung des Forschungsziels

geometrischen Dimension zu belegen. Hiernach erfolgen die Auslegung des entsprechenden Fertigungsprozesses und die Anpassung eines bereits vorhandenen Versuchswerkzeuges an diesen Prozess, bevor die Einzelteillfertigung beginnt. Der blechpaketierte Radkörper besteht aus mehreren Einzelteilen und muss vor der Weiterverarbeitung montiert werden. Vor dem Fügen mit dem Außenteil des Testrades ist die Qualität der erzeugten Bauteile sicherzustellen. Auf Basis dieser Qualitätskontrolle lassen sich weitergehende Erkenntnisse bezüglich der verwendeten Fertigungsprozesse und Verbesserungsmöglichkeiten ableiten. Die Fertigung der Testräder endet mit dem Fügen von Testring und Radkörper. Das Kapitel 8 beinhaltet die Ergebnisse der Untersuchungen zum statischen Drehmoment und damit den zuvor geforderten Tragfähigkeitsnachweis. Die Prüfung der gefertigten Testräder findet auf dem oben erwähnten Prüfstand zerstörend statt. Die Erkenntnisse aus den Versuchen dienen der Validierung und Kalibrierung des Simulationsmodells aus Kapitel 6.

# 4 Versuchsanlagen und Messeinrichtungen

## 4.1 Versuchsanlagen

### 4.1.1 Ölhydraulische Presse

Als Versuchspressen für die Feinschneid- und Umformversuche kommt eine ölhydraulische Presse HFA 3200 Plus der Schuler SMG GmbH & Co. KG, Waghäusel zum Einsatz (Abbildung 4.1). Die Anlage findet im industriellen Umfeld vorrangig beim Feinschneiden Anwendung. Ihr Pressenkörper ist als Monoblock-Schweißkonstruktion in O-Bauweise ausgeführt. Dies führt zu einer hohen Pressensteifigkeit – eine für das Feinschneiden essentiell wichtige Voraussetzung (Birzer, 2014, S. 58). Im Gegensatz zu den meisten anderen Hydraulikpressen, die in der Blechbearbeitung zum Einsatz kommen, ist hier die Aufspannfläche oberhalb des Arbeitsraumes und der Stößel unterhalb verbaut. Der Stößel bildet mit dem Stößelzylinder eine Führungseinheit und ist im Pressenkörper durch eine achtfach Gleitführung sowie im Stößelzylinder durch eine Rundführung geführt. Die einzelnen Gleitelemente weisen ein maximales Spiel von 0,3 mm auf. Im Stößel ist der Gegenhalterzylinder und im Pressentisch sind die Zylinder für den Niederhalter<sup>1</sup> verbaut. Gegenhalter- und Niederhalterzylinder werden indirekt durch die vom Stößelzylinder aufbrachte Kraft verdrängt. Durch Regulieren des Zylinderdrucks resultieren Niederhalter- und Gegenhalterkraft. Mit der Stößelkraft ergeben sich so drei getrennt voneinander regelbare Kräfte, die auf das Werkzeug einwirken. (SCHULER SMG, 2002)

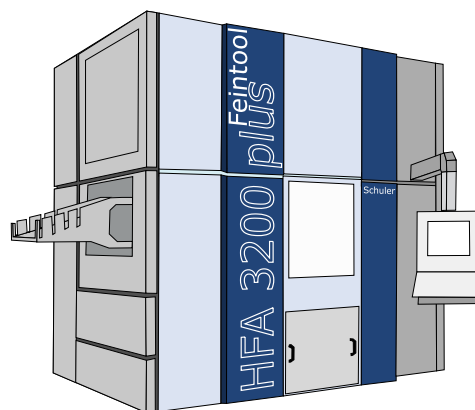


Abbildung 4.1: Versuchspressen Schuler SMG HFA 3200 plus

---

<sup>1</sup> Beim Feinschneiden sitzt auf dem Niederhalter meist eine sogenannte Ringzacke, welche in der Nähe der Schneidzone ins Material eingepresst wird. Daher ist es beim Feinschneiden gebräuchlich, den Begriff „Ringzacke“ synonym für „Niederhalter“ zu verwenden. Beispielsweise findet „Ringzackenkraft“ an Stelle „Niederhalterkraft“ Anwendung. In dieser Arbeit wird durchgängig der Begriff „Niederhalter“ verwendet.



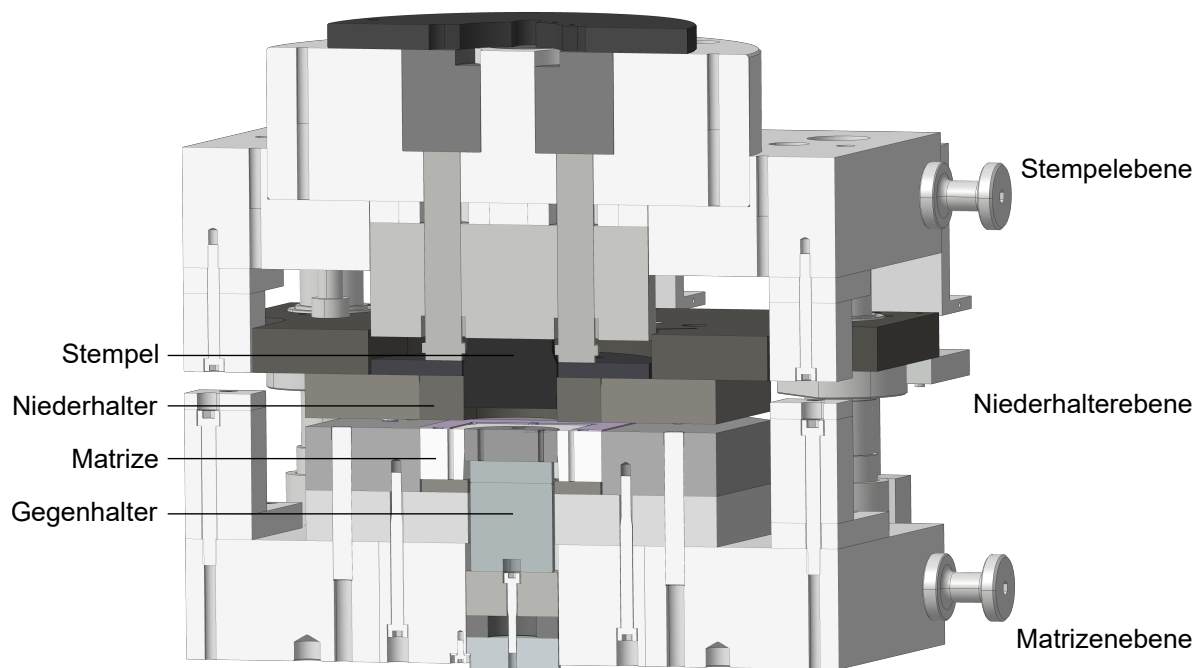
Das mit dem Stößel verbundene Werkzeugunterteil verfährt während des Arbeitsprozesses und das mit der Aufspannfläche verbundene Oberteil des Werkzeuges steht still. Diese Pressenkine- matik stellt beim Feinschneiden den Normalfall dar und der Umformprozess ist aufwandsarm daran zu adaptieren. Die Presse ist daher als Versuchsanlage für beide Prozesse gleichermaßen geeignet. Ihre technischen Daten zeigt Tabelle 4.1.

*Tabelle 4.1: Technische Daten der Versuchspresse (SCHULER SMG, 2002)*

<b>Merkmal</b>	<b>Kennzahl</b>
Gesamtkraft	3200 kN
Niederhalterkraft (min. - max.)	140 - 1400 kN
Gegenhalterkraft (min. - max.)	70 - 700 kN
Stößelgeschwindigkeit (min. -max.)	5 - 70 mm/s
Stößelhub bei max. Werkzeughöhe	100 - 180 mm
Niederhalterhub (max.)	25 mm
Gegenhalterhub (max.)	25 mm

#### 4.1.2 Versuchswerkzeug

Den Aufbau des Versuchswerkzeuges beschreibt Hörmann (2008) ausführlich. Daher wird an dieser Stelle lediglich der Grundaufbau dargestellt (Abbildung 4.2). Da diese Arbeit keine Kraftmessung benötigt, erfolgt kein Einsatz der dazu im Werkzeug vorhandenen Messtechnik (in Abbildung 4.2 nicht dargestellt). Das Werkzeug besteht aus drei Ebenen, an welchen die



*Abbildung 4.2: Versuchswerkzeug in der Feinschneidkonfiguration*

verschiedenen Kräfte der in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Versuchspresse angreifen. Die Stempellebene, oben gelegen, fixiert den Stempel, der während des gesamten Prozesses stillsteht. Sie weist vier große Durchgangslöcher auf, in welchen Druckbolzen stecken, die die Niederhalterkraft auf die Niederhalterebene übertragen. Während des Prozesses bewegt sich die Niederhalterebene, von der Matrizeebene angetrieben, auf die Stempellebene zu. Unten befindet sich die Matrizeebene, welche durch den Stößel bewegt wird. In der Matrizeebene ist der Gegenhalter verbaut, welcher direkt mit dem im Stößel befindlichen Gegenhalterzylinder in Kontakt steht. Alle drei Ebenen sind über vier Säulen zueinander geführt. Zwei Verriegelungsbolzen auf der Höhe des Bleches erhöhen die Positionierungsgenauigkeit weiter. Niederhalter und Matrizeebene enthalten austauschbare Einsätze, wodurch sich das Werkzeug an verschiedene Geometrien und Prozesse anpassen lässt. Anschläge zwischen Stempel- und Matrizeebene erlauben das Durchführen des Umformprozesses im Versuchswerkzeug. Ohne Anschläge ist es nicht möglich, den entwickelten Umformprozess im vorliegenden Werkzeug auszuführen, da die in der Pressensteuerung minimal einstellbaren Kräfte ungefähr eine Größenordnung über den benötigten Kräften liegen.

### 4.1.3 Universalprüfmaschine

Für die Zug- und Stauchversuche, sowie für die Abdrehversuche steht eine Universalprüfmaschine 1484 der Zwick GmbH & Co. KG, Ulm, zur Verfügung (Abbildung 4.3). Zwei Führungs-

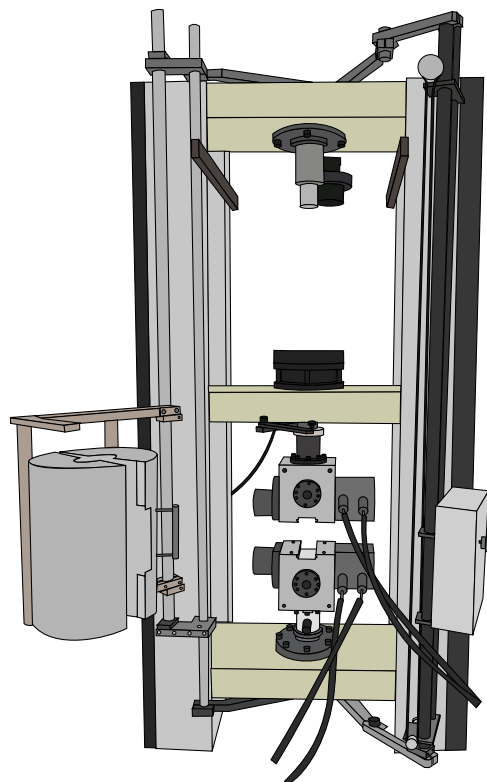


Abbildung 4.3: Universalprüfmaschine Zwick 1484 mit im unteren Prüfraum eingebauten hydraulischen Spannbacken für Zugversuche an Flachzugproben

säulen verbinden Ober- und Unterhaupt der Maschine und führen die Traverse. Die Bewegung der Traverse erfolgt durch zwei parallel zu den Führungssäulen verbaute Spindeln, welche von einem bürstenlosen Servomotor angetrieben werden. Säulen, Ober- und Unterhaupt bilden ein O-Gestell, in dem sich durch die mittige Anordnung der Traverse zwei Prüfräume ergeben. Kraftmessungen sind im oberen Prüfraum bis 20 kN und im unteren Prüfraum bis 200 kN möglich. Die Kraftanzeigen sind nach DIN EN ISO 7500-1 in Klasse 1 einzuordnen. (Zwick GmbH & Co. KG, 1998) Im Rahmen dieser Arbeit wird nur der untere Prüfraum genutzt.

#### 4.1.4 Blechprüfmaschine mit optischem Messsystem

Die Blechumformprüfmaschine BUP 1000 (Abbildung 4.4) der Zwick GmbH & Co. KG., Ulm, dient zum Prüfen von Blechmaterial nach den üblichen Vorschriften. An der Anlage verbaut ist das optische Stereokameramesssystem Aramis 3D 4M der Gesellschaft für optische Messtechnik (GOM), Braunschweig (in Abbildung 4.4 nicht dargestellt). Das Messsystem nimmt technische Dehnungen von 0,02 % bis >100 % mit einer Genauigkeit von 0,01 % auf (Gesellschaft für optische Messtechnik, 2013). In dieser Arbeit kommt der Aufbau für hydraulische Tiefungsversuche zur Charakterisierung der verwendeten Werkstoffe (Kapitel 5) zum Einsatz. Als maximale Umform- und Niederhalterkraft stehen 1000 kN zur Verfügung und der maximale Umformweg beträgt 150 mm (Zwick GmbH & Co. KG, 2009).

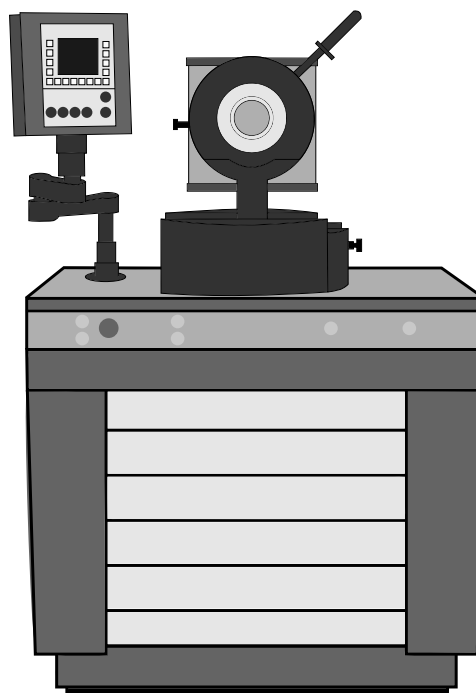


Abbildung 4.4: Blechumformprüfmaschine BUP 1000

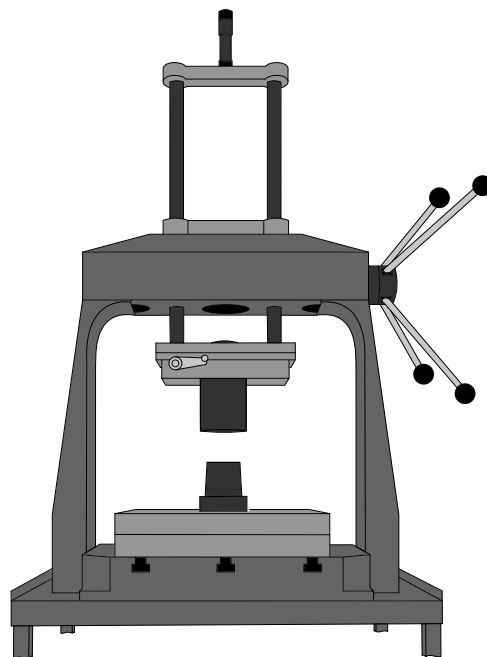
### 4.1.5 Handkurbelpresse

Die in Abbildung 4.5 dargestellte Handkurbelpresse kommt an diversen Stellen innerhalb dieser Arbeit zum Einsatz. Zum einen dient sie dem Aufbringen einer Vorspannung auf den Blechstapel des blechpaktierten Radkörpers bevor dieser fixiert wird. Zum anderen erfolgt mit der Presse das Fügen der Testringe mit den verschiedenen Radkörpern. In der Abbildung ist die dazu benötigte Fügehilfe im Einbaurraum der Presse dargestellt. Die Presse ist zudem beim Zusammenbau des Versuchswerkzeuges (Kapitel 4.1.2) dienlich.

## 4.2 Messeinrichtungen

### 4.2.1 Oberflächenmessplatz

Zur Erfassung der Kontur der Bauteilschnittflächen steht ein Oberflächenmessplatz der Firma Mahr GmbH, Göttingen, (Abbildung 4.6) zur Verfügung. Das Messsystem arbeitet nach dem Tastschnittverfahren, welches nach Mahr GmbH (1999, S. 3) wie folgt definiert ist. „[Das] Tastschnittverfahren ist eine meßtechnische Methode zur zweidimensionalen Erfassung einer



<b>Merkmal</b>	<b>Kennzahl</b>
maximale Einbauhöhe	426 mm
Pressentisch Abmaße	548 x 391 mm
Stößelhub	356 mm
Presskraft	bedienerabhängig
Magnetspanner am Stößel	

Abbildung 4.5: Handkurbelpresse und deren technische Daten

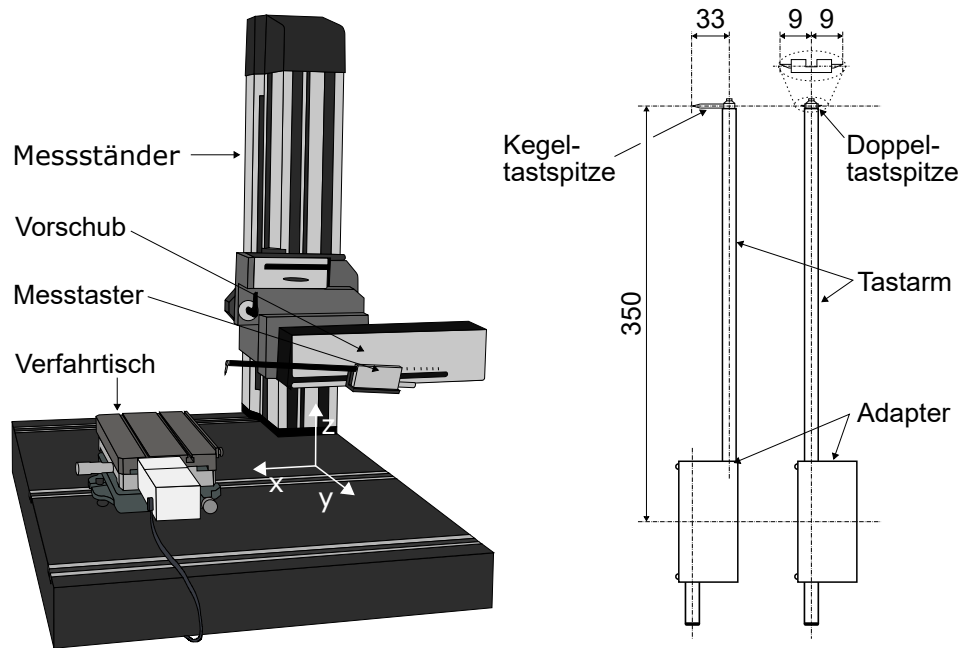


Abbildung 4.6: Oberflächennessplatz MarWin XCR 20 mit Vorschubsystem PCV 200 und Messständer ST 500 sowie die beiden in dieser Arbeit verwendeten Messtaster

Oberfläche: Eine Vorschubeinrichtung bewegt ein Tastsystem mit konstanter Geschwindigkeit horizontal über die Oberfläche.“ Als Ergebnis erhält der Anwender eine 2D-Kontur der abgetasteten Oberfläche, die sich mit Hilfe der Auswertesoftware qualitativ und quantitativ bewerten lässt. Das Messsystem besteht aus mehreren Komponenten, um die Tastspitze im Raum zu bewegen. Am Messständer ST 500 ist der Vorschub PCV 200 montiert, welcher den Tastarm trägt. Der Messständer positioniert den Vorschub vor der Messung in z-Richtung. Der Vorschub übernimmt während der Messung das Verfahren der Messnadel in x- und z-Richtung, sowie vor der Messung ihre Positionierung in x-Richtung. In der Aufhängung des Vorschubes kann der Tastarm rotieren, was an der Tastspitze in einem Versatz in z-Richtung resultiert. Ein mit der Grundplatte verschraubter Verfahrtsch dient dazu, vor der Messung das Werkstück in y-Richtung zu bewegen. Verfahrtsch und Messständer führen während der Messung keine Bewegungen aus. Tabelle 4.2 zeigt daher nur die für die Messung relevanten technischen Daten des Vorschubsystems PCV200. Zwei verschiedene Messtaster kommen im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz. Zum einen ein Messtaster mit Kegeltastspitze (Mahr GmbH, 2007b) und zum anderen einer mit Doppeltastspitze (Mahr GmbH, 2007a) (Abbildung 4.6). Beide bestehen aus einem Adapter, einem Tastarm und der Tastspitze selbst. Der Adapter verbindet Messtaster und Vorschubgerät mit einer Magnetkupplung. Der Tastarm aus kohlefaserverstärktem Kunststoff schließt sich an den Adapter an. An der Spitze des Tastarms befindet sich die Tastspitze. Während die Kegeltastspitze nur Antasten in negativer z-Richtung erlaubt, ist dies bei der Doppeltastspitze zusätzlich in positiver z-Richtung möglich. Durch die größere Baugröße der Kegeltastspitze lassen sich tiefer im Bauteil liegende Geometrien aufnehmen als dies mit der Doppeltastspitze möglich ist. Zum Vermessen der Aktivelemente dient daher der Tastarm mit Kegeltastspitze

Tabelle 4.2: Technische Daten des Vorschubsystems PCV 200 mit 350 mm Tastarmlänge (Mahr GmbH, 2009)

Merkmal	Richtung	Kennzahl
Taststrecke (min. - max.)		1 - 200 mm
Messkraft (min. -max.)		$\pm 2 - \pm 120$ mN
Tastspitzenradius		25 $\mu\text{m}$
Geradheitsabweichung		$< 1 \mu\text{m}/200$ mm
Rechtwinkligkeitsabweichung		$< 0 \text{ } ^\circ 2'$
Messunsicherheit	x- und z-Richtung	$(2 + L/50) \mu\text{m}$ , L Messlänge in mm
Auflösung	x-Richtung	1 $\mu\text{m}$
	z-Richtung	0,04 $\mu\text{m}$

und zum Aufnehmen der Schnittflächenkontur der feingeschnittenen Blechlagen der Tastarm mit Doppeltastspitze.

#### 4.2.2 Koordinatenmessgerät

Ein Koordinatenmessgerät (Abbildung 4.7) der Wenzel Präzision GmbH, Wiesthal wird zum einen zur Aufnahme der real vorliegenden Konturen der Werkzeugaktivelemente verwendet. Zum anderen dient sie zur automatisierten Messung der hergestellten Radkörper. Das Koordinatenmessgerät in Portalbauweise bildet über seine drei Achsen ein kartesisches Koordinatensystem ab. Durch mechanischen Kontakt zwischen Werkstück und Taster lassen sich die Koordinaten des Berührungspunktes im Maschinenkoordinatensystem berechnen. Es handelt sich demnach um ein taktiles Messverfahren. In y-Richtung wird der Taster durch Verfahren des gesamten Portals

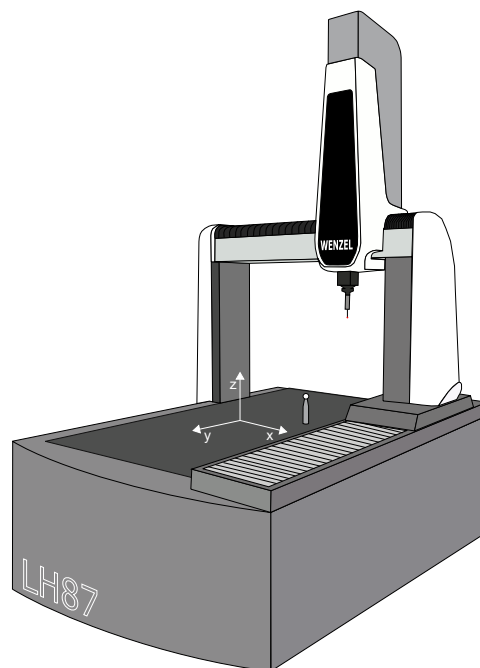


Abbildung 4.7: Koordinatenmessgerät Wenzel LH 87 Premium Select

inklusive der beiden anderen Achsen bewegt. Die x-Achse ist am oberen Querträger des Portals parallel geführt. Der Läufer der x-Achse führt seinerseits die z-Achse, an deren Unterseite sich der Tastaufbau befindet. Alle Achsen sind auf Hartgestein geführt (Wenzel Präzision GmbH, 2012, S. 2), motorisch verstellbar und ihre Bewegungen steuert ein Computer. So werden Messgenauigkeiten von wenigen Mikrometern erreicht (Tabelle 4.3). Der Tastaufbau besteht aus drei Teilen. Der Renishaw SP25M Sensor enthält die elektronischen Bauteile des Tastaufbaus und ist mit der z-Achse des Koordinatenmessgerätes verbunden. Unterhalb des Sensors befindet sich das Scanmodul Renishaw SM25-2. Es beherbergt die benötigte Kinematik, um den Taststift bei Kontakt mit dem Werkstück kontrolliert ausweichen zu lassen und um aus dieser Ausweichbewegung ein Messsignal zu erzeugen. An das Scanmodul schließt sich der Taststifthalter Renishaw SH25-2 an, welcher die Schnittstelle zum Taststift bildet. Scanmodul, Taststifthalter und Taststift sind aufeinander abgestimmt, damit Auslenkungen des Taststiftes ein detektierbares Signal im Sensor erzeugen, ohne das Scanmodul zu zerstören. (Renishaw, 2018) Der in dieser Arbeit verwendete Taststift hat eine Gesamtlänge von 31,5 mm, eine Messlänge von 23,5 mm und einen Kugeldurchmesser von 3 mm (TMT-3D, 2018). Der Tastaufbau erlaubt sowohl die Aufnahme einzelner Punkte als auch das Überstreichen der Werkstückoberfläche. Mit letzterer Methode lassen sich große Punktemengen in kurzer Zeit aufnehmen.

Der Steuerrechner steuert die Anlage und wertet die Messungen aus. Dadurch sind Messabläufe automatisierbar, was die Wiederholgenauigkeit erhöht, den Nutzereinfluss eliminiert und die Prüfung aller im Projekt erstellten Proben erlaubt. Als Auswerte- und Steuerungssoftware steht Metrosoft Quartis R9 (Wenzel Metromec AG, 2013) zur Verfügung.

*Tabelle 4.3: Technische Daten des Koordinatenmessgerätes Wenzel LH 87 Premium Select (Wenzel Präzision GmbH, 2012)*

<b>Merkmal</b>	<b>Richtung/Modus</b>	<b>Kennzahl</b>
Messbereich	x-Richtung	800 mm
	y-Richtung	1000 mm
	z-Richtung	700 mm
Geschwindigkeit	Joystick-Betrieb	100 mm/s
	CNC-Betrieb	bis 690 mm/s (vektoriell)
Beschleunigung	CNC-Betrieb	2000 mm/s <sup>2</sup> (vektoriell)
Grenzwert Antastabweichung		1,5 µm
Grenzwert Längenmessabweichung		1,5 + L/450 µm (L in mm)
Grenzwert Scanning-Antastabweichung		2,1 µm

### 4.2.3 Laborspektrometer

Zur Bestimmung der chemischen Zusammensetzung der verwendeten Werkstoffe kommt das Laborspektrometer Foundry-Master der WAS Worldwide Analytical Systems AG, Uedem, zum

Einsatz (Abbildung 4.8). Es handelt sich dabei um ein optisches Emissionspektrometer (WAS Worldwide Analytical Systems AG, 2009, S. 25). Diese Geräte bestehen aus drei grundlegenden Komponenten, der Anregungsquelle, dem Spektralapparat sowie dem Auswertesystem (Kiauka et al., 2005, S. 25). Im Foundry Master regt eine Funkenentladung zwischen einer Wolframelektrode und einer von der Probe verschlossenen, argongespülten Kammer die Probenoberfläche an. Die Funkenentladung erzeugt ein leuchtendes Plasma, dessen Licht am Gitter des Spektralapparates zerlegt wird. Das Auswertesystem, basierend auf CCD-Chips, nimmt die im Spektralapparat entstehenden Spektrallinien auf. Ein Vergleich der gemessenen Spektrallinien mit dem Ergebnis einer Referenzmessung ermöglicht die Bestimmung der in der Probe vorhandenen chemischen Elemente. Ob ein Element in der Probe vorhanden ist oder nicht, lässt sich am Vorhandensein der Spektrallinie als solches erkennen. Der Gewichtsanteil ergibt sich aus dem Verhältnis der gemessenen Lichtintensität zur Lichtintensität der Referenzprobe der Spektrallinie. (WAS Worldwide Analytical Systems AG, 2009, S. 25, 33; Kiauka et al., 2005, S. 25, 27)

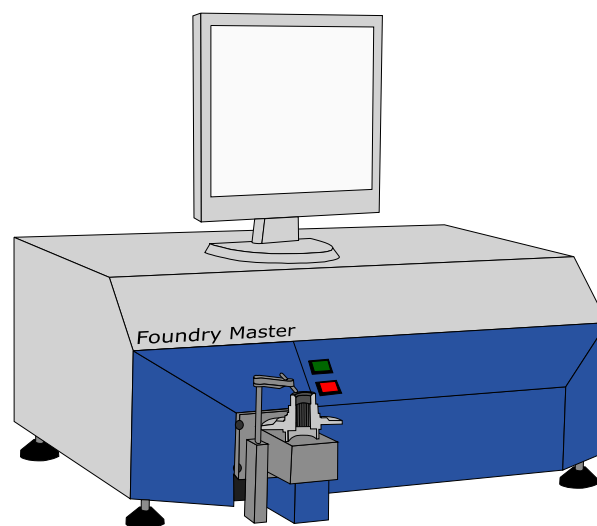


Abbildung 4.8: Laborspektrometer Foundry Master



# 5 Versuchswerkstoffe

Bei den verwendeten Versuchswerkstoffen handelt es sich um verschiedene Stahlsorten. Der Radkörperwerkstoff liegt als ebenes Flacherzeugnis vor und der Zahnkranzwerkstoff im Rundformat. Jeder Werkstoff wird chemisch, metallurgisch und mechanisch analysiert.

Die chemische Analyse findet mit dem in Kapitel 4.2.3 beschriebenen Laborspektrometer statt. Eine zuvor geschliffene Probe des betreffenden Werkstoffes wird fünfmal hintereinander an unterschiedlichen Stellen geprüft. Zur Auswertung finden grundsätzlich Kalibrierkurven für eisenbasierte Werkstoffe Verwendung. Lediglich die Analyse des Stahls aus Kapitel 5.3 findet mit einer speziell auf die erhöhten Chrom- und Nickelgehalte abgestimmten, ebenfalls eisenbasierten Kalibrierkurve statt.

Um die Werkstoffe metallurgisch zu bewerten, werden Proben längs und quer zur Walzrichtung entnommen, in ein Kunstharz eingebettet und aufbereitet. Der Zahnkranzwerkstoff liegt im Rundformat vor und ist normalisiert, weshalb hier auf die Entnahmerichtung keine Rücksicht zu nehmen ist. Die Aufbereitung besteht aus mehreren Schleifiterationen mit zunehmender Körnung und anschließendem Wechsel zwischen Polieren und Ätzen. Ein Auflichtmikroskop dient zur Erstellung von Bildern der Proben.

Zur mechanischen Analyse der Flacherzeugnisse dienen Zugprüfungen nach DIN EN ISO 6892-1 und hydraulische Tiefungsversuche nach DIN EN ISO 16808. Die Zugproben werden nach DIN 50125 Form H mittels Schleifen angefertigt. Es erfolgt eine Entnahme von Proben längs, quer und in  $45^\circ$  zur Walzrichtung, um auch  $r$ -Werte aufzunehmen. Die hydraulischen Tiefungsversuche werden mit der in Kapitel 4.1.4 beschriebenen Blechprüfmaschine ausgeführt. Als Proben kommen quadratische Bleche mit einer Kantenlänge von 265 mm zum Einsatz. Die mechanische Analyse des Einsatzstahls 18CrNiMo7-6 erfolgt mittels Druckversuch nach DIN 50106. Nach drei gültigen Proben endet die jeweilige Prüfung. Die am Institut entwickelte Software MaterialModeler (Benkert, Hartmann et al., 2019) übernimmt die Auswertung der Versuche und stellt die für die Simulation benötigte Materialkarte bereit.

## 5.1 Tiefziehstahl DC04

### Chemische und metallurgische Analyse

Bei diesem Stahl handelt es sich um ein niedriglegiertes, kaltgewalztes, ebenes Flacherzeugnis, welches vorrangig für die Kaltumformung verwendet wird (DIN EN 10152). Das vorliegende

Material ist elektrolytisch oberflächenverzinkt und 1,5 mm dick. Tabelle 5.1 zeigt die chemische Zusammensetzung. Die Messwerte liegen deutlich unter den Maximalwerten welche DIN EN 10152 vorgibt. Die Abweichung bei Titan liegt am Messprinzip des Laborspektrometers begründet, welches erst dann einen Messwert ausgibt, wenn sich das Signal deutlich vom Hintergrundrauschen abhebt und somit überhalb der Nachweisgrenze liegt (Kiauka et al., 2005, S. 49). Werte nahe Null sind demnach nicht messbar, sondern es kann nur ein Wert angegeben werden, welchen der Massenanteil des Elementes definitiv nicht überschreitet.

Zur metallurgischen Analyse werden die eingebetteten Proben mit 3 %-iger alkoholischer Salpetersäure (Nital) angeätzt. Dies ist ein gängiges Ätzmittel zum Ätzen unlegierter und niedriglegierter Stähle (Kauczor, 1985). Abbildung 5.1 zeigt das Ergebnis der Ätzung bei 200-facher Vergrößerung. Zu erkennen ist die grobe Kornstruktur und in weiß der Ferrit. Bei den dunklen Punkten bzw. Kreisen innerhalb der Körner handelt es sich um koagulierten Zementit. Beim Walzen des Halbzeugs richtet sich der Zementit zeilig in Walzrichtung aus. Dadurch wird die Umformbarkeit des Werkstoffes herabgesetzt, da die nun zeiligen Zementitgebiete eine hohe Kerbwirkung mit sich bringen. Um eine hohe Umformbarkeit des Werkstoffes zu erreichen, erfolgt nach dem Walzen ein Weichglühen, bei dem der Zementit koaguliert und die im Schlibbild zu sehende, rundliche Form annimmt. Da sich die Position des Zementits beim Glühen kaum ändert, sind die Zementitgebiete im Längsschliff noch immer zeilig angeordnet. Daraus und aus der etwas länglicheren Kornstruktur gegenüber dem Querschliff, ist die Walzrichtung auch im Schlibbild erkennbar.

Tabelle 5.1: Chemische Zusammensetzung des verwendeten DC04 im Vergleich zu DIN EN 10130

	Massenanteil in %				
	<b>C</b>	<b>P</b>	<b>S</b>	<b>Mn</b>	<b>Ti</b>
	max.	max.	max.	max.	max.
Norm	0,080	0,030	0,030	0,400	-
Messwerte	0,040	0,011	0,003	0,161	<0,001
<i>SD</i>	0,000	0,000	0,000	0,001	0,000

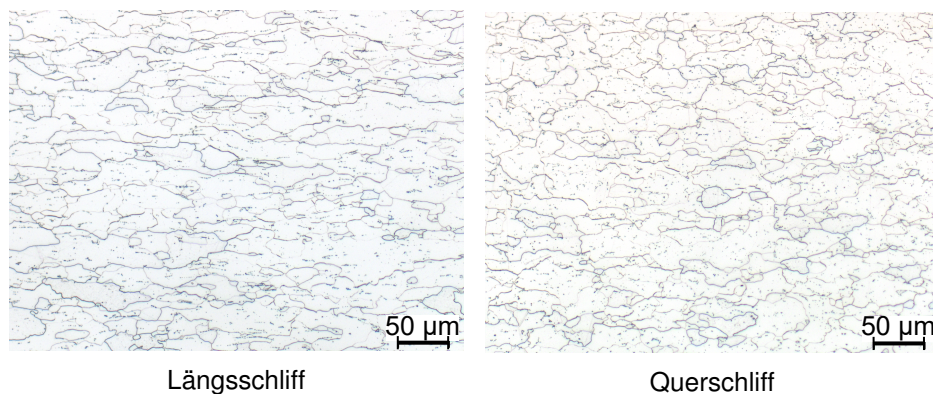


Abbildung 5.1: Schlibbilder DC04 bei 200-facher Vergrößerung

## Mechanische Analyse

Tabelle 5.2 zeigt die mechanischen Kennwerte des verwendeten DC04. Alle ermittelten Werte stimmen mit den Vorgaben aus DIN EN 10130 überein. Abbildung 5.2 zeigt die Fließkurve des verwendeten DC04 und die ihr zu Grunde liegenden Messdaten. Messwerte bis zum äquibiaxialen Spannungspunkt entstammen den Zugversuchen, während nach diesem Punkt Messwerte aus Bulgeversuchen aufgetragen sind. Zusätzlich ist der Spannungswert am äquibiaxialen Spannungspunkt angegeben. An Hand der Fließkurve ist die besondere Eignung des DC04 zum Tiefziehen erkennbar. Charakteristisch für Tiefziehstähle ist der niedrige Fließbeginn, das Fehlen einer ausgeprägten Streckgrenze, sowie hohe  $r$ - und  $n$ -Werte (Lange, 1990, S. 358). Werkstoffe mit ausgeprägter senkrechter Anisotropie (hohe  $r$ -Werte) fließen bei uniaxialer Belastung mehr aus der Breite als aus der Dicke des Werkstoffes, was einem frühzeitigen Versagen während des Tiefziehprozesses entgegenwirkt. Ein hoher Verfestigungsexponent ( $n$ -Wert) erlaubt große Gleichmaßformänderungen beim Streckziehen und ist daher für den Beginn des Tiefziehvorgangs vorteilhaft, weil dort ein kombiniertes Tief- und Streckziehen vorliegt. (Lange, 1990, S. 9)

Tabelle 5.2: Mechanische Kennwerte des verwendeten DC04 im Vergleich zu DIN EN 10130

	Dicke	E-Modul	$R_e$	$R_m$	$r_{90}$	$n_{90}$
	mm	MPa	MPa	MPa	-	-
			max.		min.	min.
Norm	-	-	210	270-350	1,60	0,18
Messwerte	1,50	194.340	174	308	2,20	0,22

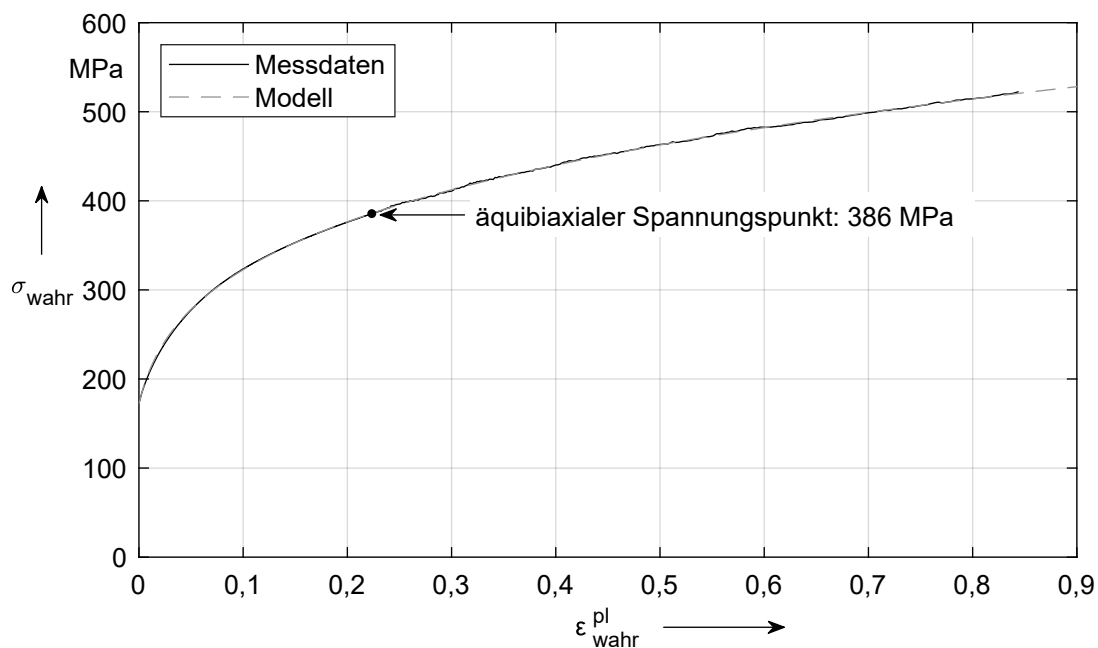


Abbildung 5.2: Fließkurve DC04 aus Zug- und Bulgeversuchen

## 5.2 Dualphasenstähle HCT780X, HCT980X und HCT980XG

Die Dualphasenstähle liegen als Flacherzeugnis mit feuerverzinkter Oberfläche vor. Laut Hersteller eignen sie sich besonders für Kaltumformteile mit hohem Streckziehanteil. Zielkunde dieser Stähle sind die Automobilhersteller, wobei Dualphasenstähle in fast allen Bereichen der Karosserie zum Einsatz kommen können. Hervorzuheben ist ihre Verwendung in chrashrelevanten Bauteilen, da diese Stähle im Crashfall durch ihr hohes Festigkeitsniveau gepaart mit ihrer Duktilität große Mengen Verformungsenergie aufnehmen. (Thyssenkrupp Steel Europe AG, 2017)

### Chemische und metallurgische Analyse

Die chemischen Zusammensetzungen der Stähle im Vergleich zur DIN EN 10338 zeigt Tabelle 5.3. Bis auf die Vorgabe für Aluminium handelt es sich um Maximalgrenzwerte. Bei allen drei Stählen liegen die Massenanteile der in der Tabelle angegebenen Legierungselemente innerhalb der normierten Grenzwerte.

Da es sich bei den vorliegenden Dualphasenstählen um niedriglegierte Stähle handelt, wird für die metallurgischen Analyse das gleiche Ätzverfahren wie für den DC04 (Kapitel 5.1) verwendet. Abbildung 5.3 zeigt Schlibfbilder der drei Stähle längs und quer zur Walzrichtung. Dualphasenstähle bestehen aus Ferrit und Martensit. Im Schlibf erscheint der Ferrit quasi reinweiß. Dagegen schwankt die Farbwiedergabe des Martensits zwischen sehr leichtem und kräftigem grau. Auf den Schlibfbildern gut zu erkennen, ist der mit zunehmender Festigkeit steigende Martensitanteil im Gefüge. Laut Herstellerangaben liegt der Martensitanteil beim HCT980XG bei über 90%. Allerdings ist der zunehmende Martensitanteil nicht der alleinige Grund für die Festigkeitssteigerung, vielmehr spielt auch die zunehmende Kornfeinung eine Rolle. Auch sie ist in

*Tabelle 5.3: Chemische Zusammensetzung der verwendeten Dualphasenstähle im Vergleich zu DIN EN 10338*

		Massenanteil in %									
		C	Si	Mn	P	S	Al	Cr + Mo	Nb + Ti	V	B
		max.	max.	max.	max.	max.	total	max.	max.	max.	max.
HCT790X	Norm	0,18	0,80	2,500	0,080	0,015	0,015-2,0	1,400	0,150	0,200	0,005
	Messw.	0,14	0,17	1,602	0,011	<0,002	0,030	0,692	0,038	0,004	<0,001
	SD	0,00	0,01	0,018	0,000	0,000	0,001	0,010	0,001	0,001	0,001
HCT980X	Norm	0,20	1,00	2,900	0,080	0,015	0,015-2,0	1,400	0,150	0,200	0,005
	Messw.	0,08	0,26	1,794	0,009	<0,002	0,042	0,414	0,052	0,005	0,001
	SD	0,00	0,01	0,010	0,000	0,000	0,001	0,003	0,000	0,001	0,000
HCT980XG	Norm	0,23	1,00	2,900	0,080	0,015	0,015-2,0	1,400	0,150	0,200	0,005
	Messw.	0,07	0,24	2,500	0,007	<0,002	0,028	0,717	0,076	0,006	0,003
	SD	0,01	0,00	0,014	0,001	0,000	0,001	0,006	0,001	0,000	0,000

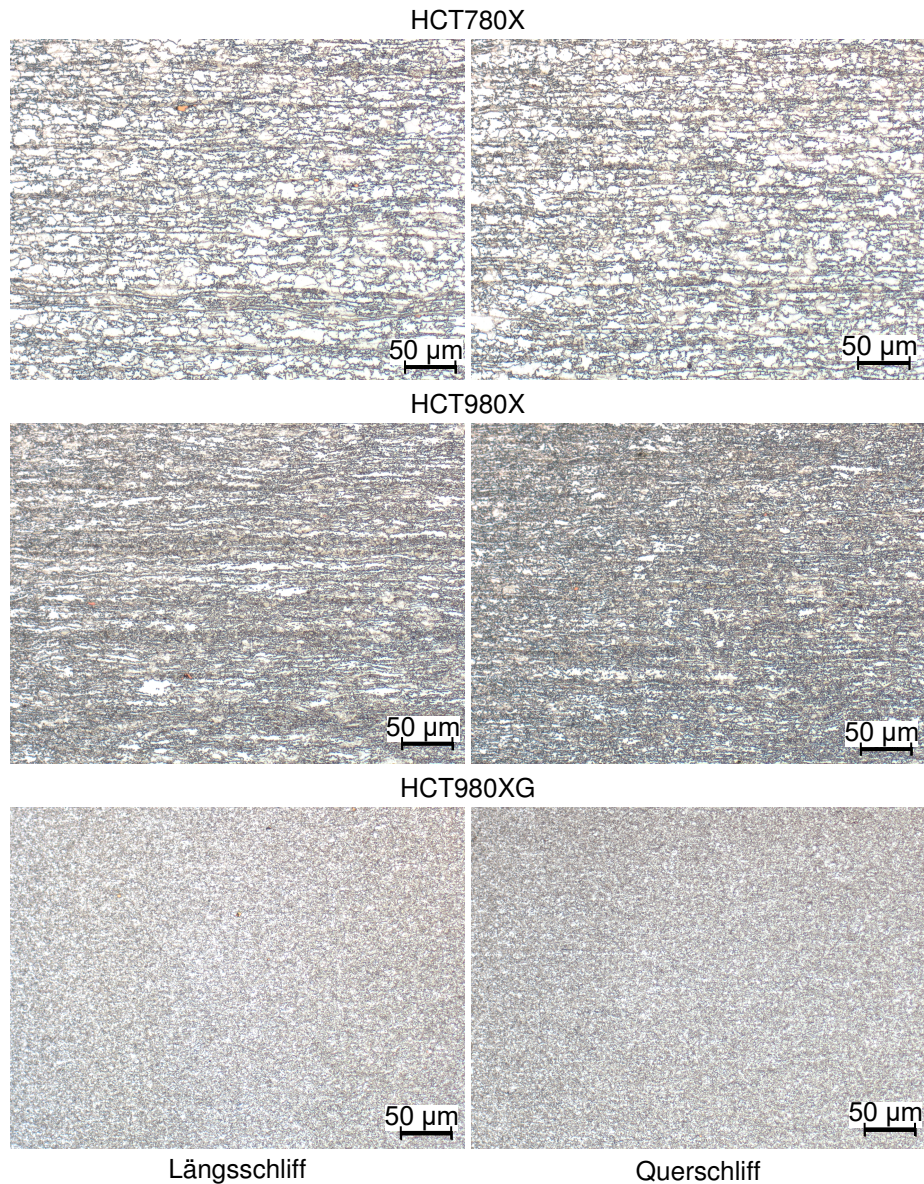


Abbildung 5.3: Schliffbilder der Dualphasenstähle bei 200-facher Vergrößerung

den Schliffbildern zu sehen. Während bei HCT780X und HCT980X die Walzrichtung aus den Schliffbildern bestimmbar ist, zeigen die Schliffbilder des HCT980XG in Längs- und Querrichtung auf Grund der feinen Körner keine ersichtlichen Unterschiede, welche auf die Walzrichtung schließen lassen. Allen Schliffbildern gemein sind lachsfarbene Bereiche, welche Titan-carbonitride kennzeichnen. Da alle drei Stähle Titananteile aufweisen, sind solche Einschlüsse zu erwarten.

### Mechanische Analyse

Die aus der metallurgischen Analyse gewonnenen Erkenntnisse lassen sich in den mechanischen Kennwerten (Tabelle 5.4) wiederfinden. So nimmt der  $R_{p0,2}$  Wert mit zunehmender Kornfeinung zu, was einem erhöhten Aufwand zum initialen Bewegen von Versetzungen im Kristallgitter

entspricht. Laut Hersteller führt „Das hohe Verfestigungsvermögen [...] bereits bei geringeren Verformungsgraden zu einer starken Anhebung der Bauteilstreckgrenze in den verformten Bereichen“ (Thyssenkrupp Steel Europe AG, 2017, S. 3), was sich in den Fließkurven (Abbildung 5.4) ebenfalls erkennen lässt. Diese steigen bei kleinen Dehnungen stark an, was unter anderem für den bereits angemerkten Anwendungsfall in crashrelevanten Bauteilen günstig ist. Gleichzeitig liegen die  $n$ -Werte auf einem deutlich geringeren Niveau als bei DC04 und nehmen mit zunehmender Festigkeit ab, weshalb das Ende der Gleichmaßdehnung im Zugversuch zu kleineren Dehnungen verschoben wird. Das Ende der Gleichmaßdehnung des Zugversuches ist in den Abbildungen der Fließkurven durch den äquibiaxialen Spannungspunkt gekennzeichnet. Somit sind Ziehtiefen und Komplexität der Bauteilgeometrie auf Grund des geringeren Umformvermögens deutlich engere Grenzen gesetzt, als bei Verwendung eines Tiefziehstahls.

Tabelle 5.4: Mechanische Kennwerte der verwendeten Dualphasenstähle im Vergleich zu DIN EN 10338

		Dicke	E-Modul	$R_{p0,2}$	$R_m$	$r_{90}$	$n_{90}$
		mm	MPa	MPa	MPa	-	-
HCT780X	Norm	-	-	440-550	780	-	-
	Messw.	1,50	212.891	472	786	0,97	0,17
HCT980X	Norm	-	-	590-740	980	-	-
	Messw.	1,50	212.554	721	1047	0,72	0,13
HCT980XG	Norm	-	-	700-850	980	-	-
	Messw.	1,50	206.424	822	991	0,95	0,10

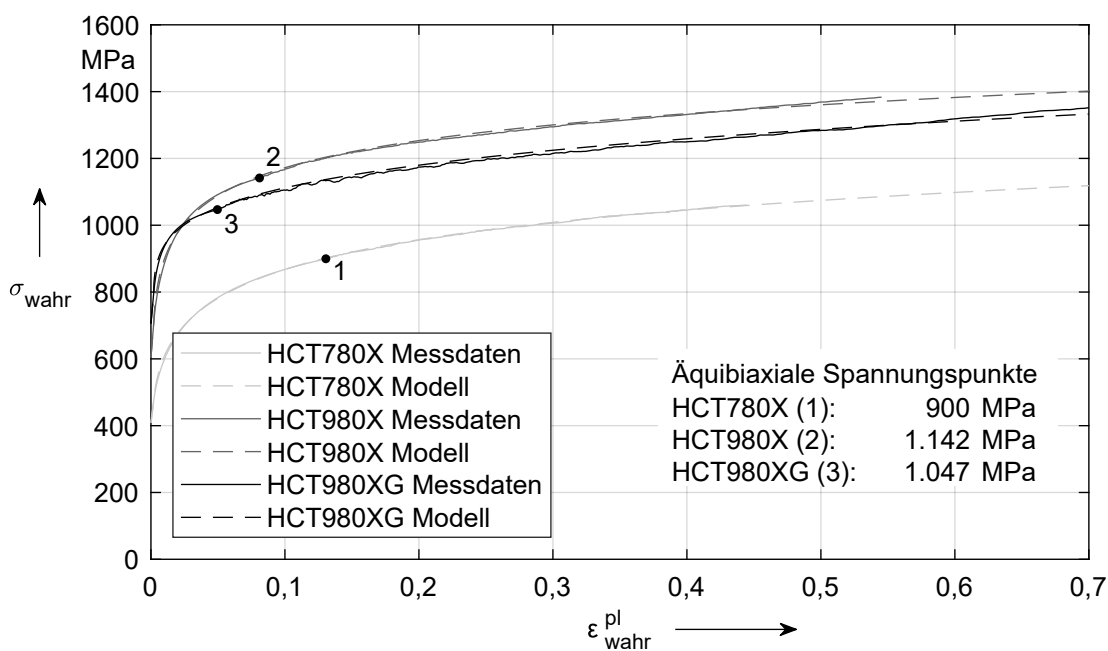


Abbildung 5.4: Fließkurven der Dualphasenstähle aus Zug- und Bulgeversuchen

### 5.3 Edelstahl 1.4301

#### Chemische und metallurgische Analyse

Dieser nichtrostende, austenitische Stahl liegt ebenfalls als ebenes Flacherzeugnis in 1,5 mm Dicke vor. Er wird in verschiedensten Bereichen verwendet, u. a. im Anlagen- und Fahrzeugbau. Der 1.4301 ist ein Vertreter der Chrom-Nickel-Stähle, was sich an den erhöhten Chrom- und Nickelwerten in der chemischen Analyse manifestiert (Tabelle 5.5). Die Massenanteile der untersuchten Elemente liegen bis auf den Nickelgehalt innerhalb der normierten Vorgaben. Der gemessene Nickelgehalt liegt 0,068 % unterhalb der Vorgabe, allerdings liegt die Messgenauigkeit bei 0,293 % und damit auf einem - im Vergleich zu den anderen Elementen - hohen Niveau.

Als Ätzmethode für die metallurgischen Untersuchungen kommt die Farbätzung LBI nach Lichtenegger und Bloech zum Einsatz. Dies ist eine gängige Ätzmethode für austenitische Stähle (Weck, 1983, S. 50). Im Schlibfbild erkennbar sind drei unterschiedlich gefärbte Bereiche. Bei den bräunlich und gelblich gefärbten Bereichen handelt es sich um den austenitischen Mischkristall. Bräunliche Bereiche sind reich und bläuliche Bereiche verarmt an Legierungselementen. Dies ist auf in austenitischen Mischkristallen fast immer vorhandenen Kristallseigerungen zurückzuführen. Weiße Bereiche kennzeichnen den  $\delta$ -Ferrit, welcher durch den Walzprozess zeilig bzw. perlenschnurartig im austenitischen Grundgefüge angeordnet wird. (Weck, 1983)

Tabelle 5.5: Chemische Zusammensetzung des verwendeten 1.4301 im Vergleich zu DIN EN 10088-2

	Massenanteil in %									
	<b>C</b>	<b>Si</b>	<b>Mn</b>	<b>P</b>	<b>S</b>	<b>Cr</b>	<b>Mo</b>	<b>Ni</b>	<b>N</b>	<b>Cu</b>
	max.	max.	max.	max.	max.	total	max.	total	max.	max.
Norm	0,07	1,00	2,000	0,045	0,015	17,5-19,5	-	8,0-10,5	0,10	-
Messwerte	0,03	0,46	1,628	0,041	0,007	18,980	0,285	7,932	-	0,417
SD	0,01	0,01	0,012	0,003	0,001	0,098	0,003	0,293	-	0,008

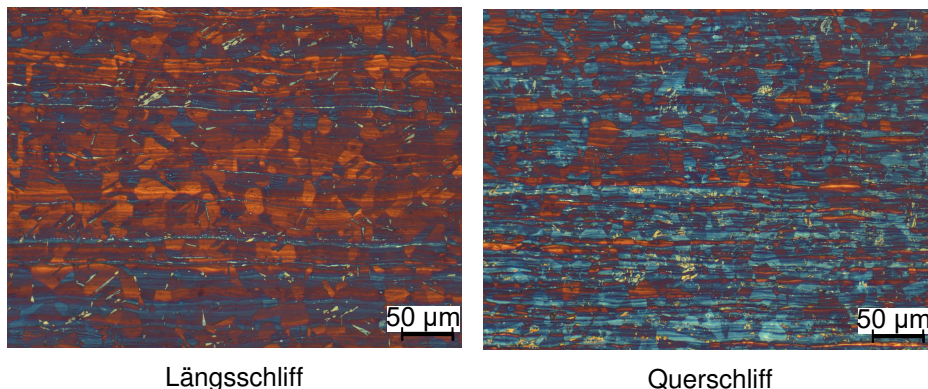


Abbildung 5.5: Schlibfbilder 1.4301 bei 200-facher Vergrößerung

## Mechanische Analyse

Die gemessenen mechanischen Eigenschaften am vorliegenden 1.4301 entsprechen den Vorgaben aus DIN EN 10088-2 (Tabelle 5.6). Durch seine günstigen mechanischen Eigenschaften eignet sich diese Stahlsorte hervorragend für die Kaltumformung, was sich auch an der Fließkurve (Abbildung 5.6) erkennen lässt. In Kapitel 5.1 wurden bereits günstige Eigenschaften für das Tiefziehen erwähnt, welche sich auch in der Fließkurve des 1.4301 wiederfinden. Der Fließbeginn liegt niedrig und der Werkstoff verfestigt mit zunehmender Dehnung gleichmäßig. Zudem wird das Ende der Gleichmaßdehnung (äquibiaxialer Spannungspunkt) erst bei einer wahren, plastischen Dehnung von nahezu 0,5 erreicht. Dies eröffnet große Gestaltungsräume beim Design von Tiefziehteilen und -prozessen. Im Gegensatz zu den anderen untersuchten Werkstoffen können in diesem Fall die Ergebnisse der Bulgeversuche nicht sinnvoll zur Verlängerung der Fließkurve verwendet werden. In Abbildung 5.6 ist dies am Abknicken der Messwerte nach dem äquibiaxialen Spannungspunkt zu erkennen. Ursache für dieses Phänomen ist zum einen die positive Dehnratensensitivität des Werkstoffes (Larour, 2010, S. 137) und zum anderen die nichtkonstante, verfahrensbedingt zu hohe Dehnrate der Bulgeversuche (Jocham, 2018). Eine zu hohe Dehnrate beim Bulgeversuch führt bei einem positiv dehnratenabhängigen Werkstoff

Tabelle 5.6: Mechanische Kennwerte des verwendeten 1.4301 im Vergleich zu DIN EN 10088-2

	Dicke	E-Modul	$R_{p0,2}$	$R_m$	$r_{90}$	$n_{90}$
	mm	MPa	MPa	MPa	-	-
			min.		min.	min.
Norm	-	-	230	540-750	-	-
Messwerte	1,50	205.109	314	727	0,90	0,54

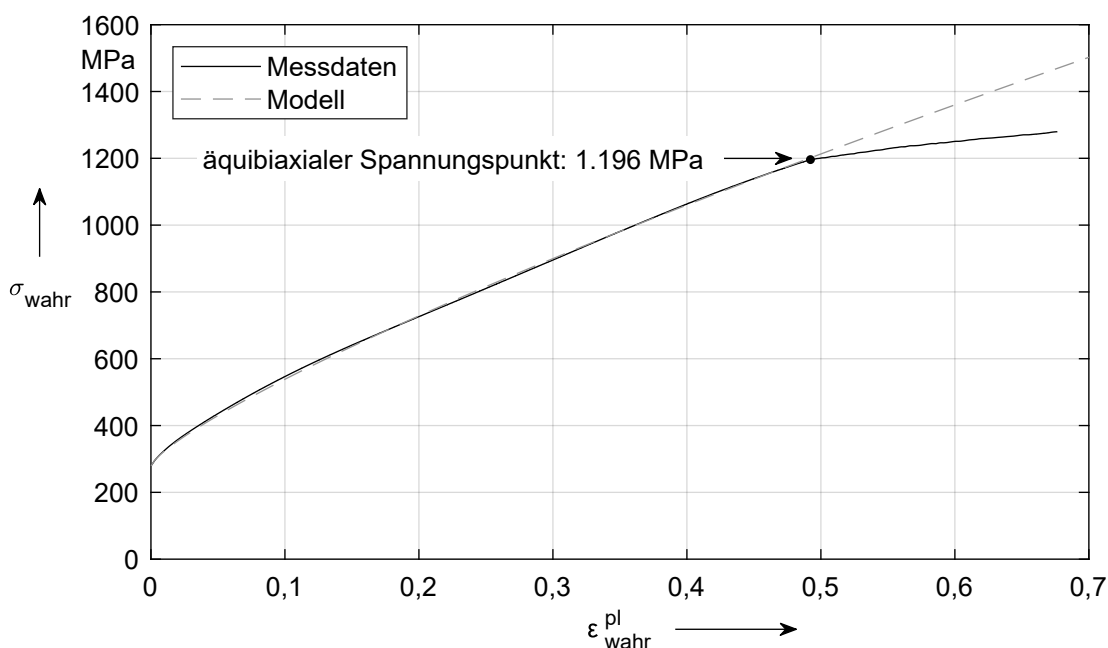


Abbildung 5.6: Fließkurve 1.4301 aus Zug- und Bulgeversuchen



wie dem 1.4301 zu einer erhöhten Fließspannung. Um die Messwerte der Bulgeversuche an die Messwerte der Zugversuche anschließen zu können, sind die Spannungswerte der Bulgeversuche durch das sogenannte biaxiale Spannungsverhältnis zu teilen und die Dehnungswerte damit zu multiplizieren. Gebildet wird das Spannungsverhältnis aus Spannung des Bulgeversuches am nach DIN EN ISO 16808 ermittelten Punkt zum wahren Spannungswert der Zugfestigkeit. Ist nun die Spannung des Bulgeversuches aus genannten Gründen zu hoch, führt dies zu einem zu großen Teiler beim Anpassen der Spannungswerte und einem zu großen Multiplikator beim Anpassen der Dehnungswerte. Daraus resultiert eine Streckung der Messwerte in x-Richtung sowie eine Stauchung in y-Richtung und schlussendlich das Abknicken der Fließkurve am äqui-biaxialen Punkt. Die Lösung dieses Problems ist das Durchführen von Bulgeversuchen mit Dehnraten die konstant und mit denen aus den Zugversuchen vergleichbar sind, so wie es DIN EN ISO 16808 fordert. Aktuell ist dies noch Forschungsgegenstand. Zwar führt Jocham (2018, S. 83) in seiner Dissertation Bulgeversuche mit nahezu konstanten Dehnraten durch, die erreichte Dehnraten liegt aber mindestens eine Größenordnung oberhalb der Normvorgaben zum Zugversuch (DIN EN ISO 6892-1).

## 5.4 Einsatzstahl 18CrNiMo7-6

### Chemische und metallurgische Analyse

Dieser handelsübliche Einsatzstahl liegt als Runderzeugnis in 100 mm Durchmesser vor. Saarstahl (2018) sieht das Einsatzgebiet diesen Stahls bei „schwere[n] und hochbeanspruchte[n] Getriebeteile[n] mit hohen Anforderungen an die Zähigkeitseigenschaften“. ThyssenKrupp Materials Austria (2018) erweitert dies um den Einsatz in „Tellerräder[n] [,] [...] Antriebsritzel[n] und Zahnräder[n]“. Seine chemische Zusammensetzung zeigt Tabelle 5.7. Bis auf den Nickelanteil liegen alle Werte im Normbereich. Der Nickelanteil weicht um 0,116 % vom Normwert nach unten ab. Laut Niemann, Winter und Höhn (2005, S. 225) „steigert [Nickel] die Festigkeit bei nur geringer Einbuße an Zähigkeit, bewirkt größere Einsatzhärtungstiefe und Durchhärtung, verfeinert das Austenitkorn und verbessert die Kerbschlagzähigkeit insbesondere bei tiefen Temperaturen.“ Dies sind alles Einflüsse, die nach dem Vergüten zum Tragen kommen. In dieser

*Tabelle 5.7: Chemische Zusammensetzung des verwendeten 18CrNiMo7-6 im Vergleich zu DIN EN 10084*

	Massenanteil in %								
	<b>C</b> total	<b>Si</b> max.	<b>Mn</b> total	<b>P</b> max.	<b>S</b> max.	<b>Cr</b> total	<b>Mo</b> total	<b>Ni</b> total	<b>B</b> max.
Norm	0,15-0,21	0,40	0,50-0,90	0,025	0,035	1,50-1,80	0,25-0,35	1,40-1,70	-
Messw.	0,20	0,15	0,510	0,008	< 0,002	1,698	0,286	1,284	< 0,001
SD	0,01	0,00	0,013	0,001	0,000	0,016	0,010	0,033	0,000

Arbeit erfolgt die unvergütete Verwendung des Werkstoffes, weshalb der Einfluss des von der Norm abweichenden Nickelanteils als nicht relevant für diese Arbeit einzuschätzen ist.

In Abbildung 5.7 sind zwei Schliffbilder des Materials zu sehen, eins im normalisierten und zum Vergleich eins im vergüteten Zustand. Beide sind - wie die Schliffbilder der anderen niedrig legierten Stähle - mit einer Nitalätzung erstellt. Das normalisierte Gefüge besteht aus Ferrit (weiß) und Perlit (grau) und vereinzelt Martensitinseln (hellbraun). Das vergütete Gefüge ist feinkörnig und besteht fast ausschließlich aus angelassenem Martensit.

### Mechanische Analyse

Die Wärmebehandlung stellt bei Einsatzstählen die konkreten mechanischen Eigenschaften ein, weshalb DIN EN 10084 lediglich informative Hinweise bezüglich der minimalen Zugfestigkeit von 18CrNiMo7-6 gibt. Diese sollte nach Härten und Anlassen bei 200 °C bei mindestens 1200 MPa liegen. Abbildung 5.8 zeigt die Fließkurve des verwendeten Materials. Da im Rahmen dieser Arbeit keine Möglichkeiten für eine verzugsfreie Wärmebehandlung der Bauteile aus diesem Material bestehen, wird es weder gehärtet noch angelassen. Die in der Norm genannte Mindestzugfestigkeit wird daher nicht erreicht. Zudem erfolgt die Ermittlung der Materialkennwerte im Stauchversuch, weshalb kein Wert für die Zugfestigkeit angegeben werden kann. Im Folgenden kommen die hier dargestellten Kennwerte des ungehärteten 18CrNiMo7-6 zum Einsatz. Im Gegensatz zu den anderen verwendeten Materialien weist er im ungehärteten Zustand eine ausgeprägte Streckgrenze auf, was in Abbildung 5.8 an der kurzen Geraden zu Beginn der Fließkurve erkennbar ist.

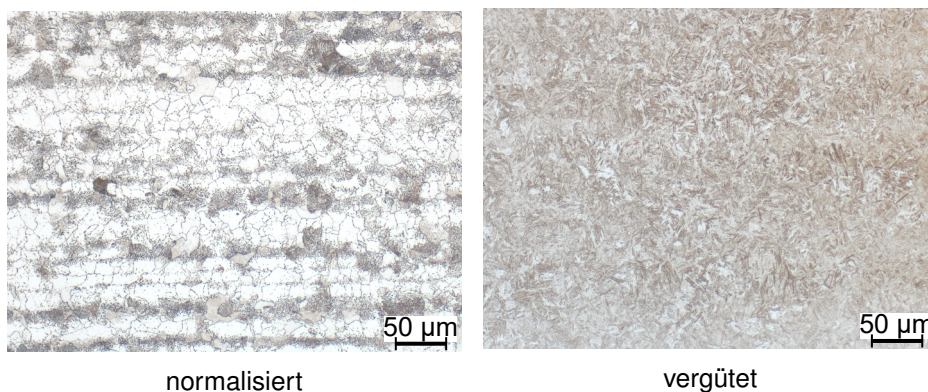


Abbildung 5.7: Schliffbilder 18CrNiMo7-6 bei 200-facher Vergrößerung

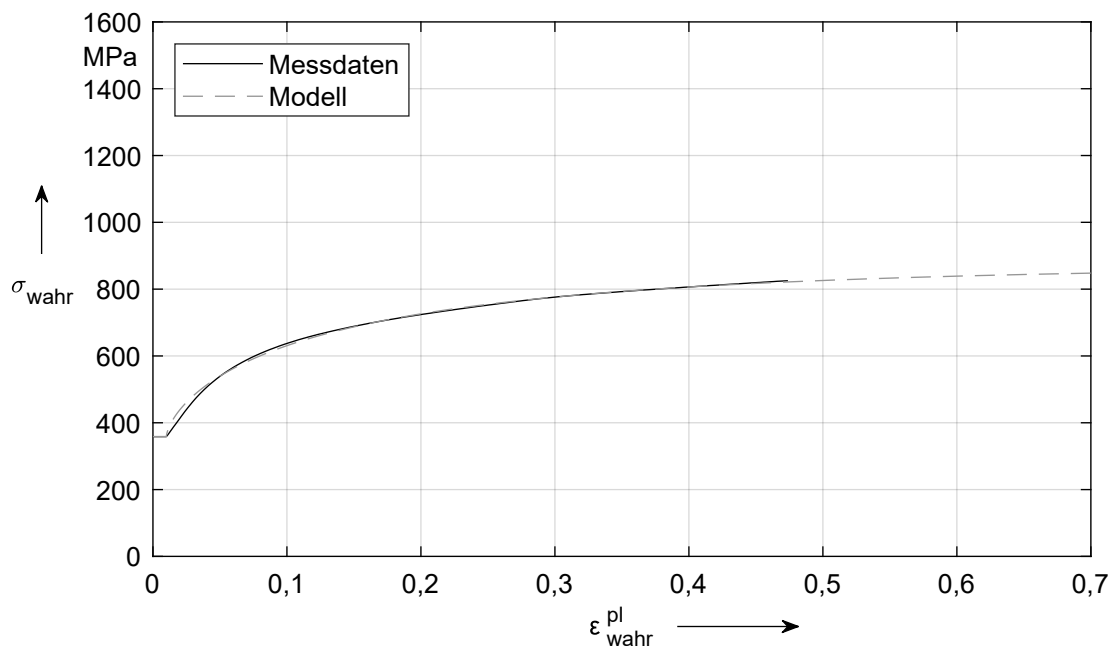


Abbildung 5.8: Fließkurve 18CrNiMo7-6 aus Stauchversuchen

# 6 Referenzzahnrad, Testrad und Versuchsaufbau

## 6.1 Referenzzahnrad

Als Referenz für alle nachfolgenden Betrachtungen dient das in Abbildung 6.1 dargestellte massive Zahnrad. Es basiert auf einer realen Getriebeverzahnung eines Personenkraftwagens nach Anpassung an die geometrischen Verhältnisse einer FZG Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine (DIN ISO 14635-1). Durch die geometrische Skalierung des Referenzzahnrades an die Prüfstandsvorgaben skaliert das Referenzdrehmoment gleichermaßen, die Umfangskraft bleibt gleich (siehe Tabelle 6.1). Bei der Verzahnung handelt es sich um eine Schrägverzahnung mit  $30^\circ$  Schrägungswinkel und einem Normalmodul von 2 mm. Das Zähnezahlnverhältnis liegt bei 38:39, woraus sich eine Übersetzungsverhältnis von nahezu eins ergibt, was im realen Handschaltgetriebe häufig dem vierten Gang entspricht (Naunheimer et al., 2007, S. 167). Der in Abbildung 6.1 dargestellte Kopfkreisdurchmesser bezieht sich auf das Ritzel, der Kopfkreisdurchmesser des Rades liegt bei 96,70 mm. Als Verbindung zur Welle dient eine außendurchmesserzentrierte Zahnwelle nach DIN 5480-1 mit einem Außendurchmesser von 30 mm, einem Innendurchmesser von 28 mm und 28 Zähnen.

## 6.2 Zahnkranz und Testring

Die Mehrkomponentenzahnräder bestehen aus einem Zahnkranz und verschiedenen Radkörpern. In dieser Arbeit stellen der Zahnkranz und die Zahnkräfte die geometrischen bzw. mecha-

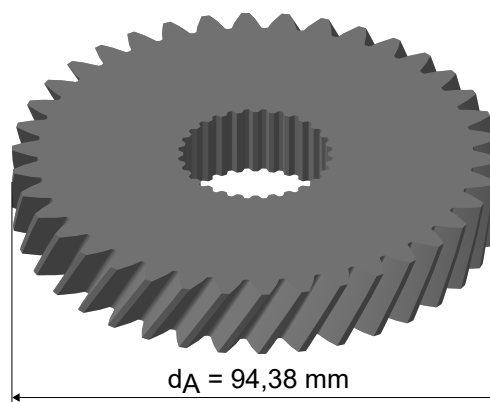


Abbildung 6.1: Referenzzahnrad

Tabelle 6.1: Kennwerte der realen PKW- und der Referenzverzahnung

Parameter	PKW Verzahnung	Referenzverzahnung
Nennleistung	125 kW	–
max. Drehzahl	4000 min <sup>-1</sup>	–
Nennmoment	300 Nm	400 Nm
Achsabstand	68,6 mm	91,5 mm
Umfangskraft bei Nennmoment	~8746 N	~8743 N
Radialkraft bei Nennmoment	–	~3797 N
Axialkraft bei Nennmoment	–	~5128 N
Innenverzahnung	–	DIN5480 WA 30x1x28xh6x9e
Masse	–	617,42 g

nischen Randbedingungen für die Radkörper. Die Zahnkräfte bei Nennmoment zeigt Tabelle 6.1. In Abbildung 6.2 sind neben dem Zahnkranz und dem Testring auch die geometrischen Randbedingungen dargestellt. Relevant für die Auslegung des Radkörpers sind der Innendurchmesser von 77,00 mm und die Breite von 14 mm. Auf der Innenseite weist der Radkörper die gleiche Innenverzahnung wie das Referenzzahnrad (Tabelle 6.1) auf. Der Zahnkranz besteht aus einem dünnen Ring, der dieselbe Verzahnung wie das Referenzzahnrad trägt. Die Dicke des Rings beträgt das Zweifache des Moduls der Verzahnung, was gegenüber dem Stand der Technik eine progressive Auslegung darstellt (DIN 3990)(Oda et al., 1981). Dadurch erhöht sich das Gewichtseinsparpotenzial, weil sich der Zahnkranz nur durch die größere Innenbohrung vom

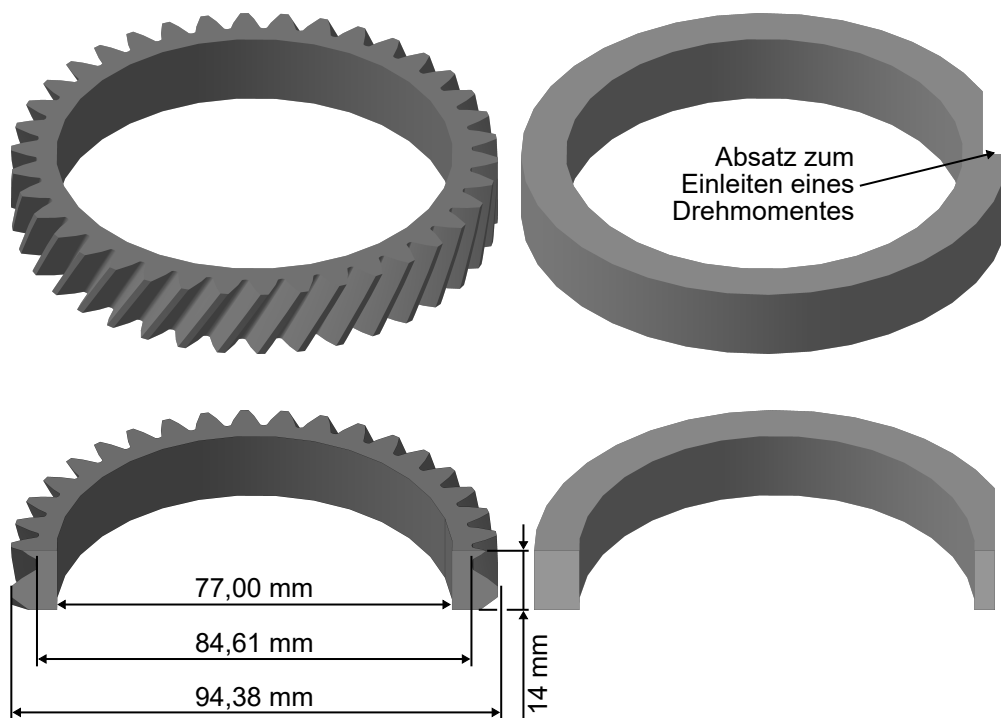


Abbildung 6.2: Zahnkranz (links) und Testring (rechts) mit geometrischen Abmessungen

massiven Zahnrad unterscheidet. Je größer die Innenbohrung ist, desto mehr Gewicht kann durch einen günstig gestalteten Radkörper eingespart werden (Tabelle 6.2).

Im Gegensatz zu Referenzzahnrad und Zahnkranz trägt der Testring keine Verzahnung, damit seine Fertigung keiner Verzahnungsherstellung bedarf und er mittels herkömmlichen Dreh- und Fräsmaschinen herzustellen ist. Da in dieser Arbeit keine Laufversuche durchzuführen sind, wird keine Verzahnung benötigt. Innendurchmesser von Testring und Zahnkranz sind identisch, um die gleiche Schnittstelle zum Radkörper bereitzustellen. Der Außendurchmesser des Testrings entspricht dem Kopfkreisdurchmesser des Zahnkranzes. Um ein Drehmoment in das Testrad einleiten zu können, weist der Testring einen Absatz auf (entspricht Eingriffswinkel  $\alpha = 0^\circ$  und Schrägungswinkel  $\beta = 0^\circ$ ). Dies führt zu einer Reduzierung der Testringdicke. Der Absatz wird so dimensioniert, dass die dünnste Stelle am Testring dem Fußkreisdurchmesser des Zahnkranzes entspricht. Auf diese Weise sollen die Verhältnisse des Zahnkranzes nachgebildet werden, ohne dass der Fertigungsaufwand unnötig ansteigt.

Zwischen Außenteil und Radkörper liegt ein elastischer Pressverband vor, dessen Kenngrößen Tabelle 6.3 zeigt. Das Übermaß des Pressverbandes stellt einen Kompromiss zwischen Drehmomentübertragbarkeit und Kranzbruchgefahr dar. Der Sicherheitsfaktor gegen Durchrutschen – dies stellt die Grenze der Drehmomentübertragbarkeit dar – wird durch Verringerung des Übermaßes reduziert, was den Sicherheitsfaktor gegen Kranzbruchgefahr erhöht. Da in dieser Arbeit mit Radkörpern gearbeitet wird, welche deutlich geringere radiale Steifigkeiten aufweisen als eine Vollscheibe – die den Formeln zur Berechnung des Übermaßes und der korrespondierenden Sicherheiten gegen Durchrutschen und Kranzbruch zu Grunde liegt – ist im Dauerbetrieb das Versagen der Presspassung wahrscheinlicher als das Auftreten eines Kranzbruches. Ausführliche Untersuchungen zum dynamischen Verhalten des mehrteiligen Zahnrades sind nicht Gegenstand dieser Arbeit, da dazu vollständig verzahnte Proben und entsprechende Versuchsanlagen benötigt würden. Diese Untersuchungen sind bei Otto et al. (2019) zu finden.

*Tabelle 6.2: Massen von Referenzzahnrad, Zahnkranz und Testring im Vergleich*

*Tabelle 6.3: Passung zwischen Außenteil und Radkörper*

<b>Objekt</b>	<b>Masse</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Maß</b>
Referenzzahnrad	617,42 g	Sollpassung	H6/u5
Zahnkranz	183,84 g	minimales Übermaß	83 $\mu\text{m}$
Testring	251,50 g	maximales Übermaß	115 $\mu\text{m}$

## 6.3 Versuchsaufbau

Dieses Kapitel beschreibt den entwickelten Prüfstand für die realen und das numerische Modell für die virtuellen Experimente am Testrad. Das Simulationsmodell dient darüber hinaus auch Untersuchungen am mehrteiligen Zahnrad während des Entwicklungsprozesses.

### 6.3.1 Prüfstand

Den zur Prüfung der Testräder verwendeten Prüfstand zeigt Abbildung 6.3. Ein Zweisäulengestell bildet seine Grundlage. Das zur Zerstörung der Zahnräder benötigte Moment wird mit Hilfe der in Kapitel 4.1.3 beschriebenen Universalprüfmaschine aufgebracht und bestimmt. Der Prüfstand ist im unteren Prüfraum der Universalprüfmaschine eingebaut und mittels eines mit der Oberplatte verschraubten standardisierten Adapters mit der Traverse verbunden. Der Adapter ist zur besseren Übersicht in Abbildung 6.3 nicht dargestellt. An der Oberplatte des Säulengestells ist ein Stempel verbaut, welcher die Kraft der Universalprüfmaschine in den Absatz des Testrades einleitet. Der Stempel ist konzentrisch zur Werkzeugaufnahmeeinrichtung der Prüfmaschine angeordnet und liegt direkt im Kraftfluss. Somit entstehen an der Oberplatte keine von den Säulenführungen aufzunehmenden Momente. Zwei mit der Unterplatte des Säulengestells verschraubte Lagerböcke fixieren die Welle. Translationen und Rotationen senkrecht zur Wellenachse unterbinden die Passungen an den Lagersitzen der Welle, während eine Passfeder die Rotation um die Wellenachse verhindert. Über den Abstand zwischen dem Mittelpunkt der Welle und der Kante des Stempels sowie der beim Versagen anliegenden Kraft lässt sich das maximale Drehmoment berechnen. Die Beschreibung der Versuchsdurchführung findet sich in Kapitel 8.1.

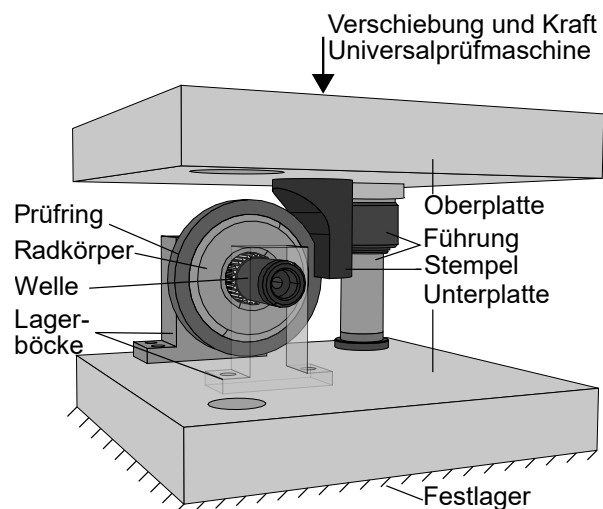


Abbildung 6.3: Prüfaufbau zur Bestimmung des benötigten Drehmomentes zum Abdrehen des Zahnringes vom Radkörper

Mit dem beschriebenen Prüfaufbau lassen sich statische Screeningversuche<sup>1</sup> durchführen. Diese erlauben das schnelle Prüfen von Testrädern ohne großen apparativen Aufwand und eine Vorbewertung der hergestellten Radkörpervarianten. Statische Versuche erzeugen hohe Überlasten, sind aber nicht direkt mit den realen Verhältnissen im Einsatz zu vergleichen. Vorteile dieses Prüfaufbaus sind die kurze Versuchsdauer und der geringe Aufwand für die Herstellung der benötigten Testringe. Die Innen- und Außengeometrie lassen sich durch Drehen erzeugen, wobei dies an einem Halbzeug erfolgen kann, welches deutlich breiter als die Testringbreite ist. Der Absatz wird in das zuvor erzeugte Rohr gefräst und dieses erst zum Schluss auf die Testringbreite zugesägt. Nachteil der Variante des Testrings mit einem zur Wellenachse parallel angeordneten Absatz ist, dass sich lediglich eine Tangentialkraft in das Testrad einleiten lässt. Die anderen Kraftkomponenten von Schrägverzahnungen werden vernachlässigt. Untersuchungen, die auch den Einfluss der Axial- und Radialkräfte auf die Fügestelle zwischen Zahnkranz und Radkörper berücksichtigen, müssten mit einem abgeschrägten Absatz oder im besten Fall mit einer Verzahnung arbeiten. Damit stiege der Fertigungsaufwand für die Testringe, da sich ein abgeschrägter Absatz nur in jeden Testring einzeln einbringen lässt bzw. das Herstellen einer Verzahnung einen passenden Wälzfräser sowie eine Verzahnungsmaschine benötigt. Des Weiteren ist der entworfene Prüfstand ungeeignet für das Ableiten von Radial- und Axialkräften. Kräfte senkrecht zur Achse der Führungssäulen führen zu einem Verbiegen der Säulen (Fibro GmbH, 2018, S. D25). Die Axialkräfte am Zahnrad liegen in derselben Größenordnung wie die Tangentialkräfte, weshalb auf eine kombinierte Führung aus Säulen und Bolzen zurückzugreifen wäre, wie dies T. M. Kopp (2017, S. 55) zur Abstützung der Querkräfte beim Scherschneiden tut. Das erhöht den Fertigungs- und Einarbeitungsaufwand für den Prüfstand beträchtlich, da alle Komponenten aufeinander abzustimmen sind. Untersuchungen mit Axial- und Radialkraft führen Leonhardt et al. (2017) durch, die Ergebnisse finden sich in Otto et al. (2019). Die dort genannten statischen Drehmomente und die mit dem hier beschriebenen Prüfstand ermittelten, stimmen weitestgehend überein (siehe Kapitel 8.2). Somit ist davon auszugehen, dass die oben genannten Vereinfachungen an den Proben und am Prüfstand die Ergebnisse bezüglich des übertragbaren statischen Drehmomentes nicht signifikant beeinflussen.

### 6.3.2 Simulationsmodell

Die beiden hier beschriebenen Simulationsmodelle (Abbildung 6.4) werden im Folgenden für verschiedene Zwecke verwendet. Sie dienen unter anderem der Dimensionierung der Leichtbaustruktur des blechpaketierten Radkörpers (Kapitel 7.1.3), den Steifigkeitsuntersuchungen

---

<sup>1</sup> Der Begriff „Screeningversuch“ ist abgeleitet vom Begriff „Screening Versuchsplan“ aus der statistischen Versuchsplanung. Als Screening Versuchspläne werden jene Versuchspläne bezeichnet, die weniger Versuche als der vollfaktorielle Versuchsplan benötigen. Der Begriff „teilkofaktorieller Versuchsplan“ ist ebenfalls geläufig. (Siebertz et al., 2010, S. 26)



am tiefgezogenen Radkörper (Kapitel 7.2.2) und schließlich der Abschätzung des übertragbaren Drehmomentes der verschiedenen Zahn- und Testräder (Kapitel 8.2). Die Modelle sind in Abaqus 2018 aufgebaut (Simulia, 2018). Das eine Modell bildet das Zahnrad (Abbildung 6.4 links) und das andere das Testrad (Abbildung 6.4 rechts) ab. Im grundsätzlichen Aufbau sind beide Modelle gleich und für oben genannte Untersuchungen sind lediglich die Radkörpergeometrien auszutauschen. Wichtigster Unterschied zwischen den Modellen ist die Art der Lasteinleitung. Im Folgenden wird das Modell des Zahnrades beschrieben. Lediglich bei Unterschieden erfolgt auch eine Beschreibung des Modells des Testrades. Neben Abaqus kommt für die Methodenplanung des Tiefziehprozesses die Simulationssoftware AutoForm<sup>plus</sup>R6 (AutoForm Engineering GmbH, 2015) zum Einsatz. Das Vorgehen zur Entwicklung der Fertigungsmethode ist in Kapitel 7.2.3 beschrieben.

### 6.3.2.1 Allgemeine Angaben zum Simulationsmodell

Zur Berechnung kommt Abaqus Standard<sup>2</sup>, ein impliziter Solver (siehe Kapitel 2.1.2) zum Einsatz. Zwei direkt aufeinander folgende Steps strukturieren den zeitlichen Ablauf der Berechnung. Der erste Step (Presspassung) endet nach der vollständigen Ausbildung der Presspassung zwischen Zahnkranz und Radkörper, während im zweiten Step (Last) die Last aufgebracht wird. Beide Steps dauern jeweils eine Sekunde, die Gesamtzeit beträgt demnach zwei Sekunden. Ein zylindrisches Koordinatensystem mit Ursprung im Zentrum des Zahnrades dient der Beschreibung aller Gegebenheiten desselben (siehe Abbildung 6.4). Die axiale Achse zeigt in Richtung der (nicht dargestellten) Wellenachse, die radiale vom Ursprung Richtung Zahnkranz und die tangential in Umfangsrichtung des Zahnrades. Das Übermaß zwischen Radkörper und Zahnkranz bzw. Testring ist geometrisch modelliert. Initial durchdringen sich beide Teile und können

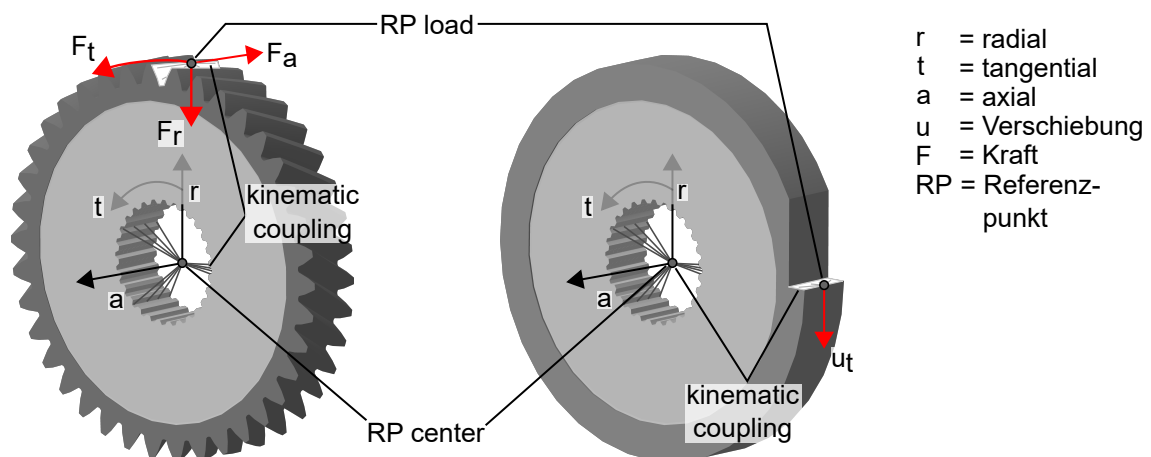


Abbildung 6.4: Simulationsmodelle des Zahnrades (links) und des Testrades (rechts) mit Randbedingungen

<sup>2</sup> Abaqus gibt es nur in englischer Sprache, weshalb in diesem Kapitel keine Übersetzung von Begriffen erfolgt, die aus Abaqus stammen.

sich voneinander unabhängig im virtuellen Raum bewegen. Erst nach dem Ende des Steps Presspassung liegt ein Pressverband ohne Durchdringungen vor, über den sich auch Belastungen übertragen lassen. Die dazu benötigte Reibzahl wird an Hand eines Versuches kalibriert, siehe Kapitel 8.2.

### 6.3.2.2 Randbedingungen

Im Modell des Zahnrades kommen natürliche und geometrische Randbedingungen vor, während im Modell des Teststrings nur geometrische Randbedingungen Anwendung finden. Durch geometrische Randbedingungen lassen sich Lagerungen einfach abbilden, indem die Verschiebungen der Lagerflächen zu null gesetzt werden. Die Randbedingungen werden in Abaqus entweder direkt auf die betreffenden Knoten der Oberfläche oder über sogenannte Referenzpunkte aufgebracht, welche über verschiedene Verbindungsarten (couplings) mit der Oberfläche koppelbar sind. Letztere Variante ist nötig, um äußere Kräfte oder Bewegungen auf mehrere in einer Fläche liegende Knoten gleichmäßig zu verteilen. Würde beispielsweise eine Einzelkraft auf nur einen Knoten der Fläche wirken, ergäbe sich eine nicht reale Spannungsspitze an diesem Knoten.

Die erste Randbedingung (geometrisch) wirkt auf die Fügefläche auf der Seite des Radkörpers während des Steps Presspassung, siehe Abbildung 6.5. Sie sperrt alle Bewegungen der in der Fläche liegenden Knoten in axialer und tangentialer Richtung. Der Freiheitsgrad in radialer Richtung und alle Rotationsfreiheitsgrade<sup>3</sup> sind frei. Die freie Verformung der Fläche in radialer Richtung ist die Voraussetzung für das Ausbilden der Presspassung. Hier kommt der Vorteil des lokalen Zylinderkoordinatensystems für das Modell des Zahnrades zum Tragen. Es ermöglicht radiale Verformung bei gleichzeitiger tangentialer Einspannung. Somit kann der Radkörper unter Einwirkung der Presspassung nach innen schrumpfen, ohne sich zu verdrehen. Trotzdem

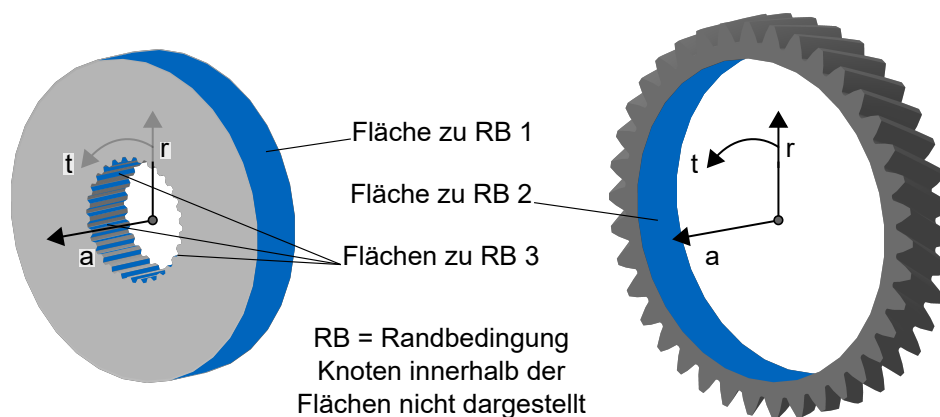


Abbildung 6.5: Visualisierung der Flächen mit Randbedingungen im Simulationsmodell

<sup>3</sup> Rotatorische Freiheitsgrade zu sperren ergibt an dieser Stelle keinen Sinn, da sich die Sperrung immer auf Knoten bezieht. Innerhalb einer Fläche sind die Knoten rotatorisch zueinander festgelegt, weshalb der Solver die Sperrung der rotatorischen Freiheitsgrade ignoriert und eine Warnung bezüglich überbestimmter Knoten ausgibt.

fixiert diese Randbedingung das Zahnrad im virtuellen Raum, da jede Bewegung im globalen kartesischen Koordinatensystem des virtuellen Raumes eine Bewegung in den gesperrten Achsen der zylindrischen Koordinaten des Zahnrades nach sich zieht. Abbildung 6.6 verdeutlicht die Funktion dieser Randbedingung an Hand eines einfachen Rings. Im Gegensatz zur Randbedingung im Modell des Zahnrades wird die Randbedingung in Abbildung 6.6 als kinematic coupling zwischen einem fest eingespannten Referenzpunkt und den Knoten der Fläche aufgebracht. Die Auswirkungen auf die Knoten der Fläche sind jedoch dieselben. Stellt man sich vor, dass der Ring in x-Richtung des globalen Koordinatensystems bewegt wird, lassen sich diverse Punkte auf dem Ring finden, für die dies eine Verschiebung in tangentialer Richtung bedeuten würde. Gleiches gilt für eine Bewegung des Ringes in der globalen y-Richtung. Da axiale und z-Richtung zusammenfallen, ist die axiale Richtung ebenfalls gesperrt. Die Sperrung der axialen Richtung verhindert Rotationen um die x- und y-Achse des globalen Koordinatensystems, da sich immer Punkte des Ringes finden lassen, für die eine solche Rotation eine Bewegung in axialer Richtung zur Folge hätte. Rotationen um die globale z-Achse fallen mit den Rotationen in tangentialer Richtung zusammen und sind ebenfalls gesperrt. Erst die Nutzung der unterschiedlichen Koordinatensysteme erlaubt es, die Knoten des Radkörpers im lokalen zylindrischen Koordinatensystem in nur fünf Freiheitsgraden zu sperren und ihn dabei trotzdem bezüglich des globalen Koordinatensystems fest einzuspannen.

Die zweite Randbedingung (geometrisch, siehe Abbildung 6.5) gleicht der ersten, wirkt jedoch auf die andere Seite der Fügefläche, also auf den Zahnkranz bzw. Testring. Sie ist ebenfalls nur im ersten Step Presspassung aktiv und wird im Step Last abgeschaltet. Beide Kontaktpartner können sich unter der Einwirkung der Fugenpressung in radialer Richtung verformen. Die Abschaltung

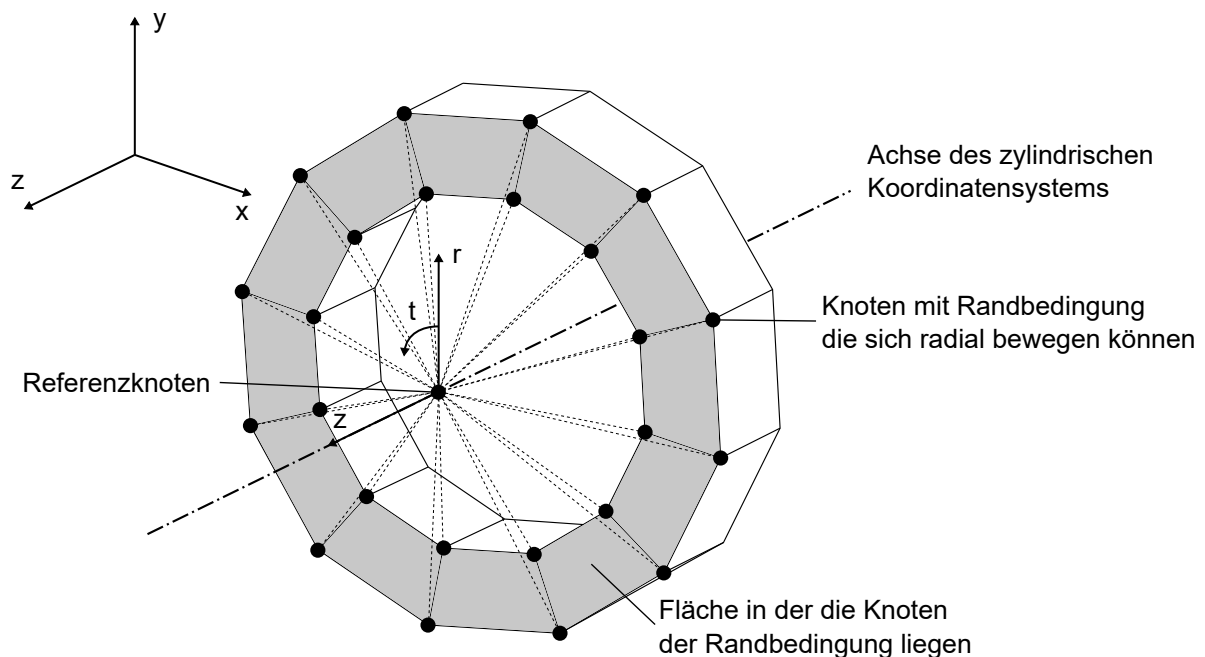


Abbildung 6.6: Darstellung der Funktion von kinematic couplings nach Dassault Systèmes (2012, S. 34.3.2)

der ersten und zweiten Randbedingung nach dem ersten Step erlaubt eine freie Verformung des gesamten Zahnrades unter dem Wirken der Zahnkräfte.

Die dritte Randbedingung (geometrisch, siehe Abbildung 6.5) fixiert das Zahnrad im virtuellen Raum während des Steps Last und repräsentiert die Lagerung des Zahnrades auf der Welle. Sie ist so aufgebaut wie die Einspannung des Ringes in Abbildung 6.6. Der Referenzpunkt liegt im Ursprung des zylindrischen Koordinatensystems. Seine Freiheitsgrade gegenüber der Umgebung sind alle gesperrt und er ist mit den Flanken der Zahnwelle über eine kinematic coupling verbunden. Die Freiheitsgrade dieser Verbindung sind in axialer und tangentialer Richtung gesperrt. Somit kann sich die Zahnwellengeometrie des Radkörpers in radialer Richtung verformen.

Die vierte Randbedingung bringt auf Zahn- und Testrad die Last auf. Im Falle des Zahnrades ist sie natürlicher, im Falle des Testrades geometrischer Art. Die Last, die im Modell des Zahnrades aufgebracht wird, entspricht den in Tabelle 6.1 aufgeführten Zahnkräften. Bei Schrägverzahnungen liegen die Berührlinien der im Kontakt stehenden Zähne schräg über der Zahnbreite (Niemann und Winter, 2003, S. 59). Die Kontaktspannungen sind ebenfalls nicht konstant entlang der Berührlinie, was eine aufwandsarme, realitätsgetreue Abbildung der Lasteinleitung im Simulationsmodell erschwert. Da der Zahnkranz nicht im Fokus der Untersuchungen steht, wird auf ein einfach zu implementierendes Vorgehen zur Einleitung der Last in das Zahnrad zurückgegriffen. Mittig vom Zahnkranz auf der Höhe des Kopfkreises liegt ein Referenzpunkt (siehe Abbildung 6.4), welcher über eine kinematic coupling mit allen Knoten der angrenzenden Zahnflanke verbunden ist. Die Verbindung sperrt alle Freiheitsgrade zwischen Referenzpunkt und Zahnflanke. Auf den Referenzpunkt wirken die Zahnkräfte und verteilen sich gleichmäßig auf die Zahnflanke. Die Zahnkräfte sind im zylindrischen Koordinatensystem definiert und steigen während der Dauer des Steps Last linear von null auf ihren Nennwert an.

Die Einleitung der Last in das Testrad im in Kapitel 6.3.1 beschriebenen Prüfaufbau entspricht einer aufgezwungenen Bewegung. In das Simulationsmodell wird dies durch die Verschiebung des mittig an der Kante des Absatzes im Testring liegenden Referenzpunktes RP Last (siehe Abbildung 6.4) übertragen. Dieser Referenzpunkt ist mit den Knoten in der Fläche des Absatzes mit einer kinematic coupling verbunden, welche alle translatorischen Freiheitsgrade sperrt. Somit übertragen sich alle Bewegungen des Referenzpunktes gleichmäßig auf den Absatz im Testring. Die Verschiebung des Referenzpunktes  $u_t$  steigt während des Steps Last linear von 0 auf 0,5 mm an.

### 6.3.2.3 Kontaktbedingungen

Kontakt entsteht in beiden Modellen zwischen Radkörper und Zahnkranz bzw. Testring und zwischen den Komponenten des Radkörpers. Zur Kontaktmodellierung in Abaqus sind zum einen

eine Kontaktformulierung und zum anderen die Kontakteigenschaften festzulegen. Die Kontaktformulierung ist dabei für jedes Kontaktpaar auszuwählen, während die Kontakteigenschaften für mehrere Kontaktpaare Anwendung finden.

### Kontakteigenschaften

Die Kontakteigenschaften sind für alle Kontaktpaare im vorliegenden Modell gleich. Sie definieren zum einen den Druck-Eindringtiefe-Zusammenhang (pressure-overclosure) und zum anderen das Reibmodell.

Der Druck-Eindringtiefe-Zusammenhang beschreibt, wie sich der Kontaktdruck bei Kontakt zweier Oberflächen ausbildet. Abbildung 6.7 zeigt die zwei unterschiedlichen Möglichkeiten. Wird ein harter Zusammenhang zwischen der Eindringtiefe und dem daraus resultierenden Kontaktdruck gefordert (hard contact), entsteht wenig bis keine Durchdringung der beiden Kontaktflächen. Es kann auch ein weicher Kontakt (softened contact) erlaubt sein, der mit Durchdringungen einhergeht. Beim weichen Kontakt gibt es verschiedenste Möglichkeiten, den Zusammenhang zwischen Eindringtiefe und Kontaktkraft zu beschreiben (Dassault Systèmes, 2018d, S. 2 f.). In Abbildung 6.7 sind ein linearer und ein exponentieller Zusammenhang dargestellt. Wie beim exponentiellen Zusammenhang zu sehen, muss der Kontaktdruck nicht erst beim wirklichen Kontakt zweier Oberflächen entstehen, sondern dies kann bei entsprechender Einstellung auch vorher geschehen. Der umgekehrte Fall ist ebenso möglich. (Dassault Systèmes, 2018d, S. 1) Um den gewählten Druck-Eindringtiefe-Zusammenhang numerisch in der Simulation umzusetzen, gibt es wiederum drei verschiedene Varianten (Dassault Systèmes, 2018b, S. 1). Die direkte Methode (direct method) erzwingt genau den vorgegebenen Druck-Eindringtiefe-Zusammenhang. Die beiden anderen Methoden, penalty und augmented Lagrange approximieren lediglich den harten Kontakt, indem sie eine gewisse Durchdringung zulassen. Die direkte Methode ist damit die einzige der drei Methoden, die geeignet ist, einen weichen Druck-Eindringtiefe-Zusammenhang umzusetzen. Die penalty Methode benötigt eine Gesetzmäßigkeit zwischen Eindringtiefe und Kontaktkraft, welche in den meisten Fällen linear ist. Die

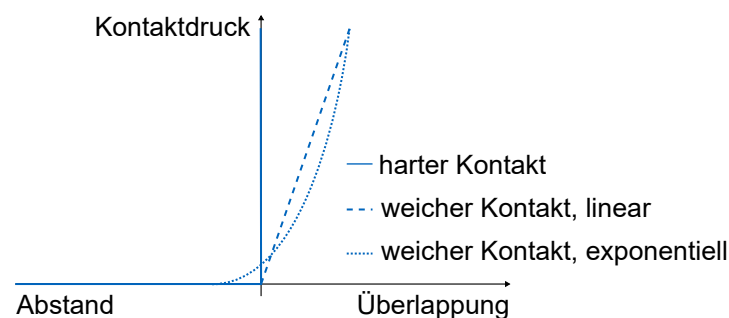


Abbildung 6.7: Darstellung des Zusammenhangs zwischen Kontaktdruck und Überlappung der Bauteile abhängig von den gewählten Einstellungen nach Dassault Systèmes (2018d)

Steigung dieser Geraden entspricht der sogenannten Kontaktsteifigkeit. Der Vorteil der penalty Methode gegenüber einem weichen Kontakt ist ihre numerische Stabilität. Die augmented Lagrange Methode baut auf der penalty Methode auf. Nach dem Erreichen eines ersten Gleichgewichtszustandes, erfolgt eine Prüfung, ob die Eindringtiefe einen Grenzwert überschreitet. Gegebenenfalls werden weitere Iterationen durchgeführt, falls der Grenzwert überschritten ist. Damit ist die augmented Lagrange Methode - je nach Vorgabe des Grenzwertes sogar deutlich - rechenintensiver als die penalty Methode (siehe Kapitel 2.1.1).

In den Modellen des Zahnrades und des Teststrings kommt harter Kontakt, umgesetzt mit der penalty Methode zum Einsatz. Das Gesetz zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Eindringtiefe und Kontaktkraft ist linear. Die Steigung dieser linearen Geraden (Kontaktsteifigkeit) liegt bei ungefähr dem zehnfachen der umliegenden Elementsteifigkeit (Dassault Systèmes, 2018b, S. 2). Der harte Kontakt wird gewählt, da es eigentlich keine Durchdringung der Kontaktflächen geben sollte. Da im Modell viele Elemente miteinander in Kontakt stehen und somit die Gefahr von numerischen Instabilitäten besteht, wird auf eine strikte Umsetzung verzichtet und die penalty Methode mit den Abaqus Standardeinstellungen zur Umsetzung des harten Kontaktes gewählt. Die Verbesserung des Ergebnisses durch die augmented Lagrange Methode führt zu stark verlängerten Simulationszeiten, weshalb sie keine Anwendung findet.

Zur Abbildung der Reibung kommt das isotrope Coulomb'sche Reibmodell zum Einsatz, mit einer von Gleitgeschwindigkeit, Kontaktkraft und Temperatur unabhängigen Reibzahl. Dieses einfache Reibmodell benötigt nur die Reibzahl als Parameter, welche sich mit dem ersten Experiment kalibrieren lässt.

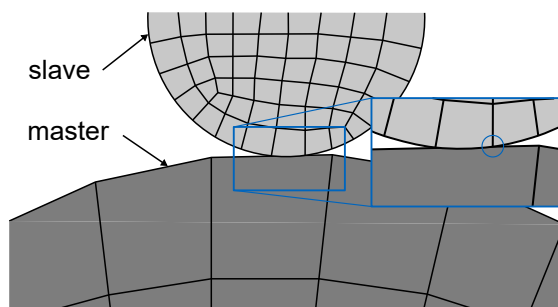
### **Kontaktformulierung**

Die Kontaktformulierung ist im Gegensatz zu den Kontakteigenschaften spezifisch für ein Kontaktpaar. Sie definiert Kontaktflächen, wie der Kontakt diskretisiert ist, welche Nachverfolgungsmethode der Kontaktknoten zum Einsatz kommt, ob die Oberflächen der Kontaktpartner eingeebnet werden sollen, wie mit vorhandenen Durchdringungen umzugehen ist und einiges mehr. Die getroffenen Einstellungen zeigt Tabelle 6.4. Die Kontaktformulierung Radkörper-Radkörper kommt nur beim blechpaketierten Radkörper zum Einsatz. Die Kontaktflächen werden in Master- und Slaveflächen unterteilt, welche sich jeweils auf einem der beiden Kontaktpartner befinden. Zusammen mit der Diskretisierungsmethode und der Netzgröße hat die Definition von Master- und Slaveflächen Einfluss auf auftretende Durchdringungen der Kontaktpartner. Abbildung 6.8 veranschaulicht die Zusammenhänge. Per Definition dürfen Knoten der Slavefläche nicht in die Oberfläche der Masterfläche eindringen, umgekehrt ist dies nicht der Fall. Beim node-to-surface Kontakt werden auf der Seite der Slavefläche nur einzelne Knoten für die Prüfung Kontakt offen/geschlossen herangezogen, nicht aber deren umgebende Knoten. Bei Masterflächen erfolgt unabhängig von der Diskretisierungsmethode immer eine Einbeziehung der umliegenden

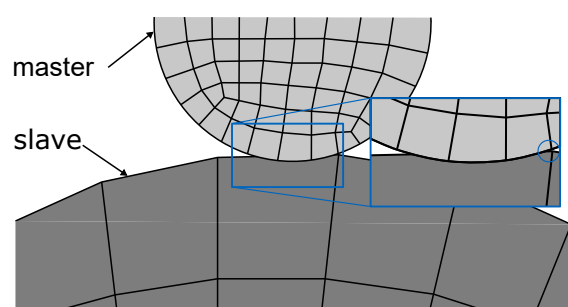
Tabelle 6.4: Einstellungen der Kontaktformulierung

Parameter	Radkörper-Zahnkranz	Radkörper-Radkörper
Masterfläche	Radkörper Innenbohrung	pro Blechlage eine Master- und eine Slavefläche
discretization method	surface-to-surface	surface-to-surface
sliding formulation	finite	finite
exclude shell/membrane thickness	off	off
contact tracking	path	path
slave adjustment	no adjustment	no adjustment
surface smoothing	automatic	no smoothing
interference fit	gradually remove overclosure during step	no allowable interference
contact stabilization	contact controls	contact controls

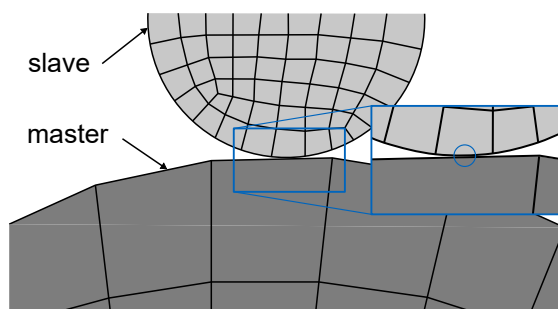
a) node-to-surface Kontakt



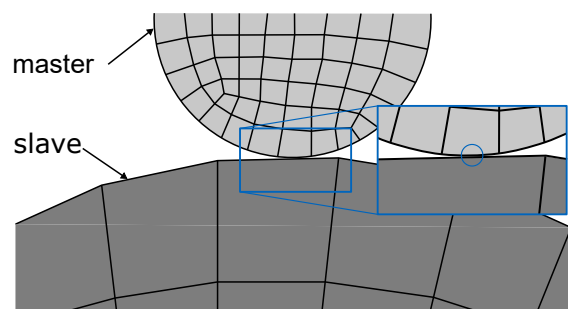
b) node-to-surface Kontakt



c) surface-to-surface Kontakt



d) surface-to-surface Kontakt



○ Ort der ersten Kontaktdetektion

Abbildung 6.8: Veranschaulichung der unterschiedlichen Kontaktsituationen in Abhängigkeit von Master- und Slaveflächen sowie der Diskretisierungsmethode nach Dassault Systèmes (2018a)

Knoten in die Prüfung Kontakt offen/geschlossen. Wenn nun beim node-to-surface Kontakt die Slavefläche ein feineres Netz als die Masterfläche aufweist, sind die maximal auftretenden, unbemerkten Durchdringungen klein, da auf Grund des feineren Netzes ein Knoten der Slavefläche frühzeitig mit der Masterfläche in Kontakt kommt (Abbildung 6.8 a). Für den Fall dass

die Masterfläche das feinere Netz aufweist, können durchaus signifikante Durchdringungen der Kontaktpartner auftreten, bevor numerisch ein Kontakt eintritt (Abbildung 6.8 b). Liegt eine surface-to-surface Diskretisierung vor, hat die Definition der Master- und Slaveflächen keinen wesentlichen Einfluss auf die Durchdringung der Kontaktpartner (Abbildung 6.8 c und d). Für das vorliegende Simulationsmodell ist es essentiell, dass Durchdringungen der Kontaktpartner nicht auftreten, da bereits kleine, nicht erkannte Durchdringungen signifikanten Einfluss auf die in der Fuge zwischen Radkörper und Zahnkranz herrschende Presspassung und somit auf das übertragbare Drehmoment haben. Daher sind zum einen die beiden Kontaktpartner mit gleich großen Elementen vernetzt und es kommt zum anderen der surface-to-surface Kontakt zur Anwendung. Beim Kontakt zwischen Radkörper und Zahnkranz ist immer die Fläche des Zahnkranzes die Masterfläche und die des Radkörpers die Slavefläche. Kontakt im Radkörper ist nur für die blechpaketierte Radkörpervariante relevant. Dort hat jede Blechlage eine Seite mit Masterflächendefinition und eine mit Slaveflächendefinition. Im tiefgezogenen Radkörper tritt zwar in der Realität Kontakt an den Stirnflächen der beiden Radkörperhälften auf. Da die Radkörperhälften mit Schalenelementen abgebildet sind und somit die Blechdicke nur als numerischer Knotenwert vorhanden ist, kann dieser Kontakt nicht modelliert werden, da die Stirnflächen im Schalenmodell nicht vorhanden sind. Um diesen Kontakt abzubilden, müsste mit Volumenelementen im Radkörper gearbeitet werden, was allerdings die Berechnungszeit erhöht.

Der Parameter `exclude shell/membrane thickness` gibt an, ob bei Kontakt von Schalenelementen die Dicke der Schale berücksichtigt werden soll. Wird diese nicht berücksichtigt, käme der tiefgezogenen Radkörper nicht in Kontakt mit dem Zahnkranz, da die Schalenelemente die mittlere Blechebene darstellen. Daher ist dieser Parameter nicht aktiv.

Für den Parameter `contact tracking` kann zwischen den Werten `path` (Standard im vorliegenden Fall) oder `state` gewählt werden. Der Parameter beschreibt, wie der zeitliche Verlauf des Kontaktes eines Punktes der Slavefläche mit der Masterfläche während der Simulation verfolgt wird. Bei Nutzung der Einstellung `path` erfolgt die Verfolgung eines Knotens der Slavefläche relativ zur Masterfläche. Dabei wird die aktuelle Geometrie der Masterfläche genau berücksichtigt. Die Einstellung `state` führt dazu, dass nach jedem Inkrement der aktuelle Kontaktstatus als Ausgangspunkt genommen und die voraussichtliche Geometrie der Masterfläche zum Ende des Inkrements geschätzt wird. Die Trajektorie eines in Kontakt befindlichen Slaveknoten liegt dann auf dieser geschätzten Masterfläche, was bei großen Bewegungen innerhalb eines Inkrements zu Ungenauigkeiten führt. Für die vorliegende Simulation sind beide Einstellungen als in etwa gleichwertig einzuschätzen, da die Bewegungen innerhalb eines Inkrements lediglich im Bereich der elastischen Verformungen der Bauteile liegen. Deshalb wird die Standardeinstellung beibehalten. (Dassault Systèmes, 2018a)

Der Parameter `slave adjustment` dient dazu, durch die Vernetzung entstandene Unebenheiten in



Kontaktflächen einzuebnen. Somit lassen sich Kontakt- und Konvergenzprobleme vermeiden. In der initialen Phase der Simulation erfahren Knoten der Slavefläche dabei eine Verschiebung, sodass sie exakt auf der Masterfläche zu liegen kommen. Diese Verschiebung erzeugt keine Spannungen im Modell. Für den vorliegenden Fall ist ein solches Vorgehen nicht sinnvoll, da genau diese Verschiebungen die Kontaktspannungen in der Fügezone zwischen Zahnkranz und Radkörper und damit das Drehmoment beeinflussen. Daher erfolgt keine Anpassung der Slaveflächen.

Der Parameter *surface smoothing* aktiviert eine Technik, welche das Rauschen in den Kontaktspannungen, das auf Grund der Diskretisierung der Bauteile auftritt, reduziert. Dabei wird an Stelle der realen Geometrie eine idealisierte Geometrie für die Kontaktformulierung verwendet. Die physikalische Geometrie bleibt unangetastet. Die verbesserte Berechnung der Kontaktspannungen ist für den Kontakt zwischen Radkörper und Zahnkranz interessant, weshalb sie dort zum Einsatz kommt. Presspassungen mit geometrisch modelliertem Übermaß sind für Abaqus nicht von ungewollten Bauteildurchdringungen zu Beginn der Berechnungen zu unterscheiden. Letztere lassen sich aufwandsarm durch oben beschriebenes *surface smoothing* in der Initialisierungsphase beseitigen. Bei beabsichtigtem Übermaß ist dieses jedoch numerisch aufzulösen, was in einem ersten Step der Berechnung passieren muss.

Der Parameter *interference fit* erlaubt, zwei Einstellungen zu setzen. Zum einen gibt der Benutzer hier an, ob Durchdringungen im Step gelöst werden sollen, und zum anderen kann er auch die genaue Größe der Durchdringung angeben. Letzteres kann nötig sein, falls die Genauigkeit, mit der die Koordinaten der Knoten angegeben sind, zu gering ist, um das korrekte Übermaß zu berechnen. Dies ist aber vor allem bei ungleichen Elementgrößen der Kontaktpartner nötig. (Dassault Systèmes, 2018e) Daraus ergibt sich für den vorliegenden Fall, dass für die Kontaktformulierung Radkörper-Zahnkranz die Durchdringung der Bauteile im ersten Step, bei automatischer Berechnung des Übermaßes, numerisch aufzulösen ist. Die Kontaktformulierung Radkörper-Radkörper erlaubt zu keinem Zeitpunkt eine Durchdringung der Bauteile.

Der letzte Parameter *contact stabilization* wirkt sich auf die Kontaktsteifigkeit, die Dämpfung im Kontakt und die numerische Umsetzung der *penalty* Methode aus. Er setzt die Kontaktsteifigkeit herab, erhöht die Kontaktdämpfung und gewährt der *penalty* Methode größere Freiheiten bei der Bestimmung des Kontaktstatus einzelner Knoten. Die Dokumentation empfiehlt hier, die Standardeinstellungen unverändert zu lassen. (Dassault Systèmes, 2018f) Grundsätzlich ist es wünschenswert die Berechnungen ohne Kontaktstabilisierungen durchzuführen, da die erwähnten Maßnahmen in die Physik des Modells eingreifen und zu Ungenauigkeiten führen können. Da sich jedoch immer wieder Kontaktprobleme auf Grund der komplexen Kontaktsituation im Modell ergeben, führt im vorliegenden Fall kein Weg an der Nutzung von Kontaktstabilisierung vorbei.

### 6.3.2.4 Vernetzung

Bei der Vernetzung der Bauteile gilt es, möglichst wenige Elemente zu verwenden, um die Rechenzeit zu begrenzen und so viele Elemente zu verwenden, dass die Simulationsergebnisse nicht signifikant von der Elementgröße abhängen. Zudem muss das Netz so fein gewählt sein, dass die wichtigen geometrischen Elemente der Bauteile abbildbar sind.

Die Vernetzung der Bauteile erfolgt im internen Vernetzer von Abaqus. Grundsätzlich erfolgt die Vernetzung basierend auf Benutzervorgaben, welche allerdings nur das Oberflächennetz betreffen. Die Netzstruktur im Bauteilinneren wird automatisiert aus dem Oberflächennetz generiert. Die Erstellung des Oberflächennetzes basiert auf vom Benutzer vorgegebenen Punkten (Seeds), an denen im späteren FE-Netz ein Knoten liegt. Die Verteilung dieser Seeds steuert der Benutzer auf zweierlei Art. Zum einen kann er eine globale Verteilung vorgeben, welche an den Kanten des Bauteils in definierten Abständen Seeds verteilt. Zum anderen kann er auf ausgewählten Kanten die Verteilung der Seeds gesondert steuern, entweder über deren Abstand oder deren absolute Anzahl auf der Kante. Beide Arten kommen im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz. Das Netz in Abaqus wird für Bauteile definiert und kann anschließend beliebig oft im Modell wiederverwendet werden. Dies ist beispielsweise beim blechpaketierten Radkörper der Fall, bei welchem die Netzerstellung lediglich für eine Blechlage erfolgt. Der gesamte Radkörper besteht schlussendlich aus neun duplizierten Netzen einer einzelnen Blechlage. Tabelle 6.5 zeigt die einzelnen Bauteile, welche in den verschiedenen Simulationsmodellen zum Einsatz kommen sowie die dabei verwendeten Elementtypen und Netzgrößen. Grundsätzlich erhalten Vierecks- bzw. Hexaedernetze den Vorzug gegenüber Dreiecks- bzw. Tetraedernetzen. Der Zahnkranz lässt sich

*Tabelle 6.5: Elementtypen und Netzgrößen für die Vernetzung der Bauteile*

Bauteil	Elementtyp	Netzgröße
Zahnkranz	Tetraeder, 10 Knoten, quadratischer Ansatz, modifiziert (C3D10M)	global 4,6 mm, lokal an der Innenbohrung 0,5 mm
Testring	Hexaeder, 20 Knoten, quadratischer Ansatz, reduzierte Integration (C3D20R)	global 2 mm, lokal an der Innenbohrung 0,5 mm
Radkörper blechpaketiert (Einzel- lage)	Hexaeder, 8 Knoten, linearer Ansatz, reduzierte Integration, hourglass Kontrolle	global 0,5 mm
Radkörper tiefgezogen (Steifigkeit)	Viereck, 8 Knoten (S8R), quadratischer Ansatz, reduzierte Integration	global 2 mm
Radkörper tiefgezogen (Drehmoment)	Dreieck, 3 Knoten (S3), linearer Ansatz	Netzgröße aus AutoForm übernommen, 0,2 mm bis 2 mm

auf Grund der Schrägverzahnung nur unter großem Aufwand mit Hexedernetzen diskretisieren, weshalb er ein Tetraedernetz erhält. Der tiefgezogene Radkörper wird mit dreieckigen Schalenelementen vernetzt. Das Netz erstellt die Software AutoForm<sup>plus</sup>R6, welche für die Entwicklung des Methodenplans zur Herstellung des tiefgezogenen Radkörpers zum Einsatz kommt (siehe Kapitel 7.2.3). Da Blechdicke und Vorverformung aus AutoForm in Abaqus importiert werden, muss das Netz erhalten bleiben. Das Treffen einer globalen Aussage bezüglich der Netzgröße des Netzes aus AutoForm ist nicht möglich, da zur Methodenentwicklung auf die automatische Netzverfeinerung in AutoForm zurückgegriffen wird und das resultierende Netz unterschiedlich große Elemente aufweist. Die weiteren in Tabelle 6.5 gezeigten Netzgrößen ergeben sich aus den folgenden Überlegungen zur Vernetzung des blechpaketierten Radkörpers.

Im Vorgriff auf Kapitel 7.1.1 sei hier erwähnt, dass die Kante einer einzelnen Blechlage durch den Feinschneidprozess nicht exakt senkrecht bezogen auf die Blechebene ist. Die Kante einer Blechlage fungiert allerdings als Fügefläche mit dem Zahnkranz, weshalb deren Geometrie signifikanten Einfluss auf das übertragbare Drehmoment hat. Demnach ist es notwendig, die Geometrie der feingeschnittenen Kante im Simulationsmodell zu berücksichtigen. In Kapitel 2.3.2 sind fünf wesentliche Merkmale einer feingeschnittenen Kante benannt. Diese sind die Kanteneinzugsbreite und -höhe, Grathöhe und -breite sowie der Glattschnittwinkel. Um alle fünf Merkmale mit einer geringen Anzahl von Elementen abzubilden, sind einige Vereinfachungen zu treffen (Abbildung 6.9). So wird im Modell davon ausgegangen, dass Kanteneinzugsbreite und Gratbreite gleich groß sind. Somit lässt sich die gesamte Schneideinflusszone mit nur einem Element in der Breite abbilden. Würde der reale Grat abgebildet, hätte dies eine sehr feine Vernetzung an der Schnittkante zur Folge, da die Breite der Schneideinflusszone mit deutlich mehr als einem Element zu vernetzen wäre. Um möglichst ähnliche Elementkantenlängen zu erhalten, wäre die Elementanzahl in Richtung der Blechdicke ebenfalls zu erhöhen. Für eine einzelne Blechlage scheint dies mit vertretbarem Rechenaufwand abbildbar, da das Netz der

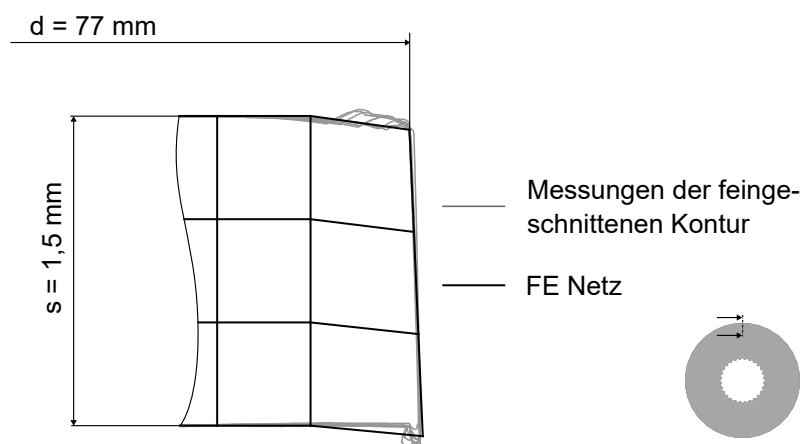


Abbildung 6.9: Vereinfachtes Modell der feingeschnittenen Kante einer Blechlage des blechpaketierten Radkörpers inklusive FE Netz im Vergleich zu Messungen der realen Schnittkante

Blechlagen jedoch neunmal dupliziert wird, vervielfacht sich die Gesamtelementanzahl im Modell und die Rechenzeit damit auch. Die genannte Vereinfachung stellt somit einen Kompromiss zwischen Genauigkeit in der Modellbildung und der Rechenzeit dar. Die zweite Vereinfachung modelliert den Glattschnittwinkel als konstant über der Blechdicke. Dies ist realitätsnah und einfach umzusetzen. Die dritte Vereinfachung legt fest, dass die Kanteneinziehungshöhe größer als die Grathöhe ist. Wäre die Grathöhe größer als die Kanteneinziehungshöhe, würde der Grat auf der Oberfläche des benachbarten Bleches aufsetzen und ein Spalt zwischen den Lagen entstehen. Die Messungen lassen vermuten, dass dies in der Realität so ist. In den Schlifffbildern in Kapitel 7.1.7 ist dagegen zu erkennen, dass die Blechlagen spaltfrei aufeinanderliegen. Demnach ist davon auszugehen, dass der Grat entweder in den vorhandenen freien Raum eingeformt wird oder sich während der Montage des Radkörpers ablöst. Daher berücksichtigt das Modell der Schnittfläche nur die halbe Grathöhe. Plastische Verformung oder die Ablösung des Grates zu modellieren erscheint nicht sinnvoll. Numerische Instabilitäten sind, auf Grund der bei plastischer Verformung des Grates zunehmenden Kontaktfläche mit eventuell auftretendem Selbstkontakt bzw. des Entstehens von nichtgelagerten Spänen im Falle des Ablösens des Grates, wahrscheinlich. Aus den beschriebenen Vereinfachungen ergibt sich die in Tabelle 6.5 genannte Elementgröße von 0,5 mm für eine einzelne Blechlage des blechpaketierten Radkörpers. Nach den Empfehlungen von Dassault Systèmes (2018c) ist es erstrebenswert, die Elementgröße der in Kontakt befindlichen Oberflächen ähnlich zu wählen. Daraus folgt für Zahnkranz und Testring, dass ihre Innenbohrung mit einem Oberflächennetz von 0,5 mm versehen wird. Alle anderen Flächen der beiden Teile erhalten die von Abaqus vorgeschlagene Netzgröße, siehe Tabelle 6.5. Aus den gleichen Überlegungen heraus ergibt sich die Netzgröße des tiefgezogenen Radkörpers für die Steifigkeitsuntersuchungen. Hier ist vor allem die Master-Slave-Konfiguration der Kontaktpartner ausschlaggebend (siehe Kapitel 6.3.2.3). Die Kontaktflächen des Radkörpers sind immer als Slaveflächen definiert, was eine gleiche oder kleinere Elementgröße als die der Masterflächen verlangt (Dassault Systèmes, 2018c).

### 6.3.2.5 Materialmodellierung

Die Modellierung der verwendeten Materialien erfordert besondere Aufmerksamkeit, da ein nicht passendes Materialmodell die Berechnungsergebnisse signifikant verfälscht. Die Materialien, die in dieser Arbeit Verwendung finden, sind in Kapitel 5 eingehend beschrieben. Zudem erläutern Benkert, Hartmann et al. (2019) die im Rahmen dieser Arbeit entstandene Software, um aus den Ergebnissen der Experimente zur Bestimmung der Materialparameter zu einer in Abaqus verwertbaren Materialkarte zu gelangen.

Grundsätzlich enthalten die Materialmodelle dieser Arbeit Parameter zur Beschreibung der Elastizität und der Plastizität der Materialien. Versagensmodelle sind nicht implementiert, da ein Versagen der Werkstoffe nicht Untersuchungsgegenstand ist und im Experiment nicht auftritt.

Die zur Beschreibung der Elastizität benötigten Kennwerte sind E-Modul und Poissonzahl. Der E-Modul lässt sich aus den Zugversuchen ermitteln, während die Poissonzahl aus der Literatur stammt. Lediglich beim Material des Zahnkranzes (Einsatzstahl 18CrNiMo7-6, siehe Kapitel 5.4) ist auch der E-Modul ein Literaturwert, da der vorhandene Stauchversuchsaufbau für eine akkurate E-Modulermittlung im Rahmen dieser Arbeit nicht ausreichend qualifiziert werden kann. Zur Beschreibung des plastischen Materialverhaltens ist eine Fließkurve nötig, welche aus Zug- und hydraulischen Bulgeversuchen stammt. Die im Materialmodell angegebenen R-Werte<sup>4</sup> beschreiben die Anisotropie des Fließverhaltens der Blechwerkstoffe. Der Zahnkranzwerkstoff liegt als Rundmaterial vor, bei dem keine R-Wertbestimmung erfolgt. Schlussendlich benötigt jedes Material eine Dichte, welche hier für alle verwendeten Werkstoffe aus der Literatur stammt. Da die Dichte erst bei dynamischen Vorgängen Einfluss auf das Ergebnis hat, sind keine Auswirkungen von kleineren Abweichungen im Dichtewert auf die Ergebnisse dieser Arbeit zu erwarten.

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Materialmodelle finden sich im Textformat in Kapitel E.7.

### 6.3.2.6 Ende der Berechnung

Dieses Kapitel beschreibt die Einstellungen die nötig sind, um die Simulation zu einem kontrollierten Ende zu bringen. Normalerweise ist dies kein Problem, da die Berechnung nach Ablauf der vorgegebenen Zeit endet oder vorher durch einen Fehler abbricht. Für das Testrad tritt durch die Vorgabe der Verschiebungsrandbedingung dieser Fall auch ein. Sobald die Presspassung versagt, rotiert der Testring um den fixierten Radkörper, das Modell selbst bleibt aber stabil. Bei der Berechnung des Zahnrades entsteht durch die andere Art der Lasteinleitung jedoch ein anderes Verhalten. Durch das lineare Ansteigen der Zahnkräfte während des Steps Last ist der genaue Zeitpunkt des Versagens der Presspassung zu Beginn der Berechnung unbekannt. Außerdem schieben die Axialkräfte den Zahnkranz vom Radkörper herunter. Dadurch ist der Zahnkranz nach dem Versagen der Presspassung im virtuellen Raum nur noch unzureichend festgelegt und fängt an, sich unkontrolliert zu bewegen. Dies hat Auswirkungen auf die Zeitschrittweite. Bei impliziten Simulationen nimmt die Zeitschrittweite mit fortschreitender Simulationsdauer zu, es sei denn, der Benutzer schränkt dies ein. Zwischen zwei Zeitschritten dürfen aber die Verschiebungen im Modell nicht zu groß werden, da sonst der Solver den Gleichgewichtszustand nicht findet. Die Berechnung konvergiert also nicht. Übertragen auf das Zahnrad hat das folgende Auswirkungen. Während des Steps Last steigt die Zeitschrittweite kontinuierlich an. Eine Beschränkung der Zeitschrittweite findet zwar statt, allerdings bei 0,01 Sekunde auf einem hohen Niveau. Dies führt durch die auftretenden großen Verschiebungen des Zahnkranzes nach dem

---

<sup>4</sup> R-Werte beruhen auf einem Spannungsverhältnis, während r-Werte auf einem Dehnungsverhältnis beruhen. Beide Angaben lassen sich ineinander umrechnen (Dassault Systèmes, 2018i).

Versagen der Presspassung dazu, dass die Berechnung nicht mehr konvergiert. Als Folge reduziert der Solver die Zeitschrittweite wieder und versucht erneut, einen Gleichgewichtszustand zu berechnen. In den Standardeinstellungen ist nun hinterlegt, dass der Solver maximal fünfmal hintereinander die Zeitschrittweite reduziert, bevor er die Berechnung endgültig abbricht. Dieses Verhalten des Solvers wird hier genutzt, um die Simulation kontrolliert abbrechen zu lassen, sobald die Presspassung versagt hat. Um Rechenzeit einzusparen, hat es sich als zielführend erwiesen, die maximale Anzahl von aufeinander folgenden Reduzierungen der Zeitschrittweite auf zwei festzulegen. Auf diese Weise lassen sich auch die Verhältnisse am Zahnrad bis über das Versagen der Presspassung hinaus berechnen.

# 7 Probenherstellung

Dieses Kapitel beschreibt die einzelnen Schritte zur Herstellung der Testräder. Es ist aufgeteilt in einen Abschnitt zu Testrädern mit blechpaketierten Radkörpern und in einen Abschnitt zu Testrädern mit tiefgezogenen Radkörpern. Die Vorgehensweise zur Herstellung der beiden Testradtypen ist ähnlich. Die Topologiefindung steht zu Beginn der Untersuchungen, gefolgt von Untersuchungen zur Fertigbarkeit. Abschließend wird die Montage und Qualitätskontrolle der Testräder beschrieben.

## 7.1 Blechpaketierter Radkörper

### 7.1.1 Vorüberlegungen zur Topologie des blechpaketierten Radkörpers

Das Fertigungsverfahren Blechpaketieren schränkt den zur Verfügung stehenden Spielraum für das Bauteildesign bereits ein. Blechpaketieren zeichnet sich dadurch aus, dass mehrere gleichartige Lagen aus Blechmaterial übereinander gestapelt und zu einem Paket verbunden werden. Mittels der in DIN 9870-2 genannten Verfahren der Stanztechnik lassen sich die Blechlagen fertigen. Die Stanztechnik bietet zudem bereits bestehende Möglichkeiten, das Paketieren im gleichen Werkzeug durchzuführen, in dem auch die Herstellung der Blechlagen stattfindet. Dieses sogenannte Stanzpaketieren findet unter anderem bei der Herstellung von Statoren und Rotoren Anwendung. (Hellwig et al., 1996, S. 271) Somit ist eine wirtschaftliche, automatisierte Fertigung prinzipiell möglich. Nachteil des Verfahrens ist die bereits erwähnte Beschränkung bei der Wahl des Bauteildesigns, da Gestaltungsfreiheiten lediglich in der zweidimensionalen Blechebene bestehen. In Dickenrichtung des Blechs (gleichzeitig ist dies auch die Paketierrichtung), sind - abgesehen von Verdrehungen der Blechlagen zueinander - keine Gestaltänderungen möglich. (Die Peripherie Anlagen für die Stanz- und Umformtechnik GmbH, 2018) Dies liegt in der eindimensionalen, translatorischen Bewegung der Presse und des Werkzeugs begründet, welche in der dritten Richtung nur in einem konstanten Winkel zur Blechebene liegende Flächen erzeugen kann. Zimmermann (2015) hat zwar gezeigt, dass auch rotierende Werkzeuge möglich sind, um Schrägverzahnungen mittels Feinschneiden herzustellen, der Aufwand ist allerdings hoch und die Genauigkeit noch niedrig. Im Normalfall wird Blechpaketieren mit Normalschneiden als zerteilendem Fertigungsverfahren durchgeführt (Hellwig et al., 1996, S. 271; Bruderer, 2010, S. 6), hier jedoch mit Feinschneiden kombiniert. Feinschneiden erlaubt im Gegensatz zum Normalschneiden das direkte Herstellen von Funktionsflächen (Birzer, 2014, S. 30; Hoffmann et al., 2012, S. 699) und bietet sich somit für die Fertigung der Innenverzahnung (Finova Feinschneidtechnik GmbH, 2019; Hydrel - Schaeffler KG, 2006) und der Außengeometrie des

blechpaketierten Radkörpers an. Normalgeschnittene Kanten müssten vor dem Einsatz spanend nachbearbeitet werden, weshalb an dieser Stelle dem Feinschneiden der Vorzug gewährt wird. Da keine Langlebigkeit der Versuchsteile benötigt wird, ist eine Fertigung der Innenverzahnung mittels Laserschneiden ebenfalls möglich. Passungsrost oder Zerrüttungen der Kontaktflächen zwischen Innenverzahnung und Welle auf Grund der erhöhten Rauheit und geringeren Genauigkeit der lasergeschnittenen Kanten (VDI 2906-2; VDI 2906-5) sind wegen der zeitlich begrenzten Versuche nicht zu erwarten. Daher konzentriert sich diese Arbeit auf die Herstellung der Außenfläche des Radkörpers mittels Feinschneiden, um den Einfluss des Feinschneidens auf die Fügeverbindung zu untersuchen. Alle anderen Schnitte in den Blechlagen werden aus Kosten- und Zeitgründen mittels Laserschneiden durchgeführt.

Die vorgegebene Dicke des Zahnkranzes von 14 mm erlaubt im Prinzip die Fertigung des Radkörpers mittels Feinschneiden aus nur einer Blechlage (R.-A. Schmidt, 2007, S. 15; Birzer, 2014, S. 30). Somit besteht die Wahl zwischen ein- oder mehrlagigen Radkörpern. Da beim Feinschneiden - wie auch beim Normalschneiden - die Glattschnittfläche nicht exakt senkrecht zur Bauteiloberfläche steht (Birzer, 2014, S. 33; Hörmann, 2008, S. 122), beeinflusst dieser Winkelfehler die Maßhaltigkeit des Radkörpers (Abbildung 7.1). Bei einem Glattschnittwinkel  $\alpha = 90,5^\circ$  ergibt sich bei einlagigem Aufbau bereits eine Abweichung zum Nennmaß von 0,123 mm. Das maximale Übermaß der Passung liegt mit 0,115 mm darunter, das heißt, bereits ein Winkelfehler von  $0,5^\circ$  würde zu einer deutlichen Reduzierung der Flächenpressung über die Zahnkranzbreite bis hin zum Kontaktverlust der Fügepartner führen. Ein Aufbau des Radkörpers in mehreren Lagen ist daher geboten. Mit steigender Lagenanzahl nimmt der Einfluss des Winkelfehlers ab, während der Aufwand für Handhabung und Montage der Lagen steigt. Zudem lassen sich zwar theoretisch beliebig dünne Bleche feinschneiden, praktisch ist bei sehr dünnen Blechen der technische Mehraufwand des Feinschneidens gegenüber dem Normalschneiden nicht zu rechtfertigen, da die Schnittfläche kaum als Funktionsfläche Verwendung findet. Bei dünnen Blechen ( $s = 0,2 \text{ mm}$ ) erreicht zudem das Stanzpaketieren mit Normalschneiden eben-

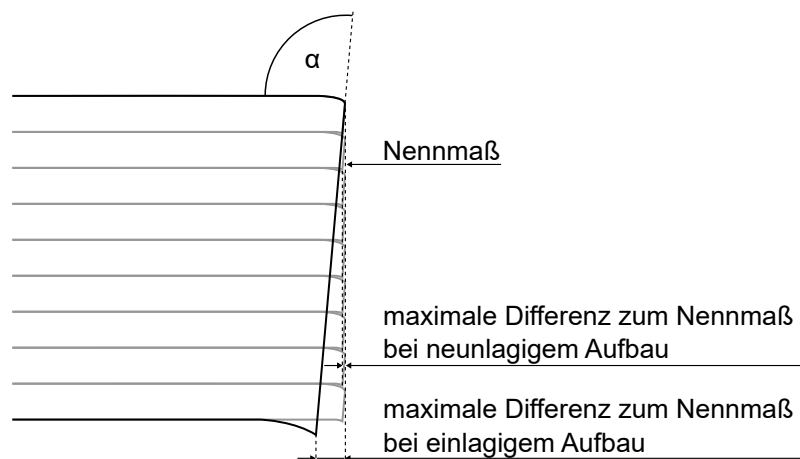


Abbildung 7.1: Einfluss von einlagigem bzw. neunlagigem Aufbau des Radkörpers auf die Maßhaltigkeit, dargestellt an einem Radkörperschnitt



falls Funktionsflächenqualität ( $R_a$  bis  $1,6 \mu\text{m}$ , Grundtoleranz IT7) an den Stirnflächen (Reinfried et al., 1999, S. 1), was das Feinschneiden an dieser Stelle überflüssig werden lässt. Für die Anzahl der Blechlagen bedeutet dies, dass ein Kompromiss zwischen Lagenanzahl und Montageaufwand zu suchen ist. Im Falle dieser Arbeit liegt dieser Kompromiss bei neun Lagen mit  $s = 1,5 \text{ mm}$ . Hochfeste Bleche in dieser Materialstärke und verschiedenen Güten sind am Markt verfügbar (Thyssenkrupp Steel Europe AG, 2017, S. 17, 19 ff.), die Vorteile des Feinschneidens nutzbar sowie der Handhabungs- und Montageaufwand in einem manuellen Fügeprozess beherrschbar. Dünnere Materialdicken sind ebenfalls - vor allem mit erhöhtem werkzeugtechnischen Aufwand für das automatisierte Paketieren - denkbar, im Rahmen dieser Arbeit erfolgt jedoch die Untersuchung der genannten Blechdicke.

### 7.1.2 Topologiefindung des blechpaketierten Radkörpers

Nach den Vorüberlegungen zur Geometrie des blechpaketierten Radkörpers, besteht nun die Aufgabe, die Topologie einer einzelnen Blechlage zu entwerfen. Die Definition eines Lastfalls stellt eine Voraussetzung dar, um den Entwurf belastungsgerecht durchzuführen. Abbildung 7.2 zeigt die am Zahnrad wirkenden Kräfte und den dem Entwurf der Leichtbaustruktur zu Grunde liegenden Lastfall. Die Tangentialkraft  $F_t$  (siehe Tabelle 6.1) greift auf halber Zahnhöhe am Zahnkranz an, die Radialkraft  $F_r$  im  $90^\circ$  Winkel dazu an derselben Stelle (Abbildung 7.2 a). Auf der Innenseite des Zahnrades werden beide Kräfte über die Innenverzahnung auf der Welle abgestützt, welche als Festlager modelliert ist. Bei Radial- und Tangentialkraft sind keine

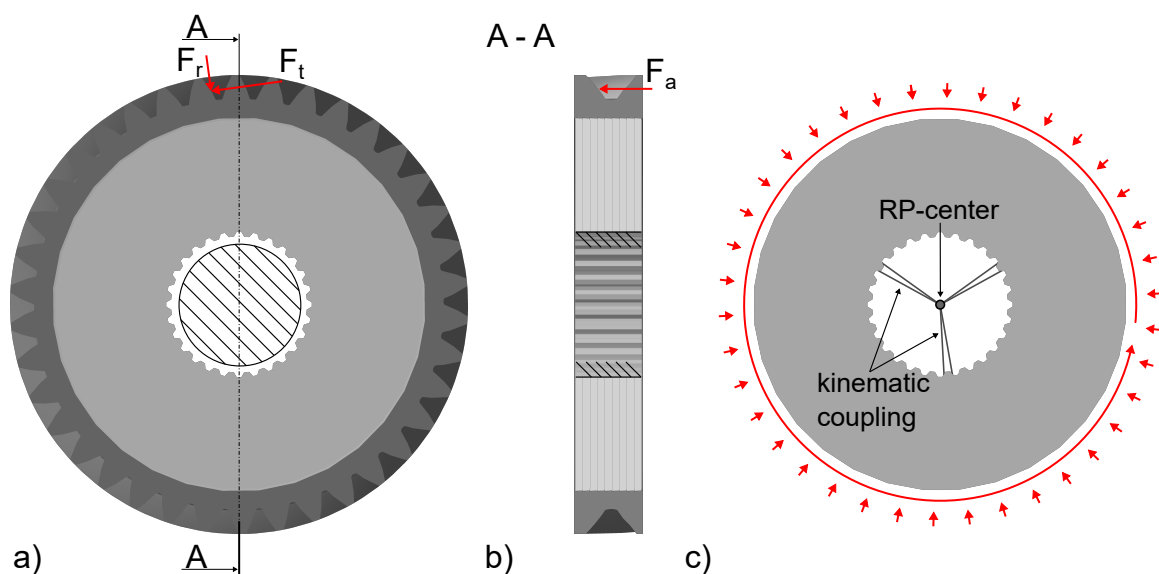


Abbildung 7.2: Am Zahnrad wirkende Zahnkräfte (a und b) und daraus abgeleiteter Lastfall für eine Blechlage (c), welcher dem Entwurf einer Leichtbaustruktur zu Grunde liegt

größeren Unterschiede zwischen dem Referenzzahnrad und dem Zahnrad mit blechpaktiertem Radkörper bei der Kraftübertragung von Verzahnung zu Welle zu erwarten. Anders sieht das bei der Axialkraft  $F_a$  aus (Abbildung 7.2 b). Zum einen überträgt der Radkörper in axialer Richtung Querkkräfte lediglich im Druckbereich. Zugkräfte führen zu einer Spaltbildung zwischen den Blechlagen. Zum anderen hat die Ausbildung der Presspassung einen signifikanten Einfluss auf die Übertragung der Axialkräfte. Je größer die Fugenspannung ist, desto größer sind auch die entstehenden Reibkräfte, welche die axiale Zahnkraft über die Fuge in den Radkörper übertragen. Die Fugenspannung hängt einerseits vom bereits bekannten Übermaß, andererseits von der noch unbekanntem radialen Radkörpersteifigkeit ab.

Abbildung 7.2 c zeigt den aus den Zahnkräften erstellten Lastfall einer einzelnen Blechlage. An der Stirnseite wirkt eine konstante Druckspannung auf die Blechlage, welche sich aus der Fugenpressung  $p_F$  und der Radialkraft  $F_t$  ergibt. Die maximale Fugenpressung  $p_{F,max}$  berechnet sich nach Niemann, Winter und Höhn (2005, S. 790) aus dem maximalen Übermaß (siehe Tabelle 6.3) nach *Formel 7.1* zu 26,13 N/mm<sup>2</sup>. Der Berechnung liegt eine massive Hohlwelle zu Grunde.

$$p_{F,max} = \frac{|P_o|E}{D_F} \left[ \left( \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu \right) + \left( \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu \right) \right]^{-1} = 26,13 \text{ MPa} \quad (\text{Formel 7.1})$$

$p_{F,max}$	maximale Fugenpressung		
$ P_o $	maximales Übermaß	$=  77,000 \text{ mm} - 77,115 \text{ mm} $	$= 0,115 \text{ mm}$
$E$	E-Modul		$= 210\,000 \text{ MPa}$
$\nu$	Querkontraktionszahl		$= 0,3$
$D_F$	Fugendurchmesser		$= 77,000 \text{ mm}$
$Q_A$	Nabe innen / Nabe außen	$= 77,00 \text{ mm} / 84,61 \text{ mm}$	$= 0,9101$
$Q_I$	Welle innen / Welle außen	$= 30,00 \text{ mm} / 77,00 \text{ mm}$	$= 0,3896$

Der Anteil  $p_R$  der Radialkraft  $F_r$  am Gesamtdruck auf die Außenfläche des Radkörpers berechnet sich mittels folgender Modellvorstellung. Die Radialkraft wird gleichmäßig über die gesamte Breite der Verzahnung in das Zahnrad eingeleitet. Auf der Innenseite stützt die Welle die Radialkraft gleichmäßig über den gesamten Wellenquerschnitt ab. Im Zahnkranz verteilt sich die Radialkraft bereits so, dass sie innerhalb des Radkörpers als konstant angenommen wird. Mit dieser Modellvorstellung errechnet sich der Anteil der Radialkraft am Gesamtdruck nach *Formel 7.2* zu 9,37 MPa.

$$p_R = \frac{\text{Radialkraft}}{\text{Wellenquerschnitt}} = \frac{3797 \text{ N}}{13,5 \text{ mm} * 30 \text{ mm}} = 9,37 \text{ MPa} \quad (\text{Formel 7.2})$$

Die gesamte äußere Druckspannung  $p$  auf die Blechlage ergibt sich als Summe der beiden soeben

berechneten Anteile nach *Formel 7.3* zu 35,5 MPa.

$$p = p_{F,max} + p_R = 26,13 \text{ MPa} + 9,37 \text{ MPa} = 35,5 \text{ MPa} \quad (\text{Formel 7.3})$$

Ebenfalls an der Stirnseite der Blechlage wirkt ein Moment  $M_B$ , welches aus der Tangentialkraft  $F_t$  herrührt. Es repräsentiert das Nennmoment geteilt durch die Anzahl der Blechlagen eines Radkörpers (*Formel 7.4*).

$$M_B = \frac{400 \text{ Nm}}{9} = 44,44 \text{ Nm} \quad (\text{Formel 7.4})$$

Der dargestellte Lastfall bildet die Realität nur mit Einschränkungen ab. Im Gegenzug kann die Leichtbaustruktur an einer einzelnen Blechlage entwickelt werden, was die dafür benötigte Zeit deutlich verkürzt. Durch die Modellierung der lediglich örtlich wirkenden Radialkräfte als konstante Druckspannung ist der Radkörper mit höherer Last belegt als in der Realität. Das konstante Moment ist eine Modellvorstellung, da sich die lokal angreifende Tangentialkraft mit Sicherheit nicht so gleichmäßig auf den Radkörper verteilt. Die Axialkraft wird auf Grund der oben beschriebenen Schwierigkeiten bei der sinnvollen Abschätzung der durch sie hervorgerufenen Spannungen in einer einzelnen Blechlage vorerst nicht berücksichtigt. Durch entsprechende Sicherheiten in der Auslegung und finale Prüfung in der Simulation erfolgt eine Berücksichtigung der Axialkraft zu einem späteren Zeitpunkt.

Um aus dem Lastfall in Abbildung 7.2 c zu einer Leichtbaustruktur zu gelangen, bestehen verschiedene Möglichkeiten. Eine Möglichkeit ist, ein Simulationsmodell aufzubauen und eine Topologieoptimierung durchzuführen. Dazu wäre der beschriebene Lastfall noch nicht ausreichend, da er nur eine Rotationsrichtung berücksichtigt. Mindestens ein weiterer Lastfall für die entgegengesetzte Rotationsrichtung wäre zu berücksichtigen und die Anteile der verschiedenen Lastfälle an der Gesamtbelastung zu ermitteln. Zudem ist fraglich, ob die Verwendung nur einer Blechlage zu sinnvollen Ergebnissen führt. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die von Mattheck (2010) postulierten Denkwerkzeuge auf die vorliegende Leichtbauaufgabe anzuwenden. Das passende Denkwerkzeug im vorliegenden Fall ist die Methode Torsionsanker für mittige Krafteinleitung (im Folgenden Torsionsankermethode) (Mattheck, 2010, S. 159 ff.), welche die Entwicklung einer belastungsoptimierten Struktur beschreibt, die eine einzelne Kraft in ein rundes Festlager abzuleiten hat. Letztere Methode ist analytisch durchführbar, geht allerdings zunächst nur auf die Tangentialkraft ein.

Zur Ermittlung der Topologie kommt im ersten Schritt die Torsionsankermethode zum Einsatz, da im Zuge der Dimensionierung (Kapitel 7.1.3) ohnehin ein FE-Modell aufzubauen ist. In diesem lässt sich die Druckspannung zusätzlich zum Moment berücksichtigen.

Abbildung 7.3 zeigt eine bildliche Darstellung der Torsionsankermethode. Zum Verständnis der Torsionsankermethode ist die ebenfalls dargestellte Kraftkegelmethode wichtig. Mattheck

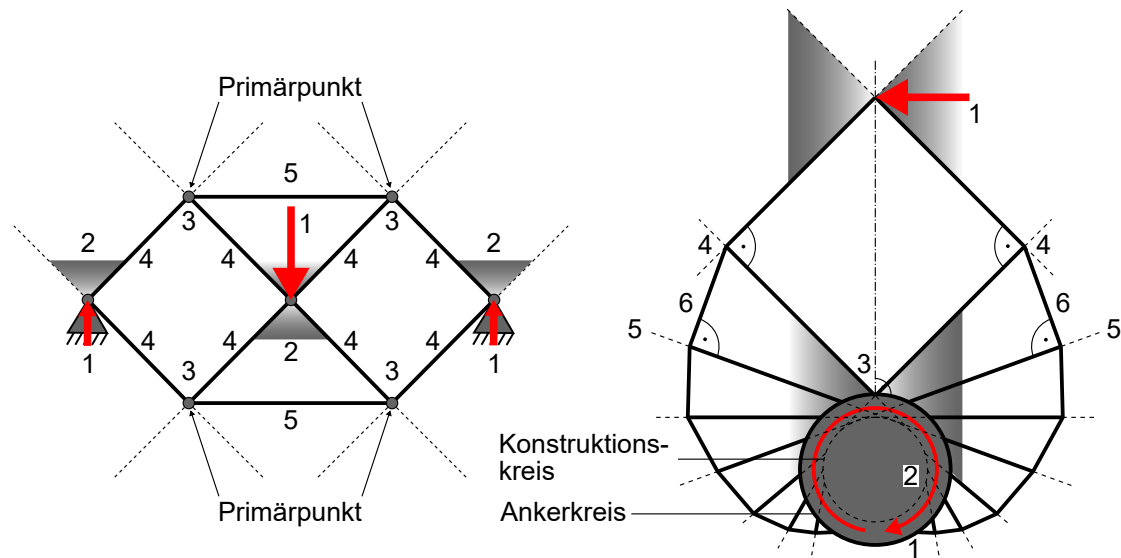


Abbildung 7.3: Bildliche Darstellung der Funktionsweise der Kraftkegelmethode (links) und der Torsionsankermethode (rechts) nach Mattheck, 2010, S. 138 f., 159

(2010, 130ff) postuliert, dass eine in einer unendlich großen elastischen Ebene wirkende Kraft einen  $90^\circ$  Druckkegel vor sich herschiebt und einen  $90^\circ$  Zugkegel hinter sich herzieht. Innerhalb dieser Kegel sind ein Großteil der um den Kraftangriffspunkt wirkenden Spannungen enthalten, minderbelastete Bereiche außerhalb der genannten Kegel werden bereits hier eliminiert. Um mittels dieser Kraftkegel zu einer Leichtbaustruktur zu gelangen, dient folgendes Vorgehen. Die einzelnen Schritte lassen sich in Abbildung 7.3 links nachvollziehen.

1. Krafrichtung und -angriffspunkt sowie Auflager einzeichnen.
2. Kraftkegel an der Last und an den Auflagern bestimmen.
3. Punkte bestimmen, an denen sich Zug- und Druckkegel von Lastangriff und Auflagerreaktion schneiden. Dies sind die sogenannten Primärpunkte.
4. Verbinden der Primärpunkte mit dem Lastangriffspunkt und den Auflagern.
5. Einfügen von Verbindungen, die das System statisch bestimmen.

Auf den Kraftkegeln baut auch die Torsionsankermethode auf. Im Gegensatz zu obigem Beispiel ist das Auflager hier ein Torsionsanker, wie z. B. die Zahnwelle an der Innenseite des Zahnrades. Am Ankerkreis des Torsionsankers lassen sich an jeder Stelle zwei Kraftkegel einzeichnen, deren Symmetrieachse senkrecht zur Kreisnormalen steht, da alle Punkte auf dem Ankerkreis Primärpunkte sind. Im in Abbildung 7.3 rechts dargestellten Fall liegt der Kraftangriffspunkt auf der Kreisnormalen, die senkrecht zur Krafrichtung steht. Dies ist die Variante der Torsionsankermethode mit mittiger Krafteinleitung. Weitergehende Fälle, mit in Krafrichtung verschobenem Kraftangriffspunkt oder zwei gleich- bzw. gegenläufig drehenden Ankerkreisen, beschreibt Mattheck (2010, S. 161 ff.) ebenfalls. Für den Anwendungsfall in dieser Arbeit ist die Methode mit mittiger Krafteinleitung ausreichend, weshalb für eine Beschreibung der weitergehenden Fälle

auf die Literatur (Mattheck, 2010) verwiesen sei. Um von dieser Ausgangssituation zu einer Leichtbaustruktur zu gelangen, dient das im Folgenden beschriebene Vorgehen.

1. Krafrichtung und -angriffspunkt sowie Ankerkreis einzeichnen.
2. Konstruktionskreis im Inneren des Ankerkreises mit dem Radius  $R_K = \sqrt{2}^{-1} R_{Ankerkreis}$  zeichnen. Alle Tangenten an diesen Konstruktionskreis schneiden den Ankerkreis im  $45^\circ$  Winkel, was für die weitere Konstruktion hilfreich ist.
3. Als erster Primärpunkt des Ankerkreises wird der Punkt gewählt, an dem sich die Kreisnormale, die senkrecht auf der Krafrichtung steht, und der Ankerkreis schneiden.
4. Die ersten beiden Primärpunkte, die nicht auf dem Ankerkreis liegen, ergeben sich aus dem Schnittpunkt der Tangenten am Konstruktionskreis, welche durch den ersten Primärpunkt laufen, mit den Kraftkegeln der Last.
5. Einzeichnen beliebig vieler zusätzlicher Tangenten an den Konstruktionskreis (entspricht der Nutzung beliebig vieler, zusätzlicher Primärpunkte des Ankerkreises) im und gegen den Uhrzeigersinn.
6. Von den ersten Primärpunkten außerhalb des Ankerkreises wird das Lot auf die nächstliegenden Tangenten des Konstruktionskreises gefällt. Wiederholung dieses Vorgehens, bis der Ankerkreis erreicht ist.

Mattheck führt die Methode noch weiter, was im vorliegenden Fall jedoch nicht nötig ist (Begründung dazu siehe unten). Der Vollständigkeit halber sind die beiden letzten Schritte zur Vervollständigung der Torsionsankermethode nach Mattheck noch aufgeführt.

7. Verhindern des Ausknickens der gewonnenen Struktur durch Verbinden der Primärpunkte des Ankerkreises mit den Primärpunkten der Struktur in Richtung der Tangenten des Konstruktionskreises. Die Verbindungen sind lediglich zugbelastet, weshalb sie durch Seile ersetzbar sind.
8. „Bei unendlicher Anzahl von Tangenten [am Konstruktionskreis] ergibt sich die Kreisevolvente. Mit abnehmender Tangenzahl erhält man eine schlankere Ankergeometrie.“ (Mattheck, 2010, S. 160)

Die Anwendung der Torsionsankermethode auf den blechpaketierten Radkörper zeigt Abbildung 7.4. Dargestellt sind zwei unterschiedliche Varianten, die Torsionsankermethode auf den Radkörper anzuwenden. Beiden gemein ist, dass die Konstruktion der Verbindung zwischen dem Angriffspunkt der Zahnkraft und der Zahnwelle für eine gewisse Anzahl von Angriffspunkten wiederholt wird. Das Überlagern dieser so erhaltenen Lastpfade ergibt dann die gesamte Leichtbaustruktur, wobei die Verbindungen entlang der Tangenten des Konstruktionskreises nicht erstellt werden. Durch die Überlagerung der einzelnen Lastpfade ergeben sich die Versteifungen von selbst. Innerer und äußerer Konstruktionskreis stellen die Grenzen für das LeichtbaudeSIGN dar. Innerhalb bzw. außerhalb des inneren bzw. äußeren Konstruktionskreises wird kein Material aus der Blechlage entfernt. Somit ist sichergestellt, dass der Radkörper innen und

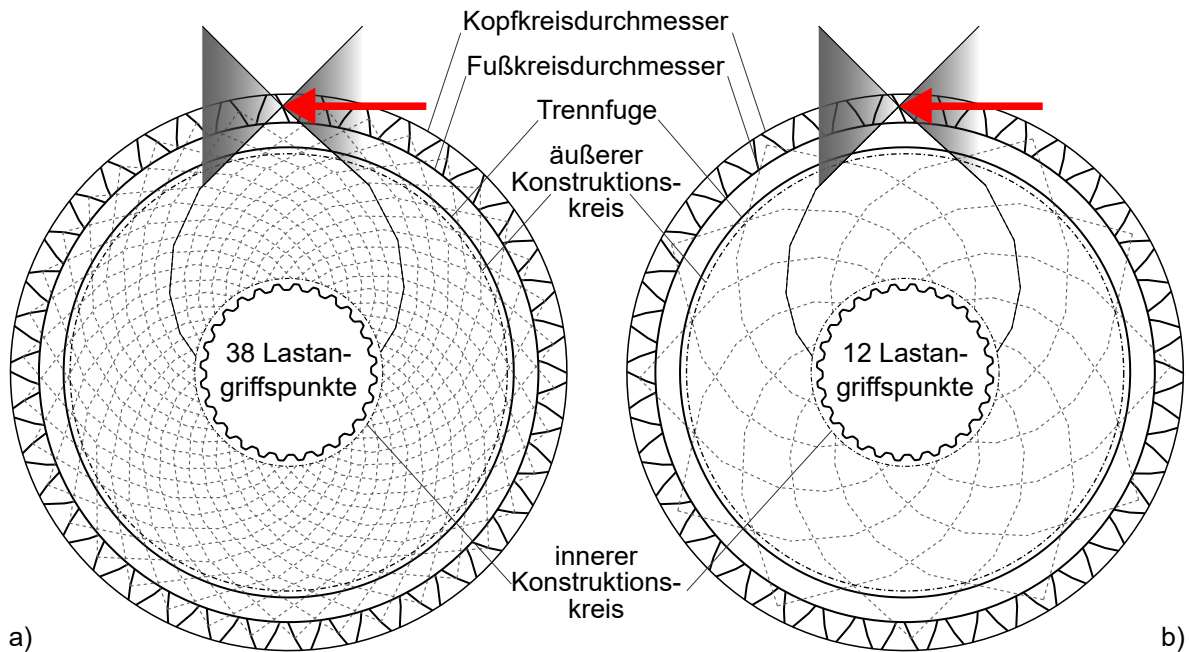


Abbildung 7.4: Übertragung der Torsionsankermethode auf den blechpaketierten Radkörper

außen einen geschlossenen Materialring aufweist, was einem Aufweiten bzw. Schrumpfen dieser Bereiche unter Last entgegen wirkt. Die Leichtbaustruktur in Abbildung 7.4 a nutzt jeden Zahn des Zahnkranzes als Lastangriffspunkt. Es resultiert ein filigranes Design, welches mit geringen Stegbreiten auskommt, um die Belastungen aus den Zahnkräften aufzunehmen. Aus fertigungstechnischer Sicht ist dieses Herangehen allerdings kritisch zu bewerten. Das Ergebnis eines ersten Versuches zur Herstellung mittels Wasserstrahlschneiden zeigt Abbildung 7.5. Die Stegbreite des Entwurfs liegt bei 0,6 mm und alle scharfen Ecken sind mit einem 0,5 mm Radius

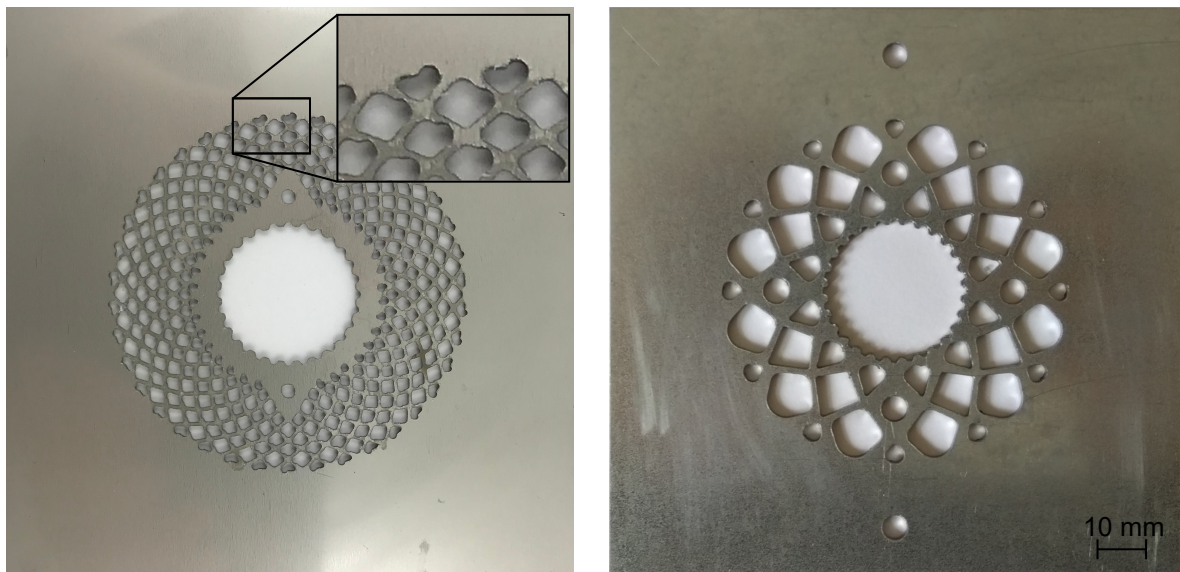


Abbildung 7.5: Erster Fertigungsversuch der Leichtbaustruktur mit 38 Lastangriffspunkten mittels Wasserstrahlschneiden (links) und finale Leichtbaustruktur mit 12 Lastangriffspunkten mittels Laserschneiden (rechts)

verrundet. Daraus resultieren Aussparungen zwischen einem und drei Millimetern Durchmesser. Größere Stegbreiten resultieren in kleineren Durchmessern der Aussparungen, während umgekehrt die Stegbreite und damit die Tragfähigkeit abnimmt. Die Detaildarstellung in Abbildung 7.5 links zeigt, dass das Wasserstrahlschneiden die Konturen nicht sauber ausbilden kann. Dies liegt daran, dass das Einstichloch beim Wasserstrahlschneiden in der Mitte der Aussparung liegt und die Maschine dann bei laufendem Wasserstrahl an die Kontur herankommt. Bei kleinen auszuschneidenden Geometrien erzeugt die geometrische Ausprägung des Wasserstrahls die dargestellten Fehler. Beim Laserschneiden ist das Vorgehen zur Herstellung von Ausschnitten ähnlich wie beim Wasserstrahlschneiden. Da hier kein Medium Druck auf den Butzen ausübt, bleiben vor allem kleine Butzen oftmals im Material hängen. Abgesehen von den erwähnten Herausforderungen beim Wasser- und Laserstrahlschneiden, ist die Geometrie ebenfalls aufwändig in der Umsetzung mittels Scher- bzw. Feinschneiden. Die geometrischen Abmessungen der Aussparungen erfordern ein mehrstufiges Werkzeug. Die Anzahl der benötigten Stufen hängt stark von der konkret zu fertigenden Struktur ab. Begrenzend wirkt sich dabei der minimale Abstand aus, den zwei Stempel voneinander haben müssen. Dieser minimale Abstand ergibt sich aus den fertigungstechnischen Grenzen der Herstellungsverfahren der Werkzeugaktivelemente. Herstellungsverfahren sind sowohl gängige spanende Verfahren als auch Erodieren. Neben diesen fertigungstechnischen Aspekten gilt es, auch wirtschaftliche Aspekte zu beachten. Im Rahmen dieser Arbeit sind zwei unterschiedliche Verzahnungen zu berücksichtigen, die des Ritzels mit 38 Zähnen und die des Rades mit 39 Zähnen. Für diese beiden, geometrisch sehr ähnlichen Verzahnungen, wären zwei unterschiedliche Radkörper und somit auch zwei Werkzeuge für die Radkörperfertigung nötig. Dies ist aus wirtschaftlichen und ökologischen Gesichtspunkten nicht erstrebenswert. Daher wird für das weitere Vorgehen die Verbindung zwischen der Anzahl der Zähne und der Anzahl der Lastangriffspunkte aufgehoben. Einschränkungen bei der Wahl der Anzahl Lastangriffspunkte ergeben sich aus der Betrachtung der von-Mises Vergleichsspannung der Variante mit 38 Angriffspunkten (Abbildung 7.6 links). Die Kombination der 38 Angriffspunkte mit den vier Passstiftbohrungen für die spätere Radkörpermontage führt zu Unsymmetrien und diese zu Lastspitzen. Für die Wahl der Lastangriffspunkte in dieser Arbeit folgt daraus die Forderung, dass sich bei ihrer Teilung durch vier eine ganzzahlige Lösung ergeben muss. Anhand der in Abbildung 7.6 rechts dargestellten von-Mises Vergleichsspannungen für eine Leichtbaustruktur basierend auf zwölf Lastangriffspunkten wird deutlich, dass mit abnehmender Anzahl an Lastangriffspunkten die Belastung im Bauteil ansteigt. Beim dargestellten Entwurf der auf zwölf Angriffspunkten basierenden Variante erfolgt die Wahl der Stegbreiten und Radien so, dass sich eine vergleichbare Masse mit der anderen Variante ergibt. Die maximal auftretenden Spannungen liegen beim auf zwölf Angriffspunkten basierenden Entwurf mit über 500 MPa im Gegensatz zu 300 MPa deutlich höher. Die Wahl der Anzahl der Lastangriffspunkte ist demnach eine Kompromisslösung zwischen Herstellbarkeit und Lastverteilung. Im vorliegenden Fall sind auf Grund der o.g. Einschränkung acht, zwölf, sechzehn und zwanzig Lastangriffspunkte als Basis für die Leichtbaustruktur einer Blechlage sinnvoll. Bei zwanzig und

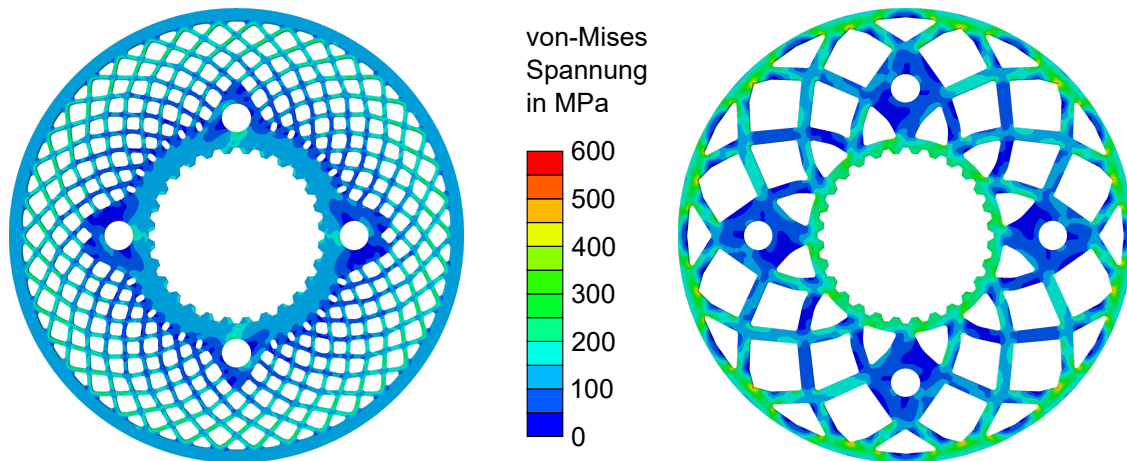


Abbildung 7.6: von-Mises Vergleichsspannung an Blechlagen mit Leichtbaustrukturen basierend auf 38 Angriffspunkten (links) und 12 Angriffspunkten (rechts)

sechzehn Lastangriffspunkten ergeben sich immer noch einzelne Ausschnitte, die auf Grund ihres kleinen Durchmessers beim Laserschneiden zu Problemen mit der Abfallentsorgung führen würden. Bei acht Lastangriffspunkten müsste der äußere Ring der Blechlage deutlich größer dimensioniert werden, um die radialen Lasten aus der Pressverbindung ohne signifikante Verformung aufzunehmen, da in radialer Richtung deutlich weniger Stützstellen vorhanden wären. Das würde das Leichtbauziel gefährden. Daher wird im Folgenden mit der Blechlage mit der Leichtbaustruktur basierend auf zwölf Lastangriffspunkten weitergearbeitet (Abbildung 7.4 b). Zwölf Lastangriffspunkte sind dabei keinesfalls die einzig mögliche Option. Je nach Anwendungsfall, Leichtbauziel und Fertigungstechnologie sind auch andere Anzahlen denkbar. Ein weiterer Vorteil der sich aus der Auflösung der Verbindung zwischen Zähnezahl und Anzahl der Lastangriffspunkte ergibt ist der, dass beim Fügen von Radkörper und Zahnkranz auf die rotatorische Orientierung der beiden Fügepartner keine Rücksicht zu nehmen ist.

### 7.1.3 Dimensionierung des blechpaketierten Radkörpers

Nach der Entwicklung der Topologie steht hier die Dimensionierung im Fokus. Dabei geht es konkret um die Aufgabenstellung, die durch die Topologie beschriebenen Linien (im Folgenden Stege genannt) mit einer Stegbreite zu versehen. Diese Stegbreite muss ausreichend dimensioniert sein, um den Belastungen durch die Zahnkräfte zu widerstehen, soll aber keine unnötige Masse ins Bauteil bringen. Außerdem sind Spannungsspitzen an den Kreuzungspunkten der Stege zu entschärfen. Zum Einsatz kommt an dieser Stelle ein FE-Modell, welches den in Abbildung 7.2 c dargestellten Lastfall an einer Blechlage abbildet. Ziel ist, eine möglichst homogene Verteilung der von-Mises Spannung über die gesamte Blechlage zu erzeugen.

Das hier verwendete FE-Modell baut auf dem in Kapitel 6.3.2 beschriebenen Modell auf. Das Außenteil (Zahnkranz bzw. Testring) ist nicht vorhanden und an Stelle eines Radkörpers wird



nur eine einzelne Blechlage betrachtet. Damit entfällt der erste Schritt Presspassung und nur der Lastschritt bleibt bestehen. Zudem entfällt jeglicher Kontakt. Genutzt wird letztendlich die geometrische Randbedingung an der Zahnwelle, welche alle Bewegungen der Blechlage im Raum unterbindet. Die Aufbringung der Lasten (Druckspannung und Moment, siehe Kapitel 7.1.2) erfolgt als natürliche Randbedingungen auf die Stirnfläche der Blechlage.

In einem ersten Entwurf werden die Stege der in Abbildung 7.4 b gezeigten Leichtbaustruktur mit zwölf Lastangriffspunkten mit einer Breite von 2 mm versehen. Entstehende scharfe Ecken erhalten eine 0,5 mm Verrundung (Abbildung 7.7 a). Die mittels des FE-Modells berechneten von-Mises Spannungen geben Aufschluss über die Position von Spannungsspitzen. Durch iteratives Ändern der Geometrie lassen sich solche Spannungsspitzen abbauen. Ziel ist eine möglichst homogene Belastung aller Bauteilbereiche zu erreichen. Abbildung 7.7 zeigt ein CAD-Modell des ersten Entwurfs und die Berechnungsergebnisse der letzten drei Stufen der Dimensionierung. Die Berechnungsergebnisse des ersten Entwurfs lassen sich nicht mit denen der letzten

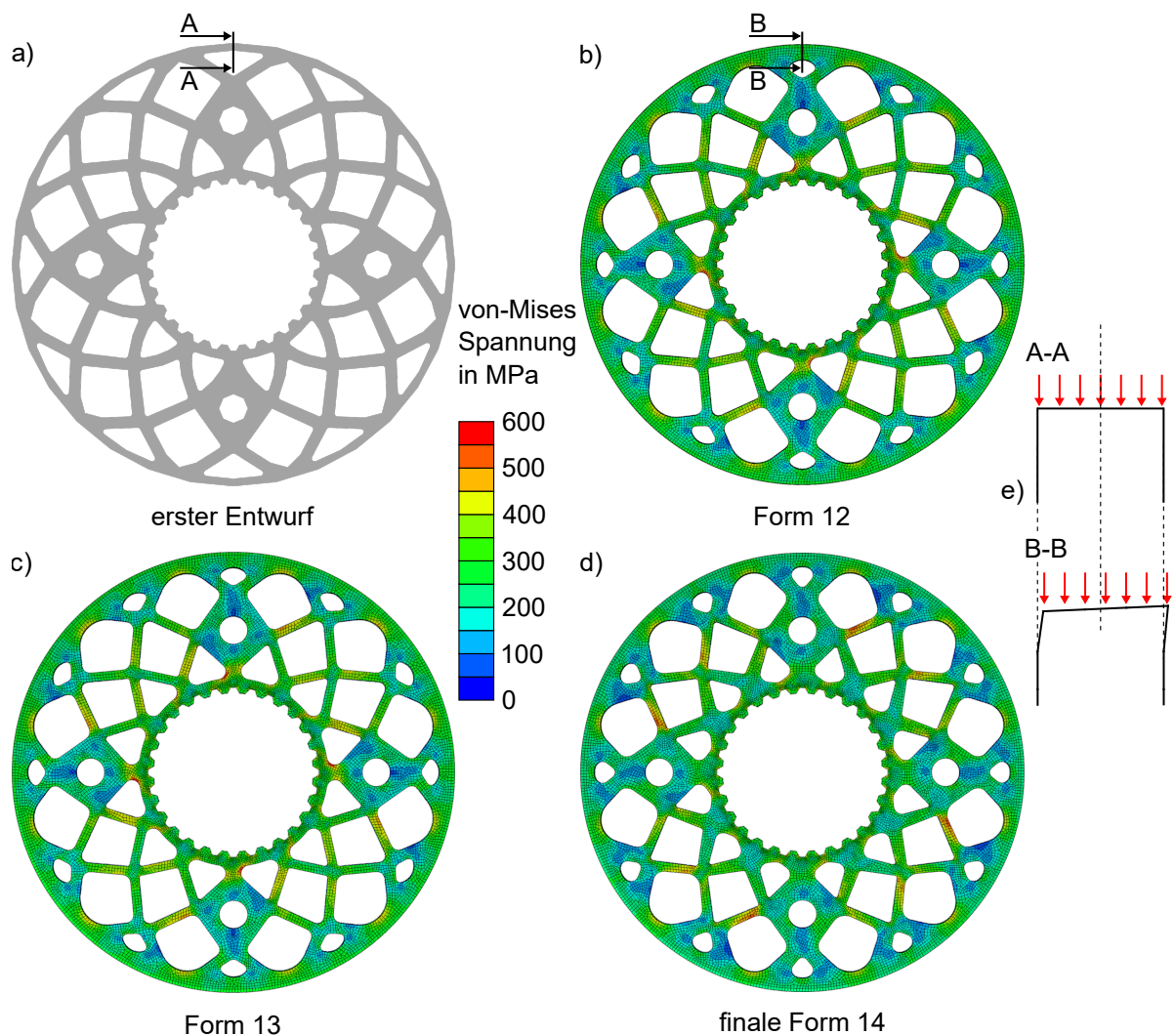


Abbildung 7.7: Darstellung der letzten Stufen der Dimensionierung und der veränderten Kräfteinleitungsverhältnisse bei der Berücksichtigung der realen Schneidkante

drei Stufen vergleichen, weshalb sie nicht dargestellt sind. Dies liegt an unterschiedlichen verwendeten Schnittkantenmodellen. Parallel zur Dimensionierung erfolgen erste Schnittversuche an Proben ohne Leichtbaustruktur, um das Werkzeug zu testen. Mittels des Oberflächenmessplatzes (Kapitel 4.2.1) lässt sich die Geometrie der Schnittkante ermitteln und das FE-Modell um deren Geometrie erweitern (Abbildung 6.9). Durch die Modellierung des Kanteneinzuges und des Grates liegt die Stirnfläche des Bleches leicht außerhalb der Blechmitte. Da die Belastungen auf die Stirnfläche wirken, erfolgt auch die Lasteinleitung außermittig. Dadurch erfährt das Blech eine zusätzliche Biegebelastung (Abbildung 7.7 e), was zu insgesamt höheren von-Mises Spannungen in den Entwürfen führt, welche die reale Geometrie der Schnittfläche berücksichtigen.

Die letzte Stufe des manuellen Optimierungsprozesses liegt zwischen den Berechnungsergebnissen von Form 12 und Form 13 (Abbildung 7.7 b und c). Die Geometrieoptimierungssoftware Tosca liefert schließlich, auf Form 13 aufbauend, die finale Form. Tosca ist so konfiguriert, dass es bei gleich zu haltendem Volumen die maximal auftretenden Dehnungen minimiert, was die Steifigkeit der Blechlage erhöht. Zugleich reduziert diese Vorgabe auch die auftretenden Spannungen, da das isotrope Hooke'sche linear elastische Materialgesetz gilt.

In den Berechnungsergebnissen der von-Mises Spannungen sind nur minimale Unterschiede zu erkennen. Die Bewertung bezüglich der Homogenität in der Spannungsverteilung einer Blechlage basiert daher auf Histogrammen der Elementspannungen (Abbildung 7.8). Im Idealfall wäre die Spannung an allen Elementen gleich (Niemann, Winter und Höhn, 2005, S. 177) und das Histogramm zeigte nur einen einzelnen Peak. Daraus folgt, dass für ein reales Bauteil die

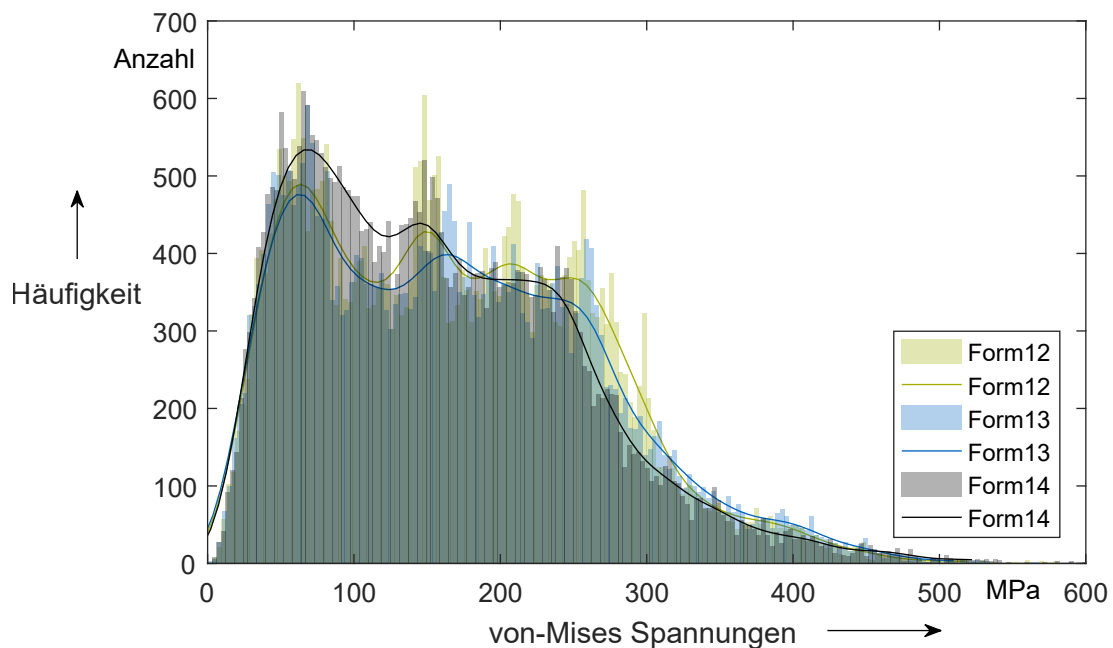


Abbildung 7.8: Histogramm der Elementspannungen aus der Simulation der letzten drei Stufen der Dimensionierung

Streubreite im Histogramm so klein wie möglich und die Ausschläge so hoch wie möglich sein sollten. Von Form 12 über Form 13 bis hin zur finalen Form 14 ist dieser Trend im Histogramm erkennbar. Eine auf Form 14 aufbauende Optimierung bringt nur noch marginale Verbesserungen, weshalb mit Form 14 die Dimensionierung der Blechlage endet.

Eine Vektorgrafik der erstellten Blechlage mit Leichtbaustruktur findet sich im Anhang in Kapitel E.3. Sie ist im Maßstab 1:1 in dieses Dokument eingebunden und lässt sich für eine weitere Nutzung verlustfrei kopieren.

### 7.1.4 Fertigung der Blechlagen

Die Blechlagen des Radkörpers werden aus der in Abbildung E.11 gezeigten Platine gefertigt. Um von der Platine zu der in Abbildung E.10 dargestellten Blechlage eines Radkörpers zu gelangen, ist lediglich der äußere Bereich zu entfernen. Innenkontur und Leichtbaustruktur werden mittels Laserschneiden eingebracht. Das Ausschneiden der für den Radkörper benötigten Blechlage aus der Platine geschieht durch Feinschneiden. Das primäre Ziel beim Feinschneiden der Blechlage ist das Erreichen eines möglichst hohen Glattschnittanteils, da die Schnittfläche später als Funktionsfläche in der Presspassung zwischen Radkörper und Außenteil dient. Ein hoher Glattschnittanteil lässt sich durch das Überlagern der Scherzone mit einem hydrostatischen Druckspannungszustand während des gesamten Feinschneidvorgangs erreichen (Djavanroodi et al., 2010, S. 864; Hörmann, 2008, S. 94, 97). Beeinflussen lässt sich dieser durch den Schneidspalt, die Geometrie der Kanten der Aktivelemente, die Ringzackengeometrie und -position, sowie der Niederhalter- und Gegenhalterkräfte (Majerníková et al., 2013; Tong et al., 2010). Schneidspalt, Geometrie der Kanten der Aktivelemente sowie Ringzackengeometrie und -position sind Parameter, welche sich nur durch Änderungen am Werkzeug modifizieren lassen, während Niederhalter- und Gegenhalterkraft an der Presse (Kapitel 4.1.1) einstellbar sind. Um eine Iteration in der Werkzeuggeometrie und damit erhöhte Kosten zu vermeiden, erfolgt die geometrische Auslegung der Aktivelemente mit dem Ziel, einen maximalen Glattschnittanteil zu erreichen.

Beim (Fein-) Schneiden von Stählen erhöht ein kleiner Schneidspalt den Glattschnittanteil der Schnittfläche (Hambli, 2003, S. 240; Demmel, 2014, S. 107 f., 115). Nach Birzer (2014, S. 29) ist der Schneidspalt alleinig für die Höhe des Abrisses beim Feinschneiden verantwortlich, woraus im Umkehrschluss folgt, dass er auch maßgeblichen Einfluss auf die Höhe des Glattschnittanteils hat. Für die Höhe des Glattschnittanteils ist zusätzlich die Höhe des Kanteneinzugs relevant, welche möglichst gering sein sollte. Neben einem kleinen Schneidspalt spielt hier nach Stahl et al. (2017, S. 7) das Material die entscheidende Rolle. Hochfeste Stähle zeigen weniger Kanteneinziehungshöhe als Materialien mit niedriger Streckgrenze und hoher Verfestigung. Die in dieser Arbeit verwendeten Stähle sind hochfeste Stahlsorten, weshalb nach den Erkenntnissen von Stahl

et al. mit wenig Kanteneinzug zu rechnen ist. Diese Ergebnisse bestätigen Hirota et al. (2009, S. 247). Sowohl Stahl et al. als auch Hirota et al. arbeiten mit negativen Schneidspalten, trennen aber das Material nicht vollständig. Für das in dieser Arbeit auszulegende Werkzeug ergeben sich daraus folgende Schlüsse. Zum einen ist auf Grund der verwendeten Materialien nicht mit Problemen bezüglich eines zu großen Kanteneinzugs zu rechnen und zum anderen sollte der Schneidspalt leicht negativ gewählt werden, um möglichst hohe Glattschnittanteile als auch die Materialtrennung zu ermöglichen. Hörmann (2008, S. 88) und Stahl et al. (2017, S. 4) nutzen dazu Fasen an der Matrize mit einem Winkel von  $30^\circ$ . Sowohl die beiden genannten Autoren als auch Leung et al. (2003, S. 1061) unterstützen dies durch scharfe Stempelkanten. Somit wird der Schneidspalt im Werkzeug dieser Arbeit auf  $-0,01$  mm festgelegt, was  $0,067\%$  der Blechdicke entspricht. Damit Stempel und Matrize nicht kollidieren, wenn sie auf gleicher Höhe sind, erhält die Matrize eine Fase von  $30^\circ \times 0,15$  mm. Damit besteht trotz nominal negativem Schneidspalt ein positiver Zwischenraum zwischen Stempel und Matrize, wenn sie sich auf gleicher Höhe befinden. Mit zunehmender Eintauchtiefe nimmt dieser Zwischenraum ab, bis es zur Kollision der beiden Aktivelemente kommt. Die Stempelkante erhält einen quasi scharfen Radius von  $50 \mu\text{m}$ .

Während Birzer in seinem 1996 erschienenen Buch zum Feinschneiden die Ringzackenposition und -geometrie noch beschreibt (Birzer, 1996, S. 10), schreibt er in der Neuauflage 2014 „Die Maßauslegung ist Erfahrungssache.“ (Birzer, 2014, S. 23) Demnach scheint es bei der Auslegung der Ringzacke Veränderungen gegeben zu haben, welche pauschale Angaben zu Ringzackenposition und -geometrie nicht mehr erlauben. Abzusehen war dies wohl schon länger, da in der VDI 2906-5 von 1994 die Empfehlungen zur Ringzackengestaltung aus der Vorgängerrichtlinie VDI 3345 von 1980 bereits nicht mehr enthalten sind. Diese Entwicklung ist nicht ganz nachvollziehbar, da Thipprakmas (2010, S. 2498) in seiner Arbeit Geometrie und Position der Ringzacke an einem fünf Millimeter dicken Blech unter Verwendung der statistischen Versuchsplanung untersucht und die exakt gleichen Ergebnisse erhält wie Birzer (1996). Prinzipiell kommen Kwak et al. (2003) an einem  $4,5$  mm dicken Blech ebenfalls zu einer Bestätigung der Angaben von Birzer (1996), sie wollen jedoch mittels FEM ein anderes Optimum gefunden haben. Ihre Simulationen stützen sich allerdings auf nur ein einziges Experiment, welches exakt nach Birzers Vorgaben von 1996 gestaltet ist. Da es zu diesem Thema vor allem Simulationsstudien gibt, jedoch kaum Literatur auf Basis von realen Experimenten, erfolgt im Rahmen eines Mesesebesuches ein Expertengespräch mit Konstrukteuren der Feintool Technologie AG (06.11.2015, persönliche Kommunikation). Dabei stellt sich heraus, dass es nach deren aktuellem Erfahrungsstand für die in dieser Arbeit vorliegende Kombination von Blechwerkstoff und Blechdicke gar keiner Ringzacke bedarf. Birzer und die VDI 3345 sehen für Stähle in Blechdicken von  $1,0$  -  $1,7$  mm eine extrem kleine Ringzacke vor, daher erscheint der Vorschlag der Experten plausibel. Die Werkzeugkonstruktion erfolgt auf Grund dieser Informationslage ohne Ringzacke. Fertigungszeichnungen der Aktivelemente zum Feinschneiden finden sich in Kapitel E.5.

Die optimale Niederhalter- und Gegenhalterkraft werden experimentell bestimmt, wobei jede der beiden Kräfte in drei Stufen variiert wird. Die obere Grenze der Gegenhalterkraft ergibt sich dabei aus den Restriktionen des Werkzeugs, welches auf Grund der verbauten Messtechnik maximal 500 kN zulässt. Eine Nutzung der Messtechnik im Rahmen dieser Arbeit erfolgt zwar nicht, jedoch ist die Messtechnik integraler Bestandteil des Werkzeugs und dieses ohne die messtechnischen Bauteile nicht funktionsfähig. Die Spannweite der Niederhalterkraft ergibt sich aus Vorversuchen. Der an den Proben gemessene Glattschnittanteil dient als Zielgröße und ist in Abhängigkeit der beiden Kräfte in Tabelle 7.1 dargestellt. Die Standardabweichung bei der Bestimmung des Glattschnittanteils über alle verwendeten Proben liegt bei 4,33 %. Die Ergebnisse in Tabelle 7.1 liegen alle innerhalb dieser Messunsicherheit und es ist davon auszugehen, dass Niederhalter- und Gegenhalterkraft im untersuchten Bereich bei der vorliegenden Werkzeuggeometrie keinen nennenswerten Einfluss auf die Ausprägung des Glattschnittanteils haben. Die Fertigung der Blechlagen des blechpaketierten Radkörpers erfolgt daher mit einer Gegenhalterkraft von 500 kN und einer Niederhalterkraft von 900 kN, da der Glattschnittanteil mit 94 % bereits zufriedenstellend ist. Den Großteil des zu 100 % fehlenden Anteils macht der Kanteneinzug aus (Abbildung 7.9). Weitere Untersuchungen zum Einfluss der beiden Kräfte auf das Feinschneidergebnis entfallen. Tabelle 7.2 fasst die gewählten Einstellungen zur Fertigung der Blechlagen des blechpaketierten Radkörpers zusammen. In Abbildung 7.9 sind die erreichten Schnittflächenkenngrößen abhängig vom Blechwerkstoff dargestellt. Auf Grund der geringeren radialen Steifigkeit des Radkörpers mit der Leichtbaustruktur kommt es beim Feinschneiden dieser Varianten zur Ausbildung eines Abrisses und damit niedrigeren Glattschnittanteilen als

*Tabelle 7.1: Einfluss der Niederhalter- und Gegenhalterkraft auf den Glattschnittanteil*

	<b>Gegenhalter- Niederhalterkraft in kN</b>		
	<b>kraft in kN</b>	900	1000
300	90,0 ± 5,5 %	92,1 ± 4,7 %	90,1 ± 3,7 %
400	91,3 ± 4,7 %	89,8 ± 4,8 %	91,8 ± 3,0 %
500	93,6 ± 4,0 %	91,9 ± 4,0 %	90,5 ± 4,7 %

*Tabelle 7.2: Einstellungen der Werkzeugparameter beim Feinschneiden zur Herstellung der Blechlagen des blechpaketierten Radkörpers*

<b>Werkzeugparameter</b>	<b>Einstellung</b>
Schneidspalt	-0,01 mm (-0,067 %)
Schneidkantenzustand	Stempelkante Radius 50 µm Matrize Fase 30° x 0,15 mm
Ringzacke	keine
Niederhalterkraft	900 kN
Gegenhalterkraft	500 kN
Stößelgeschwindigkeit	5 mm/s

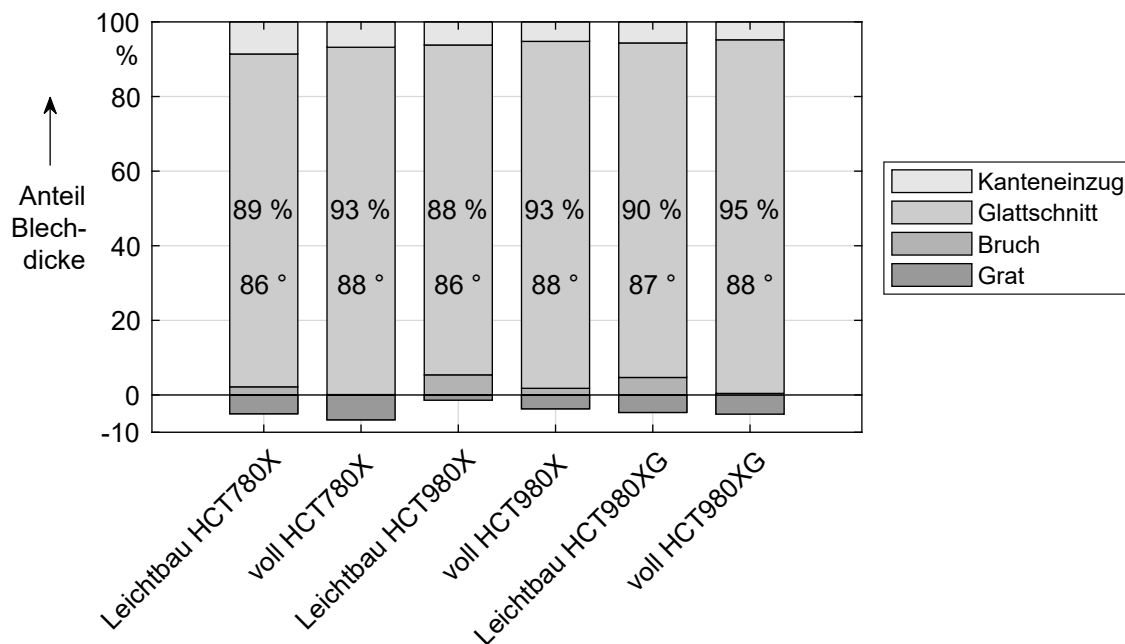


Abbildung 7.9: Schnittflächenkenngrößen der Blechlagen des blechpaketierten Radkörpers mit und ohne Leichtbaustruktur bei den verwendeten Werkstoffen; die obere Zahl in den Balken kennzeichnet den Glattschnittanteil, die untere den Glattschnittwinkel

bei Radkörpern ohne Leichtbaustruktur. Trotzdem liegt der Anteil des Glattschnitts bei allen drei Werkstoffen bei mindestens 88 % der Blechdicke, was für den Anwendungsfall ausreicht (Kapitel 8.2). Der Glattschnittwinkel liegt bei 86 - 88°, wobei auch hier die Variante ohne Leichtbaustruktur Werte erreicht, die näher am rechten Winkel liegen. An allen Blechlagen wird ein Glattschnittwinkel erreicht, der das Fügen mit dem Außenteil erlaubt.

### 7.1.5 Montage der blechpaketierten Radkörper

Nach dem Fertigen der Blechlagen sind diese zu einem Radkörper zu fügen und der Verbund so zu sichern, dass durch das weitere Handling keine geometrischen Änderungen am Radkörper auftreten. Beim Fügen sind zusätzlich die geforderten Bauteiltoleranzen einzuhalten. Dies betrifft zum einen die Außenseite und zum anderen die Verzahnung auf der Innenseite des Radkörpers.

Der Gesamtrundlauf der Radkörperaußenfläche sollte nicht nennenswert größer sein als das Übermaß zwischen Radkörper und Außenteil, damit ein möglichst großflächiger Kontakt zwischen den beiden Fügepartnern eintritt. Einen Gesamtrundlauf zu fordern der kleiner ist als das Übermaß ergibt keinen Sinn, da ein Glattschnittwinkel von 86° bei 1,5 mm Blechdicke bereits zu einer Gesamtrundlaufabweichung von 0,104 mm führt und das Übermaß bei 0,083 - 0,015 mm liegt. Daher ist davon auszugehen, dass nicht alle Bereiche der Radkörperaußenfläche an der Presspassung beteiligt sein werden, was auf Grund des aus dem Glattschnittwinkel resultierenden Sägezahnprofils auch nicht zu erwarten war.

Die Zahnwellengeometrie an der Innenseite des Radkörpers muss zum Gegenstück auf der Welle des Prüfstandes (Kapitel 6.3.1) passen. Daraus ergibt sich die Forderung, dass die einzelnen Zähne und Zahnlücken der Blechlagen fluchten, sodass die Welle montierbar ist.

Aus diesen Randbedingungen ergibt sich die Notwendigkeit, die Montage unter Zuhilfenahme von Montagehilfen vorzunehmen. Abbildung 7.10 zeigt die dazu entwickelten Bauteile. Der Wellenersatz dient dazu, die Blechlagen zueinander rotatorisch auszurichten und damit die Montierbarkeit der Prüfstandswelle zu gewährleisten. Dazu weist das im Schmelzschichtverfahren additiv aus Kunststoff gefertigte Bauteil ein 16 mm langes Wellenstück und als Anschlag für die erste Blechlage einen Flansch auf. Der Flansch erlaubt das sequentielle Stapeln der Blechlagen, was den Ablauf der Montage erheblich erleichtert.

Die Zentrierhilfe besteht aus Stahl und positioniert die Außenseite der Blechlagen so, dass die Anforderungen an die Gesamtlauftoleranz eingehalten sind. Dazu wird das auf den Wellenersatz gestapelte Blechpaket in die Zentrierhilfe eingesetzt und mittels der Handkurbelpresse (Kapitel 4.1.5) zusammengedrückt. Unter diesem axialen Druck erfolgt das Festziehen der Schraube der Zentrierhilfe und damit die finale Positionierung der Blechlagen zueinander. Kleinere Konzentritätsfehler zwischen Außen- und Innenseite des Radkörpers gleicht der Wellenersatz aus, da der Kunststoff deutlich weniger fest ist als der Stahl der Zentrierhilfe. Durch die Verspannung der Montagehilfe lässt sich diese aus der Handkurbelpresse entnehmen, ohne dass sich die Blechlagen separieren. Um die Transportierbarkeit zu gewährleisten, werden vier Verbinder in den Radkörper eingesetzt. Ein Verbinder besteht aus einer Gewindehülse, zwei Schrauben und vier Unterlegscheiben. Nach dem Lösen der Schraube der Montagehilfe lässt sich der fertige Radkörper entnehmen.

Eine Stückliste aller Teile des blechpaketierten Radkörpers enthält Tabelle 7.3.

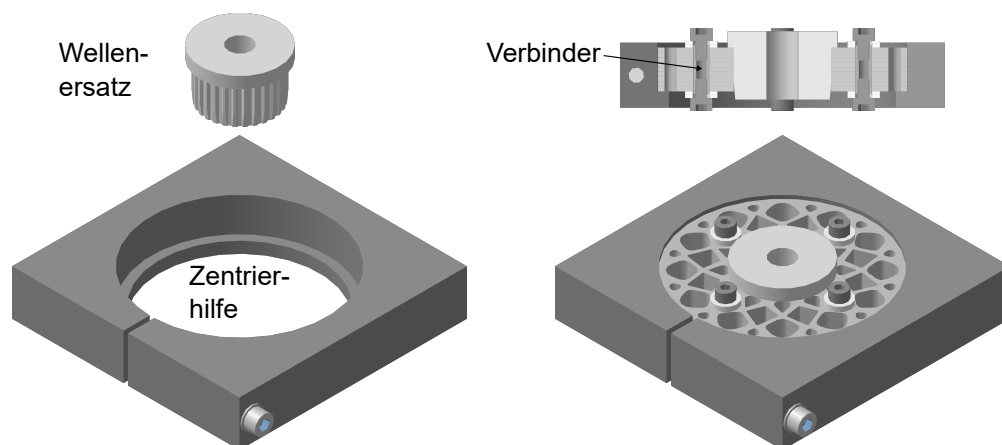


Abbildung 7.10: Montagehilfen für den Zusammenbau des blechpaketierten Radkörpers; Einzelteile (links); zusammgebauter Zustand mit montiertem Radkörper (rechts)

Tabelle 7.3: Stückliste des blechpaketierten Radkörpers

Position	Anzahl	Bezeichnung
1	9	Blechlage mit/ohne Leichtbaustruktur
2	4	Verbinder
2.1	4	Gewindehülse, Innen M4, Außen- $\varnothing$ 5 mm, Länge 15 mm
2.2	8	Zylinderschraube ISO 4762 - M4 x 6 - 8.8
2.3	16	Scheibe ISO 7090 - 8 - 200 HV

### 7.1.6 Qualitätskontrolle der blechpaketierten Radkörper

Zur Erkennung von Ausschussteilen und zur Sicherstellung eines gleichmäßigen Übermaßes beim späteren Fügen mit dem Außenteil werden alle Radkörper automatisiert vermessen. Dasselbe passiert mit dem Außenteil vor dem Fügen. Beide Teile lassen sich so zueinander auswählen, dass das Übermaß aller Testräder weitestgehend konstant ist. Abbildung 7.11 zeigt die Messstellen am blechpaketierten Radkörper. Zu Beginn der Messung misst das Koordinatenmessgerät (Kapitel 4.2.2) die genaue Position des Radkörpers im Raum ein. Damit ist sichergestellt, dass die z-Achse des in Abbildung 7.11 links dargestellten Koordinatensystems tatsächlich die Bauteilmitte widerspiegelt und senkrecht zur Radkörperoberfläche liegt. Um hier den Einfluss von unterschiedlich weit aus dem Radkörper herausragenden Schraubenköpfen der Verbinder zu eliminieren, liegt der Radkörper auf einer additiv gefertigten Dreipunktlagerung auf. Zusätzlich ist er durch den Wellenersatz und eine Schraube mit dem Tisch des Koordinatenmessgerätes verspannt, um während der Messung Verschiebungen zu verhindern (Abbildung 7.11 rechts). Beim Abtasten der Messstellen erzeugt das Gerät 201 Messpunkte über die Radkörperbreite. Die x-y-Koordinaten dieser Messpunkte dienen zur Berechnung des Außenradius an einem Messpunkt. Über alle Messstellen ergeben sich so 804 Messpunkte für den Außenradius, welche durch eine Matlabroutine ausgewertet, gemittelt und visualisiert werden. Tabelle 7.4 zeigt die erreichte Bauteilqualität. Insgesamt werden 174 blechpaketierte Radkörper im Rahmen die-

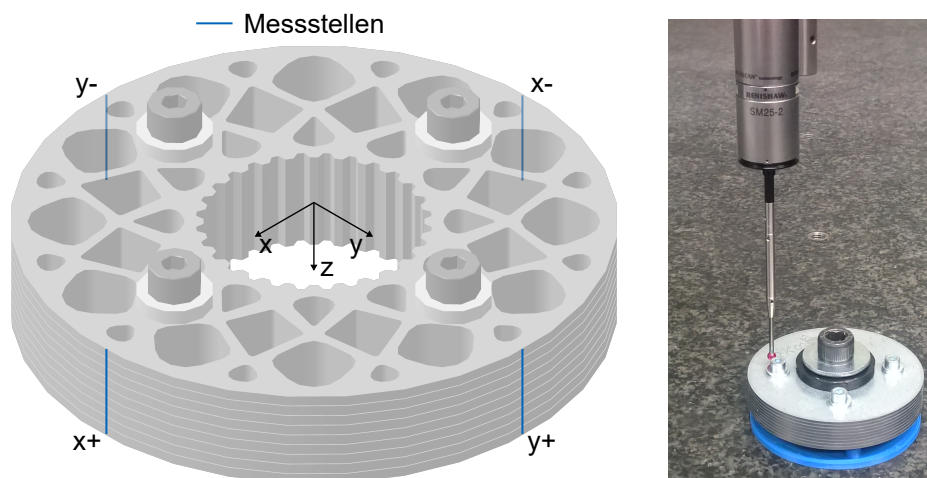


Abbildung 7.11: Messstellen am blechpaketierten Radkörper nach der Montage (links); aufgespannter Radkörper beim Einmessen der Bauteilposition (rechts)



Tabelle 7.4: Stückzahl und erreichte Bauteilqualität der blechpaketierten Radkörper

Parameter		Wert	Min - Max
Stückzahl		174	
Außendurchmesser	Mittelwert	77,103 mm	77,079 - 77,141 mm
	Std.abweichung	0,049 mm	0,024 - 0,177 mm

ser Arbeit erzeugt. Davon 50 kommen in den Testrädern für die Drehmomentuntersuchungen (Kapitel 8) auf dem Prüfstand (Kapitel 6.3.1) zum Einsatz. Die restlichen Radkörper dienen weiteren Untersuchungen im Rahmen der Forschungsinitiative Massiver Leichtbau (Industrieverband Massivumformung e. V., 2015). An Hand der - für ein Forschungsprojekt großen - Stückzahl der gefertigten Radkörper und der dabei nur geringen Streuung des Mittelwertes des Außendurchmessers, lässt sich die hohe Reproduzierbarkeit des Fertigungsprozesses erkennen. Der Mittelwert selbst ist 0,1 mm größer als der Nenndurchmesser. Zu den Auswirkungen auf den Radkörper finden anschließend zusätzliche Simulationen statt, siehe Abbildung 7.13. Der Maximalwert der auftretenden Standardabweichung (Tabelle 7.4) ist noch nicht vollständig zufriedenstellend. Dieser Wert steht stellvertretend für die Tatsache, dass bei einigen Radkörpern die Montage zu einer erhöhten Streubreite des Außenradius führt, wenngleich der gemittelte Außendurchmesser keine Ausreißer zeigt. Dies ist auf eine ungenaue Positionierung der Blechlagen zurückzuführen. Die mittlere Standardabweichung - ermittelt als Mittelwert der 174 einzelnen Standardabweichungen - zeigt, dass dies Ausreißer sind und kein grundsätzliches Problem mit der Fertigung der Radkörper vorliegt. Abbildung 7.12 zeigt exemplarisch die Visualisierung der Messergebnisse für einen Radkörper. Zu sehen ist der Verlauf der Außenkontur an den vier

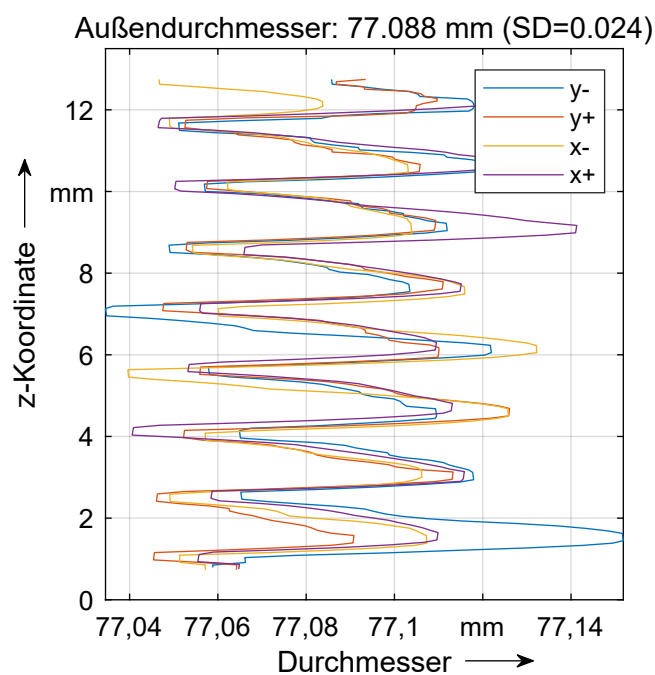


Abbildung 7.12: Exemplarisches Messergebnis der Qualitätskontrolle am blechpaketierten Radkörper

Messstellen über der Bauteildicke. Das durch den Glattschnittwinkel hervorgerufene Sägezahnprofil ist in den Messungen deutlich zu erkennen. Es ist der Hauptgrund für die hohen Werte der Standardabweichung.

Wie bereits erwähnt ist der mittlere Außendurchmesser aller 174 Bauteile 0,1 mm größer als der Nenndurchmesser. Um den Einfluss dieser Maßabweichung auf die Presspassung zu bestimmen und eventuell Gegenmaßnahmen einzuleiten, werden zusätzliche Berechnungen durchgeführt. Als Basis der Simulation dient das Simulationsmodell aus Kapitel 6.3.2. Weggelassen wird das Außenteil und die damit verbundenen Objekte und Parameter. Als einzige Last wirkt auf die Außenflächen der Radkörper die nominelle Fugenspannung von  $26,13 \text{ N/mm}^2$  (Formel 7.1), woraus eine radiale Verschiebung als Ergebnisgröße resultiert. Die Ergebnisse zeigt Abbildung 7.13. Links in der Abbildung sind die Ergebnisse für die Referenz zu sehen, einer Vollscheibe mit dem Durchmesser der Trennfuge als Außendurchmesser und der Zahnwellengeometrie auf der Innenseite. Die mittlere und die rechte Darstellung zeigen die Ergebnisse für den blechpaketierten Radkörper ohne bzw. mit Leichtbaustruktur. Dabei gilt die linke Legende nur für die linke und die rechte Legende für die mittlere sowie die rechte Abbildung. Zwischen den Legenden liegt ein Unterschied von einer Größenordnung. Von links nach rechts nimmt die radiale Verschiebung deutlich zu. Während sie bei der Vollscheibe bei maximal  $-0,005 \text{ mm}$  liegt, steigt sie beim blechpaktierten Radkörper ohne Leichtbaustruktur auf  $-0,017 \text{ mm}$  und beim Radkörper mit

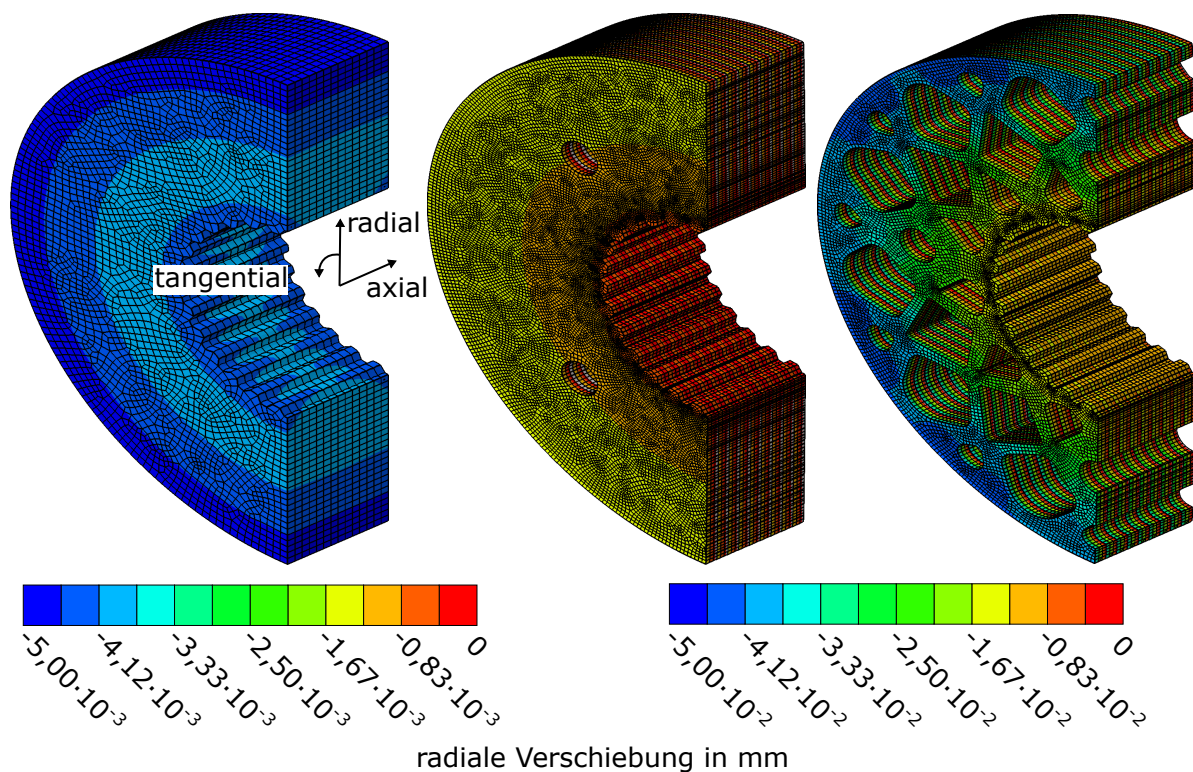


Abbildung 7.13: Berechnung des Einflusses der Blech- und Leichtbaustruktur auf die radiale Verschiebung der Radkörper; Vollkörper mit dem Fugendurchmesser als Außendurchmesser (links) und blechpaketierte Radkörper mit sowie ohne Leichtbaustruktur (mittig und rechts)

Leichtbaustruktur auf  $-0,045$  mm an. Auf Grund dieser unterschiedlichen radialen Verschiebung erfolgt eine Korrektur des Innendurchmessers des Teststrings auf die in Tabelle 7.5 angegebenen Werte<sup>1</sup>. Somit sind die Fugenspannungen im Testrad mit den Blechraddkörpern ähnlich zu den analytisch bestimmten an der Vollscheibe. Beim Fügen von Außenteil und Radkörper muss ggf. mit einer ggü. der Berechnung erhöhten Füge­temperatur gearbeitet werden. Das ist als unkritisch einzuschätzen, da die berechnete Füge­temperatur für die ursprüngliche Passung bei lediglich  $140$  °C liegt.

### 7.1.7 Fügen von blechpaketiertem Radkörper und Testring

Der letzte Schritt der Fertigung der Testräder mit blechpaketiertem Radkörper ist das Fügen der beiden Komponenten. Auf Grund des hohen Übermaßes ist ein Längspressverband<sup>2</sup> nur mit hohen Fügekräften herstellbar, weshalb ein Querpressverband<sup>3</sup> zur Anwendung kommt. Damit Testring und Radkörper geometrisch korrekt zueinander positioniert sind, erfolgt der Fügevorgang mittels der in Kapitel 4.1.5 beschriebenen Handkurbelpresse und der in Abbildung 7.14 gezeigten Montagehilfe. Die Montagehilfe besteht aus einem Unterteil, in welches der fertig montierte Radkörper eingelegt wird. Die Auflagefläche des Teststrings ist gegenüber der des Radkörpers um  $0,25$  mm nach unten versetzt, um Radkörper und Testring in axialer Richtung symmetrisch zu positionieren. Dies ist nötig, da der Testring  $0,5$  mm breiter ist als der Radkörper. Auf den Radkörper wird ein Kegelstumpf aufgesetzt, um den auf  $300$  °C vorgewärmten Testring und den Radkörper zueinander auszurichten. Der obere Teil der Montagehilfe besteht aus einem Rohrstück, welches magnetisch am Stößel der Handkurbelpresse gespannt ist. Nach dem Einlegen des vorgewärmten Teststrings, drückt das obere Teil der Montagehilfe den Testring auf den unteren Anschlag, wo der Testring bis nach der Ausbildung der Presspassung zwischen den beiden Bauteilen abkühlt.

Tabelle 7.5: Maße der auf die Außendurchmesser angepassten Innenbohrung der Testringe

Parameter	Referenz (mm)	ohne Leichtbaustruktur (mm)	mit Leichtbaustruktur (mm)
Nennmaß	77,000	77,000	77,000
oberes Grenzabmaß ES	-0,087	-0,023	-0,083
unteres Grenzabmaß EI	-0,115	-0,055	-0,102

Bezeichnungen der Parameter nach DIN EN ISO 286-1

<sup>1</sup> Es ist zu beachten, dass in Abbildung 7.13 Punktverschiebungen zu sehen sind. Um daraus den Einfluss auf den Durchmesser zu generieren, sind die gegenüberliegenden Verschiebungen zu addieren. Eine Verdoppelung der dargestellten Werte liefert eine brauchbare Näherung.

<sup>2</sup> „Zur Erzeugung eines Längspreßverbands wird das zylindrische Innenteil bei Raumtemperatur in die Bohrung des Außenteils axial eingepreßt[.]“ (Niemann, Winter und Höhn, 2005, S. 786)

<sup>3</sup> „Querpreßverbände lassen sich erzeugen durch Erwärmen des Außenteils [...], Unterkühlen des Innenteils [...] [oder] eine Kombination beider Verfahren [...]“ (Niemann, Winter und Höhn, 2005, S. 786)“

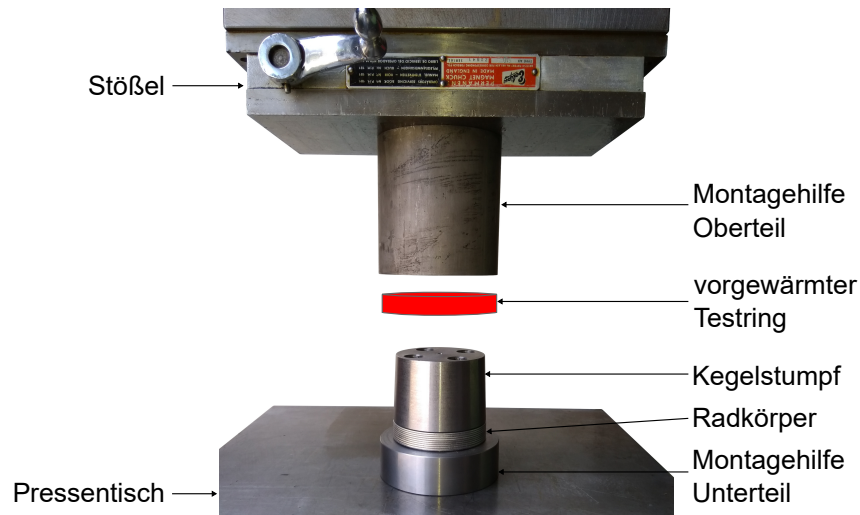


Abbildung 7.14: Montagehilfe zum Fügen von Radkörper und Testring

Die Vorwärmtemperatur des Testrings wird in Vorversuchen ermittelt. Ziel ist es, die beiden Bauteile prozesssicher und mit auf der Handkurbelpresse darstellbaren Kräften zu fügen. Zudem darf die Temperatur nicht zu hoch gewählt sein ( $>700\text{ °C}$ ), da sonst das Material des Testrings austenitisiert. Zwar ließen sich die beiden Teile dann kraftlos fügen, jedoch entsteht der Kontakt der beiden Teile anschließend bei so hoher Temperatur des Testrings, dass kurz danach die Warmstreckgrenze des Testrings überschritten wird und er sich plastisch verformt. Im weiteren Verlauf des Abkühlens wandelt das Material von der kubisch flächenzentrierten Gitterstruktur des Austenits in eine kubisch raumzentrierte um, wobei die Dichte des Materials ab- und im Gegenzug das Volumen zunimmt. Dies hat zur Folge, dass bei Erreichen der Raumtemperatur Testring und Radkörper kraftlos voneinander zu lösen sind. In den Vorversuchen wird eine Vorwärmtemperatur von  $300\text{ °C}$  als anforderungsgerecht ermittelt, was  $160\text{ °C}$  über der analytisch berechneten Füge­temperatur liegt. Im Prinzip wäre auch eine niedrigere Vorwärmtemperatur möglich, allerdings ist dann eine Automatisierung des Fügeprozesses nötig, da vom ersten Aufsetzen des Testrings auf der Montagehilfe bis zum Fügen mittels der Handkurbelpresse einige Sekunden verstreichen. In dieser Zeit fließt durch den metallischen Kontakt zwischen Testring und Montagehilfe so viel Wärme aus dem Testring ab, dass sich dieser nicht mehr mit der Handkurbelpresse fügen lässt. Zudem verkantet der Testring trotz Montagehilfe bei niedrigerer Vorwärmtemperatur regelmäßig und die Prozesssicherheit des Fügeprozesses ist nicht mehr gegeben.

Abschließend werden exemplarisch einige Testräder aufgeschnitten und Schlibfbilder angefertigt (Abbildung 7.15). Dabei geht die Vorspannung zwischen den Bauteilen verloren, weshalb eine direkte Bewertung der Kontaktaus­bildung im Schlibfbild nicht möglich ist. Gut zu erkennen ist, dass die Blechlagen spaltfrei aufeinanderliegen. Die sichtbare Linie ergibt sich durch die Probenpräparation. Zudem ist die feingeschnittene Kante an den einzelnen Blechlagen erhalten. Daraus lässt sich schließen, dass sich der Radkörper beim Fügen nicht plastisch verformt. Am

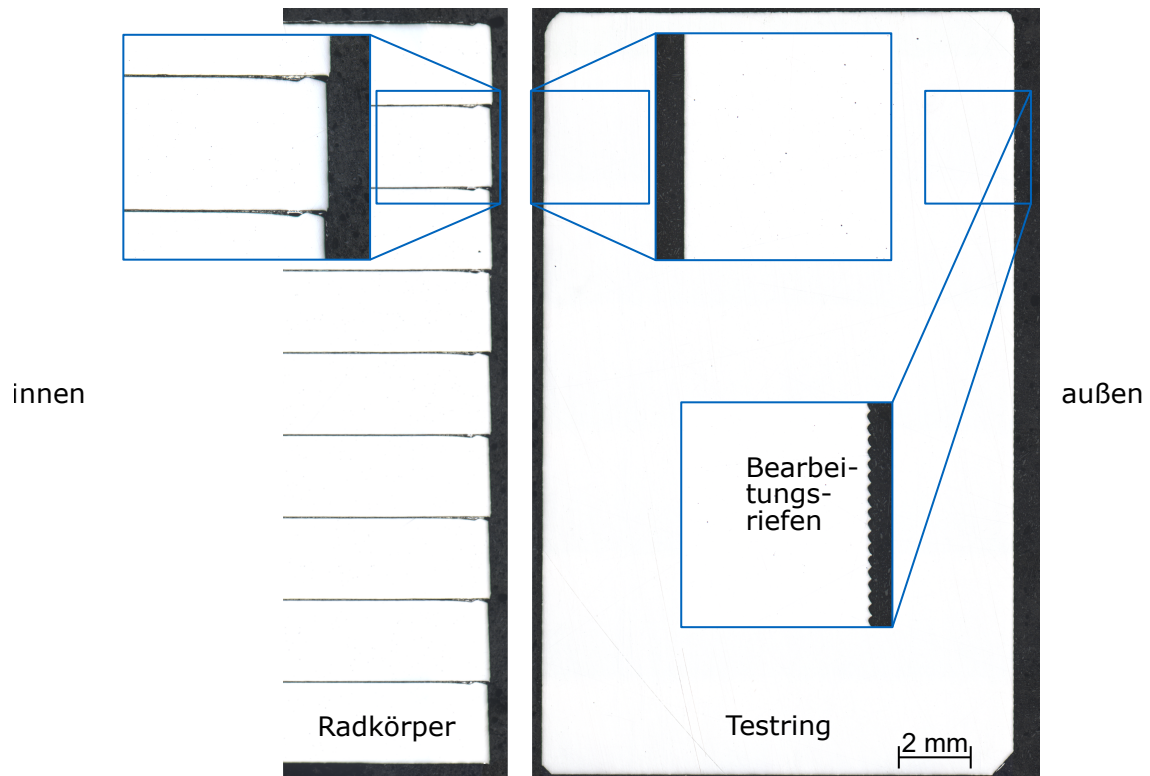


Abbildung 7.15: Schliffbilder eines aufgeschnittenen Testrades mit Radkörper aus HCT980XG ohne Leichtbaustruktur; Schliffbild des blechpaketierten Radkörpers (links) und Schliffbild des Testringes (rechts)

Testring kommt es zur Einglättung der Bearbeitungsriefen, die auf der der Trennfuge gegenüberliegenden Seite ausgeprägt vorhanden sind. Um zu überprüfen, ob sich die Kontaktfläche am Testring plastisch verformt, erfolgen Härtemessungen von der Fuge ins Bauteilinnere. Diese Untersuchungen enden ohne Feststellung einer Aufhärtung in der Randzone, weshalb auch für den Testring eine - bis auf die Einglättung der Bearbeitungsriefen - elastische Verformung anzunehmen ist.

In Abbildung 7.16 links ist das Testrad mit blechpaketiertem Radkörper dargestellt. Die Variante mit einem Zahnkranz ist auf der rechten Seite der Abbildung zu sehen.

## 7.2 Tiefgezogener Radkörper

### 7.2.1 Vorüberlegungen zur Topologie des tiefgezogenen Radkörpers

Die Randbedingungen aus Kapitel 6.2 gelten auch für die Testräder mit tiefgezogenen Radkörpern. Daher sind zunächst geometrische Varianten zu ermitteln, die eine Verbindung von Außenteil und Welle bei Nutzung des Fertigungsverfahrens Tiefziehen ermöglichen. Daraus



Abbildung 7.16: Testrad mit blechpaketierten Leichtbauradkörper (links); Zahnrad mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper (rechts)

lässt sich ableiten, dass dies schalenförmige Bauteile sein sollten. Zudem ist die axiale Ausdehnung des Radkörpers möglichst gering zu halten, da im Getriebe axialer Bauraum knapp ist (Fischer et al., 2016, S. 265).

Das Fertigungsverfahren Tiefziehen erzeugt Restriktionen bezüglich der erreichbaren Radien, da die Radien an Stempel und Matrize an Blechmaterial, Bauteilgeometrie und Umformprozess anzupassen sind (VDI 3175). Dies schließt Radien kleiner als die doppelte Blechdicke praktisch aus. Mittels Nachformen lassen sich auch kleinere Radien in Blechbauteile einbringen. Solche zusätzlichen Fertigungsschritte erfordern weitere Werkzeugstufen nach dem Tiefziehen. Für eine Serienfertigung ist dies sicherlich eine Möglichkeit, axialen Bauraum einzusparen. Allerdings sind die Belastungen des Radkörpers dann nochmals zu überprüfen, da schärfere Radien ungünstig für den Kraftfluss sind.

Aus Form und Lage der Fügefläche leitet sich eine weitere geometrische Restriktion für den Radkörper ab. Die Geometrie des Radkörpers muss parallel zur Fügefläche verlaufen, da sonst keine Kraftübertragung möglich ist. Gleiches gilt an der Welle, auch dort muss die Fläche des Radkörpers koaxial zur Wellenachse angeordnet sein (Abbildung 7.17). Letzte Forderung gilt nicht, falls die Blechdicke eine kritische Größe überschreitet. Dann könnte der Radkörper an der Welle lediglich einen zahnwellenförmigen Ausschnitt aufweisen und das Drehmoment würde über die Schnittfläche dieses Ausschnitts übertragen. Im Vorgriff auf die folgenden Kapitel kann diese Variante jedoch ausgeschlossen werden, da sie das Leichtbauziel nicht erreichen würde. An der Fügefläche zwischen Radkörper und Außenteil ist das Ziel, die in Kontakt stehenden Flächen und die radiale Steifigkeit des Radkörpers zu maximieren. Nach der Formel zur Berechnung der Fugenpressung (*Formel 7.1*) sind dies die beiden wesentlichen Einflussfaktoren auf das maximal zu übertragende Drehmoment.

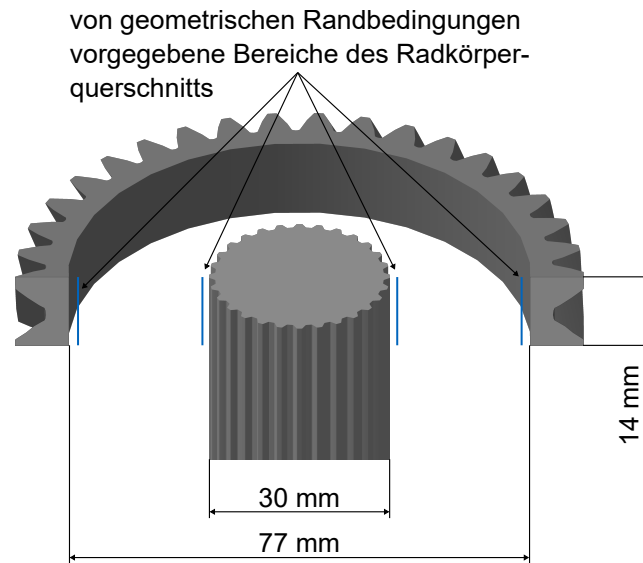


Abbildung 7.17: Geometrische Randbedingungen für das Design des tiefgezogenen Radkörpers (siehe auch Kapitel 6.2) und die daraus hervorgehenden, bereits festgelegten Bereiche des Radkörperquerschnitts

## 7.2.2 Topologiefindung und Dimensionierung des tiefgezogenen Radkörpers

Nach den Vorüberlegungen besteht nun die Aufgabe, die Topologie des Radkörpers zu entwerfen. Die resultierenden Randbedingungen schränken den Gestaltungsspielraum stark ein und es ergeben sich die in Abbildung 7.18 gezeigten Topologien als mögliche Varianten. Die Spalten der Abbildung beinhalten zwei grundsätzlich unterschiedliche Topologien. Darüber hinaus sind keine sinnvollen, durch Tiefziehen herstellbaren, einteiligen Geometrien mehr möglich. Die erste Variante ist eine S förmige Verbindung zwischen den außen und innen am Radkörper angeordneten Fügeflächen, die zweite eine U förmige Verbindung dieser Flächen. Es sind darüber hinaus Varianten mit mehrmaliger Verwendung der Grundform denkbar, allerdings ist bei der Zahnkranzbreite von 14 mm und mehr als zwei Radkörperteilen keine nennenswerte Ziehtiefe mehr zu erreichen. Für die Kaltverfestigung des Werkstoffes ist dies ungünstig, weshalb im Rahmen dieser Arbeit als mehrteilige Varianten nur zweiteilige Radkörper untersucht werden. Die zweiteiligen Radkörper haben gegenüber den einteiligen Varianten den Vorteil, dass sie in radialer Richtung mehr Material aufweisen, was die Steifigkeit des Radkörpers in dieser Richtung und damit die Höhe der Fugenpressung, erhöht. Bei der S förmigen Grundform führt der zweiteilige Aufbau zu einem weiteren positiven Effekt für die radiale Steifigkeit. Durch die geringere Breite des Radkörpers nimmt der Neigungswinkel der Verbindungsfläche gegenüber der r-t-Ebene ab und die radiale Steifigkeit zu. Die Auswahl der Radkörpertopologie erfolgt auf Basis der Masse und der Steifigkeit der Zahnräder mit den unterschiedlichen Radkörpern. Um die dazu nötige Datenbasis zu erstellen, werden alle vier Radkörpertopologien mit einer Blechdicke von 1,5 mm konstruiert und in das Simulationsmodell aus Abbildung 6.4 links integriert. Für

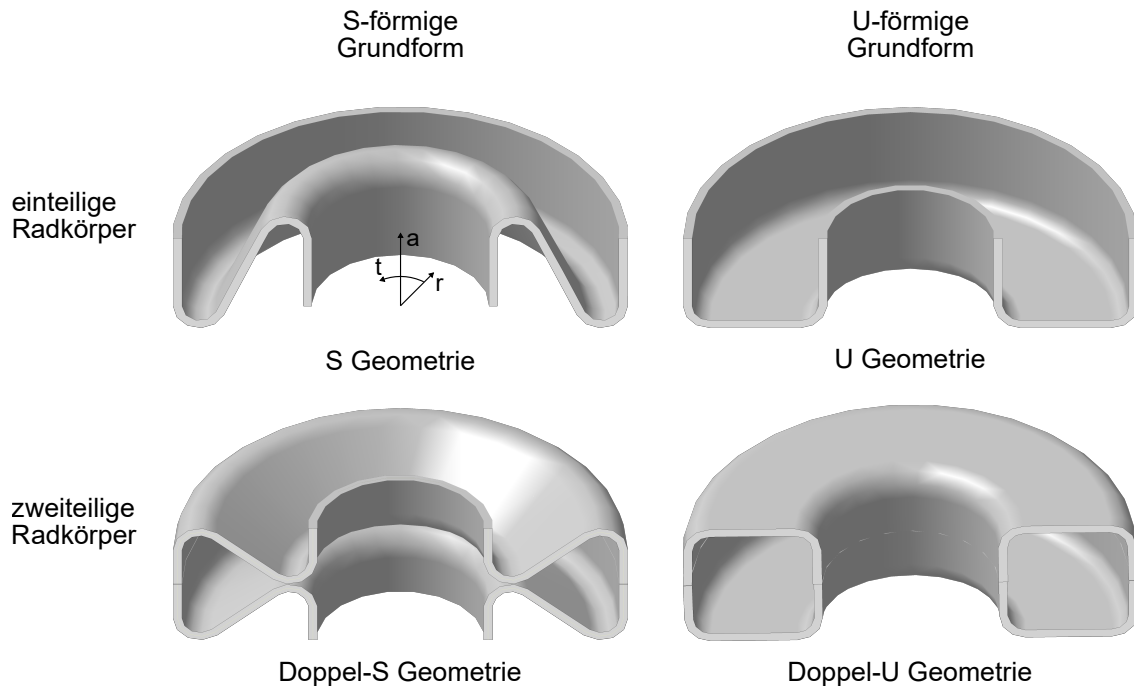


Abbildung 7.18: Prinzipiell mögliche Radkörpergeometrien unter Berücksichtigung der geometrischen und fertigungstechnischen Randbedingungen

die anschließende Simulation wird die Last auf ein Zehntel der Zahnkräfte reduziert und als Blechmaterial HCT980XG verwendet (Kapitel 5.1). Aus der Konstruktion der Radkörper ergibt sich die Zahnradmasse und aus der Simulation eine Verschiebung am Angriffspunkt der Last. Mit der Verschiebung und den Lastkomponenten lässt sich ein Kraft-Weg-Diagramm erstellen. In Abbildung 7.19 sind die Kraft-Weg-Diagramme des Lastangriffspunktes der Leichtbauzahnräder mit S und Doppel-U Radkörper sowie des Vollrades dargestellt. Die Kraft-Weg-Diagramme der anderen Radkörpervarianten finden sich in Kapitel E.2. Der Betrag der Steigung der dargestellten Kraft-Weg-Kurven entspricht der Steifigkeit des Zahnrades in der angegebenen Richtung. Beim Zahnrad mit S förmigem Radkörper ist deutlich zu erkennen, dass vor allem in axialer Richtung der Kraft-Weg-Zusammenhang zu Beginn der Belastung kein linearer ist. Dies trifft in weniger ausgeprägtem Maße auf die anderen Richtungen und die anderen Leichtbau Radkörper ebenfalls zu. Daher wird an alle Kurven mittels Regression eine lineare Gerade gefittet und deren Steigung als Steifigkeit verwendet. Der Kraftbereich bis 200 N findet dabei keine Berücksichtigung, da hier augenscheinlich die größten Nichtlinearitäten auftreten. Bei allen untersuchten Zahnradern sind die Steifigkeiten in den einzelnen Richtungen verschieden, wobei die axiale Richtung jeweils die mit der kleinsten Steifigkeit darstellt. Mit der Einführung der Blechräder nimmt im Vergleich zum Vollrad die Steifigkeit in tangentialer Richtung stärker ab als die in radialer Richtung. Dies führt im Falle des S förmigen Radkörpers sogar dazu, dass die tangentielle Steifigkeit unter den Wert der radialen fällt. Somit liegt die tangentielle Steifigkeit zwischen der radialen und der axialen. Dies ist insofern von Vorteil, als dass die Tragfähigkeit der Presspassung bei Verringerung der radialen Steifigkeit abnimmt und dieser Effekt somit begrenzt ist. Grundsätzlich nimmt die Steifigkeit der Leichtbauzahnräder in radialer Richtung im Vergleich zum Vollrad aber ebenfalls



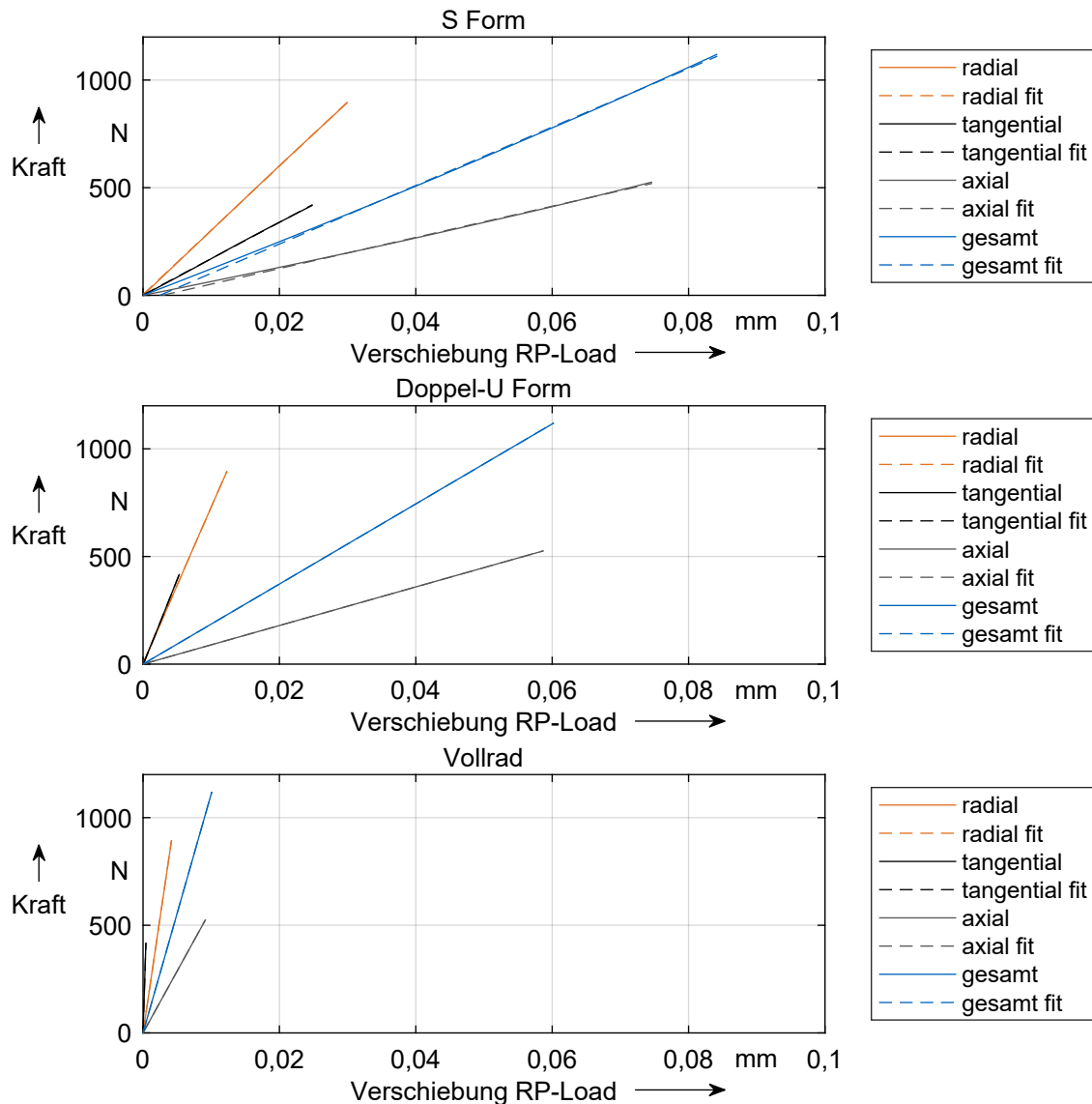


Abbildung 7.19: Kraft-Weg-Diagramme des Lastangriffspunktes der Leichtbauzahnräder mit S und Doppel-U förmigem Radkörper sowie des Vollrades in den angegebenen Richtungen und den dazugehörigen Regressionsgeraden

ab.

Die ermittelten Steifigkeiten der einzelnen Zahnäder mit Leichtbauradkörper in Bezug zur Steifigkeit des Vollrades zeigt Abbildung 7.20. Die Erkenntnisse aus den Kraft-Weg-Diagrammen lassen sich auch hier wiederfinden. Die radiale Richtung ist in allen vier Leichtbauradkörpern die mit der größten Steifigkeit. Dahingegen fällt die tangential Steifigkeit deutlich hinter den anderen beiden Richtungen zurück. Dies scheint auf den ersten Blick in Kontrast zu den vorhergehenden Erkenntnissen zu stehen, als die tangential Steifigkeit zwischen radialer und axialer Steifigkeit zu finden war. Da es sich hier um bezogene Steifigkeiten handelt, ist dies jedoch nicht der Fall. Im Vergleich zum Vollrad verlieren die Leichtbauzahnäder in tangentialer Richtung massiv an Steifigkeit, nämlich im Mittel das 34-fache. In axialer Richtung verlieren die Leichtbauzahnäder im Vergleich zum Vollrad lediglich das 8,5-fache an Steifigkeit. Bezogen

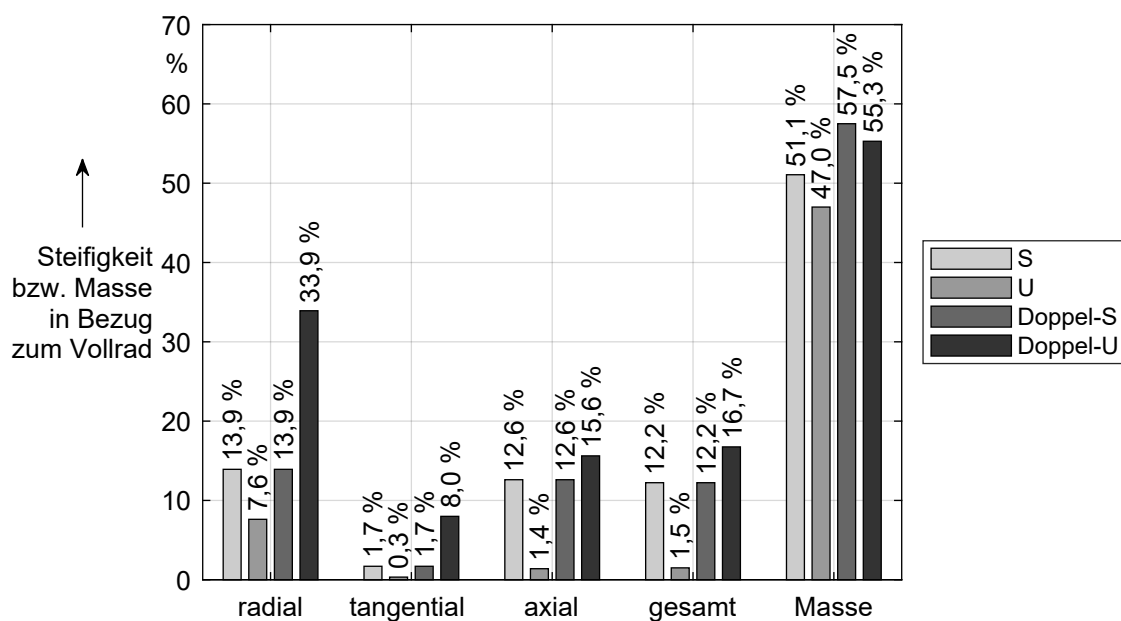


Abbildung 7.20: Steifigkeit und Masse von Zahnradern mit den in Abbildung 7.18 gezeigten Radkörpertopologien (Blechdicke 1,5 mm) in Bezug zum Vollrad

auf das Vollrad nimmt die Steifigkeit in tangentialer Richtung deutlich stärker ab als in den anderen beiden Richtungen, was in Abbildung 7.20 deutlich wird. In absoluten Werten liegt die tangentielle Steifigkeit jedoch über der axialen.

Über alle Richtungen hinweg ist ein deutlicher Rückgang der Steifigkeit der Leichtbauzahnradern gegenüber dem Vollrad zu verzeichnen. Generell sind die Zahnradern mit den mehrteiligen Radkörpern (Doppel-S und Doppel-U) steifer als die anderen beiden Varianten. Die Doppel-U Variante ist zudem in radialer Richtung deutlich steifer als die Doppel-S Form, da die radialen Verbindungselemente nicht gegen die r-t-Ebene geneigt sind. Somit liegen Material und Lastpfad parallel zueinander. Im Radkörper mit Doppel-S Form führen radiale Belastungen zu zusätzlichen Biegespannungen, welche den Radkörper in dieser Richtung verstärkt einfedern lassen. Den geringsten Steifigkeitsrückgang in allen Richtungen zeigt das Leichtbauzahnrad mit Doppel-U Radkörper. In radialer Richtung zeigt es gegenüber den anderen Radkörpervarianten sogar einen Ausreißer nach oben, was für die Tragfähigkeit der Presspassung günstig ist.

Bezüglich der Masse lässt sich zunächst feststellen, dass alle vier Radkörpervarianten das Leichtbauziel von 25 % Masseinsparung am Zahnrad erfüllen. Die Unterschiede zwischen den einfachen und doppelten Radkörpervarianten fallen deutlich kleiner aus, als dies bei so unterschiedlichen Geometrien zu erwarten wäre. Der Grund ist der, dass der Zahnkranz mit einer Masse von 183 g (Tabelle 6.2) bereits 29,9 % des Vollradmasse ausmacht. Der leichteste Radkörper (U Form) ist mit 108 g 37,5 % leichter als der schwerste Radkörper (Doppel-S Form) mit 173 g. Zusammen mit dem Zahnkranz und bezogen auf das Vollrad sinkt dieser Unterschied auf 10,5 %. Die Massezunahme bei einem Wechsel von U auf Doppel-U Form liegt nur bei 8,3 %. Diesen

geringen Auswirkungen auf die Masse stehen die oben beschriebenen, deutlichen Unterschiede bei der Steifigkeit gegenüber. Es ist daher sinnvoll, bei der Auswahl der weiterzuverfolgenden Radkörpertopologie die Masse nicht zu stark in den Vordergrund zu stellen, zumal trotzdem eine Massereduzierung von mehr als 40 % erreicht wird. Die Radkörpertopologie mit dem besten Steifigkeit-Masse-Verhältnis ist die Doppel-U Form. Diese wird im weiteren Verlauf der Arbeit gefertigt und im Experiment untersucht.

### 7.2.3 Methodenplanung zur Herstellung des tiefgezogenen Radkörpers

Methodenplanung ist ein Begriff aus der Automobilindustrie (SSEB, 2018) und nicht eindeutig definiert. SSEB (2018) erklärt den Begriff wie folgt: „Mit der Methodenplanung wird der konkrete Ablauf eines Produktionsprozesses festgelegt. Die Methodenplanung behandelt einerseits Produktform und Produktmaterial sowie andererseits Werkzeuge und Maschinen. Es wird festgestellt, mit welchen Prozessen das Produkt herzustellen ist.“ AutoForm Engineering GmbH (2018) hingegen beschreibt die Inhalte eines Workshops zur Methodenplanung so: „Die Auslegung der Operationsfolge von Karosserieteilen aus dem Innen- und Außenhautbereich von PKWs bilden die Schwerpunkte. Dabei werden auch die Randbedingungen moderner Presswerke sowie die Entwicklung der Umformgeometrie von Ziehwerkzeugen berücksichtigt.“ Weitere Beschreibungen des Begriffes finden sich u. a. bei Birkert et al. (2013, S. 527), Engel (2006, S. 4) sowie KonsO (2018). In dieser Arbeit wird Methodenplanung aufbauend auf den genannten Quellen wie folgt festgelegt.

*Methodenplanung ist der Prozess, der ausgehend vom CAD Modell eines Bauteils zu einer funktionsfähigen, abgesicherten Fertigungsstrategie führt und dabei das CAD Modell ggf. an den Fertigungsprozess anpasst.*

Demnach gehören die Auswahl der Produktionsanlage und des Bauteilwerkstoffes genauso zur Methodenplanung, wie die Entwicklung des Fertigungsprozesses und die Absicherung der Herstellbarkeit mittels Simulation bzw. Experiment. Zur Produktion stehen am Institut mehrere Anlagen zur Verfügung, auf welchen sich die Bauteile für den Doppel-U förmigen Radkörper prinzipiell herstellen ließen. Eine Suche nach extern verfügbaren Anlagen entfällt somit. Um die Werkzeugkosten möglichst gering zu halten, wird die Herstellung der Tiefziehteile in das gleiche Werkzeug integriert, mit dem auch die Bauteile für den blechpaketierten Radkörper hergestellt werden (Kapitel 4.1.2). Die Fertigungsanlage steht damit fest, es ist die in Kapitel 4.1.1 beschriebene, ölhydraulische Feinschneidpresse. In dieser Arbeit bildet die Simulation des Umformprozesses das Fundament der Methodenplanung. Als Simulationstool kommt AutoForm<sup>plus</sup>R6 zum Einsatz (AutoForm Engineering GmbH, 2015) und für alle konstruktiven

---

Das Kapitel 7.2.3 basiert zum Teil auf den Ergebnissen der Master Thesis von D. Maier (2017), welche er unter der Anleitung des Autors angefertigt hat.

Arbeiten Catia V5 R2015. Abbildung 7.21 zeigt den in dieser Arbeit verwendeten Ablauf zur Entwicklung einer Fertigungsstrategie. Die eigentliche ingenieurstechnische Herausforderung besteht im Entwurf des Fertigungsprozesses. Im Falle des hier vorliegenden Blechbauteiles bedeutet dies, dass die Anzahl und der Arbeitsinhalt der Bearbeitungsstufen auf dem Weg zum fertigen Bauteil festzulegen sind. Die Arbeitsschritte Wirkflächenkonstruktion (Catia V5 R2015) und Simulation (AutoForm<sup>plus</sup>R6) sind direkt aus dem ersten Schritt folgend und sequentiell abzuarbeiten. Die Ergebnisbewertung stellt erneut eine Herausforderung dar, da die Berechnungsergebnisse auf Plausibilität zu prüfen, ggf. Maßnahmen zur Anpassung des Modells abzuleiten und die entwickelten Fertigungsstrategien gegeneinander zu vergleichen sind. Im Folgenden werden daher lediglich die Arbeitsschritte Entwurf Fertigungsprozess und Ergebnisbewertung eingehender beschrieben.

Der Entwurf des Fertigungsprozesses ist ein erfahrungsgetriebener, manueller Prozess, welcher sich nicht systematisch abarbeiten oder gar automatisieren lässt (Naranje et al., 2010, S. 721, 725; Pilani et al., 2000, S. 370). Es ist allerdings nicht so, dass dem Methodenplaner überhaupt keine Hilfsmittel zur Verfügung stehen. In seiner Dissertation beschäftigt sich Hitz (2012) mit der Erstellung eines Softwaretools, welches die Methodenplanung beim Feinschneiden unterstützen soll. Im Stand der Technik gibt er einen detaillierten Überblick über die verschiedenen wissensbasierten Werkzeuge, die dem Methodenplaner bereits zur Verfügung stehen. Als besonders nützliche Werkzeuge erweisen sich Expertensysteme. Dies sind Softwaretools, welche die menschlichen Herangehensweisen bei der Entscheidungsfindung nachbilden. Sie stützen sich dabei auf eine separate Inferenzmaschine und einen Satz von Gestaltungsregeln, welche in einer Datenbank abgelegt sind (Pilani et al., 2000, S. 371). Die Inferenzmaschine ist ein Stück Software, welches der künstlichen Intelligenz zugeordnet wird und Schlussfolgerungen auf der Grundlage von Wissensdatenbanken erzeugt (Litzel, 2018). Der Methodenplaner fragt dieses Wissen über eine Benutzerschnittstelle ab. Mittels der Inferenzmaschine ist es möglich, dass der Anwender aus dem Tool Hinweise erhält, für die keine exakten Stützstellen in der Datenbasis vorliegen. Im Bereich der Blechumformung und des Tiefziehens sind verschiedene Expertensysteme bekannt, u. a. von Cakir et al. (2005), Ismail et al. (1996), Lin et al. (2008) und Naranje et al. (2010). Allen gemein ist, dass die Systeme ein gewisses Maß an Informationen benötigen, um zu funktionieren. Dazu gehören u. a. Platinenlayout, Wirkflächen, Pressenkennwerte (Lin et al., 2008, S. 672) oder, falls die Wirkflächen erstellt werden, die Ziehgeometrie des Bauteils (Pilani et al., 2000, S. 371). Demzufolge kann hier nicht auf eines dieser Systeme zurückgegriffen

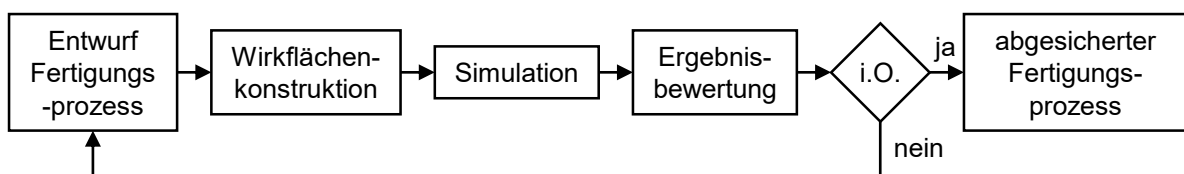


Abbildung 7.21: Vorgehen zur Entwicklung der Fertigungsmethode nach D. Maier (2017)

werden, da diese Informationen zu Beginn des Entwurfs nicht vorliegen. Es bleibt keine andere Möglichkeit, als Expertenwissen - die Grundlage eines jeden Expertensystems - selbst abzufragen und anschließend durch Versuch und Irrtum zu einer Lösung zu gelangen. Drei Experten bzw. Expertengruppen werden befragt. Zunächst erfolgt die Befragung von Asboeck (2017) aus dem Engineering vom BMW Werk Dingolfing per E-Mail und anschließend ein Vororttreffen mit Bachmeier et al. (2017) im genannten Werk. Die Sicht eines KMU auf die Problemstellung gibt Frehner (2017). Parallel zu diesen Expertengesprächen entstehen erste Entwürfe von mehrstufigen Fertigungsprozessen für den tiefgezogenen Radkörper, welche in AutoForm untersucht werden. Die Simulation des Umformprozesses findet mit den Standardeinstellungen bezüglich Reibung und Stößelgeschwindigkeit statt. Den ersten Entwurf eines Fertigungsprozesses zeigt Abbildung 7.22. Die Erläuterung der Bedeutung der Farben erfolgt in Abbildung 7.23. Zunächst soll hier die Idee hinter der gezeigten Fertigungsstrategie erläutert sein. In der Bezeichnung der Stufen steht „D“ für „Drawing“ (Ziehen) und „T“ für „Trimming“ (Beschnitt). Es handelt sich also um Zieh- bzw. Beschnittstufen. Die erste Ziehstufe (D20) erzeugt einen runden Napf mit dem finalen Außendurchmesser und einem ins Napfinnere verschobenen Boden. Dieses Verschieben des Napfbodens stellt das für das spätere Ausformen der Innengeometrie benötigte Material bereit. Ohne dieses Vorlegen des Materials, müsste die gesamte Innenkontur aus dem Napfboden heraus geformt werden, was selbst das Umformvermögen von weichen Tiefziehstählen bei Weitem übersteigt. Die Ziehstufen D30-D70 formen schrittweise die Innengeometrie des Radkörpers und sieben Zähne der Zahnwellengeometrie aus. Es werden deshalb nur sieben Zähne ausgeformt, da die Zahnwelle so dimensioniert ist, dass ein Viertel der Zähne das Nennmoment übertragen könnte. Da es deutlich einfacher erscheint, nur sieben anstatt 28 Zähnen auszuformen, erfolgt eine Reduktion der Zähnezahzahl. Unterbrochen ist das schrittweise Ausformen nach der Ziehstufe D40 durch eine Beschnittstufe T50. Diese locht das Bauteil mittig, um

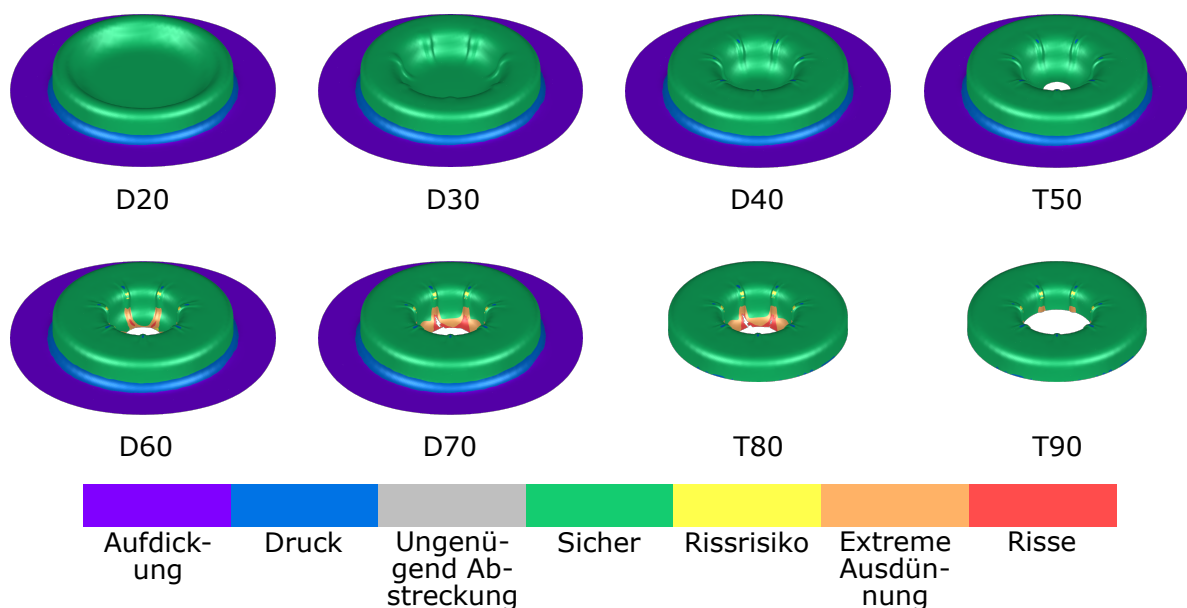


Abbildung 7.22: Erster Entwurf einer Fertigungsmethode für den tiefgezogenen Radkörper

das bereits stark umgeformte Material zu entlasten und für die weiteren Umformstufen einen Materialfluss aus der Bauteilmitte heraus zu ermöglichen. Die beiden letzten Beschnittstufen trimmen das Bauteil außen (T80) und innen (T90) auf das Sollmaß.

Die Farben in Abbildung 7.22 repräsentieren den Ergebnisparameter formability aus AutoForm. Dieser basiert auf der Materialdickenänderung nach dem Umformvorgang und leitet daraus verschiedene Risikostufen für das Auftreten von Materialversagen ab. In Abbildung 7.23 ist der Ergebnisparameter am Beispiel eines DC04 genauer erklärt. Wie bereits beschrieben, basiert der Ergebnisparameter formability auf der Blechdickenänderung. Er lässt sich durch Bereiche im Grenzformänderungsdiagramm darstellen, in welchem der Hauptumformgrad über dem Nebenumformgrad aufgetragen ist. Unter der Annahme, dass in der Blechumformung Materialversagen nur durch Belastungen in der Blechebene auftritt, lässt sich die Grenzformänderungskurve in das Grenzformänderungsdiagramm einzeichnen. Erfährt ein Bereich des Bleches während der Umformung eine Belastung, deren Kombination aus Haupt- und Nebenumformgrad oberhalb der Grenzformänderungskurve liegt, versagt dieser Bereich zunächst durch lokale Einschnürung und im weiteren Verlauf durch Reißen. (Doege et al., 2010, S. 311; Lange, 1990, S. 44 f.) Unter der in der Blechumformung gängigen Annahme der Volumenkonstanz lässt sich aus dem Grenzformänderungsdiagramm auf die nach der Umformung vorliegende Blechdicke schließen. Die Abgrenzung der in Abbildung 7.23 dargestellten Bereiche ergibt sich aus Materialparametern und erfahrungsbasierten Grenzwerten, welche in der Abbildung ebenfalls genannt sind. Im Bereich Kompression beträgt die Zunahme der Blechdicke bis ein Prozent der Ausgangsblechdicke und steigt dann im Bereich „Aufdickung“ weiter an, was die zunehmende Gefahr

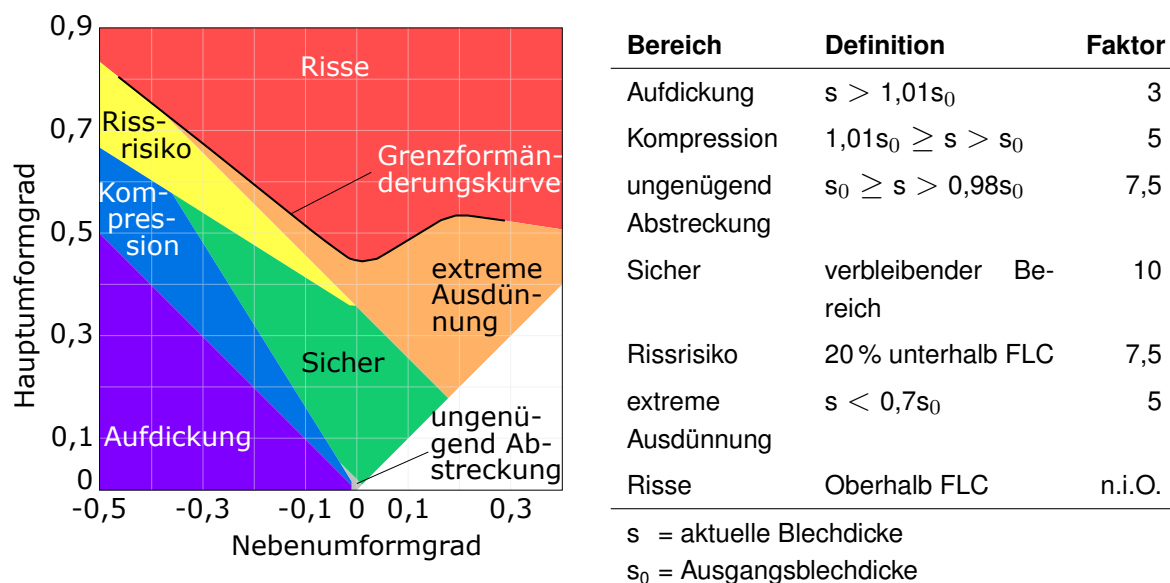


Abbildung 7.23: Grafische Darstellung im Grenzformänderungsdiagramm inklusive Grenzformänderungskurve und tabellarische Erläuterung des Ergebnisparameters „formability“ aus AutoForm für den Werkstoff DC04 in 1,5 mm Blechdicke sowie der für diese Arbeit geltende Bewertungsfaktor

von Faltenbildung birgt. Ein Rissrisiko besteht für den Bereich, der im Hauptumformgrad 20 % unterhalb der Grenzformänderungskurve liegt. Bedeutend für die Bauteilstabilität ist die Kombination aus Blechdicke und Festigkeit, wobei ab einer Blechdickenabnahme von mehr als 30 % die Bauteilstabilität als unzureichend gilt. Gekennzeichnet ist dies durch den Bereich extreme Ausdünnung, welcher den Bereich mit Rissrisiko überlagert. Die Farbgebung in Abbildung 7.22 ergibt sich darauf aufbauend wie folgt. AutoForm arbeitet mit Schalenelementen zur Vernetzung der Platine. Elementbezogen werden nun Haupt- und Nebenumformgrad berechnet, woraus für jedes Element des Netzes ein Punkt im Grenzformänderungsdiagramm resultiert. Für das ganze Bauteil entsteht so im Grenzformänderungsdiagramm eine Punktwolke, deren Lage und Punkteverteilung die Basis für die Bewertung der Fertigungsstrategie bildet und darüber hinaus weiteren Handlungsbedarf aufzeigt. Zudem lassen sich mittels dieser Darstellung die verschiedenen Fertigungsstrategien miteinander vergleichen. Dazu dient der in Abbildung 7.23 genannte Faktor  $f$  und der prozentuale Anteil  $p$  der Elemente innerhalb der beschriebenen Bereiche. Mit Formel 7.5 berechnet sich das zugehörige Bewertungsskalar  $B$ , wobei nur die letzte Stufe der Fertigungsstrategie Beachtung findet.

$$B = \begin{cases} 0 & p_{\text{Risse}} \neq 0 \\ \sum^{\text{Bereich}} f_{\text{Bereich}} * p_{\text{Bereich}} & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{Formel 7.5})$$

Würden alle Bereiche des umgeformten Radkörpers im Bereich „Sicher“ liegen, erhielte die korrespondierende Fertigungsstrategie als Bewertungsskalar  $B$  den Wert 1000.

Da es sich bei der Methodenplanung, wie bereits erwähnt, um ein nichtdeterministisches, manuelles Vorgehen handelt, erzeugen verschiedene Bearbeiter natürlich unterschiedliche Ergebnisse (Naranje et al., 2010, S. 721). Daher kann der in dieser Arbeit beschrittene Weg, um zur finalen Fertigungsstrategie zu gelangen, nicht repräsentativ sein und auf seine vollumfängliche Darstellung wird daher verzichtet. Zudem würde dies den Rahmen dieser Ausarbeitung überschreiten. Einige wesentliche Erkenntnisse dieses Prozesses und ihre Hintergründe seien jedoch genannt.

- Die Herstellung der Innenverzahnung während des Umformprozesses wird verworfen. Dies liegt zum einen am zunehmenden Berechnungsfehler von Schalenelementen bei kleinen Radien (Haufe et al., 2017) und der damit einhergehenden Unsicherheit die Vorhersagequalität der Simulationsergebnisse betreffend. Zum anderen ist die Erzeugung der Verzahnung nur mit vielen Umformstufen bzw. Schiebersystemem zu realisieren. Beides übersteigt die Möglichkeiten den der Rahmen dieser Arbeit bietet. Die Verzahnungseinbringung geschieht im Nachgang mittels Erodieren.
- Es erfolgt ein Wechsel von den ursprünglich auch für die Herstellung des tiefgezogenen Radkörpers vorgesehenen hochfesten DP-Stählen aus Kapitel 5.2 hin zum weichen Tiefziehstahl DC04 und zum Edelstahl 1.4301. Nach den Expertengesprächen wird deutlich,

dass sich die hochfesten DP-Stähle nur mit zehn und mehr Stufen in die gewünschte Form bringen ließen, weshalb die Umsetzung nicht weiter verfolgt wird.

- Mehr als zwei Ziehstufen lassen sich im Versuchswerkzeug (Kapitel 4.1.2) nur unter großem Aufwand einarbeiten. Das Versuchswerkzeug bietet Platz zum Einbau von lediglich einer Stufe. Das heißt, zum Einarbeiten der zweiten Stufe müssen in der ersten Stufe Teile hergestellt, das Werkzeug umgebaut und dann die zweite Stufe eingearbeitet werden. Mit der dritten Stufe vervielfacht sich der Aufwand entsprechend. Da sich der Aufwand zum Einarbeiten des Werkzeuges nur schwer im Vorfeld abschätzen lässt, wird die Anzahl der Ziehstufen auf zwei begrenzt.
- Beschnitte werden nicht im Werkzeug durchgeführt, sondern durch spanende Prozesse ersetzt. Somit entfallen der Aufwand zum Werkzeugumbau und die Notwendigkeit von Schiebern, denn jede Fertigungsstrategie benötigt zum Ende das Trimmen des Ziehteils auf die Radkörpergeometrie (vgl. Abbildung 7.22 Stufen T80 und T90).

Abbildung 7.24 zeigt die finale Fertigungsmethode. Wie schon im ersten Entwurf wird auch hier in der Stufe D20 ein Napf mit dem finalen Außendurchmesser und nach innen verschobenem Napfboden erzeugt. Die dazugehörigen Werkzeugaktivelemente sind ebenfalls in der Abbildung dargestellt und ähneln den Werkzeugen zum Napfziehen. Beim Tiefziehen steht in den meisten Fällen der Stempel still, während sich die Matrize bewegt. Da die verwendete Presse einen von unten nach oben verfahrenen Stößel hat, ist die Matrize im Unterteil und Niederhalter sowie Stempel sind im Oberteil des Werkzeugs eingebaut. Somit bleibt die Konfiguration mit stehendem Stempel erhalten. Die Stufe T30 bringt mittig ein Loch mit zehn Millimeter Durchmesser ein. Wie bereits erwähnt, werden die Beschnittstufen spanend umgesetzt, in diesem Fall durch Bohren. Die Ziehstufe D40 formt die finale Radkörpergeometrie mit den Ziehflanschen aus. Da die Außengeometrie bereits in der ersten Stufe final ausgeformt wird, soll sie in dieser Stufe nicht mehr verändert werden. Daher ist die Geometrie des Niederhalters im Bereich der Außenzarge und der angrenzenden Radien mit einem erhöhten Spaltmaß ausgeführt. Somit bleibt nur der bereits in Stufe D20 fertig ausgeformte Bodenbereich als Niederhalterfläche. Um ein Nachfließen des Bleches von außen nach innen zu verhindern, ohne dass der Niederhalter Abdrücke im Bauteil hinterlässt, ist die Größe der Fläche jedoch ausreichend. Nach dem Einlegen des Bleches aus Stufe D20 liegt dieses auf dem Dorn in der Mitte der Matrize der Stufe D40 auf (Abbildung 7.24) und wird durch die Außenzarge zentriert. Mit dem Schließen des Niederhalters wird das Blech vollständig in die Matrize eingeschoben, wobei der innere Bauteilbereich bereits umformt. Je weiter anschließend der Stempel in das Bauteil eindringt, desto weiter wird der verschobene Napfboden in Richtung des Matrizengrundes geformt, bis er schlussendlich in der Matrize aufliegt. Dabei weitet der Dorn der Matrize das Loch in der Mitte des Bleches soweit auf, bis es den Dorndurchmesser erreicht. Dabei kann es am Loch zu Kantenrissen kommen, welche jedoch im späteren Abfallbereich liegen. Die Entfernung der äußeren und inneren Ziehflansche



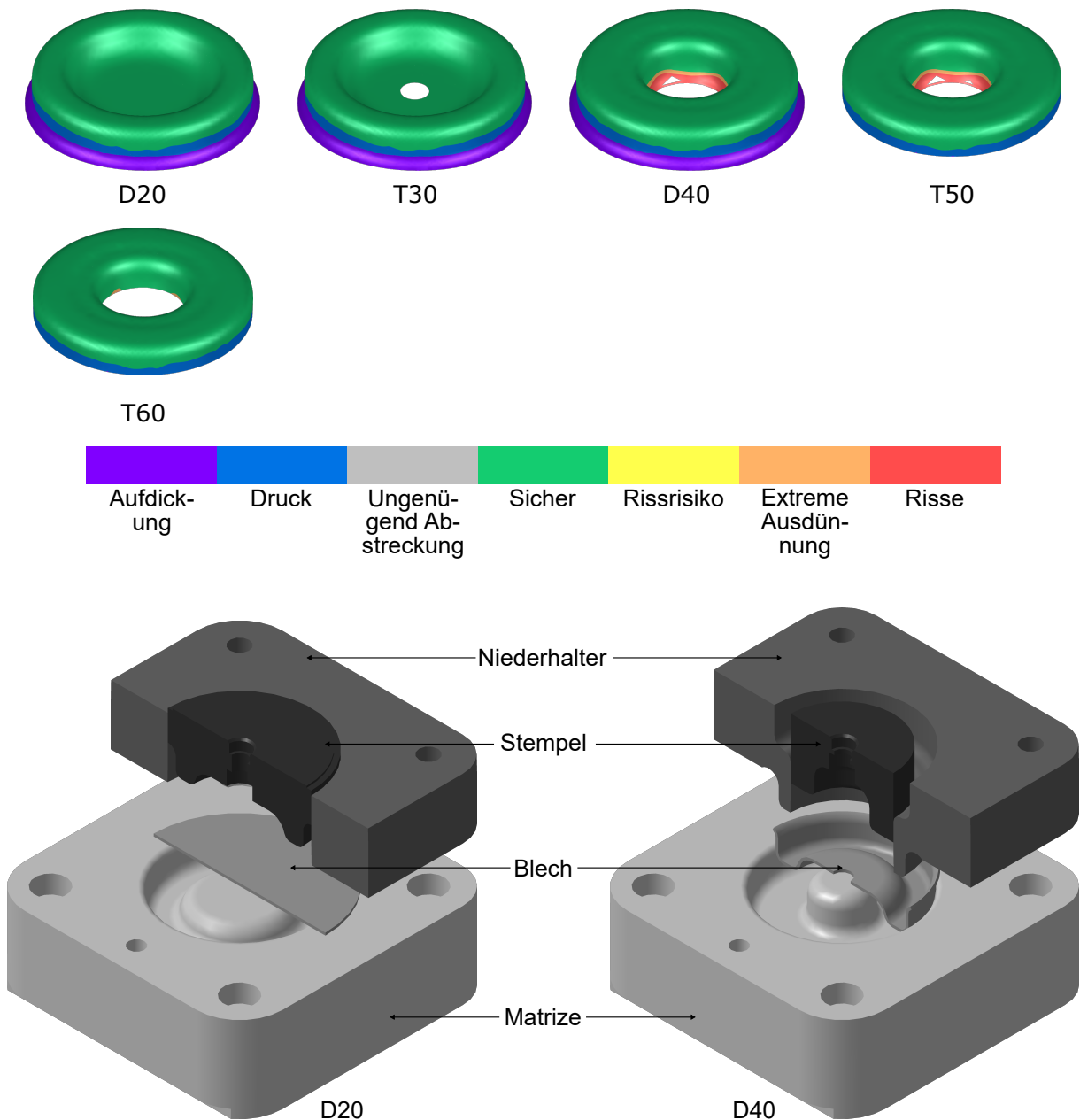


Abbildung 7.24: Finaler Entwurf der Fertigungsmethode und Aktivelemente der Ziehstufen

erfolgt in den Stufen T50 und T60, umgesetzt durch Drehen. Nach *Formel 7.5* erreicht diese Fertigungsstrategie einen Bewertungsskalar von 934,38 und liegt damit nah am Optimum von 1000.

Die Fertigungszeichnungen für die benötigten Aktivelemente der beiden Ziehstufen, finden sich in Kapitel E.6. Bis auf die bereits erwähnte Ausnahme an der Außenzarge in Stufe D40, kommt ein gleichmäßiger Ziehspalt in den Zargen von  $0,1s_0 = 0,15 \text{ mm}$  zum Einsatz.

## 7.2.4 Qualitätskontrolle und Montage der Testräder mit tiefgezogenem Radkörper

Beim tiefgezogenen Radkörper entfällt im Gegensatz zum blechpaketierten Radkörper der zusätzliche Montageschritt des Radkörpers selbst (Kapitel 7.1.5), da dieser nur aus zwei Hälften besteht, welche miteinander nicht verbunden sind. Während der Montage der Testräder erfolgt die Positionierung der beiden Radkörperhälften zueinander und zum Testring. Das Vorgehen zur Sicherung der Qualität der tiefgezogenen Radkörper gleicht dem bei den blechpaketierten Radkörpern (Kapitel 7.1.6). Alle Radkörperhälften werden einzeln mit dem Koordinatenmessgerät (Kapitel 4.2.2) vermessen (Abbildung 7.25). Dies erlaubt es, bei der Montage die Radkörperhälften so zueinander auszusuchen, dass sie ungefähr denselben Aussendurchmesser aufweisen. Wie beim blechpaketierten Radkörper findet eine Vermessung des Innendurchmessers der Testringe und eine Auswahl der passenden Radkörper statt, sodass das Übermaß in der Presspassung der Versuchsteile gleichmäßig ist. Zusätzlich zum Außendurchmesser erfolgt die Vermessung des Innendurchmessers, um sicherzustellen, dass für das Erodieren der Zahnwellengeometrie genügend Material zur Verfügung steht. Das Blech dünnt an der Innenseite während des Umformprozesses stark aus, weshalb diese Prüfung notwendig erscheint. Auswertung und Visualisierung der Messergebnisse erledigt eine im Vergleich zum blechpaketierten Radkörper leicht angepasste Matlabroutine. Ein repräsentatives Ergebnis einer solche Auswertung zeigt Abbildung 7.26. Auf den Ordinatenachsen sind die  $z$ -Werte der Zargen des Radkörpers aufgetragen, weshalb diese Achse nicht am Nullpunkt, sondern erst auf der Höhe nach dem Radius beginnt. Die erreichten Durchmesser liegen im erwarteten Bereich, wobei der Außendurchmesser minimal kleiner und der Innendurchmesser minimal größer ist, als der jeweilige Nennwert. Beide Zargenbereiche weisen über der Höhe Schwankungen im Durchmesser auf. Auf der Außenseite ist dies auf das Einlaufen der Anhaulante in den Zargenbereich zurückzuführen (Abbildung 7.27). An der Innenseite ist im Prinzip derselbe Effekt zu beobachten, denn auch hier läuft die Anhaulante des

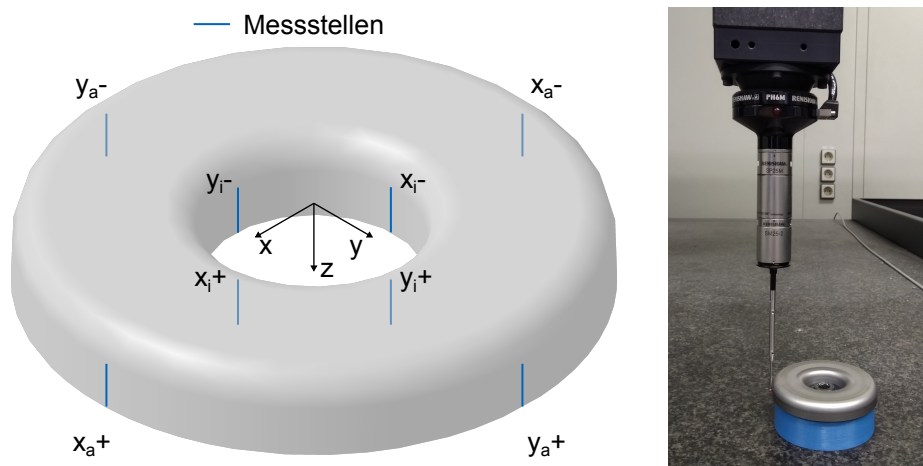


Abbildung 7.25: Messstellen am tiefgezogenen Radkörper (links) und aufgespannte Radkörperhälfte während der Messung (rechts)

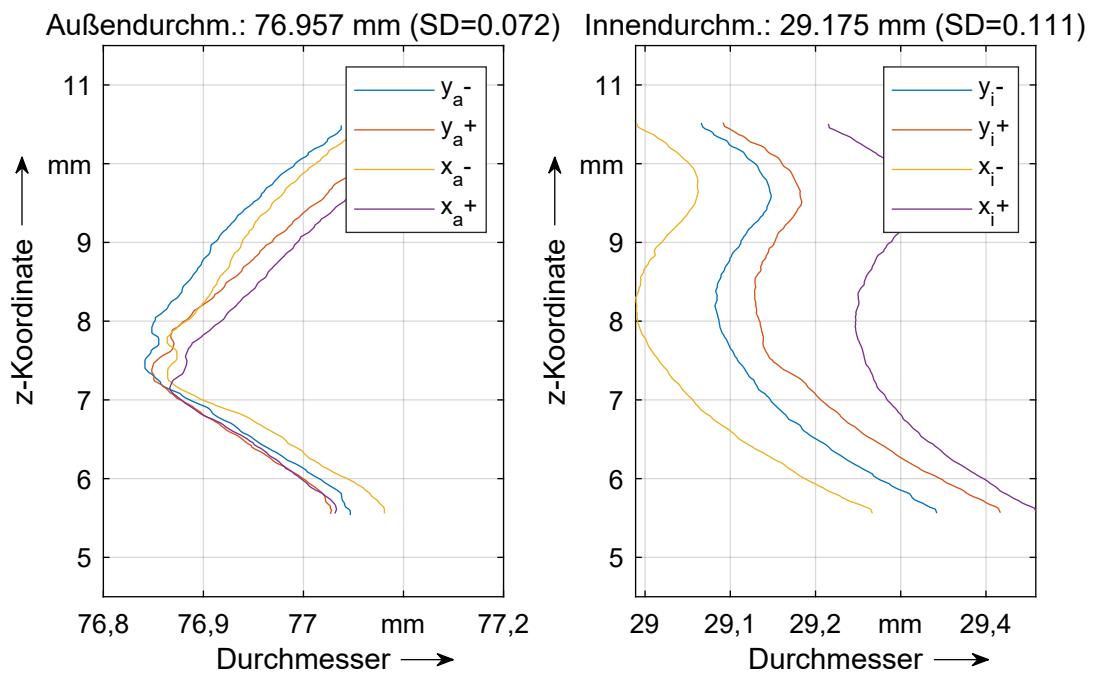


Abbildung 7.26: Messergebnis der Qualitätskontrolle am tiefgezogenen Radkörper

Dorns in der Matrize der Stufe D40 in den Bauteilbereich ein. Diese Anhaulante entsteht beim Schließen des Niederhalters in der Stufe D40 an der Rundung des Dorns, da dieser nun wie ein Ziehstempel wirkt. Die Blechdickenänderung durch die Anhaulante ist zudem durch eine starke Blechausdünnung am Radius des Dorns überlagert (Doege et al., 2010, S. 287). Mit dem Einfahren des Stempels läuft dieser angehaulante und ausgedünnte Bereich dann in die Innenzarge des Bauteils ein und erzeugt deren Durchmesserschwankungen. Da sich die Materialeigenschaften in Abhängigkeit der Belastungsrichtung zur Walzrichtung ändern, liegen die Anhaulanten nicht auf einer gleichmäßigen Höhe auf der Zarge. Vor allem an der Innenzarge ist dies an der Beule der in Abbildung 7.27 dargestellten Linie zu erkennen. Auf der Außenseite tritt dieser Effekt genauso auf, in der Abbildung ist er auf Grund des Maßstabes jedoch kaum zu sehen. Einen Überblick über die Qualität aller im Forschungsprojekt gefertigten Radkörper gibt Tabelle 7.6. Wie bereits erwähnt, liegen die Mittelwerte der Durchmesser außen und innen minimal unter bzw. über dem Nennmaß der Aktivelemente. Die Standardabweichung der gefertigten Radkörper

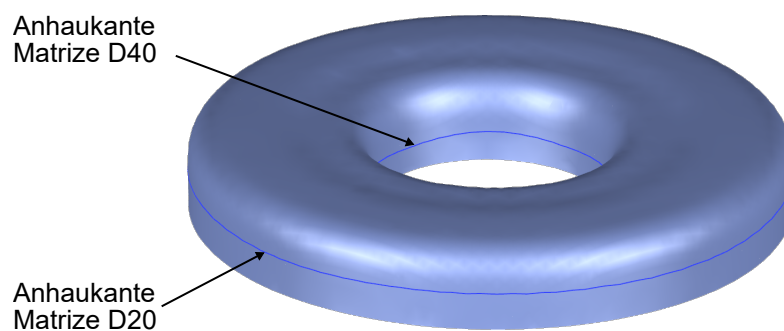


Abbildung 7.27: Position der Anhaulanten im fertigen Radkörper

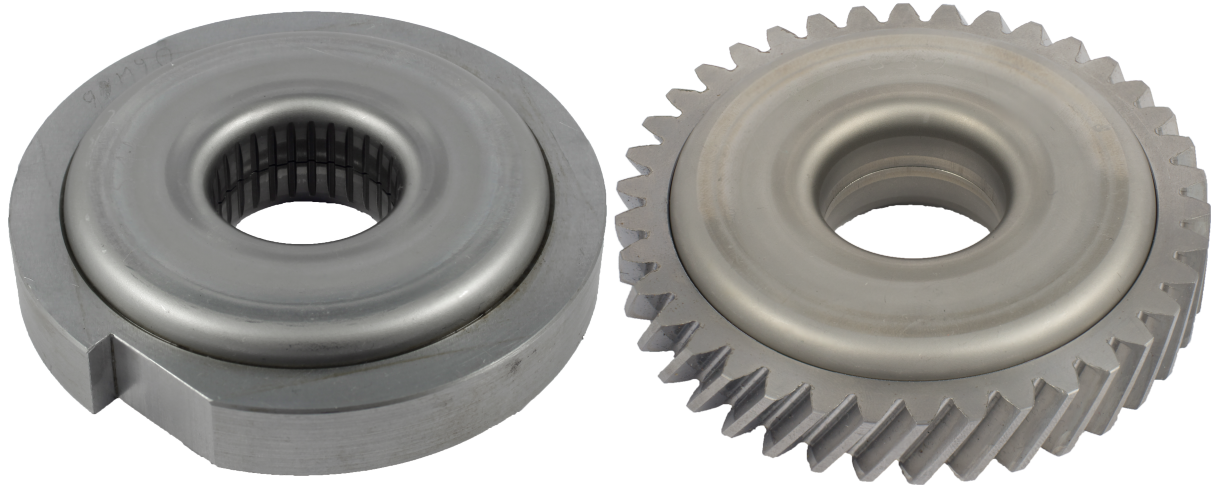
Tabelle 7.6: Stückzahl und erreichte Bauteilqualität der tiefgezogenen Radkörper

Parameter		Wert	Min - Max
Stückzahl		272	
Außendurchmesser	Mittelwert	77,024 mm	76,892 - 77,089 mm
	Std.abweichung	0,043 mm	0,025 - 0,085 mm
Innendurchmesser	Mittelwert	29,053 mm	28,983 - 29,187 mm
	Std.abweichung	0,138 mm	0,039 - 0,248 mm

ist am Außendurchmesser relativ gering, was für eine hohe Reproduzierbarkeit des Prozesses spricht. Demgegenüber liegt die Wiederholgenauigkeit bei der Fertigung des Innendurchmessers noch nicht auf einem zufriedenstellenden Niveau. Hier sind mittlere und maximale Standardabweichung mit 0,138 mm bzw. 0,248 mm so hoch, dass für das Erodieren der Zahnwelle dieser Bereich nicht zum Positionieren des Bauteils in der Erodiermaschine Anwendung finden kann. Diese hohen Werte deuten darauf hin, dass der Radkörper beim Einlegen in die Ziehstufe D40 nicht genau zentriert ist. In den Messergebnissen des Koordinatenmessgerätes (Abbildung 7.26) äußert sich dies an weit auseinander liegenden Kurven bei der Messung von einander gegenüber liegenden Konturen. In Abbildung 7.26 betrifft dies die x-Richtung, was auf eine Verschiebung des Radkörpers in diese Richtung hindeutet, während er in y-Richtung ungefähr mittig im Werkzeug liegt. Daraus folgt, dass Außen- und Innenzarge nicht konzentrisch zueinander liegen. Für das weitere Vorgehen in dieser Arbeit stellt dies jedoch kein Problem dar, da beim Erodieren der Zahnwelle des Testrad bereits fertig montiert ist. Somit kann auf die Außenfläche des Testrings zum Positionieren des Bauteils vor dem Erodieren zurückgegriffen werden. In jedem Fall bleibt genug Blechdicke zum Erodieren der Verzahnung erhalten.

Die Montage der Testräder mit tiefgezogenem Radkörper aus DC04 erfolgt auf die gleiche Art und Weise wie bei den Testrädern mit blechpaketierten Radkörpern unter Zuhilfenahme der gleichen Montagevorrichtungen und -anlagen. Lediglich die Vorwärmtemperatur des Testringes ist leicht zu erhöhen, um die Bauteile prozesssicher fügen zu können und liegt bei 380 °C. Durch die höhere Festigkeit des 1.4301 federn dessen Zargen nach dem Umformen stärker zurück, was zwar den Mittelwert des Außendurchmessers nicht messbar beeinflusst, jedoch den maximalen Außendurchmesser erhöht. Die benötigte Fügtemperatur um dies auszugleichen liegt bei über 600 °C und damit dicht an der Austenitisierungstemperatur des 18CrNiMo7-6. Daher werden die Radkörper aus 1.4301 und die Testringe mittels eines Längspressverbandes gefügt. Die bereits beschriebenen Montagehilfen lassen sich dazu nutzen. Zum Aufbringen der Fügekraft dient eine Hydraulikpresse. Durch die beim Fügen des Längspressverbandes entstehende Einglättung der Fügeflächen ist mit einer geringeren Drehmomenttragfähigkeit zu rechnen (Wittel et al., 2013, S. 389).

In Abbildung 7.28 links ist das Testrad mit tiefgezogenem Radkörper dargestellt. Die Variante mit einem Zahnkranz ist auf der rechten Seite der Abbildung zu sehen.



*Abbildung 7.28: Testrad mit tiefgezogenem Leichtbauradkörper (links) und Zahnrad mit tiefgezogenem Leichtbauradkörper (rechts)*

# 8 Untersuchungen zum statischen Drehmoment

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Drehmomentuntersuchungen vorgestellt. Der erste Abschnitt gibt einen Überblick über den Versuchsablauf, während im zweiten die Versuchsergebnisse aufgeführt sind.

## 8.1 Versuchsdurchführung

In Abbildung 8.1 ist der Versuchsaufbau zu sehen. In die Universalprüfmaschine (Kapitel 4.1.3) ist der Prüfaufbau (Kapitel 6.3.1) eingebaut. Beides ist über einen standardisierten Adapter

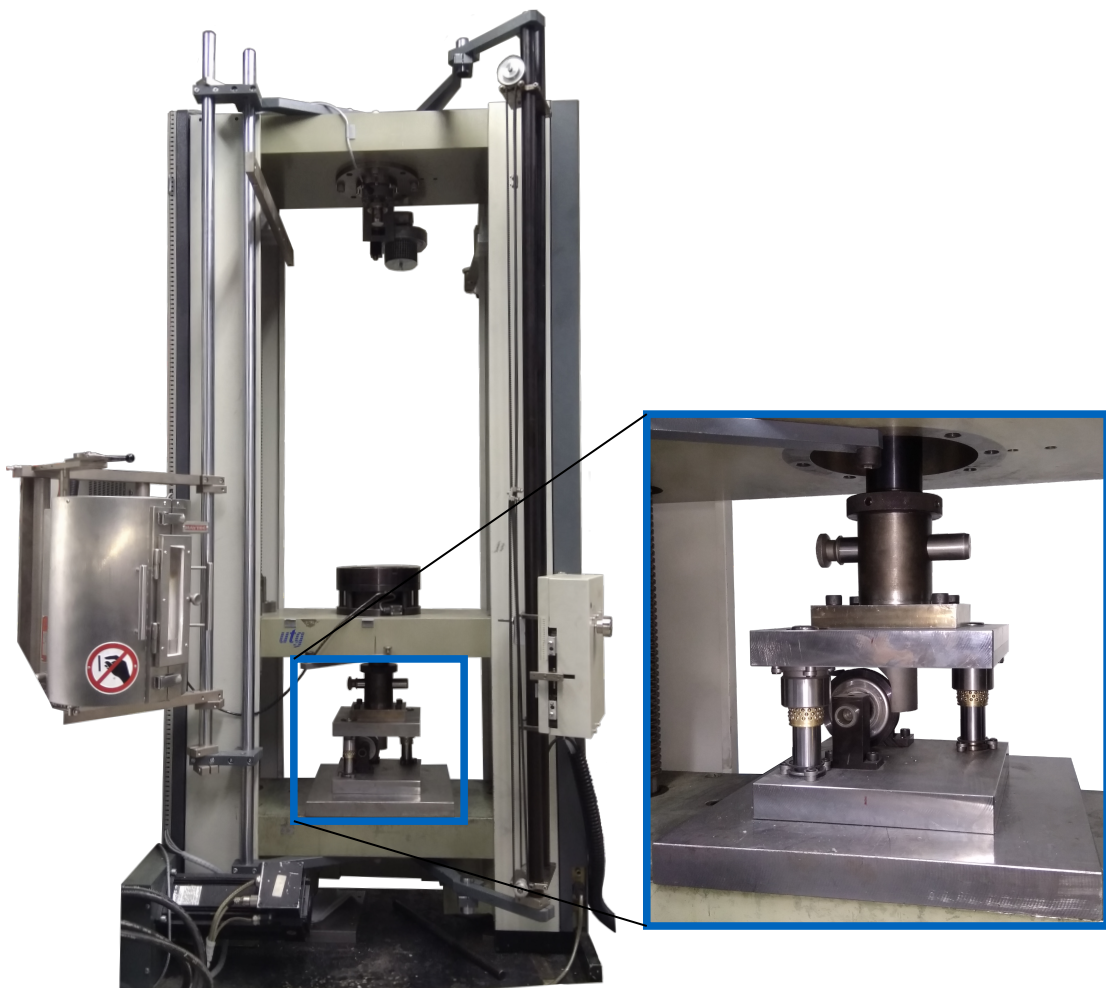


Abbildung 8.1: Universalprüfmaschine mit Prüfaufbau aus Kapitel 6.3.1 inklusive Detailansicht des Prüfaufbaues mit Testrad mit Doppel-U Radkörper

miteinander verbunden. Zum Wechseln der Testräder werden die Verschraubungen eines Lagerbockes gelöst und dieser mit der Welle sowie dem aufgepressten Testrad entnommen. Mittels der Handkurbelpresse (Kapitel 4.1.5) lassen sich Welle und Testrad trennen und fügen. Das Verfahren der Traverse der Universalprüfmaschine überträgt eine Kraft auf den Prüfaufbau und das Testrad. Die in der Traverse verbaute Kraftmessdose und der Wegsensor der Maschine liefern ein zeitsynchronisiertes Kraft-Weg-Signal, dessen Peak als Auswertegröße dient. Abbildung 8.2 zeigt eine exemplarische Kraft-Weg-Kurve. Zu erkennen ist das plötzliche Versagen der Presspassung am abrupten Kraftabfall kurz nach zwei Millimeter Weg, was eine einfache Auswertung des Experimentes erlaubt. Die maximal erreichte Kraft ist das Messergebnis. Zum Zeitpunkt des Versagens ist zudem ein deutliches Knacken zu vernehmen, was ebenfalls auf ein plötzliches Lösen der Pressverbindung schließen lässt. Die Knicke in der Kurve deuten auf Elastizitäten im Versuchsaufbau hin. Ein ähnliches Verhalten lässt sich am Prüfstand der Druckversuche, die zur Charakterisierung des 18CrNiMo7-6 durchgeführt werden (Kapitel 5.4), beobachten. Bei den Druckversuchen erfolgt eine Kompensation dieser Elastizitäten in der Auswertung (Benkert, Hartmann et al., 2019). Da diese Kompensation eine maximal steife Probe erfordert - in diesem Fall ein massives Testrad - welche zusätzlich anzufertigen wäre und sich damit nur ein optisches Problem lösen ließe, wird auf die Kompensation verzichtet. Das Ergebnis der Messung bleibt von den Aufbauelastizitäten unbeeinflusst, da nur der maximale Kraftwert interessiert. Der Versuch endet, sobald die Maschine einen Kraftabfall um 10 % registriert oder der Bediener die Messung manuell abbricht. Im Anschluss daran erfolgt die Vermessung des Lastangriffspunktes. Dazu wird der Abdruck (Abbildung 8.3), den der Stempel auf dem Absatz des Teststrings hinterlässt, an den beiden Außenseiten und in der Mitte händisch vermessen. Messgröße ist der Abstand

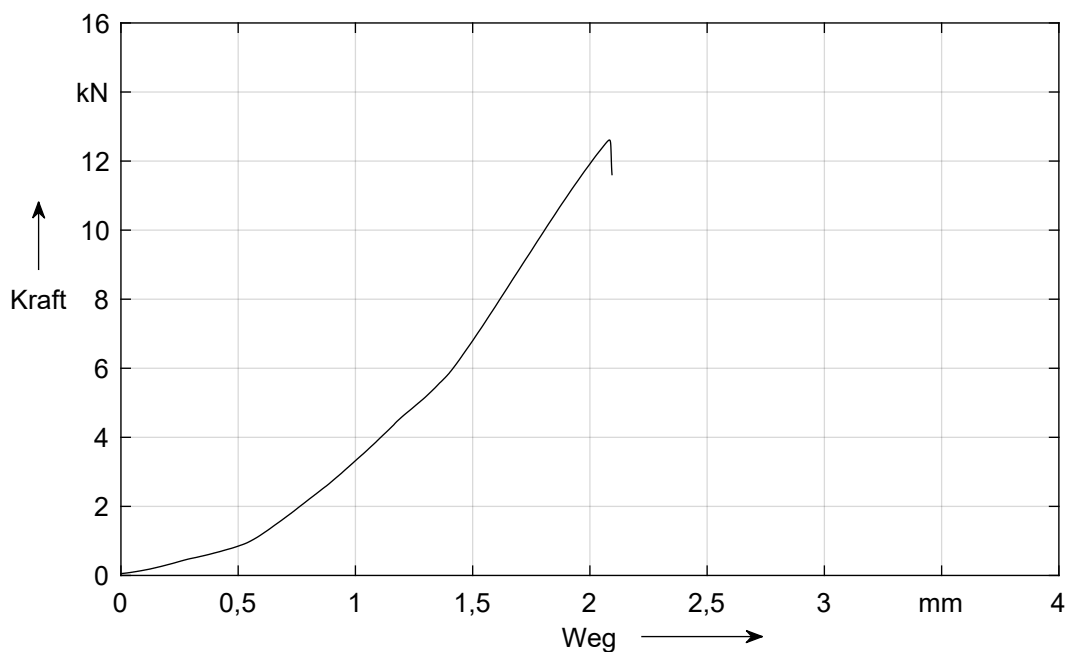


Abbildung 8.2: Exemplarisches Kraft-Weg-Diagramm der Untersuchungen zum statischen Drehmoment eines Testrades

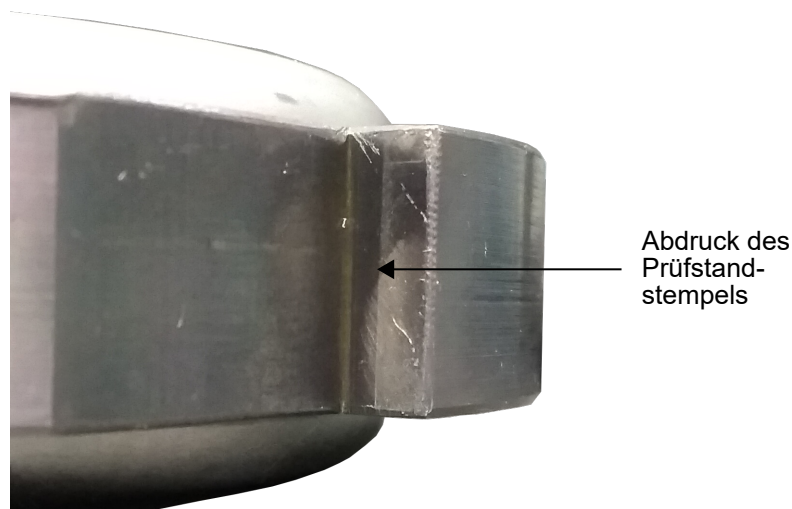


Abbildung 8.3: Exemplarische Darstellung des Abdrucks durch den Stempel am Testring, der zur Vermessung des Hebelarms dient

vom äußeren Rand. Der Hebelarm ergibt sich durch Abziehen des arithmetischen Mittelwertes der drei gemessenen Abstände vom Nennradius. Die Vermessung des Hebelarms ist relevant, da beim verwendeten Fügeprozess von Testrad und Radkörper keine Ausrichtung der Bauteile zueinander möglich ist. Durch die Zahnwelle auf der Innenseite lässt sich das Testrad jedoch nicht in beliebiger Position montieren. Daraus folgt, dass der Absatz des Testrades nicht parallel zur Stempelunterseite ausgerichtet ist und sich somit eine Änderung des Hebelarmes ergibt. Das 28-teilige Raster der Zahnwelle erzeugt eine Schrittweite von  $12,86^\circ$ . Die Hälfte der Schrittweite definiert den maximalen Winkelfehler zwischen Absatz und Stempelunterseite. Bei einem nominalen Hebelarm von 44 mm resultiert somit eine maximale Abweichung von 0,27 mm im Hebelarm. Bei einer Maximallast von 10 kN ergibt sich aus der Änderung des Hebelarms auf Grund des Winkelfehlers eine Abweichung im Drehmoment von 27 Nm. Da dies einen relevanten Fehler darstellt, erfolgt die Vermessung des Hebelarms. Für eine Weiterentwicklung des Prüfstandes ist eine Kompensation des Winkelfehlers sinnvoll, um den Nutzereinfluss durch die händische Messung zu eliminieren.

Es werden mindestens fünf Wiederholungsmessungen durchgeführt. Zum Teil liegen durch günstige Umstände im Herstellungsprozess mehr als fünf Testräder vor und die Anzahl der Wiederholungsmessungen lässt sich erhöhen. Dies liegt daran, dass das Auftreten von einer gewissen Anzahl von Ausschussteilen bei der Herstellung der Testräder eingeplant ist. In einigen Fällen liegt die Anzahl an Ausschussteilen niedriger als geplant, weshalb mehr Testräder für die Prüfung zur Verfügung stehen.



## 8.2 Versuchsergebnisse und Diskussion

In Abbildung 8.4 sind die erreichten statischen Drehmomente der Testräder dargestellt, so wie sie im Experiment (Kapitel 8.1) und in der Simulation auftreten. Alle untersuchten Testräder erreichen im Experiment mehr als 400 Nm statisches Drehmoment. Die Varianten mit Leichtbau-radkörper liegen dabei unter dem Leichtbauziel von 75 % der Referenzmasse, wobei Zahnräder mit tiefgezogenem Radkörper mit 54,9 % der Masse des Referenzzahnrades noch einmal deutlich leichter sind als die Varianten mit blechpaketiertem Radkörper (66,5 %). Die blechpaketierten Radkörper ohne Leichtbaustruktur sind ebenfalls ein wenig leichter als das Referenzzahnrad, da sie zum Einbringen der bei ihrer Masse nicht berücksichtigten Verbinder vier Bohrungen aufweisen. Die ermittelten Drehmomente sind plausibel, da sie nur geringe Abweichungen zu den von Otto et al. (2019, S. 173) ermittelten aufweisen. Otto et al. verwenden zur Bestimmung der statischen Drehmomente Proben mit einem Zahnkranz und berücksichtigen somit auch Axial- und Radialkräfte, die im Prüfstand dieser Arbeit vernachlässigt werden. Die Proben mit einem blechpaketierten Radkörper ohne Leichtbaustruktur erreichen 708 Nm, die Proben mit blechpaketierten Radkörpern mit Leichtbaustruktur 638 Nm und die Proben mit tiefgezogenen Radkörpern aus dem Werkstoff 1.4301 422 Nm statisches Drehmoment. Alle von Otto et al. (2019, S. 173) ermittelten statischen Drehmomente liegen 6 - 41 Nm über den in dieser Arbeit ermittelten Werten, was einer relativen Abweichung von 1,5 - 5,8 % entspricht. Die genannten Werte beziehen sich auf einen Fügeprozess mit einer Vorwärmtemperatur des Zahnkranzes im Bereich des Anlassens, da dies den in dieser Arbeit verwendeten Vorwärmtemperaturen des

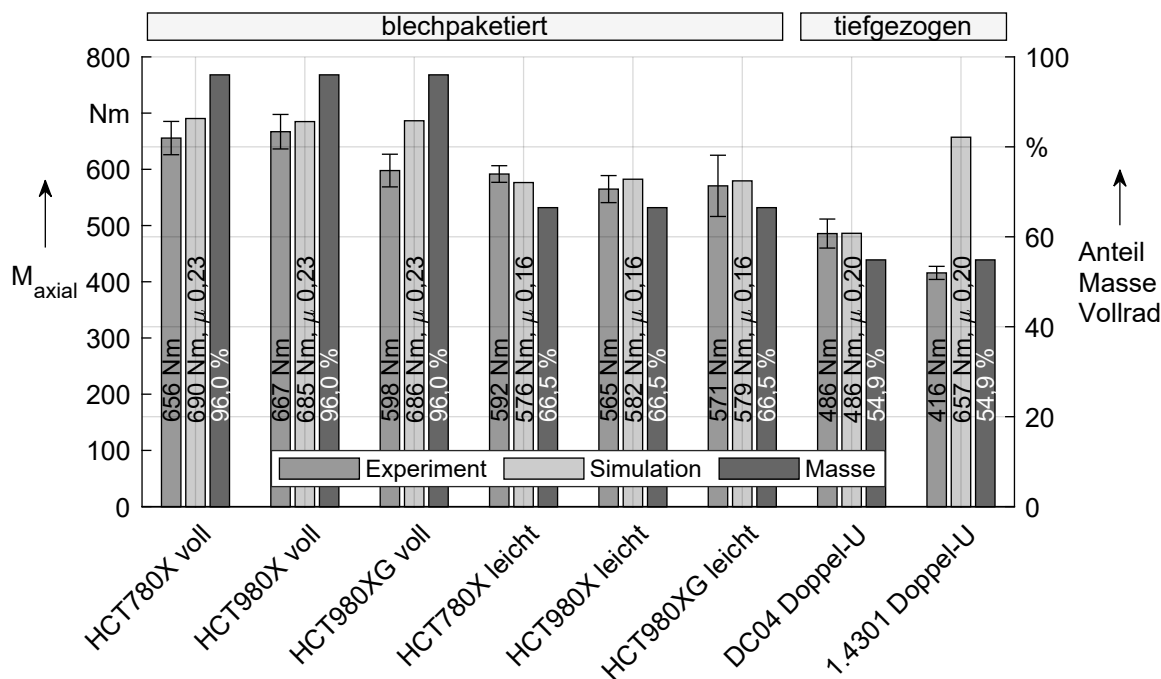


Abbildung 8.4: Statisches Drehmoment der Testräder beim Versagen der Presspassung mit Vergleich von Experiment und Simulation

Testringes nahe kommt.

Die erreichten Drehmomente liegen für die blechpaktierten Radkörper ohne Leichtbaustruktur im Experiment um 640 Nm, in der Simulation um 687 Nm und damit 7,1 % höher. Die Reibzahl in der Simulation wird an Hand der experimentellen Ergebnisse des HCT780X zu  $\mu=0,23$  kalibriert und für die anderen beiden Materialien übernommen. Da keine plastische Deformation im Radkörper auftritt und sich die Materialien im elastischen Bereich gleich verhalten, treten in der Simulation keine signifikanten Unterschiede des statischen Drehmomentes auf. Für die experimentellen Ergebnisse an den Testrädern mit Radkörpern ohne Leichtbaustruktur gilt dies nur bedingt. Für Radkörper aus HCT780X und HCT980X ist diese Erkenntnis ohne Weiteres übertragbar. Die Simulationsergebnisse liegen hier innerhalb der Standardabweichung der Versuche und die Mittelwerte der Versuchsergebnisse liegen jeweils im Fehlerbereich des anderen Versuches. Würden nur diese beiden Materialien betrachtet, läge die Abweichung zwischen Simulation und Experiment bei 3,9 %. Für den Radkörper aus HCT980XG liegt das erreichte Drehmoment 63,5 Nm unterhalb des Mittelwertes aus den Versuchen mit den anderen beiden Materialien und 88,0 Nm unterhalb der dazugehörigen Simulation. Die Gründe dafür lassen sich nicht eindeutig klären. Das Übermaß liegt auf dem gleichen Level wie bei den Radkörpern aus den anderen beiden Dualphasenstählen (siehe Kapitel E.4), die Vorwärmtemperatur der Testringe ist bei allen Varianten identisch und die Schnittkantengeometrien der Blechlagen unterscheiden sich ebenfalls nur im Rahmen der Messgenauigkeit (siehe Abbildung 7.9). Eine weitere Vermutung ist, dass es - entgegen der Simulationsergebnisse - doch zu plastischer Verformung in der Fügezone kommt. Diese Vermutung lässt sich durch zusätzlich durchgeführte Härtemessungen am Testring entkräften, an dem keine Aufhärtung über die Härte des Grundgefüges hinaus feststellbar ist. Das spricht gegen eine plastische Verformung, da die Härte auf Grund der Verfestigung des Materials zunehmen müsste. Am Radkörper sind keine plastischen Verformungen zu erwarten, da die Fließgrenze des HCT980XG bei 822 MPa (Tabelle 5.4) liegt, die des ungehärteten Testradmaterials nur bei 359 MPa. Eine weitere mögliche Ursache für die Abweichung liegt beim Fügeprozess von Testring und Radkörper. Dies ist der einzige Prozessschritt, dessen Ergebnis sich nicht zerstörungsfrei überprüfen lässt. Ein Zerlegen einzelner Testräder nach der Drehmomentprüfung liefert jedoch keine Hinweise auf die Ursache für die Abweichung, da die Fügezone durch das Abgleiten der beiden Fügeflächen im Versuch starken abrasiven Beanspruchungen ausgesetzt ist, was an den herausfallenden Spänen nach dem Zerlegen sichtbar ist. Beim Fügen ist durchaus mit Schwankungen des Prozessfensters zu rechnen, da in einer Ofencharge mehrere Testringe gleichzeitig erwärmt werden und das Fügen anschließend sequentiell abläuft. Dabei öffnet sich die Ofentür mehrmals hintereinander, was zum Absinken der Temperatur und zusätzlichem Sauerstoffeintrag in die Ofenkammer führt. An den zuletzt entnommenen Testringen einer Ofencharge äußert sich dies durch deutlich sichtbares Anlaufen der Oberfläche, während die zuerst entnommenen Teile optisch blanke Oberflächen aufweisen. Hier wäre ein Wechsel zu kleineren Ofenchargen denkbar, allerdings erhöht sich dadurch der

Zeitaufwand für das Fügen, da pro Charge mit zwei Stunden Aufwärmzeit zu rechnen ist. Zudem ist ein Erfolg dieser Maßnahme keinesfalls sicher, da alle Testringe auf die zuvor beschriebene Weise hergestellt werden und es nur diese eine Abweichung in den Versuchen gibt. Eine andere Erklärung für den Ausreißer liegt in schwankenden Reibzahlen bei den einzelnen Bauteilen. Chu et al. (2016, S. 767) führen die Schwankungen in ihren Drehmomentmessungen auf diesen Effekt zurück.

Die blechpaketierten Radkörper mit Leichtbaustruktur erreichen im Versuch statische Drehmomente um 576 Nm, während die Simulationsergebnisse bei 579 Nm und damit 0,5 % höher liegen. Die Reibzahl der Simulationsergebnisse wird wieder am Testrad mit Radkörper aus HCT780X kalibriert, diesmal zu  $\mu=0,16$ . Auf Grund des hohen Leichtbaupotenzials von 33,5 % gegenüber der Referenzmasse, treten bei den blechpaketierten Leichtbauradkörpern aus HCT780X und HCT980X plastische Deformationen auf (Abbildung 8.5). Allerdings liegen diese alle unterhalb 0,2 % bleibender Dehnung und sind damit vernachlässigbar. Ihr Auftreten zeigt jedoch, dass das Leichtbaupotenzial dieser Radkörperbauweise bereits gut ausgeschöpft ist. Durch die kleine Größe der plastischen Dehnungen sind bei den Testrädern mit Leichtbauradkörper keine Unterschiede im statischen Drehmoment auf Grund der verschiedenen Radkörpermaterialien zu erwarten, da auch hier das elastische Materialverhalten dominiert. Jeder Mittelwert des statischen Drehmomentes dieser Radkörpervariante bei den drei Dualphasenstählen liegt so, dass er

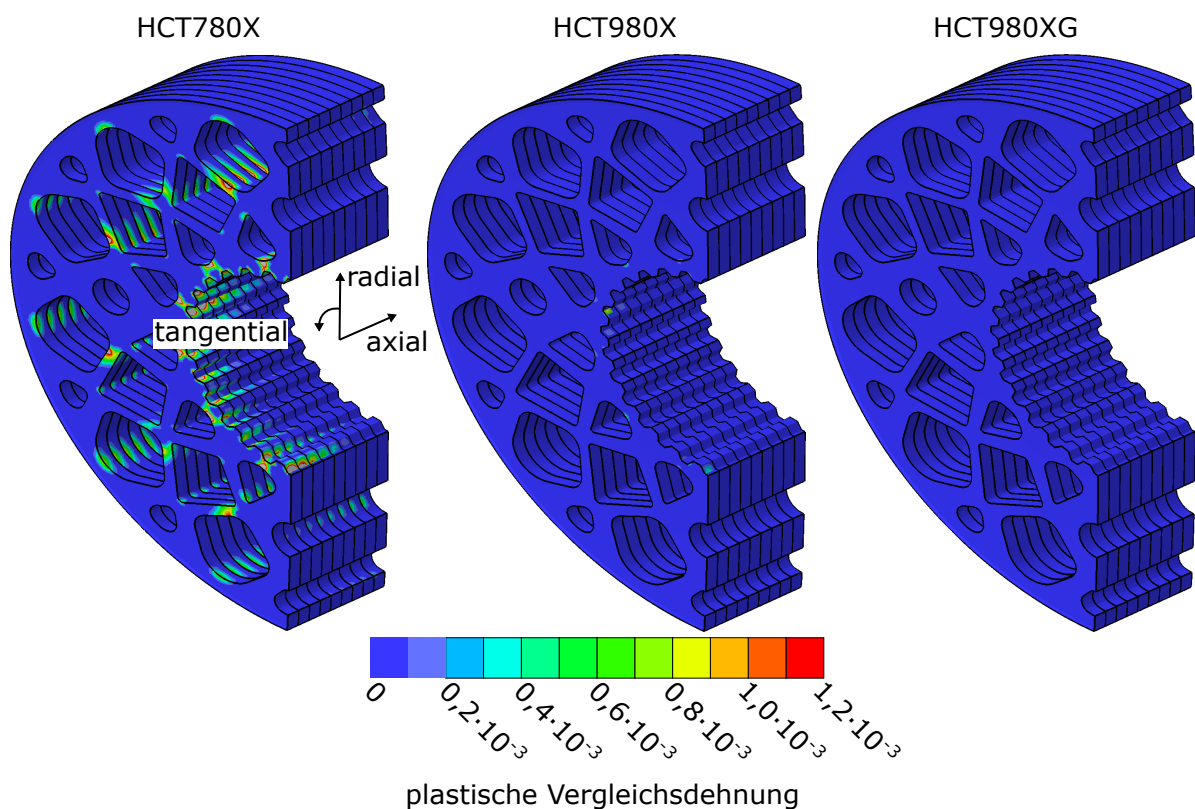


Abbildung 8.5: Vergleich der plastischen Vergleichsdehnung bei den drei Dualphasenstählen am Testrad mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper

im Fehlerbereich der jeweils anderen beiden Materialvarianten liegt. Signifikante Unterschiede bestehen also, in Übereinstimmung mit der Erwartungshaltung, nicht. Gegenüber den Testrädern mit blechpaketiertem Radkörper ohne Leichtbaustruktur sinkt das übertragbare statische Drehmoment um 14,8 % - ohne Berücksichtigung des Ausreißers HCT980XG, sonst wäre dieser Wert sogar noch kleiner -, was in Anbetracht des hohen Leichtbaupotenzials ein erfreulicher Wert ist. In Abbildung 8.6 ist die von Mises Vergleichsspannung der Leichtbauradkörper aus den Dualphasenstählen zu sehen. Die Spannungsverteilung im Radkörper ist relativ gleichmäßig, wenn auch einige höherbelastete Stege bestehen. Dies ist auf die asymmetrische Belastung des Testrades (bzw. eines Zahnrades im Allgemeinen) zurückzuführen, was eine absolut optimale Ausnutzung des Materials wohl niemals erlauben wird. Dennoch ist die Spannungsverteilung deutlich gleichmäßiger als die am Voll- bzw. Stegrad (siehe Abbildung 2.8).

Bei den Testrädern mit tiefgezogenem Radkörper liegt das statisch übertragbare Drehmoment im Experiment bei beiden untersuchten Werkstoffen über 400 Nm. Die Reibzahl für die Simulation wird an Hand der Versuchsergebnisse des Testrades mit dem Radkörper aus DC04 zu  $\mu=0,20$  kalibriert. Mit dieser Reibzahl ergibt sich für den Radkörper aus 1.4301 ein berechnetes Drehmoment von 657 Nm, was signifikant höher ist, als das in den Experimenten erreichte von 416 Nm. Der Grund für diese Abweichung ist die bereits erwähnte, unterschiedliche Art der Herstellung des Pressverbandes. Da Testring und Radkörper aus 1.4301 mit einem Längspressverband gefertigt sind, sinkt das übertragbare Drehmoment ggü. der Simulation ab (Wittel et al.,

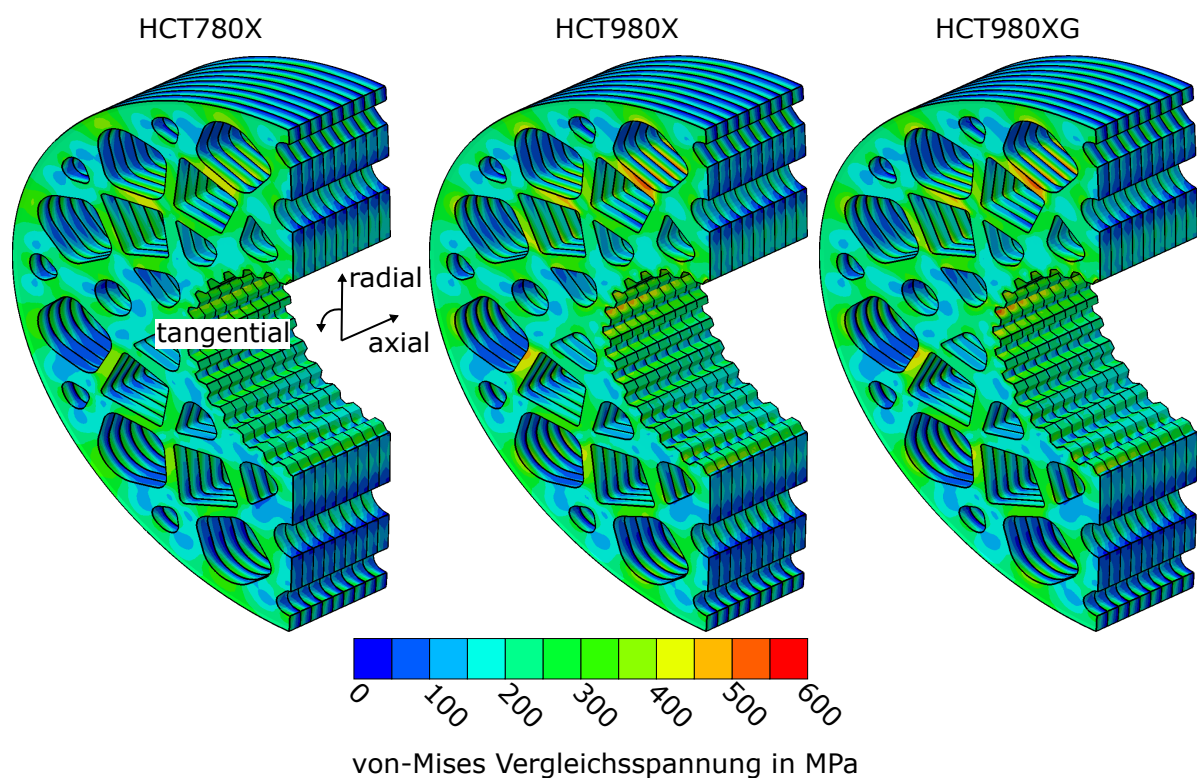


Abbildung 8.6: Vergleich der von Mises Vergleichsspannung bei den drei Dualphasenstählen am Testrad mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper

2013, S. 389).

Aus den Berechnungsergebnissen lässt sich eine Abhängigkeit des übertragbaren Drehmomentes der Testräder vom Radkörperwerkstoff erkennen. Dies ist auf die im Radkörper auftretenden, belastungsabhängigen plastischen Verformungen zurückzuführen. Um diese zu erhalten, müssen die plastischen Vergleichsdehnungen, die nach dem Tiefziehen noch hinzukommen, und nicht die plastische Gesamtvergleichsdehnung ausgewertet werden. Für den tiefgezogenen Radkörper zeigt Abbildung 8.7 die plastischen Vergleichsdehnungen nach dem Ausbilden der Presspassung und bei Maximallast sowie die bei Maximallast auftretenden von Mises Vergleichsspannungen. Bei beiden Radkörpermaterialien treten schon nach dem Ausbilden der Presspassung plastische Verformungen am Radius zur Fügefläche auf. Diese sind nicht gleichmäßig über den Umfang des Radkörpers verteilt, da durch die Anisotropie der Blechwerkstoffe die Blechdicke in Um-

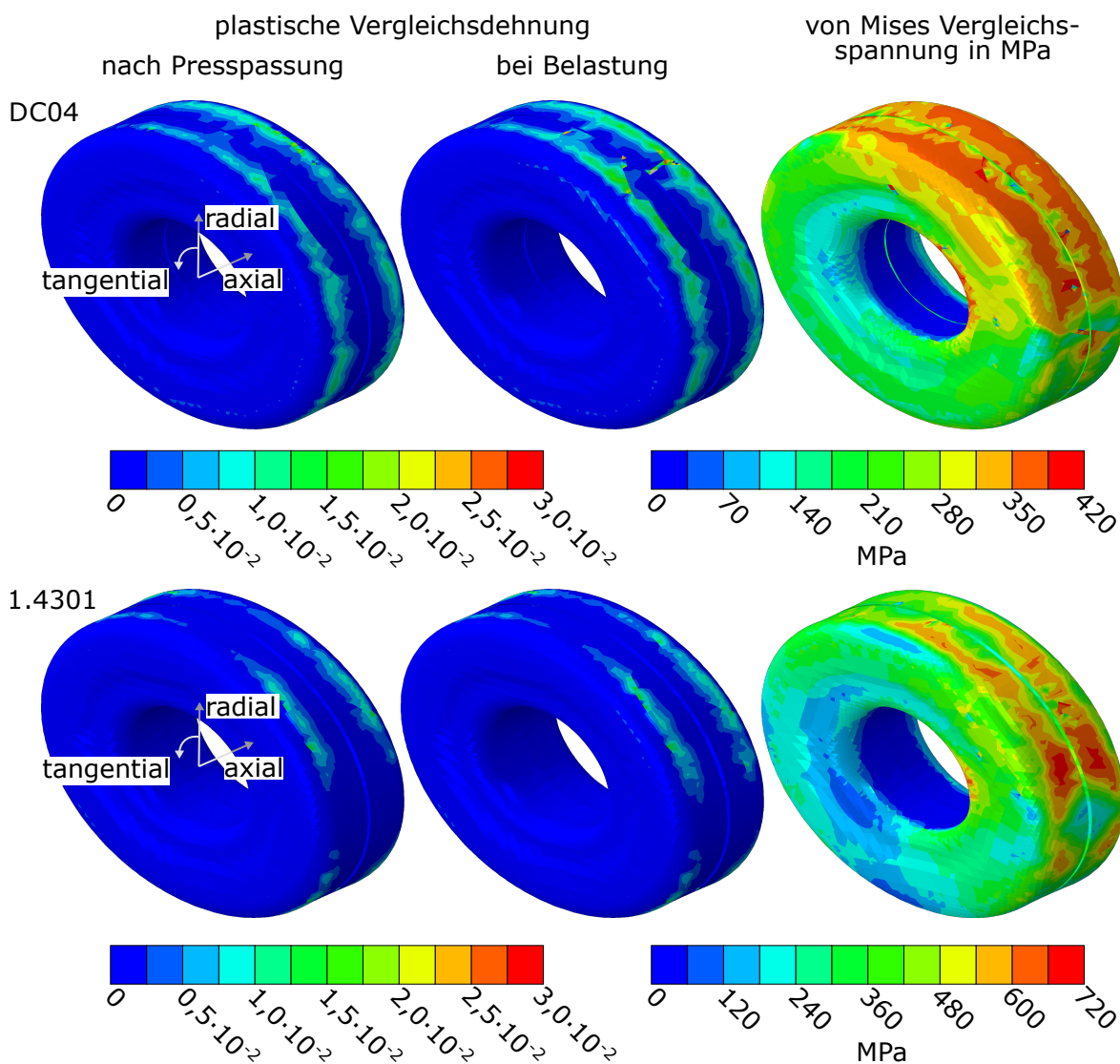


Abbildung 8.7: Tiefgezogener Radkörper aus DC04 (oben) und 1.4301 (unten); plastische Vergleichsdehnung nach dem Aufbringen der Presspassung und bei voller Last sowie von Mises Vergleichsspannung bei voller Last

fangsrichtung schwankt. Bei DC04 sind über den ganzen Umfang betroffene Bereiche zu sehen, während beim 1.4301 nur abschnittsweise über den Umfang plastische Verformungen entstehen. In beiden Fällen nimmt die plastische Verformung bei voller Last zu, wobei dieser Effekt bei 1.4301 deutlich schwächer ausfällt als bei DC04. Unterschiedliche Zuwächse und Absolutwerte der plastischen Verformung erklären auch die Unterschiede im statischen Drehmoment im virtuellen Experiment. Während bei DC04 der Werkstoff bereits plastifiziert, kann 1.4301 auf Grund seiner höheren Fließspannung noch weiter Last aufnehmen, ohne zu plastifizieren. Im elastischen Bereich ist die Dehnungszunahme bei steigender Last viel kleiner als im plastischen Bereich, was zu einem längeren Aufrechterhalten der Fugenspannung beiträgt. Mit dem Beginn der Plastifizierung nimmt die mittlere Fugenspannung ab, da der Radkörperwerkstoff weitere Laststeigerungen durch steigende Dehnungen ausgleicht und damit das Übermaß sinkt. Dies endet schließlich in einem früheren Versagen der Presspassung bei DC04 im Vergleich zu 1.4301. Daraus ergibt sich auch, dass Werkstoffe mit höherer Fließspannung - beispielsweise die beim blechpaketierte Radkörper eingesetzten Dualphasenstähle - den Belastungen mit weniger oder sogar ohne Plastifizierung widerstehen würden. Wie in Kapitel 7.2.3 bereits festgestellt, sind solche Werkstoffe im Tiefziehprozess schwieriger zu beherrschen und können im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden. Grundsätzlich halten alle Gesprächspartner der durchgeführten Expertengespräche (Asboeck, 2017; Bachmeier et al., 2017; Frehner, 2017) die vorliegende Radkörpergeometrie auch mit höherfesten Werkstoffen für herstellbar, allerdings sind dazu deutlich mehr als zwei Umformstufen nötig. Das große Leichtbaupotenzial von 45,1 % gegenüber dem Vollrad und die hohe statische Drehmomenttragfähigkeit, würde diesen Herstellungsaufwand sicherlich rechtfertigen. Des Weiteren sind andere Anwendungsfälle denkbar, bei denen Presspassung und Radkörper geringeren Belastungen ausgesetzt sind. Das ist beispielsweise bei den Vorgelegegetrieben in Automobilen der Fall, wo Zahnräder über Schiebemuffen mit der Welle verbunden werden (Looman, 1970, S. 3 f.). Der Lastpfad der Tangentialkraft - der betragsmäßig größten Zahnkraft - geht dann von der Verzahnung des Zahnkranzes über die Schiebemuffe in die Welle und der Radkörper müsste nur noch Axial- und Radialkräfte aufnehmen. Bei Zahnrädern, die geringeren Drehmomenten ausgesetzt sind, ist ein Materialwechsel nicht einmal nötig. Dort können auch die untersuchten Materialien zum Einsatz kommen.

Im Hinblick auf das Leichtbauziel erfüllen sowohl tiefgezogene als auch blechpaketierte Radkörper die Vorgabe von mindestens 25 % Masseinsparung. Die tiefgezogenen Radkörper erreichen dabei eine Masseinsparung, die fast doppelt so hoch liegt wie gefordert. Der Tragfähigkeitsnachweis für die entwickelten Radkörpervarianten kann als erfolgreich erbracht angesehen werden. Die ermittelten statischen Drehmomente liegen deutlich über dem Nenn Drehmoment, was für die weitere Entwicklung eine günstige Voraussetzung darstellt. Bezüglich der real auftretenden, dynamischen Belastungen an Zahnrädern sind die statischen Drehmomente nur begrenzt aussagefähig. Sie erlauben allerdings einen Vergleich der entwickelten Radkörper untereinander. Dabei lässt sich keine klar bessere Variante ausmachen, vielmehr sind beide Radkörpervarian-

ten für unterschiedliche Einsatzszenarien geeignet. Zahnräder mit blechpaketierten Radkörpern sind Zahnradern mit tiefgezogenen Radkörpern dort überlegen, wo Masseinsparung und maximal übertragbares Drehmoment gleichberechtigte Anforderungen darstellen. Demgegenüber sind Zahnräder mit tiefgezogenen Radkörpern dort von Vorteil, wo hohe Dynamik gepaart mit niedriger Masse gewünscht sind. Dies ist beispielweise bei Motorrädern oder Elektrofahrzeugen relevant, da hier der Motor die Leistung bei deutlich höheren Drehzahlen abgibt als dies bei der Referenzverzahnung der Fall ist. Daher liegt das Drehmoment niedriger, was dem Zahnrad mit tiefgezogenem Radkörper entgegenkommt. Zahnräder mit beiden Radkörpervarianten sind über das ursprüngliche Anwendungsgebiet im Automobil hinaus einsetzbar. So kann beispielsweise ihre im Vergleich zum Referenzzahnrad niedrige Steifigkeit einen Vorteil darstellen, wenn die Achsen der im Eingriff befindlichen Zahnräder nicht genau fluchten. Die daraus resultierenden, ungünstigen Kontaktverhältnisse in der Verzahnung würden durch Verformung der Radkörper ausgeglichen. Vor allem Getriebe für Systeme die einem hohen Kostendruck unterliegen können hier profitieren, da auf genaueste Fertigungsmethoden verzichtet werden könnte. Die Anforderung, dass die Fertigung der Zahnräder in Differentialbauweise großserientauglich sein soll, ist ebenfalls erfüllt. Die entwickelten Radkörpergeometrien sind so ausgelegt, dass ein Feinschneid- oder Tiefziehprozess mit der in der Großserienfertigung nötigen Robustheit und Teileausbringung durchführbar wäre. Das Forschungsziel wird demnach erreicht.

# 9 Zusammenfassung und Ausblick

## 9.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird gezeigt, dass sich mehrteilige Zahnräder, bestehend aus einem Zahnkranz und einem Blechradkörper, herstellen lassen und sie im Experiment vielversprechende statische Drehmomente erreichen. Der Fokus der Arbeit liegt auf den Blechradkörpern. Zu deren Herstellung kommen die beiden Fertigungsverfahren Tiefziehen sowie Feinschneiden mit anschließendem Paketieren zum Einsatz. Letzteres Verfahren ist durchgängig mit Blechpaketieren bezeichnet. Die tiefgezogenen Radkörper bestehen aus den beiden gut umformbaren Werkstoffen DC04 und 1.4301, während die blechpaketierten Radkörper aus den drei Dualphasenstählen HCT780X, HCT980X und HCT980XG hergestellt werden. Zur Vereinfachung der experimentellen Untersuchungen der mehrteiligen Zahnräder, sind die Außenteile in dieser Arbeit als Testringe ausgeführt. Sie tragen keine Verzahnung, weisen dafür aber einen Absatz auf, über welchen sich eine Tangentialkraft in das dann Testrad genannte Versuchsteil einleiten lässt. Die Testringe bestehen aus dem Stahl 18CrNiMo7-6.

Zu Beginn sind die Randbedingungen für die Entwicklung der Blechradkörper zu untersuchen. Diese Randbedingungen ergeben sich zum einen aus der Geometrie der anschließenden Bauteile Zahnkranz und Welle, zum anderen aus den gewählten Fertigungsverfahren. Das übergeordnete Ziel bei der Entwicklung der Radkörper ist eine Massereduzierung gegenüber einem Vollrad von mindestens 25 %. Um dieses Ziel zu erreichen, ist eine intensive numerische Begleitung des Entwicklungsprozesses unumgänglich. Daher wird ein modulares Simulationsmodell in Abaqus 2018 aufgebaut, welches sich einfach an die verschiedenen Analyseaufgaben während des Entwicklungsprozesses anpassen lässt. Des Weiteren liefert dieses Modell schlussendlich tiefgehende Einblicke in das Verhalten der Radkörper unter den Versuchslasten. Damit das numerische Modell die physikalischen Verhältnisse adäquat abbilden kann, sind korrekte Materialmodelle essentiell. Die verwendeten Werkstoffe werden mittels Zug-, Druck- und Bulgeversuchen charakterisiert und aus den Ergebnissen Materialmodelle für Abaqus abgeleitet. Die Transformation der Ergebnisse aus den Experimenten in ein Simulationsmodell übernimmt die eigens dafür im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Software MaterialModeler, deren Quellcode und Installationsdateien inzwischen unter einer Creative Commons Lizenz der wissenschaftlichen Community kostenfrei zur Verfügung stehen. Aufbauend auf diesem Grundstock an Informationen beginnt die Entwicklung der Blechradkörper. Das dazu verwendete Vorgehen ist in zwei Stränge gegliedert, wobei ein Strang dem Tiefziehen und der andere dem Blechpaketieren zugeordnet ist. Das Vorgehen in den beiden Strängen ist grundsätzlich ähnlich, unterscheidet sich allerdings an einigen Punkten. Im Planungsschritt Vorüberlegungen erfolgt das Übertragen der



Randbedingungen in konkrete Auswirkungen auf den Entwicklungsprozess. Daran schließt sich eine Entwurfsphase an, in der verschiedene Topologien der Radkörper erstellt und miteinander verglichen werden. Auf Basis vorher festgelegter Zielgrößen erfolgt die Auswahl einer Topologie für das weitere Vorgehen. Die Radkörper topologie erhält im Schritt Dimensionierung ihre räumliche Ausdehnung. Besonders in diesem Schritt ist die numerische Begleitung wertvoller Informationslieferant, weil sich das Leichtbautpotenzial der entwickelten Radkörper topologien vorhersagen und sich bereits erste Machbarkeitsanalysen die Fertigung betreffend ausführen lassen. Im Falle der tiefgezogenen Radkörper schließt sich an die Dimensionierung die Methodenplanung an, in der die konkrete Fertigungsstrategie entwickelt wird. Dieser aufwändige, iterative Prozess findet ebenfalls unter Zuhilfenahme der FEM statt, allerdings in AutoForm<sup>plus</sup>R6, da die Software speziell auf diese Aufgabenstellung zugeschnitten ist. Nach Abschluss der Methodenplanung folgen Konstruktion, Fertigung und Einarbeitung von Aktivelementen für ein bestehendes Versuchswerkzeug, mit dem die tiefgezogenen Radkörper anschließend gefertigt werden. Die blechpaketierten Radkörper gehen nach der Dimensionierung direkt in die Fertigung, da der Feinschneidprozess auf Basis der Literatur und ohne numerische Hilfsmittel auszulegen ist. Dafür müssen die mittels Feinschneiden erzeugten Blechlagen nach der Fertigung noch in einem zusätzlichen Schritt zu einem Radkörper montiert werden. Nachdem fertige Radkörper vorliegen, schließt sich in beiden Entwicklungssträngen die Qualitätskontrolle an. Sie hat zum einen die Aufgabe, die erreichte Bauteilqualität zu dokumentieren, und zum anderen legt sie die Grundlage für die Auslegung der Testringe. Die unterschiedlichen Fertigungsverfahren und Bauteilgeometrien erzeugen Schwankungen im Außendurchmesser der Radkörper. Um über alle Versuchsteile ein möglichst gleichmäßiges Übermaß in der Presspassung zu gewährleisten, wird der Innendurchmesser der Testringe entsprechend korrigiert. Im letzten Schritt der Radkörperfertigung erfolgt das Fügen von den Testringen mit den Radkörpern zu Testrädern. Über den Absatz im Testring wird in einem eigens entwickelten Versuchsstand eine Tangentialkraft in das Testrad eingeleitet, bis die Presspassung zwischen Testring und Radkörper versagt. Aus der Tangentialkraftmessung sowie dem Hebelarm lässt sich das Moment zum Zeitpunkt des Versagens bestimmen und mit dem aus numerischen Berechnungen vergleichen. Diese Berechnungen liefern Informationen zum Verformungs- und Spannungszustand beim Versagen der Presspassung. Grundsätzlich werden die Blechräder dem gesteckten Leichtbauziel gerecht, die blechpaketierte Variante erreicht 33,5 % und die tiefgezogene Variante 45,1 % Massereduktion gegenüber dem Vollrad. Die blechpaketierten Radkörper aus Dualphasenstählen verformen sich unter Last nur minimal bleibend, wobei die Radkörper aus dem festesten Dualphasenstahl keinerlei plastische Verformung unter Last zeigen. Dies veranschaulicht die hohe Ausschöpfung des Leichtbautpotenzials mit dem Fertigungsverfahren Blechpaketieren und der entwickelten Leichtbaustruktur. Im Schnitt versagen die Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper in den experimentellen Untersuchungen bei einem statischen Drehmoment von 576 Nm. Die tiefgezogenen Radkörper aus DC04 zeigen unter Last plastische Verformungen, was auf die geringe Streckgrenze des Werkstoffes zurückzuführen ist. Trotzdem erreicht ein Testrad mit ei-

nem Radkörper aus DC04 ein statisches Drehmoment von 468 Nm. Auf Grund der Verwendung eines Längspressverbandes bei der Herstellung der Testräder mit tiefgezogenem Radkörper aus 1.4301 erreicht diese Variante im Experiment nicht das berechnete Drehmoment von 657 Nm, sondern versagt bei 416 Nm. Dennoch liegt das erreichte Drehmoment oberhalb des Referenzdrehmomentes von 400 Nm.

Es kann gezeigt werden, dass Blechradkörper für mehrteilige Zahnräder herstellbar sind. Zudem erreichen die Testräder im Versuch hohe statische Drehmomente bezüglich der Referenz, was grundsätzlich positiv für eine industrielle Anwendung ist. Die durchgeführten Versuche in einem einfachen Versuchsstand und mit einfach herzustellenden Testringen zeigen gute Übereinstimmungen mit den Untersuchungen des Lehrstuhls für Maschinenelemente - Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München an mehrteiligen Zahnrädern mit denselben Radkörpern (Otto et al., 2019). Daher kann für zukünftige Weiterentwicklungen der mehrteiligen Zahnräder auf dieses vereinfachte Testverfahren in der Fertigungsumgebung zurückgegriffen werden. Das vereinfachte Testverfahren ist somit eine Ergänzung zu den aufwändigeren Untersuchungen an Zahnrädern mit Verzahnung.

## 9.2 Ausblick

Um die Verwendbarkeit der mehrteiligen Zahnräder in Getrieben nachzuweisen, führt die FZG Laufversuche mit mehrteiligen Zahnrädern und den Blechradkörpern durch. Dabei zeigt sich, dass der elastische Pressverband bei blechpaketierten und tiefgezogenen Radkörpern bei 100 Nm versagt. Diese Werte für das dynamische Drehmoment ließen sich durch geeignete Maßnahmen weiter steigern. So ist beispielsweise ein zusätzlicher Formschluss zwischen Zahnkranz und Radkörper möglich. Die dazu benötigte Geometrie müsste mit den beiden untersuchten Fertigungsverfahren herstellbar sein, wobei die dabei zur Verfügung stehende Auswahl an herstellbaren Geometrien hoch ist. Nachteil dieser Variante ist der steigende Fertigungsaufwand für den Zahnkranz, da dessen Innendurchmesser nicht mehr mittels drehender Bearbeitung herzustellen wäre. Zudem müsste der Formschluss in tangentialer und axialer Richtung wirken, um ein Durchrutschen und ein Herunterschieben des Zahnkranzes vom Radkörper zu verhindern.

Eine weitere Möglichkeit, das dynamische Drehmoment zu steigern, liegt in einem Überlagern des elastischen Pressverbandes mit einem Stoffschluss. Denkbare Varianten wären beispielweise Kleben, Schweißen oder Löten. Besonders Löten bietet sich hier an, da das Außenteil vor dem Fügen zur Bereitstellung des Fügspiels auf über 200 °C erwärmt wird. Bei passender Auswahl des Lots zur Fügtemperatur, würde das Lot aufschmelzen und die beiden Fügepartner zusätzlich zum elastischen Pressverband stoffschlüssig verbinden.

Als Herausforderung bei der Herstellung der tiefgezogenen Radkörper hat sich die Welle-Nabe-Verbindung zwischen Radkörper und Welle erwiesen. Auf Grund der hohen Lasten kommt dort eine Zahnwelle zum Einsatz, welche sich in den tiefgezogenen Radkörper nur mittels nachträglichem Erodieren einbringen lässt. Die Zähne sind zu klein, um sie mittels Tiefziehen herzustellen. Da der Blechwerkstoff im Bereich dieser Zahnwellenverbindung durch das Tiefziehen stark ausdünnert, kann zudem die volle Zahnhöhe nicht genutzt werden. Untersuchungen von Mänz (2017) zu Pressverbindungen mit Rändel zeigen einen simplen Ausweg. Bei dieser Form der Pressverbindung wird eine gehärtete Welle mit Rändelgeometrie in eine weiche Nabe geschoben, wobei die Nabe plastisch umformt. Die dabei entstehende Verbindung ist stabil gegenüber Richtungswechseln im Drehmoment und deutlich tragfähiger als elastische Pressverbände. Eine solche Verbindung zwischen Radkörper und Welle stellt eine kostengünstige und tragfähige Alternative zum Erodieren der Zahnwelle dar. Auch für die Verbindung zwischen Zahnkranz und Radkörper ist sie denkbar, um dort das dynamische Drehmoment zu steigern. In beiden Fällen ist der Radkörper als umformbarer Fügepartner zu sehen, während die gehärtete Welle bzw. der gehärtete Zahnkranz als Umformwerkzeug agieren.

Neben dem Anheben des dynamischen Drehmomentes, ist für Zahnräder mit tiefgezogenem Radkörper zudem eine Integration von Sensorik in den Hohlraum des Radkörpers zu prüfen. Hier sind prinzipiell viele verschiedene Sensortypen von Dehnungssensoren bis hin zu akustischen Sensoren denkbar, die direkt aus dem Zahnrad im Getriebe Daten, beispielsweise zur Analyse oder auch Prozessregelung, liefern können. Als ein Anwendungsfall für solche Daten ist die Definition dynamischer Wartungsintervalle zu nennen.

Weitere Untersuchungen zum akustischen Verhalten der mehrteiligen Zahnräder mit Blechrädern sind ebenfalls sinnvoll. Im blechpaketierte Radkörper ergeben sich durch den mehrlagigen Aufbau große Reibflächen im Radkörper. Dies könnte sich positiv auf das Geräuschverhalten der Verzahnung auswirken, da der Radkörper Schallwellen, die durch die Verzahnung erregt werden, durch minimale Relativbewegungen der Bleche zueinander in Wärme umwandelt. Somit bliebe weniger Energie zum Emittieren in Form von Körperschall übrig, was schlussendlich die Geräuschentwicklung der Verzahnung reduziert. Eventuell ließe sich so der zur Geräuschminderung aktuell eingesetzte Schrägungswinkel der Verzahnung verringern oder sogar komplett darauf verzichten. Beides hätte positiven Einfluss auf die Lagerung der Wellen, da die aufzunehmenden Axialkräfte sinken bzw. verschwinden.

# A Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1	Kontinuumsselemente für die FEM nach Dassault Systèmes (2018g) und Müller et al. (2007, S. 36) . . . . .	4
Abbildung 2.2	Schnitt durch ein Tiefziehwerkzeug zum Napfziehen nach DIN 8584-3(links) und verdrängtes Volumen unter dem Niederhalter nach Hoffmann et al., 2012, S. 446 (rechts) . . . . .	9
Abbildung 2.3	Arbeitsdiagramm der Niederhalterkraft beim Tiefziehen nach Hoffmann et al., S. 453 . . . . .	11
Abbildung 2.4	Verfahrensablauf des Feinschneidens nach Hoffmann et al., 2012, S. 700; Hörmann, 2008, S. 25 . . . . .	12
Abbildung 2.5	Schnittflächenkenngrößen beim Feinschneiden nach VDI 2906-2 und VDI 2906-5 . . . . .	14
Abbildung 2.6	Kosten vs. Gewicht im Leichtbau nach Tekkaya et al. (2018) . . . . .	16
Abbildung 2.7	Prozesskette zur Herstellung eines Zahnrades (Projektbegleitender Ausschuss Massiver Leichtbau, 2017) . . . . .	19
Abbildung 2.8	Vollrad (links) und Stegrad (rechts) mit Spannungsverteilung im Innenteil bei modellhafter Lastaufbringung . . . . .	20
Abbildung 3.1	Vorgehensweise zur Erreichung des Forschungsziels . . . . .	23
Abbildung 4.1	Versuchspresse Schuler SMG HFA 3200 plus . . . . .	24
Abbildung 4.2	Versuchswerkzeug in der Feinschneidkonfiguration . . . . .	25
Abbildung 4.3	Universalprüfmaschine Zwick 1484 mit im unteren Prüfraum eingebauten hydraulischen Spannbacken für Zugversuche an Flachzugproben . . . . .	26
Abbildung 4.4	Blechumformprüfmaschine BUP 1000 . . . . .	27
Abbildung 4.5	Handkurbelpresse und deren technische Daten . . . . .	28
Abbildung 4.6	Oberflächenmessplatz MarWin XCR 20 mit Vorschubsystem PCV 200 und Messständer ST 500 sowie die beiden in dieser Arbeit verwendeten Messtaster . . . . .	29
Abbildung 4.7	Koordinatenmessgerät Wenzel LH 87 Premium Select . . . . .	30
Abbildung 4.8	Laborspektrometer Foundry Master . . . . .	32
Abbildung 5.1	Schliffbilder DC04 bei 200-facher Vergrößerung . . . . .	34
Abbildung 5.2	Fließkurve DC04 aus Zug- und Bulgeversuchen . . . . .	35
Abbildung 5.3	Schliffbilder der Dualphasenstähle bei 200-facher Vergrößerung . . . . .	37
Abbildung 5.4	Fließkurven der Dualphasenstähle aus Zug- und Bulgeversuchen . . . . .	38
Abbildung 5.5	Schliffbilder 1.4301 bei 200-facher Vergrößerung . . . . .	39

Abbildung 5.6	Fließkurve 1.4301 aus Zug- und Bulgeversuchen . . . . .	40
Abbildung 5.7	Schliffbilder 18CrNiMo7-6 bei 200-facher Vergrößerung . . . . .	42
Abbildung 5.8	Fließkurve 18CrNiMo7-6 aus Stauchversuchen . . . . .	43
Abbildung 6.1	Referenzzahnrad . . . . .	44
Abbildung 6.2	Zahnkranz (links) und Testring (rechts) mit geometrischen Abmessungen	45
Abbildung 6.3	Prüfaufbau zur Bestimmung des benötigten Drehmomentes zum Abdre- hen des Zahnkranks vom Radkörper . . . . .	47
Abbildung 6.4	Simulationsmodelle des Zahnkranks (links) und des Testrades (rechts) mit Randbedingungen . . . . .	49
Abbildung 6.5	Visualisierung der Flächen mit Randbedingungen im Simulationsmodell	50
Abbildung 6.6	Darstellung der Funktion von kinematic couplings nach Dassault Systè- mes (2012, S. 34.3.2) . . . . .	51
Abbildung 6.7	Darstellung des Zusammenhangs zwischen Kontaktdruck und Über- lappung der Bauteile abhängig von den gewählten Einstellungen nach Dassault Systèmes (2018d) . . . . .	53
Abbildung 6.8	Veranschaulichung der unterschiedlichen Kontaktsituationen in Abhän- gigkeit von Master- und Slaveflächen sowie der Diskretisierungsmethode nach Dassault Systèmes (2018a) . . . . .	55
Abbildung 6.9	Vereinfachtes Modell der feingeschnittenen Kante einer Blechlage des blechpaketierten Radkörpers inklusive FE Netz im Vergleich zu Mes- sungen der realen Schnittkante . . . . .	59
Abbildung 7.1	Einfluss von einlagigem bzw. neunlagigem Aufbau des Radkörpers auf die Maßhaltigkeit, dargestellt an einem Radkörperschnitt . . . . .	64
Abbildung 7.2	Am Zahnrad wirkende Zahnkräfte (a und b) und daraus abgeleiteter Last- fall für eine Blechlage (c), welcher dem Entwurf einer Leichtbaustruktur zu Grunde liegt . . . . .	65
Abbildung 7.3	Bildliche Darstellung der Funktionsweise der Kraftkegelmethode (links) und der Torsionsankermethode (rechts) nach Mattheck, 2010, S. 138 f., 159	68
Abbildung 7.4	Übertragung der Torsionsankermethode auf den blechpaketierten Rad- körper . . . . .	70
Abbildung 7.5	Erster Fertigungsversuch der Leichtbaustruktur mit 38 Lastangriffspun- kten mittels Wasserstrahlschneiden (links) und finale Leichtbaustruktur mit 12 Lastangriffspunkten mittels Laserschneiden (rechts) . . . . .	70
Abbildung 7.6	von-Mises Vergleichsspannung an Blechlagen mit Leichtbaustrukturen basierend auf 38 Angriffspunkten (links) und 12 Angriffspunkten(rechts)	72
Abbildung 7.7	Darstellung der letzten Stufen der Dimensionierung und der veränderten Krafteinleitungsverhältnisse bei der Berücksichtigung der realen Schneidkante . . . . .	73

Abbildung 7.8	Histogramm der Elementspannungen aus der Simulation der letzten drei Stufen der Dimensionierung . . . . .	74
Abbildung 7.9	Schnittflächenkenngrößen der Blechlagen des blechpaketierten Radkörpers mit und ohne Leichtbaustruktur bei den verwendeten Werkstoffen; die obere Zahl in den Balken kennzeichnet den Glattschnittanteil, die untere den Glattschnittwinkel . . . . .	78
Abbildung 7.10	Montagehilfen für den Zusammenbau des blechpaketierten Radkörpers; Einzelteile (links); zusammengebauter Zustand mit montiertem Radkörper (rechts) . . . . .	79
Abbildung 7.11	Messstellen am blechpaketierten Radkörper nach der Montage (links); aufgespannter Radkörper beim Einmessen der Bauteilposition (rechts) .	80
Abbildung 7.12	Exemplarisches Messergebnis der Qualitätskontrolle am blechpaketierten Radkörper . . . . .	81
Abbildung 7.13	Berechnung des Einflusses der Blech- und Leichtbaustruktur auf die radiale Verschiebung der Radkörper; Vollkörper mit dem Fugendurchmesser als Außendurchmesser (links) und blechpaketierte Radkörper mit sowie ohne Leichtbaustruktur (mittig und rechts) . . . . .	82
Abbildung 7.14	Montagehilfe zum Fügen von Radkörper und Testring . . . . .	84
Abbildung 7.15	Schliffbilder eines aufgeschnittenen Testrades mit Radkörper aus HCT980XG ohne Leichtbaustruktur; Schliffbild des blechpaketierten Radkörpers (links) und Schliffbild des Testringes (rechts) . . . . .	85
Abbildung 7.16	Testrad mit blechpaketierten Leichtbauradkörper (links); Zahnrad mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper (rechts) . . . . .	86
Abbildung 7.17	Geometrische Randbedingungen für das Design des tiefgezogenen Radkörpers (siehe auch Kapitel 6.2) und die daraus hervorgehenden, bereits festgelegten Bereiche des Radkörperquerschnittes . . . . .	87
Abbildung 7.18	Prinzipiell mögliche Radkörper topologien unter Berücksichtigung der geometrischen und fertigungstechnischen Randbedingungen . . . . .	88
Abbildung 7.19	Kraft-Weg-Diagramme des Lastangriffspunktes der Leichtbauzahnäder mit S und Doppel-U förmigem Radkörper sowie des Vollrades in den angegebenen Richtungen und den dazugehörigen Regressionsgeraden .	89
Abbildung 7.20	Steifigkeit und Masse von Zahnädern mit den in Abbildung 7.18 gezeigten Radkörper topologien (Blechdicke 1,5 mm) in Bezug zum Vollrad	90
Abbildung 7.21	Vorgehen zur Entwicklung der Fertigungsmethode nach D. Maier (2017)	92
Abbildung 7.22	Erster Entwurf einer Fertigungsmethode für den tiefgezogenen Radkörper	93
Abbildung 7.23	Grafische Darstellung im Grenzformänderungsdiagramm inklusive Grenzformänderungskurve und tabellarische Erläuterung des Ergebnisparameters „formability“ aus AutoForm für den Werkstoff DC04 in 1,5 mm Blechdicke sowie der für diese Arbeit geltende Bewertungsfaktor . . . .	94

Abbildung 7.24	Finaler Entwurf der Fertigungsmethode und Aktivelemente der Ziehstufen	97
Abbildung 7.25	Messstellen am tiefgezogenen Radkörper (links) und aufgespannte Radkörperhälfte während der Messung (rechts)	98
Abbildung 7.26	Messergebnis der Qualitätskontrolle am tiefgezogenen Radkörper	99
Abbildung 7.27	Position der Anhaulanten im fertigen Radkörper	99
Abbildung 7.28	Testrad mit tiefgezogenem Leichtbauradkörper (links) und Zahnrad mit tiefgezogenem Leichtbauradkörper (rechts)	101
Abbildung 8.1	Universalprüfmaschine mit Prüfstand aus Kapitel 6.3.1 inklusive Detailansicht des Prüfstandes mit Testrad mit Doppel-U Radkörper	102
Abbildung 8.2	Exemplarisches Kraft-Weg-Diagramm der Untersuchungen zum statischen Drehmoment eines Testrades	103
Abbildung 8.3	Exemplarische Darstellung des Abdrucks durch den Stempel am Testring, der zur Vermessung des Hebelarms dient	104
Abbildung 8.4	Statisches Drehmoment der Testräder beim Versagen der Presspassung mit Vergleich von Experiment und Simulation	105
Abbildung 8.5	Vergleich der plastischen Vergleichsdehnung bei den drei Dualphasenstählen am Testrad mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper	107
Abbildung 8.6	Vergleich der von Mises Vergleichsspannung bei den drei Dualphasenstählen am Testrad mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper	108
Abbildung 8.7	Tiefgezogener Radkörper aus DC04 (oben) und 1.4301 (unten); plastische Vergleichsdehnung nach dem Aufbringen der Presspassung und bei voller Last sowie von Mises Vergleichsspannung bei voller Last	109
Abbildung E.1	Kraft-Weg-Diagramm eines Zugversuches von DC04; Darstellung ohne Verbindung der Messpunkte und von ausgewählten Messpunkten	141
Abbildung E.2	Diagramme zur Veranschaulichung der Bestimmung des Fließbeginns; ohne ausgeprägte Streckgrenze bei DC04 (links); mit ausgeprägter Streckgrenze bei nicht wärmebehandeltem 18CrNiMo7-6 (rechts)	144
Abbildung E.3	Übersicht über die verschiedenen Extrapolationsansätze für die Fließkurve des Zugversuches eines DC04 inklusive der Bulgeverlängerung und des $\alpha$ -Fits	146
Abbildung E.4	Ergebnisse eines Zugversuches in Walzrichtung an einem Feinblech aus dem weichen Tiefziehstahl DC04	148
Abbildung E.5	Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit S-förmigem Radkörper	149
Abbildung E.6	Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit U-förmigem Radkörper	149
Abbildung E.7	Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit Doppel-S-förmigem Radkörper	150
Abbildung E.8	Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit Doppel-U-förmigem Radkörper	150

---

Abbildung E.9	Kraft-Weg-Diagramm des Vollrades . . . . .	150
Abbildung E.10	Vektorgrafik einer Blechlage des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	151
Abbildung E.11	Vektorgrafik einer Platine des blechpaketierten Radkörpers für die Feinschneiduntersuchungen . . . . .	151
Abbildung E.12	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Vollradkörper aus HCT780X . . . . .	152
Abbildung E.13	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Vollradkörper aus HCT980X . . . . .	152
Abbildung E.14	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Vollradkörper aus HCT980XG . . . . .	153
Abbildung E.15	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper aus HCT780X . . . . .	153
Abbildung E.16	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper aus HCT980X . . . . .	154
Abbildung E.17	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper aus HCT980XG . . . . .	154
Abbildung E.18	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit tiefgezogenem Doppel-U Radkörper aus DC04 . . . . .	154
Abbildung E.19	Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit tiefgezogenem Doppel-U Radkörper aus 1.4301 und reduziertem Übermaß . . . . .	155
Abbildung E.20	Fertigungszeichnung Feinschneiden Stempel . . . . .	156
Abbildung E.21	Fertigungszeichnung Feinschneiden Matrize . . . . .	157
Abbildung E.22	Fertigungszeichnung Feinschneiden Niederhalter . . . . .	158
Abbildung E.23	Fertigungszeichnung Feinschneiden Gegenhalter . . . . .	159
Abbildung E.24	Fertigungszeichnung D20 Stempel . . . . .	160
Abbildung E.25	Fertigungszeichnung D20 Matrize . . . . .	161
Abbildung E.26	Fertigungszeichnung D20 Niederhalter . . . . .	162
Abbildung E.27	Fertigungszeichnung D40 Stempel . . . . .	163
Abbildung E.28	Fertigungszeichnung D40 Matrize . . . . .	164
Abbildung E.29	Fertigungszeichnung D40 Niederhalter . . . . .	165



# B Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1 Technische Daten der Versuchspresse (SCHULER SMG, 2002) . . . . .	25
Tabelle 4.2 Technische Daten des Vorschubsystems PCV 200 mit 350 mm Tastarmlänge (Mahr GmbH, 2009) . . . . .	30
Tabelle 4.3 Technische Daten des Koordinatenmessgerätes Wenzel LH 87 Premium Se- lect (Wenzel Präzision GmbH, 2012) . . . . .	31
Tabelle 5.1 Chemische Zusammensetzung des verwendeten DC04 im Vergleich zu DIN EN 10130	34
Tabelle 5.2 Mechanische Kennwerte des verwendeten DC04 im Vergleich zu DIN EN 10130	35
Tabelle 5.3 Chemische Zusammensetzung der verwendeten Dualphasenstähle im Ver- gleich zu DIN EN 10338 . . . . .	36
Tabelle 5.4 Mechanische Kennwerte der verwendeten Dualphasenstähle im Vergleich zu DIN EN 10338 . . . . .	38
Tabelle 5.5 Chemische Zusammensetzung des verwendeten 1.4301 im Vergleich zu DIN EN 10088- 2 . . . . .	39
Tabelle 5.6 Mechanische Kennwerte des verwendeten 1.4301 im Vergleich zu DIN EN 10088- 2 . . . . .	40
Tabelle 5.7 Chemische Zusammensetzung des verwendeten 18CrNiMo7-6 im Vergleich zu DIN EN 10084 . . . . .	41
Tabelle 6.1 Kennwerte der realen PKW- und der Referenzverzahnung . . . . .	45
Tabelle 6.2 Massen von Referenzzahnrad, Zahnkranz und Testring im Vergleich . . . . .	46
Tabelle 6.3 Passung zwischen Außenteil und Radkörper . . . . .	46
Tabelle 6.4 Einstellungen der Kontaktformulierung . . . . .	55
Tabelle 6.5 Elementtypen und Netzgrößen für die Vernetzung der Bauteile . . . . .	58
Tabelle 7.1 Einfluss der Niederhalter- und Gegenhalterkraft auf den Glattschnittanteil . .	77
Tabelle 7.2 Einstellungen der Werkzeugparameter beim Feinschneiden zur Herstellung der Blechlagen des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	77
Tabelle 7.3 Stückliste des blechpaketierten Radkörpers . . . . .	80
Tabelle 7.4 Stückzahl und erreichte Bauteilqualität der blechpaketierten Radkörper . . .	81
Tabelle 7.5 Maße der auf die Außendurchmesser angepassten Innenbohrung der Testringe	83
Tabelle 7.6 Stückzahl und erreichte Bauteilqualität der tiefgezogenen Radkörper . . . .	100

# C Literaturverzeichnis

- AHLERS, Henning und Klaus-Jörg CONRAD (2015). *Taschenbuch der Werkzeugmaschinen: Mit 52 Tabellen*. München [u.a.]: Hanser. ISBN: 978-3-446-43855-2.
- AHMETOGLU, M. A., T. ALTAN und G. L. KINZEL (1992). „Improvement of part quality in stamping by controlling blank-holder force and pressure“. In: *Journal of Materials Processing Technology* 33.1-2, S. 195–214. ISSN: 09240136. DOI: 10.1016/0924-0136(92)90319-N.
- ASBOECK, Hermann, Mitarb. (2017). *Methodenplanung tiefgezogener Radkörper mit Verzahnung aus Sicht eines OEM (BMW TP-123): E-Mail*. München.
- AUTOFORM ENGINEERING GMBH (2015). *AutoFormplus R6 – Standalone*.
- AUTOFORM ENGINEERING GMBH, Hrsg. (2018). *Blechumformung in der Praxis: Methodenplanung*. URL: <https://www.autoform.com/de/service/training/methodenplanung/>.
- BACHMEIER, Rudolf, Josef SPINNLER, Robert SPANNER, Alfred NEUMEIER, Rudi LOIBL und Beat WÜST, Mitarb. (2017). *Methodenplanung tiefgezogener Radkörper mit Verzahnung: BMW*. Dingolfing, Deutschland.
- BEITER, Werner (1978). „Zahnrad aus Kunststoff und Verfahren zu seiner Herstellung: Offenlegungsschrift“. 2714020.
- BELYTSCHKO, Ted, Kam Wing LIU, Brian MORAN und Khalil I. ELKHORADY (2014). *Nonlinear finite elements for continua and structures*. Chichester: Wiley. ISBN: 978-1-118-63270-3.
- BENKERT, T., C. HARTMANN, M. EDER, F. SPECKMAIER und W. VOLK (2019). „MaterialModeler—From experimental raw data to a material model“. In: *SoftwareX* 10. Status: accepted, S. 100249. DOI: 10.1016/j.softx.2019.100249.
- BENKERT, Tim (2016). „Deep Drawing of Gear Wheel Bodies“. In: *International Cold Forging Group*. Hrsg. von Mathias LIEWALD. International Cold Forging Group Plenary Meeting. Stuttgart, S. 141–143.
- BENKERT, Tim, Maria HILLER und Wolfram VOLK (2017). „Multi-component lightweight gearwheels with deep-drawn wheel body for automotive applications“. In: *Journal of Physics: Conference Series* 896, S. 012083. DOI: 10.1088/1742-6596/896/1/012083. URL: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/896/1/012083/pdf>.
- BENKERT, Tim, Maria HILLER und Wolfram VOLK (2018). „A holistic approach to lightweight design of multi-component gearwheels“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 418, S. 012121. DOI: 10.1088/1757-899X/418/1/012121.

- BIRKERT, Arndt Rüdiger, Stefan HAAGE und Markus STRAUB (2013). *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile: Auslegung von Ziehanlagen*. Berlin: Springer Berlin. ISBN: 978-3-642-34669-9.
- BIRZER, Franz (1996). *Feinschneiden und Umformen: Wirtschaftliche Fertigung von Präzisionsteilen aus Blech*. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie. ISBN: 3-478-93154-1.
- BIRZER, Franz (2014). *Feinschneiden und Umformen: Wirtschaftliche Fertigung von Präzisionsteilen aus Blech*. München: Verl. Moderne Industrie. ISBN: 978-3-86236-068-0.
- BRUDERER (2010). „Von profis für profis: Landtwinning Stanzpaketierwerkzeuge“. In: *STAMPER* 2, S. 6. URL: [http://www.bruderer.com/uploads/tx\\_webruderer/STAMPER\\_2-10.pdf](http://www.bruderer.com/uploads/tx_webruderer/STAMPER_2-10.pdf).
- BRUSCHI, S., T. ALTAN, D. BANABIC, P. F. BARIANI, A. BROSIUS, J. CAO, A. GHIOTTI, M. KHRAISHEH, M. MERKLEIN und A. E. TEKKAYA (2014). „Testing and modelling of material behaviour and formability in sheet metal forming“. In: *CIRP Annals* 63.2, S. 727–749. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2014.05.005.
- CAKIR, M. Cemal, Ozgur IRFAN und Kadir CAVDAR (2005). „An expert system approach for die and mold making operations“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 21.2, S. 175–183. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2004.07.015.
- CHU, S. J., T. K. JEONG und E. H. JUNG (2016). „Effect of radial interference on torque capacity of press- and shrink-fit gears“. In: *International Journal of Automotive Technology* 17.5, S. 763–768. ISSN: 1229-9138. DOI: 10.1007/s12239-016-0075-0.
- CONYNGHAM, W. B. (1921). „Sectional Gear Wheel: Patentschrift“. 1391719.
- DASSAULT SYSTÈMES (2012). „Coupling constraints“. In: *Abaqus 6.12 Documentation*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES. URL: <http://tumwutg-abareli.utg.de:2080/v6.12/books/usb/default.htm?startat=pt09ch36s01aus165.html#usb-cni-afriction-exponential>.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018a). „About contact pairs in Abaqus/Standard“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018b). „Anisotropic yield/creep“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES. URL: [https://help.3ds.com/2018/english/DSSIMULIA\\_Established/simacematrefmap/simamat-c-anisoyield.htm?ContextScope=all&format=P&value=1](https://help.3ds.com/2018/english/DSSIMULIA_Established/simacematrefmap/simamat-c-anisoyield.htm?ContextScope=all&format=P&value=1).
- DASSAULT SYSTÈMES (2018c). „Beam element library“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018d). „Choosing the element’s dimensionality“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.

- DASSAULT SYSTÈMES (2018e). „Contact constraint enforcement methods in Abaqus/Standard“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018f). „Contact pressure-overclosure relationships“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018g). „Frictional behavior“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018h). „Smoothing contact surfaces in Abaqus/Standard“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DASSAULT SYSTÈMES (2018i). „Three-dimensional solid element library“. In: *SIMULIA User Assistance 2018*. Hrsg. von DASSAULT SYSTÈMES.
- DEGISCHER, Hans Peter, LUUML und Sigrid FTL (2009). *Leichtbau*. s.l.: Wiley-VCH. DOI: 10.1002/9783527628247.
- DEMMELE, Peter (2014). *In-situ Temperaturmessung beim Scherschneiden: Dissertation*. München.
- DIE PERIPHERIE ANLAGEN FÜR DIE STANZ- UND UMFORMTECHNIK GMBH, Hrsg. (2018). *Stanzpaketieren*. URL: <https://www.stanzwelt.com/produkte/stanzpaketieren>.
- DJAVANROODI, F., A. PIRGHOLI und E. DERAKHSHANI (2010). „FEM and ANN Analysis in Fine-Blanking Process“. In: *Materials and Manufacturing Processes* 25.8, S. 864–872. ISSN: 1042-6914. DOI: 10.1080/10426910903367444.
- DOEGE, Eckart und Bernd-Arno BEHRENS (2010). *Handbuch Umformtechnik: Grundlagen, Technologien, Maschinen*. Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-04248-5.
- DOLMETSCH, Heiner (2011). *Der Werkzeugbau: Stanztechnik, Formenbau, Vorrichtungsbau, Messgeräte und Lehren, Bearbeitungsverfahren im Werkzeugbau, Werkstoffe und Wärmebehandlungsverfahren, Beispielsammlung, Lernfelder*. Haan-Gruiten: Europa-Lehrmittel Nourney, Vollmer. ISBN: 978-3-8085-1200-5.
- ELLENRIEDER, Gunther, Thomas GÄNSICKE, Julian SANDIANO, Martin GOEDE und Hans Georg HERRMANN (2017). „Die Leichtbaustrategien“. In: *Leichtbau in der Fahrzeugtechnik*. Hrsg. von Horst E. FRIEDRICH. Wiesbaden: Springer Vieweg, S. 45–123. ISBN: 978-3-658-12294-2.
- ENGEL, Bernd (2006). *Grundlagen des Werkzeugbaues*. URL: [https://www.mb.uni-siegen.de/uts/lehrstuhl/publikationen/pdf/dgm\\_tiefz\\_wkz\\_grundl\\_2006.pdf](https://www.mb.uni-siegen.de/uts/lehrstuhl/publikationen/pdf/dgm_tiefz_wkz_grundl_2006.pdf).

- ETTEMEYER, Andreas (2007). „Konstruktionselemente: Kapitel 14: Getriebe“. *Feinwerk- und Mikrotechnik. Vorlesungsskriptum*. München: Fachhochschule München. URL: [www.fb06.fh-muenchen.de/fb/index.php/download.html?f\\_id=2301](http://www.fb06.fh-muenchen.de/fb/index.php/download.html?f_id=2301).
- EUROPEAN COMMISSION (2017). *Reducing CO2 emissions from passenger cars*. Hrsg. von EUROPEAN COMMISSION. URL: [https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars_en).
- FIBRO GMBH, Hrsg. (2018). *Normalien*. URL: [https://www.fibro.de/fileadmin/FIBRO/Blaetterkataloge/Hauptkatalog\\_DE/HTML5/index.html](https://www.fibro.de/fileadmin/FIBRO/Blaetterkataloge/Hauptkatalog_DE/HTML5/index.html).
- FINOVA FEINSCHNEIDTECHNIK GMBH, Hrsg. (2019). *Präzise, einbaufertige Feinschneidteile in Großserie*. URL: <https://www.mendritzki.de/unsere-gruppe/gesellschaften/finova/#Branchenbeispiele-Automotive>.
- FISCHER, Robert, Ferit KÜÇÜKAY, Gunther JÜRGENS und Burkhard POLLAK (2016). *Das Getriebebuch*. Wiesbaden: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-13104-3.
- FORMINNOTECH GMBH, Hrsg. (2018). *MatForm-Qt*. URL: <http://www.forminnotech.ethz.ch/>.
- FREHNER, Anne Theresa, Mitarb. (2017). *Herstellbarkeit tiefgezogene Radkörper mit Verzahnung: WEBO Werkzeugbau Oberschwaben GmbH*. Amtzell, Deutschland.
- FRITZ SCHIESS AG (2012). „Feinschneidverfahren für Zahnräder“. In: *Blech Rohre Profile 6-7*, S. 34. URL: [https://www.blechrohreprofile.de/blechumformtechnik-fachartikel/feinschneidverfahren-fuer-zahnraeder\\_12221\\_de/](https://www.blechrohreprofile.de/blechumformtechnik-fachartikel/feinschneidverfahren-fuer-zahnraeder_12221_de/).
- GESE, Helmut und Gernot OBERHOFER (2019). *CommonLab*. URL: <https://www.matfem.de/data/Info-CommonLab.pdf>.
- GESELLSCHAFT FÜR OPTISCHE MESSTECHNIK, Hrsg. (2013). *Aramis Benutzerinformation Hardware: ARAMIS 2M LT, ARAMIS 2M, ARAMIS 4M, ARAMIS 5M LT, ARAMIS 5M, ARAMIS 12M, ARAMIS HS*. Braunschweig.
- GHOSH, A.K (1977). „Tensile instability and necking in materials with strain hardening and strain-rate hardening“. In: *Acta Metallurgica* 25.12, S. 1413–1424. ISSN: 00016160. DOI: 10.1016/0001-6160(77)90072-4.
- GROTE, Karl-Heinrich und Jörg FELDHUSEN, Hrsg. (2007). *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin und Heidelberg: Springer. ISBN: 978-3-540-49714-1.
- GRÜNKLEE, Axel, Markus ZÖRNACK, Andreas KEUTZ und Jens WINIARZ (2016). „Verfahren zur Herstellung eines Aussenverkleidungsteils für ein bewegbares Karosserieteil sowie ein entsprechendes Aussenverkleidungsteil mit Verstärkung durch Hinterspritzen von Fasern verstärkten Kunststoff: Offenlegungsschrift“. EP3074299A1. URL: <https://patents.google.com/patent/EP3074299A1>.

- HAHN, Manfred und Michael RECK (2018). *Kompaktkurs Finite Elemente für Einsteiger*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-22774-6. DOI: 10.1007/978-3-658-22775-3.
- HAHN, Martin (2004). *Beurteilung und Ausprägung von Anbau- und Nachlaufkanten mit Hilfe der FEM*. München: Hieronymus. ISBN: 3-89791-342-9.
- HAMBLI, Ridha (2003). „BLANKSOFT: a code for sheet metal blanking processes optimization“. In: *10th International Conference on Advances in Materials and Processing Technologies AMPT 2007* 141.2, S. 234–242. ISSN: 0924-0136. DOI: 10.1016/S0924-0136(03)00161-4.
- HAUFE, A., F. ANDRADE und M. FEUCHT (2017). „Zu den Grenzen der Versagensprognose mit Schalenmodellen in der Umformsimulation“. In: *22. Umformtechnische Kolloquium Hannover (UKH)*. Hrsg. von Bernd-Arno BEHRENS. Hannover, S. 144–156.
- HELLWIG, Waldemar und Erwin SEMLINGER (1996). *Spanlose Fertigung: Stanzen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. DOI: 10.1007/978-3-663-05725-3.
- HENZE, Norbert (2013). *Stochastik für Einsteiger: Eine Einführung in die faszinierende Welt des Zufalls*. Wiesbaden und s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-03077-3. DOI: 10.1007/978-3-658-03077-3.
- HIROTA, Kenji, Hiroki YANAGA und Katsunori FUKUSHIMA (2009). „Experimental and Numerical Study on Blanking Process with Negative Clearance“. In: *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering* 3.2, S. 247–255. DOI: 10.1299/jmmp.3.247.
- HITZ, Raphael (2012). *Metamodellbasierte Methodenplanung von Umform- und Feinschneidprozessen*. ETH Zurich. DOI: 10.3929/ethz-a-007558831.
- HOCKETT, J. E. und O. D. SHERBY (1975). „Large strain deformation of polycrystalline metals at low homologous temperatures“. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 23.2, S. 87–98. ISSN: 00225096. DOI: 10.1016/0022-5096(75)90018-6. URL: [https://ac.els-cdn.com/0022509675900186/1-s2.0-0022509675900186-main.pdf?\\_tid=00bcd648-9dad-4068-9829-37ab13f0f58a&acdnat=1536575587\\_87b3eccade1bf46cdd6b7fe762b9e0a7](https://ac.els-cdn.com/0022509675900186/1-s2.0-0022509675900186-main.pdf?_tid=00bcd648-9dad-4068-9829-37ab13f0f58a&acdnat=1536575587_87b3eccade1bf46cdd6b7fe762b9e0a7).
- HOFFMANN, Hartmut, Reimund NEUGEBAUER und Günther SPUR, Hrsg. (2012). *Handbuch Umformen*. München: Hanser. ISBN: 978-3-446-42778-5.
- HOOKE, Robert (1678). *Lectures de Potentia restitutiva, or of Spring explaining the power of springing bodies*. London.
- HÖRMANN, Florian (2008). *Einfluss der Prozessparameter auf einstufige Scherschneidverfahren zum Ausschneiden mit endkonturnaher Form: Technische Universität München*. München: Hieronymus. ISBN: 978-3-89791-388-2.

- HUGGETT, Sarah (2012). „The influence of free encyclopedias on science“. In: *Research Trends* 27. URL: <https://www.researchtrends.com/issue-27-march-2012/the-influence-of-free-encyclopedias-on-science/>.
- HYDREL - SCHAEFFLER KG, Hrsg. (2006). *Feinschneiden und Systemtechnik*. URL: [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/brochure/downloads\\_1/hydrel\\_imagebroschuere\\_ch\\_de.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/hydrel_imagebroschuere_ch_de.pdf) (besucht am 07.01.2019).
- ILSCHNER, Bernhard und Klaus PÖHLANDT (1986). *Werkstoffprüfung für die Umformtechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-16722-8. DOI: 10.1007/978-3-662-10908-3.
- INDUSTRIEVERBAND MASSIVUMFORMUNG E. V., Hrsg. (2015). *Forschungsverbund Massiver Leichtbau*. URL: <http://www.massiverleichtbau.de/forschungsverbund/>.
- INDUSTRIEVERBAND MASSIVUMFORMUNG E. V., Hrsg. (2019). *Massiver Leichtbau*. URL: [www.massiverleichtbau.de](http://www.massiverleichtbau.de).
- ISMAIL, H. S., S. T. CHEN und K.K.B. HON (1996). „Feature-based design of progressive press tools“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 36.3, S. 367–378. ISSN: 08906955. DOI: 10.1016/0890-6955(95)00047-X.
- JOCHAM, David (2018). *Bestimmung der lokalen Einschnürung nach linearer und nichtlinearer Umformhistorie sowie Ermittlung dehnungs- und geschwindigkeitsabhängiger Materialkennwerte*. München: TUM.University Press. ISBN: 978-3-95884-012-6. DOI: 10.14459/2018md1425239.
- KAMPS, Tobias (2014). *Gear wheel manufacture via selective laser melting*. Detroit. URL: <http://publica.fraunhofer.de/dokumente/N-298023.html>.
- KAUCZOR, Egon (1985). *Metall unter dem Mikroskop: Einführung in die metallographische Gefügelehre*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 3-540-15611-9.
- KERLE, Hanfried, Burkhard CORVES und Mathias HÜSING (2015). *Getriebetechnik: Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*. Wiesbaden: Springer Vieweg. DOI: 10.1007/978-3-658-10057-5.
- KIAUKA, Wolfgang, Vito ANGONA, Olaf NEUHAUSEN und Frank THEUWS (2005). *Optische Emissionsspektrometrie*. Wuppertal: Castell-Verl. ISBN: 3-934255-11-6.
- KLEIN, Bernd (2007). *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden. DOI: 10.1007/978-3-8348-9149-5.
- KLEIN, Bernd (2013). *Leichtbau-Konstruktion: Berechnungsgrundlagen und Gestaltung*. Wiesbaden und s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden. DOI: 10.1007/978-3-658-02272-3.

- KONSO, Hrsg. (2018). *Methodenplanung und Streifenlayout*. URL: <https://www.konso.de/de/werkzeugkonstruktion/methodenplanung.htm>.
- KOPP, Gundolf, Norbert BURKARDT und Neven MAJIC (2011). „3 Leichtbaustrategien und Bauweisen“. In: *Handbuch Leichtbau*. Hrsg. von Frank HENNING und Elvira MOELLER. Bd. I. München: Hanser, S. 57–76. ISBN: 978-3-446-42267-4.
- KOPP, Thomas Martin (2017). *Einfluss der Werkzeugsteifigkeit auf Scherschneidprozess und Werkzeugverschleiß beim offenen Schnitt: Dissertation*. München.
- KWAK, T.S, Y.J KIM, M.K SEO und W.B BAE (2003). „The effect of V-ring indenter on the sheared surface in the fine-blanking process of pawl“. In: *Journal of Materials Processing Technology* 143-144, S. 656–661. ISSN: 09240136. DOI: 10.1016/S0924-0136(03)00311-X.
- LANGE, Kurt, Hrsg. (1990). *Umformtechnik - Handbuch für Industrie und Wissenschaft: Band 3: Blechbearbeitung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint und Springer. ISBN: 978-3-662-10687-7.
- LANGE, Kurt, Hrsg. (1993). *Umformtechnik - Handbuch für Industrie und Wissenschaft: Band 4: Sonderverfahren, Prozeßsimulation, Werkzeugtechnik, Produktion*. Berlin Heidelberg: Springer. ISBN: 978-3-642-63451-2.
- LAROOUR, Patrick (2010). *Strain rate sensitivity of automotive sheet steels: influence of plastic strain, strain rate, temperature, microstructure, bake hardening and pre-strain*. Aachen: Shaker. ISBN: 9783832291495.
- LEONHARDT, Christoph, Michael OTTO, Karsten STAHL, Dawid NADOLSKI, Holger SURM, Matthias STEINBACHER und Hans-Werner ZOCH (2017). „Lightweight Gear Wheel Design Using Separate Gear Rim and Wheel Body: Part I: Joining by Heat Treatment and Testing“. In: *Steels in Cars and Trucks 2017 Proceedings*. Hrsg. von STEEL INSTITUTE VDEH. Leeuwenhorst.
- LEUNG, Y. C., L. C. CHAN, C. H. CHENG und T. C. LEE (2003). „The effects of tool geometry change on shearing edge finish in fine-blanking of different materials“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 217.8, S. 1057–1062. ISSN: 0954-4054. DOI: 10.1177/095440540321700803.
- LEY, Wilfried, Willi HALLMANN und Klaus WITTMANN (2009). *Space Technology*. John Wiley & Sons Canada, Limited. ISBN: 978-0-470-69739-9.
- LIN, Bor-Tsuen, Chian-Kun CHAN und Jung-Ching WANG (2008). „A knowledge-based parametric design system for drawing dies“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 36.7-8, S. 671–680. DOI: 10.1007/s00170-006-0882-y.
- LITZEL, Nico (2018). *Was ist eine Inferenzmaschine?* URL: <https://www.bigdata-insider.de/was-ist-eine-inferenzmaschine-a-773240/>.



- LOOMAN, Johannes (1970). *Zahnradgetriebe: Grundlagen und Konstruktion der Vorgelege- und Planetenradgetriebe*. Berlin und Heidelberg: Springer. DOI: 10.1007/978-3-662-13459-7.
- LUDWIK, Paul (1909). *Elemente der Technologischen Mechanik*. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-39265-2.
- MAHR GMBH, Hrsg. (1999). *Perthometer Oberflächen-Kenngrößen: Ausgabe 01/09/1999*. Göttingen. (Besucht am 09.01.2018).
- MAHR GMBH, Hrsg. (2007a). *Tastarm Datenblatt PCV350-M ± 9: Tastarm 6851529*.
- MAHR GMBH, Hrsg. (2007b). *Tastarm-Datenblatt PCV 350-M / 33: Tastarm 6851525*.
- MAHR GMBH, Hrsg. (2009). *Technische Daten - Konturenvorschubgerät PCV*. Göttingen. (Besucht am 09.01.2018).
- MAIER, Daniel (2017). „Virtuelle Untersuchungen und experimentelle Umsetzung des Tiefziehprozesses für Radkörper gebauter Zahnräder“. Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen. Master Thesis. München: Technische Universität München.
- MAIER, Simon Josef (2018). *Inline-Qualitätsprüfung im Presswerk durch intelligente Nachfolgewerkzeuge*. München: TUM.University Press. ISBN: 3-95884-004-3.
- MAJERNÍKOVÁ, Janka und Emil SPISÁK (2013). „The effect of punch-die clearance on blanked edge quality in fine blanking of steel sheets“. In: *Mechanika* 85.288, S. 479–488. URL: <http://doi.prz.edu.pl/pl/pdf/mechanika/55>.
- MANSOURINEJAD, M., B. MIRZAKHANI, H. PISHBIN, A. AMADEH, B. FARSHCHIAN, Francisco CHINESTA, Yvan CHASTEL und Mohamed EL MANSORI (2010). „Influence of Die and Punch Profile Radii on Deep Drawing Force and Punch Load- Displacement Diagram“. In: *AIP Conference Proceedings*. Hrsg. von Francisco CHINESTA, Yvan CHASTEL und Mohamed El MANSORI. AIP Conference Proceedings. Paris, France: American Institute of Physics, S. 389–394. ISBN: 978-0-7354-0871-5. DOI: 10.1063/1.3552474. URL: [https://www.researchgate.net/publication/253083425\\_Influence\\_of\\_Die\\_and\\_Punch\\_Profile\\_Radii\\_on\\_Deep\\_Drawing\\_Force\\_and\\_Punch\\_Load\\_Displacement\\_Diagram](https://www.researchgate.net/publication/253083425_Influence_of_Die_and_Punch_Profile_Radii_on_Deep_Drawing_Force_and_Punch_Load_Displacement_Diagram).
- MANSUR, Clarenc W. (1932). „Nonmetallic Gearwheels: Patentschrift“. 2000769.
- MÄNZ, Tobias (2017). „Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle“. Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen. Dissertation. Clausthal: Technische Universität Clausthal.
- MATSUDA, Chiho (2015). *Plastic Gear Wheel Expected to Reduce Vehicle Weight*. Hrsg. von NIKKEI BUSINESS PUBLICATIONS INC. URL: [https://tech.nikkeibp.co.jp/dm/english/NEWS\\_EN/20150416/414645/](https://tech.nikkeibp.co.jp/dm/english/NEWS_EN/20150416/414645/).

- MATTHECK, Claus (2010). *Denkwerkzeuge nach der Natur*. Karlsruhe: Karlsruher Inst. für Technologie - Campus Nord. ISBN: 978-3-923704-73-6.
- MAXWELL, James Clerk und W. D. NIVEN (1869). *The Scientific Papers of James Clerk Maxwell*. Cambridge: Cambridge University Press. ISBN: 978-1108015387.
- MEISSNER, Robert, Tim BENKERT, Maria HILLER, Mathias LIEWALD und Wolfram VOLK (2017). „Manufacturing processes of multi-component gearwheels“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 81.2-3, S. 265–269. DOI: 10.1007/s10010-017-0249-6. URL: <http://rdcu.be/vLdX>.
- MEISSNER, Robert, Tim BENKERT, Mathias LIEWALD und Wolfram VOLK (2017). „Light-weight gearwheel design using separate gear ring and wheel body: Part II: Different manufacturing concepts for replacing a full body gearwheel“. In: *Steels in Cars and Trucks 2017 Proceedings*. Hrsg. von STEEL INSTITUTE VDEH. Leeuwenhorst.
- MISES, Richard von (1913). „Mechanik der festen Körper im plastisch- deformablen Zustand“. In: *Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen* 4, S. 582–592. URL: [http://www.digizeitschriften.de/download/PPN252457811\\_1913/PPN252457811\\_1913\\_\\_\\_log53.pdf](http://www.digizeitschriften.de/download/PPN252457811_1913/PPN252457811_1913___log53.pdf).
- MÜLLER, Günter und Clemens GROTH (2007). *FEM für Praktiker - Grundlagen: Basiswissen und Arbeitsbeispiele zu FEM-Anwendungen - Lösungen mit dem Programm ANSYS Rev. 9/10*. Renningen-Malmsheim: expert-Verl. ISBN: 978-3-8169-2685-6.
- NARANJE, Vishal und Shailendra KUMAR (2010). „AI Applications to Metal Stamping Die Design – A Review“. In: *International Journal of Industrial and Manufacturing Engineering* 4.8, S. 721–727. URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/442f/5ce4204f11cf0942d9411bc03bb5c5d3ad58.pdf>.
- NAUNHEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Gisbert LECHNER und Joachim RYBORZ (2007). *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. DOI: 10.1007/978-3-540-30670-2.
- NIEMANN, Gustav und Hans WINTER, Hrsg. (2003). *Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint und Springer. ISBN: 978-3-662-11874-0.
- NIEMANN, Gustav, Hans WINTER und Bernd-Robert HÖHN (2005). *Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Berlin: Springer. ISBN: 3-540-25125-1.
- ODA, Satoshi, Kazuteru NAGAMURA und Kouji AOKI (1981). „Stress Analysis of Thin Rim Spur Gears by Finite Element Method“. In: *Bulletin of JSME* 24.193, S. 1273–1280. ISSN: 0021-3764. DOI: 10.1299/jsme1958.24.1273.

- OTTO, Michael, Tim BENKERT, Christoph LEONHARDT, Robert MEISSNER, Dawid NADOLSKI, Mathias LIEWALD, Karsten STAHL, Wolfram VOLK und Hans-Werner ZOCH (2019). *Schlussbericht zu IGF-Vorhaben Nr. 18189 N FE 1-4 Leichtbau durch Mehrkomponentenverfahren*.
- PÄTZOLD, Isabella, Martin FEISTLE, Roland GOLLE, Hartmut HOFFMANN und Wolfram VOLK (2017). „Identification of Edge Crack Sensitivity on Shear Cut Component Edges made of High-Strength Materials using suitable Testing Methods“. In: *Steels in Cars and Trucks 2017 Proceedings*. Hrsg. von STEEL INSTITUTE VDEH. Leeuwenhorst.
- PILANI, R., K. NARASIMHAN, S. K. MAITI, U. P. SINGH und P. P. DATE (2000). „A Hybrid Intelligent Systems Approach for Die Design in Sheet Metal Forming“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 16.5, S. 370–375. DOI: 10.1007/s001700050168.
- PORSCHE ENGINEERING SERVICES, Hrsg. (1998). *ULSAB: Ultra Light Steel Auto Body Phase 2*.
- POSNER, Benedikt (2016). *Methodik zum leichtbaugerechten Konzipieren*. Stuttgart: Universität Stuttgart Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design. ISBN: 978-3-922823-96-4.
- PROJEKTBEGLEITENDER AUSSCHUSS MASSIVER LEICHTBAU (2017). *Kostenbewertungsrahmen zur Herstellung eines Zahnrades in der industriellen Praxis; Sitzung des projektbegleitenden Ausschuss zum Forschungsprojekt Intelligenter Leichtbau durch Mehrkomponentenverfahren (Massiver Leichtbau TP2) P 1056 / IGF-Nr. 18189 N am 17.10.2017: E-Mail*. Unter Mitarb. von Tim BENKERT, Christoph LEONHARDT, Robert MEISSNER, Dawid NADOLSKI und Michael OTTO.
- RADZEVICH, Stephen P. (2010). *Gear cutting tools: Fundamentals of design and computation*. Boca Raton FL: CRC Press. ISBN: 978-1-4398-1967-8.
- RADZEVICH, Stephen P. (2016). *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture, Third Edition*. Milton: CRC Press. ISBN: 978-1-4987-5310-4.
- REDDY, J. N. (1993). *An introduction to the finite element method*. McGraw-Hill. ISBN: 0-07-051355-4.
- REINFRIED, Herbert W. und Jürg W. MESSERLI (1999). „Kubische Präzisionsteile kostengünstig herstellen“. In: *Industrie Anzeiger*. URL: <https://industrieanzeiger.industrie.de/allgemein/kubische-praezisionsteilekostenguenstig-herstellen/#slider-intro-2>.
- RENISHAW, Hrsg. (2018). *SP25M: Technical Paper*. URL: <http://www.renishaw.de/media/pdf/en/995bbb79a2d54b55966a8222b23c344d.pdf> (besucht am 03.08.2018).
- RODDECK, Werner, Hrsg. (2016). *Einführung in die Mechatronik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-15843-9. DOI: 10.1007/978-3-658-15844-6.

- RÖSLER, Joachim, Harald HARDERS und Martin BÄKER (2003). *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe: Mit 28 Tabellen und 31 Aufgaben*. Stuttgart, Leipzig und Wiesbaden: Teubner. ISBN: 3-519-00438-0.
- ROSS, Aubrey A. (1931). „1499077261368689444-01813819: Patentschrift“. 1813819.
- ROTH, Karlheinz (1998). *Zahnradtechnik Evolventen-Sonderverzahnungen zur Getriebeverbesserung: Evoloid-, Komplement-, Keilschräg-, Konische-, Konus-, Kronenrad-, Torus-, Wälzkolbenverzahnungen, Zahnrad-Erzeugungsverfahren*. Berlin und Heidelberg: Springer. ISBN: 978-3-642-63778-0. DOI: 10.1007/978-3-642-58890-7.
- SAARSTAHL, Hrsg. (2018). *18CrNiMo7-6 (17CrNiMo6)*. URL: <http://www.saarstahl.de/sag/downloads/download/11402> (besucht am 11. 11. 2018).
- SATO, Kiyoshi, Minoru SASAKURA, Katsunori AKUTSU, Toshikazu SATO und Toshikazu ISHII (2006). „Acoustic Characteristics of Wheels with Different Web Shapes“. In: *Quarterly Report of RTRI* 47.1, S. 28–33. DOI: 10.2219/rtriqr.47.28.
- SCHMIDT, Rolf-A (2007). *Umformen und Feinschneiden: Handbuch für Verfahren, Stahlwerkstoffe, Teilgestaltung*. München und Wien: Hanser. ISBN: 3-446-40964-5.
- SCHMIDT, Winfried und Werner PURI, Hrsg. (2000). *Systematische Entwicklung gewichtsoptimierter Bauteile*. Design for X - Beiträge zum 11. Symposium. Schnaittach: Meerkamm, Harald. URL: <https://www.designsociety.org/download-publication/27524/Systematische+Entwicklung+gewichtsoptimierter+Bauteile>.
- SCHULER GMBH, Hrsg. (1996). *Handbuch der Umformtechnik*. Berlin Heidelberg New York: Springer. ISBN: 978-3540610991. DOI: 10.1007/978-3-662-07703-0.
- SCHULER SMG, Hrsg. (2002). *Bedienungsanleitung Modell: HFA 3200 Plus; Farbk-Nr.: 7.8038; Baujahr: 2002*.
- SEHERR-THOSS, Hans-Christoph Graf von (1965). *Die Entwicklung der Zahnrad-Technik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. DOI: 10.1007/978-3-642-92906-9.
- SEVERIN, Frank (2014). *Massiver Leichtbau: Potenziale massivumgeformter Komponenten*. Hagen: Industrieverband Massivumformung e. V. ISBN: 978-3-928726-33-7.
- SIEBERTZ, Karl, David VAN BEBBER und Thomas HOCHKIRCHEN (2010). *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Berlin: Springer Science & Business Media. ISBN: 978-3-642-05492-1.
- SIMULIA (2018). *Abaqus Extended Portfolio*. Providence, Rhode Island, USA. URL: <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abacus> (besucht am 05. 11. 2018).
- SSEB, Hrsg. (2018). *Methodenplanung*. URL: <https://www.sseb.eu/de/sachverstand/autoform-simulationen/methodenplanung/>.

- STAHL, Jens, Philipp TRÖBER, Martin FEISTLE, Roland GOLLE und Wolfram VOLK (2017). „An inverse approach for the geometry prediction of sheet-metal parts with embossings made of high- and ultra-high strength steels“. In: *Journal of Physics: Conference Series* 896, S. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/896/1/012097.
- STEINKE, Peter (2007). *Finite-Elemente-Methode: Rechnergestützte Einführung ; mit 39 Tabellen*. Berlin [u.a.]: Springer. ISBN: 978-3-540-72235-9.
- STÖCKL, Simeon (2016). „Geometrieoptimierung eines Zahnradkörpers mit ANSYS Workbench“. Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen. Semesterarbeit. München: Technische Universität München.
- STREANDER, George W. (1973). „Laminated Gear Construction: Patentschrift“. 3719103.
- SWAIN, Abinash Kumar (2015). *Design for Manufacture and Assembly (DFMA)*. Hrsg. von INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY ROORKEE. URL: <https://nptel.ac.in/courses/107103012/21>.
- SWIFT, H. W. (1952). „Plastic Instability Under Plane Stress“. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 1, S. 1–18. ISSN: 00225096.
- TALLEY, Randal E. (1924). „Composite Gear Wheel: Patentschrift“. 1492145. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/6e/15/0d/49b471db883033/US1492145.pdf>.
- TEKKAYA, Erman und Matthias KLEINER, Hrsg. (2018). *Fertigungstechnik und Leichtbau*. URL: <http://www.leichtbau.de/> (besucht am 26. 07. 2018).
- THIPPRAKMAS, Sutasn (2010). „Application of Taguchi technique to investigation of geometry and position of V-ring indenter in fine-blanking process“. In: *Materials & Design* 31.5, S. 2496–2500. ISSN: 02613069. DOI: 10.1016/j.matdes.2009.11.046.
- THOMSON, William (1857). „IX.—On the Dynamical Theory of Heat. Part V. Thermo-electric Currents“. In: *Transactions of the Royal Society of Edinburgh* 21.01, S. 123–171. ISSN: 0080-4568. DOI: 10.1017/S0080456800032014.
- THYSSENKRUPP MATERIALS AUSTRIA, Hrsg. (2018). *TK 6587 - Werkstoffdatenblatt*. URL: [http://www.thyssenkrupp.at/files/bs/TK\\_6587.pdf](http://www.thyssenkrupp.at/files/bs/TK_6587.pdf).
- THYSSENKRUPP STEEL EUROPE AG, Hrsg. (2017). *DP-W® und DP-K® - Produktinformation für Dualphasen-Stähle*. URL: <https://www.thyssenkrupp-steel.com/de/download?p=497872A2A1336C33BB2485AA205A71E30634C75A178E1C0C2D89F3E13E54BDF9D910976B1D22061DDC9EF18010014AB0EFB0D6C2528ACBCF5E07F9909FCB4D698D68840087BA7513D88669EBFAC4B280C20D6CC4CD8D6DDB8D9252D75C49ADBEB1803F0B3D76C0BF5C6A61B8CDD0B8CA4EE1BA6A06AE59E1801CC462CB9D4DA> (besucht am 11. 02. 2018).

- TMT-3D, Hrsg. (2018). *Taststift Typ B: Messlänge=23,5mm, Länge=31,5mm, Kugeldurchmesser=3,0mm*. URL: [https://sage-shop.com/epages/TMT-3dOnlineShop.sf/de\\_DE/?objectPath=/Shops/TMT-3dOnlineShop/Products/%223.0-31.5-3%20NTB%22](https://sage-shop.com/epages/TMT-3dOnlineShop.sf/de_DE/?objectPath=/Shops/TMT-3dOnlineShop/Products/%223.0-31.5-3%20NTB%22).
- TOMMERUP, Søren und Benny ENDELDT (2012). „Experimental verification of a deep drawing tool system for adaptive blank holder pressure distribution“. In: *Journal of Materials Processing Technology* 212.11, S. 2529–2540. ISSN: 09240136. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2012.06.015.
- TONG, Longchang, Niko MANOPULO, Pavel HORA, F. BARLAT, Y. H. MOON und M. G. LEE (2010). „Failure Prediction in Fine Blanking Process with Stress Limit Model“. In: *NUMIFORM 2010*. Hrsg. von Frédéric BARLAT, Young Hoon MOON und Myoung-Gyu LEE. AIP Conference Proceedings. Pohang (Republic of Korea): American Institute of Physics, S. 473–478. ISBN: 978-0735407992. DOI: 10.1063/1.3457592.
- VITZTHUM, Simon, Matthias EDER, Christoph HARTMANN und Wolfram VOLK (2018). „Investigation on strain dependent elastic behavior for accurate springback analysis“. In: *Journal of Physics: Conference Series* 1063, S. 012118. DOI: 10.1088/1742-6596/1063/1/012118.
- VITZTHUM, Simon, Christoph HARTMANN, Matthias EDER und Wolfram VOLK (2019). „Temperature-based determination of the onset of yielding using a new clip-on device for tensile tests“. In: *Procedia Manufacturing*. ISSN: 23519789.
- VOCE, E. (1948). „The relation between the stress and strain for homogeneous deformation“. In: *Journal of the Institute of Metals* 74, S. 537–562.
- WAGNER, Marcus (2017). *Lineare und nichtlineare FEM: Eine Einführung mit Anwendungen in der Umformsimulation mit LS-DYNA*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-17865-9. DOI: 10.1007/978-3-658-17866-6.
- WANG, Z. G., K. HIRASAWA, Y. YOSHIKAWA und K. OSAKADA (2016). „Forming of light-weight gear wheel by plate forging“. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 65.1, S. 293–296. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2016.04.134.
- WAS WORLDWIDE ANALYTICAL SYSTEMS AG, Hrsg. (2009). *Handbuch FOUNDRY-MASTER*. Uedem.
- WECK, Erika (1983). *Farbätzmittel nach Beraha und ihre Abwandlungen*. Düsseldorf: Deutscher Verlag für Schweißtechnik (DVS). ISBN: 3-87155-092-2.
- WENZEL METROMECH AG, Hrsg. (2013). *Benutzerhandbuch: Metrosoft Quartis R9*. Chur, Schweiz. (Besucht am 09.01.2018).
- WENZEL PRÄZISION GMBH, Hrsg. (2012). *3D-Koordinatenmessgerät (KMG) LH 87: Technische Daten*. (Besucht am 09.01.2018).

- WIEDEMANN, Johannes (2007). *Leichtbau: Elemente und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. DOI: 10.1007/978-3-540-33657-0.
- WIKIPEDIA, Hrsg. (2018). *Knackfrosch*. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Knackfrosch> (besucht am 05. 01. 2019).
- WITTEL, Herbert, Dieter MUHS, Dieter JANNASCH und Joachim VOSSIEK, Hrsg. (2013). *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden: Springer. ISBN: 978-3-658-02326-3.
- WORLD AUTO STEEL, Hrsg. (2002). *Ultra Light Steel Auto Body - Advanced Vehicle Concepts: ULSAB-AVC*. Ann Arbor, Michigan.
- ZHENG, Qide, Xincun ZHUANG und Zhen ZHAO (2018). *State-of-the-art and future challenge in fine-blanking technology*. Review.
- ZIENKIEWICZ, Olgierd Cecil, Robert L. TAYLOR und J. Z. ZHU (2005). *The finite element method set*. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann. ISBN: 0-7506-6321-9.
- ZIMMERMANN, Martin (2015). *Feinschneiden von Schrägverzahnungen: Dissertation*. Aachen: Apprimus Verlag. ISBN: 978-3-86359-333-9.
- ZWICK GMBH & CO. KG (1998). *Betriebsanleitung Material Prüfmaschine*. Ulm.
- ZWICK GMBH & CO. KG (2009). *Sheet Metal Testing Machine*. Ulm.

# D Normenverzeichnis

DIN10084 (2008). *Einsatzstähle – Technische Lieferbedingungen.*

DIN10088-2 (2014). *Nichtrostende Stähle – Teil 2: Technische Lieferbedingungen für Blech und Band aus korrosionsbeständigen Stählen für allgemeine Verwendung.*

DIN10113 (2017). *Metallische Werkstoffe – Blech und Band – Bestimmung der senkrechten Anisotropie.*

DIN10130 (2017). *Kaltgewalzte Flacherzeugnisse aus weichen Stählen zum Kaltumformen – Technische Lieferbedingungen;*

DIN10152 (2017). *Elektrolytisch verzinkte kaltgewalzte Flacherzeugnisse aus Stahl zum Kaltumformen – Technische Lieferbedingungen.*

DIN10275 (2014). *Metallische Werkstoffe – Blech und Band – Bestimmung des Verfestigungs-exponenten im Zugversuch.*

DIN10338 (2015). *Warmgewalzte und kaltgewalzte Flacherzeugnisse ohne Überzug aus Mehrphasenstählen zum Kaltumformen – Technische Lieferbedingungen;*

DIN14635-1 (2006). *Zahnräder - FZG-Prüfverfahren.*

DIN16808 (2014). *Metallische Werkstoffe – Blech und Band – Bestimmung der biaxialen Spannung/Dehnung-Kurve durch einen hydraulischen Tiefungsversuch mit optischen Messsystemen (ISO 16808:2014).*

DIN286-1 (2010). *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 1: Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen.*

DIN3990 (1987). *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern: Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit.*

DIN50106 (2016). *Prüfung metallischer Werkstoffe – Druckversuch bei Raumtemperatur.*

DIN50125 (2009). *Prüfung metallischer Werkstoffe – Zugproben.*

DIN5480-1 (2006). *Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser - Teil 1: Grundlagen.*

DIN6892-1 (2014). *Metallische Werkstoffe – Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur.*

DIN690 (2013). *Information und Dokumentation – Richtlinien für Titelangaben und Zitierung von Informationsressourcen.*



- DIN7500-1 (2016). *Metallische Werkstoffe – Kalibrierung und Überprüfung von statischen einachsigen Prüfmaschinen – Teil 1: Zug- und Druckprüfmaschinen – Kalibrierung und Überprüfung der Kraftmesseinrichtung.*
- DIN8580 (2003). *Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung.*
- DIN8584-1 (2003). *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen: Teil 1: Allgemeines Einordnung, Unterteilung, Begriffe.*
- DIN8584-3 (2003). *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen: Teil 3: Tiefziehen Einordnung, Unterteilung, Begriffe.*
- DIN8588 (2013). *Fertigungsverfahren Zerteilen – Einordnung, Unterteilung, Begriffe.*
- DIN9870-2 (1972). *Begriffe der Stanztechnik: Fertigungsverfahren und Werkzeuge zum Zerteilen.*
- ISO4762 (2004). *Zylinderschrauben mit Innensechskant.*
- ISO7090 (2000). *Flache Scheiben mit Fase: Normale Reihe, Produktklasse A.*
- SEP1240 (2006). *Prüf- und Dokumentationsrichtlinie für die experimentelle Ermittlung mechanischer Kennwerte von Feinblechen aus Stahl für die CAE-Berechnung.*
- VDI2906-2 (1994). *Schnittflächenqualität beim Schneiden, Beschneiden, Lochen von Werkstücken aus Metall: Abrasiv-Wasserstrahlschneiden.*
- VDI2906-5 (1994). *Schnittflächenqualität beim Schneiden, Beschneiden, Lochen von Werkstücken aus Metall: Scherschneiden.*
- VDI3175 (1988). *Zieh- und Stempelrundung für das Tiefziehen in Stanzerei-Großwerkzeugen.*
- VDI3345 (1980). *Feinschneiden.*

# E Anhang

## E.1 MaterialModeler

Im Rahmen dieser Arbeit kommt die Finite-Elemente-Simulation (Kapitel 2.1) häufig zum Einsatz. Die Ergebnisse der mit dieser Methode durchgeführten Berechnungen hängen in hohem Maße von der Güte des Materialmodells ab. Wie in Kapitel 2.1.1 bereits vorweggenommen, stellt die Charakterisierung von Materialien ein eigenes Forschungsfeld dar, dem sich viele Autoren seit langer Zeit widmen (u. a. Ghosh, 1977; Hockett et al., 1975; Hooke, 1678; Ludwik, 1909; Maxwell et al., 1869; Mises, 1913; Swift, 1952; Voce, 1948). Bruschi et al. (2014) geben einen umfassenden Überblick über die im Bereich der Blech- und Massivumformung aktuell vorhandenen Modellierungsansätze und die zur Kalibrierung dieser Ansätze genutzten Experimente. Mit dieser Literatur ist der Anwender prinzipiell in der Lage, aus den Ergebnissen der Experimente ein funktionierendes Materialmodell zu erstellen und dies seiner bevorzugten Simulationssoftware zu übergeben. Der Schritt von den experimentellen Daten hin zu einer Eingangsdatei für ein Simulationstool ist jedoch ein aufwändiger Prozess, für den es daher auch kommerzielle Anbieter gibt (u. a. Gese et al., 2019; Forminnotech GmbH, 2018). Zu Beginn dieser Arbeit stand keine freie Software zur Verfügung, die den Anwender bei diesem Schritt transparent zu reproduzierbaren Resultaten verhilft. Daher wird eine Software entwickelt, welche diese Lücke füllt, als OpenSource Tool unter der Creative Commons BY SA 4.0 Lizenz veröffentlicht ist (Benkert, Hartmann et al., 2019) und somit jedem frei zur Verfügung steht. Die Software trägt ihrer Funktion entsprechend den Namen „MaterialModeler“.

Die wesentliche Vorgabe beim Entwurf des MaterialModelers ist, die Software modular aufzubauen. Dies kommt daher, dass die in dieser Arbeit abzubildenden Experimente und die damit einhergehenden Messmethoden nur einen Bruchteil aller möglichen Varianten darstellen, gleichzeitig aber der zeitliche Rahmen dieser Arbeit nicht umfassend genug ist, um alle Varianten abzubilden. Außerdem kommen regelmäßig neue Experimente und Messmethoden hinzu. Daher ist das Ziel, nur die Module der Software zu entwickeln, die zum Durchführen der Materialmodellierung in dieser Arbeit notwendig sind und die Weiterentwicklung der wissenschaftlichen Community zu überlassen. Aus dem modularen Ansatz folgt, dass vier Gruppen von Modulen und eine grafische Benutzeroberfläche zu erstellen sind.

- Das **Datenhandling** beinhaltet all jene Module, welche mit dem Auslesen der Daten aus den Ergebnisdateien der Messeinrichtungen und deren Aufbereitung für die Weiterverarbeitung zu tun haben. Die Anzahl der benötigten Module innerhalb dieser Gruppe wird in

Zukunft einen großen Teil der Software ausmachen, da für jede Kombination aus Experiment, Maschine und Messeinrichtung ein Modul zu programmieren ist. Darauf aufbauend sind hier die Module angesiedelt, die die Aufbereitung der Messdaten zum Inhalt haben. Das betrifft beispielsweise die Mittelwertbildung aus mehreren Wiederholungsversuchen, den Beschnitt von Randeffekten oder das Filtern von (Mess-) Rauschen. Als Messmethode zur direkten Aufnahme von Verschiebungen an Proben aller Art hat sich Digital Image Correlation als optische Alternative zur taktilen Aufnahme etabliert. Module die aus den aufgenommenen Bildern Verschiebungen an der Probe berechnen, würden auch in die Gruppe Datenhandling fallen, sind aber noch zu entwickeln.

- Die Gruppe **Auswertung** beinhaltet Module, die an den Messdaten Berechnungen durchführen und daraus die Modellparameter bestimmen. Für jede Kombination aus Versuch und Materialmodell sind dabei verschiedene Module zu entwerfen, da teilweise Versuchsdaten noch zu bearbeiten sind, damit sie im gewünschten Modell Anwendung finden können. So müssen beispielsweise die Messwerte aus Bulgeversuchen zum Verlängern der Zugversuchsdaten erst angepasst werden, bevor sie sich an die Zugversuchsdaten anhängen lassen. Hier treten die Vorteile des modularen Aufbaus deutlich hervor, da Module wiederverwendet werden können.
- In der Gruppe **Visualisierung** sind jene Module enthalten, welche die Messdaten und die daraus berechneten Materialmodelle anzeigen. Dies ist insofern essentiell, als dass der Anwender die Güte des Fits zwischen Messdaten und Modell optisch prüfen und gegebenenfalls eine weitere Iteration anstoßen kann.
- Die Gruppe **Export** fasst die Exportmodule zusammen. Für jedes Simulationstool ist dabei ein Exportmodul zu entwickeln, da die verschiedenen Softwarehersteller die Materialmodelle in jeweils anderen Formaten erwarten. Im einfachsten Fall sind dies Textdateien mit vorgegebenen Codewörtern und Formatierung.
- Die grafische Benutzeroberfläche (**GUI**) verbindet alle Gruppen und Module. Sie ermöglicht dem Benutzer die Eingabe von Daten und dient als Plattform für die Visualisierungsmodule. Vor allem leitet sie den Anwender durch den Prozess der Materialmodellierung, in welchem dieser jederzeit zurückspringen kann, sollte sich die Notwendigkeit dazu ergeben.

Als Schnittstelle zwischen den Gruppen und Modulen dient eine durchgängige Datenbasis, siehe Kapitel E.1.1.1.

## E.1.1 Gruppe Datenhandling

Dieser Abschnitt gibt eine Übersicht über die Module des Datenhandlings, die innerhalb dieser Arbeit entstanden sind. Dabei soll der Leser nicht mit Ausführungen zum Einlesen von Messkolonnen aus Textdateien strapaziert werden, vielmehr geht es um die dabei entstehenden Herausforderungen und deren Lösung im MaterialModeler.

### E.1.1.1 Modul *database*

Dieses Modul erstellt eine datenbankähnliche Tabellenstruktur, in welcher alle während der Programmlaufzeit anfallenden Daten gespeichert sind. Aktuell enthält die Struktur nur eine einzige Ebene, also nur ein einziges Tabellenblatt. Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, diese Datenbasis so aufzubauen, dass ihre Struktur vor Beginn des Programmlaufes bereits feststeht und sich nicht ändert. Somit ist die Position der Daten während der Laufzeit bekannt, was den systematischen Zugriff darauf erlaubt. Dieses Vorgehen ähnelt bereits dem Arbeiten mit klassischen Datenbanken, weshalb bei der Weiterentwicklung zu überlegen ist, ob als Datenbasis auf eine Datenbank (SQL, MySQL, MongoDB etc.) zurückgegriffen wird. Dies erleichtert die Datenhaltung und Datenbankabfragen ließen sich über die bekannten Datenbankbefehle realisieren. Mit zunehmender Anzahl von Experimenten die zu verwalten sind und der daraus folgenden steigenden Datenmenge lässt sich dies kaum umgehen.

### E.1.1.2 Module *datahandlingTensileTest*, *datahandlingCrushTest*, *dataHandlingBulgeTest* und *datahandlingStiffnessTest*

Diese vier Module bilden die Grundlage, um die Ergebnisse der durchgeführten Experimente in die Datenbasis einzulesen. Wie bereits erwähnt, benötigt jede Kombination aus Maschine und Messtechnik ein eigenes Modul. Die durchgeführten Versuche in dieser Arbeit sind Zug- und Druckversuche mit grundsätzlich gleichbleibender Messtechnik auf der Universalprüfmaschine (Kapitel 4.1.3) sowie Bulgeversuche auf der Blechprüfmaschine (Kapitel 4.1.4). Jedes Modul ist auf die aus den Prüfmaschinen kommenden Dateien abzustimmen, damit das Einlesen der Daten automatisiert erfolgen kann. Eine Besonderheit stellen Steifigkeitstests dar, die die Steifigkeit des Versuchsaufbaus in der Universalprüfmaschine messen. Dabei wird eine maximal steife Probe<sup>1</sup> in den Aufbau eingespannt und die Messmaschine bis zu ihrer Maximalkraft belastet. Daraus ergibt sich ein Kraft-Weg-Diagramm, welches die elastischen Verformungen des Messaufbaus abbildet. Somit lassen sich Wege, die nicht an der Probe sondern in der Maschine aufgenommen sind, auf die Probe zurückrechnen, da zu jedem Kraftwert ein elastischer Verformungswert des gesamten Versuchsaufbaus bekannt ist. Dieser wird vom gemessenen Weg abgezogen und ergibt

---

<sup>1</sup> Idealerweise nimmt eine maximal steife Probe die äußeren Lasten auf, ohne sich zu verformen.

den Weg an der Probe. Dies ist vor allem für Versuche interessant, bei denen die Probe für Wegaufnehmer - beispielsweise aus Bauraumgründen - nicht zugänglich ist. In dieser Arbeit betrifft dies den Stauchversuch.

### E.1.1.3 Module *averageExperimentalData* und *selectInput*

Diese beiden Module dienen der Nachbearbeitung der eingelesenen Daten. Inhalt des Moduls *averageExperimentalData* ist die Mittelwertbildung von Wiederholungsversuchen, siehe unten. Das Modul *selectInput* bietet eine grafische Benutzerschnittstelle, um unerwünschte Datenpunkte aus den Messdaten zu entfernen. Im Rahmen dieser Arbeit ist das Filtern der Messdaten nicht nötig, da weder Messrauschen noch Rauschen durch das Material (wie beispielsweise beim Portevin-Le-Chatelier-Effekt, siehe Rösler et al. (2003, S. 203 ff.)) auftreten. Grundsätzlich ließe sich durch ein neues Modul oder Erweitern des bestehenden Moduls diese Funktionalität hinzufügen. Eine gewisse Glättung entsteht auch durch die Mittelwertbildung. Die Mittelwertbildung verschiedener Messkurven aus Wiederholungsversuchen ist insofern nicht-trivial, als dass es sich dabei um zeitbasierte, diskrete Daten handelt. Jeder Messkanal liefert also zu einem vom Trigger vorgegebenen Zeitpunkt ein Messergebnis. Da jeder Versuch ein leicht variierendes Verhalten zeigt, ändern sich auch die zu einem Zeitpunkt gehörigen Kraft-Weg-Wertepaare, aus denen sich später das gesuchte Spannungs-Dehnungs-Diagramm bestimmt. Das Problem veranschaulicht Abbildung E.1. Der Übersicht wegen sind nur ausgewählte Messpunkte der Kraft-Weg-Kurve von drei Wiederholungsmessungen eines Zugversuches dargestellt, allerdings

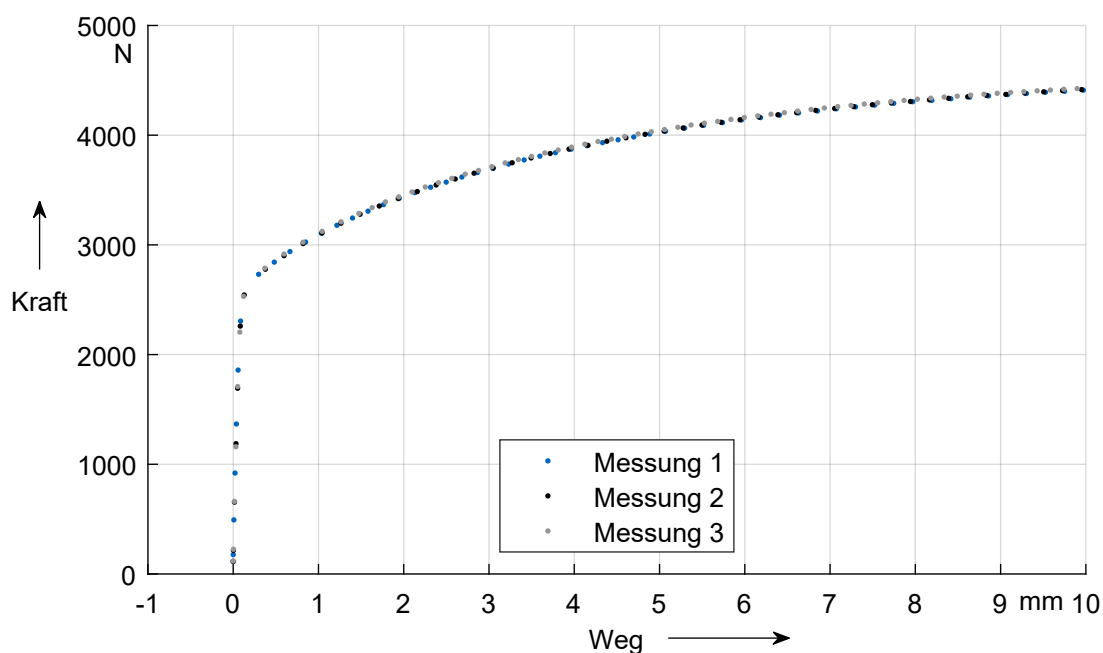


Abbildung E.1: Kraft-Weg-Diagramm eines Zugversuches von DC04; Darstellung ohne Verbindung der Messpunkte und von ausgewählten Messpunkten

zu gleichen Triggerpunkten. Um an jedem Wegpunkt eine mittlere Kraft ermitteln zu können, dürften die Kraftwerte einer Messung nicht in horizontaler Richtung zueinander verschoben sein. Damit eine Mittelung der Kraftwerte stattfinden kann, wird zunächst ein sogenannter Basisvektor<sup>2</sup> in der Dimension des Weges festgelegt. Dieser enthält die Stellen des Weges, an denen die Mittelung der Kraftwerte durchzuführen ist. Der Anwender kann Beginn, Anfang und Schrittweite des Basisvektors entweder selbst vorgeben oder das Modul bestimmt diese Werte aus den Messdaten. Dabei legt es den Beginn auf den minimalen Wegwert und das Ende auf den maximalen Wegwert, der in allen Messungen enthalten ist, fest. Die Schrittweite berechnet sich zum kleinsten positiven Abstand zwischen zwei Wegwerten der Messungen. Um nun zu den Einträgen des Basisvektors korrespondierende Kraftwerte zu erhalten, wird zwischen den in den Messungen enthaltenen Kraftwerten linear interpoliert. Daraus ergeben sich pro Eintrag des Basisvektors so viele Kraftwerte wie Messungen vorliegen. Aus diesen lässt sich ein arithmetischer Mittelwert bilden.

## E.1.2 Gruppe Auswertung

Diese Gruppe beinhaltet alle Module, die - auf Basis der aufbereiteten Messdaten der ersten Gruppe - Berechnungen durchführen. Dabei hat es sich als sinnvoll erwiesen, einzelne Parameter (beispielsweise E-Modul) in einem dedizierten Modul zu berechnen. Dies ermöglicht, unterschiedliche Strategien zur Bestimmung des Parameters zu testen bzw. den Anwender zwischen diesen verschiedenen Strategien wählen zu lassen. Des Weiteren lassen sich die Module so einfach für die Auswertung anderer Versuchstypen wiederverwenden. Im Folgenden werden die Module zur Auswertung eines Zugversuches nach DIN EN ISO 6892-1 mit Bulgeverlängerung nach DIN EN ISO 16808 und eines Stauchversuches nach DIN 50106 vorgestellt. Dabei wird auch auf die bei verschiedenen Versuchsarten wiederverwendeten Module eingegangen.

### E.1.2.1 Module *calculationsTensileTest* und *calculationsCrushTest*

Diese beiden im Hintergrund ablaufenden Module rechnen die Messdaten in das für die weitere Verarbeitung benötigte Format um. Als Eingangsdaten des Zugversuches liefert die Messung Kraft, Messweg, Probenbreite, Zeit, Ausgangsmesslänge, Ausgangsbreite und -dicke. Die letzten drei Parameter liegen als einzelne Zahlenwerte und die ersten vier als Spaltenvektoren vor. Für die Weiterverarbeitung sind daraus technische Spannung und Dehnung, wahre Spannung und Dehnung, aktuelle Probenlänge und -breite sowie der Ausgangsquerschnitt zu bestimmen. Dabei ist zu berücksichtigen, ob es sich um eine flache oder runde Probengeometrie handelt. Letztere bedingt eine andere Berechnung des Probenquerschnittes. Bei der Auswertung des Stauchversuches sind die Eingangsdaten prinzipiell identisch, der Parameter Probenbreite kann

---

<sup>2</sup> Mit „Vektor“ ist hier die Bedeutung des Begriffes in Matlab gemeint.

auf Grund von bauraumbedingter Unzugänglichkeit zur Probe nicht aufgezeichnet werden. Er lässt sich aber aus dem Anfangsvolumen und der Annahme der Volumenkonstanz während der Umformung aus der anfänglichen Probengeometrie errechnen. Dadurch geht allerdings die Möglichkeit zur Bestimmung von Anisotropiekennwerten verloren. Bei den Stauchversuchen dieser Arbeit wird mit Haftreibung zwischen Probe und Stauchbahnen gearbeitet, weshalb Reibung keine Rolle spielt. Die Kraftmessungen unterscheiden sich nach Ilschner et al. (1986, S. 27 f.) bis  $\varphi \leq 0,9$  nicht von denen ohne Reibung, die Versuchsauswertung ist jedoch deutlich einfacher.

### **E.1.2.2 Module *E*Modulus, *R*m, *r*Value und *n*Value**

Diese vier Module berechnen aus den vorherigen Ergebnissen ihre namensgebenden Parameter. Der E-Modul wird im Rahmen dieser Arbeit mittels der Regressionsmethode ermittelt, die Vitzthum, Eder et al. (2018) beschreiben. Dabei besteht prinzipiell die Möglichkeit, über vier Parameter auf die Berechnung Einfluss zu nehmen. Es hat sich allerdings herausgestellt, dass die Regressionsmethode mit den im Programm hinterlegten Parametern für alle untersuchten Materialien gute Resultate liefert, weshalb der Anwender diese vier Parameter während des Programmlaufes aktuell nicht ändern kann. Zwei dieser Parameter legen den Auswertebereich fest, wobei nach Vitzthum, Eder et al. (2018) die untere Grenze bei 5 % und die obere Grenze bei 95 % der Zugfestigkeit liegen. Da das Modul *E*Modulus hier für Zug- und Stauchversuche zum Einsatz kommt und Stauchversuche keine Zugfestigkeit zeigen, wird die Abhängigkeit der Bereichsermittlung von der Zugfestigkeit entfernt und durch den höchsten Spannungswert der Messreihe ersetzt. Dies wirkt sich nicht auf die eigentliche Methodik, wohl aber auf die Rechenzeit aus. Die beiden verbleibenden Parameter greifen in den Ablauf der Regression ein. Zu deren genauer Bedeutung sei auf Vitzthum, Eder et al. (2018) und die Dokumentation im Code selbst verwiesen (Benkert, Hartmann et al., 2019). Nach der E-Modulberechnung gibt das Modul dem Anwender das Ergebnis aus. Dieser entscheidet, ob mit dem berechneten E-Modul oder einem anzugebenden Literaturwert fortgefahren wird, was Einfluss auf die Bestimmung des elastischen Dehnungsanteils in Kapitel E.1.2.3 hat.

Das Modul *R*m bestimmt die Zugfestigkeit aus den Zugversuchsdaten an Hand der höchsten technischen Spannung der Messung und löscht alle danach kommenden Daten, da diese für die weitere Auswertung keine Rolle spielen und die Performance des Programms mit geringerer Datenmenge steigt.

An Flachzugproben, die in verschiedenen Winkeln zur Walzrichtung aus dem Blech entnommen sind, lässt sich die senkrechten Anisotropie (*r*-Werte) des Blecherzeugnisses bestimmen. Das dazu angewendete Regressionsverfahren findet sich in DIN EN ISO 10113. Um die *r*-Werte mit diesem Verfahren bestimmen zu können, sind die Querkontraktionszahl und der Auswertebereich

als Eingangsgrößen nötig. Die Querkontraktionszahl muss der Anwender vorgeben. Für den Auswertebereich der technischen Dehnung setzt das Modul die aus dem SEP 1240 stammenden Standardwerte 2 % bis  $A_g - 1$  %, welche der Nutzer bei Bedarf überschreiben kann.

Das Modul *nValue* bestimmt den Verfestigungsexponenten nach dem Regressionsverfahren aus DIN EN ISO 10275. Der n-Wert besitzt nur noch für wenige Materialien Aussagekraft, da er auf dem Verfestigungsmodell nach Ludwik (1909, S. 32) aufbaut und dieses Modell inzwischen durch andere Modelle weitestgehend abgelöst ist. Der n-Wert ist jedoch in vielen Normen für Blecherzeugnisse angegeben und kann als Vergleichswert dienen.

### E.1.2.3 Modul *yieldCurve*

Dieses Modul erstellt aus den Eingangsdaten eine Fließkurve. Die Fließkurve zeigt die Fließspannung über dem plastischen Anteil der Dehnung. Von den bisher betrachteten wahren Gesamtdehnungswerten ist demnach der elastische Anteil abzuziehen, da  $\varepsilon_{ges}^{wahr} = \varepsilon_{el}^{wahr} + \varepsilon_{pl}^{wahr}$ . Im gleichen Zuge lässt sich eine Nullpunktverschiebung der Dehnungsachse durchführen. Dies kann beispielsweise bei nicht ideal steifen Messaufbauten nötig sein. Um den elastischen Anteil aus der Gesamtdehnung extrahieren zu können, muss der Übergang vom elastischen zum plastischen Materialverhalten, der sogenannte Fließbeginn, bestimmt werden. Abbildung E.2 veranschaulicht das Vorgehen für Materialien mit und ohne ausgeprägter Streckgrenze. In der Abbildung sind der Übersichtlichkeit wegen nur ausgewählte Messpunkte dargestellt. Bei Mate-

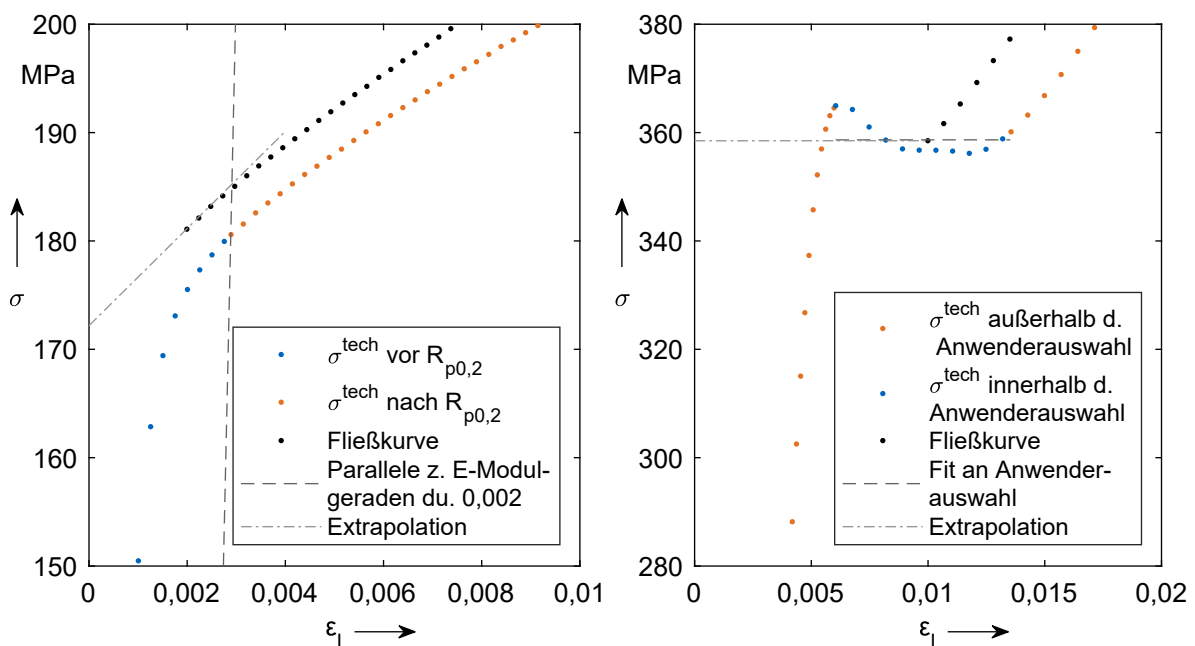


Abbildung E.2: Diagramme zur Veranschaulichung der Bestimmung des Fließbeginns; ohne ausgeprägte Streckgrenze bei DC04 (links); mit ausgeprägter Streckgrenze bei nicht wärmebehandeltem 18CrNiMo7-6 (rechts)



rialien ohne ausgeprägte Streckgrenze dient meist der  $R_{p0,2}$  Wert zur Bestimmung des Übergangs vom elastischen zum plastischen Verhalten (Grote et al., 2007, E24), da sich auf Grund des stetigen Kurvenverlaufes keine scharfe Grenze ausmachen lässt. Der  $R_{p0,2}$  Wert ergibt sich aus dem Schnittpunkt einer Parallelen zur Hooke'schen Gerade, welche die Dehnungsachse bei  $\varepsilon^{tech} = 0,2\%$  schneidet und der technischen Spannungs-Dehnungs-Kurve. Damit ist die technische Fließspannung bei 0,2% technischer, plastischer Dehnung bekannt, die bei 0% nicht. Um nun die initiale, wahre Fließspannung bestimmen zu können, wird der ermittelte Wert der technischen Fließspannung bei 0,2% technischer, plastischer Dehnung in einen wahren Spannungswert bei der zugehörigen plastischen, wahren Dehnung umgerechnet. Anschließend wird der elastische Anteil  $\varepsilon_{el}^{wahr} = E/\sigma^{wahr}$  aller wahren Dehnungen nach  $R_{p0,2}$  bestimmt und von den Gesamtdehnungswerten abgezogen. Daraus ergibt sich die in Abbildung E.2 links dargestellte Fließkurve, ohne den initialen Fließwert. Um diesen zu bestimmen, wird die Fließkurve, basierend auf einem linearen Fit der Messwerte zwischen 0,002 und 0,0022, nach links extrapoliert. Der Schnittpunkt der Extrapolation mit der Ordinate stellt die initiale Fließspannung dar. Der Anwender kann dabei sowohl auf den Dehnungswert (0,002 im obigen Beispiel), der den Schnittpunkt der Parallelen zur Hooke'schen Gerade mit der Abszisse angibt, als auch auf den Multiplikationsfaktor (1,1 im obigen Beispiel) Einfluss nehmen. Neuere Untersuchungen von Vitzthum, Hartmann et al. (2019) zeigen, dass sich der Übergang vom elastischen zum plastischen Materialverhalten unter Ausnutzung des Joule-Thomson-Effektes (Thomson, 1857) und einer Temperaturmessung an der Zugprobe genau bestimmen lässt. Dies erleichtert die Bestimmung der initialen Fließspannung erheblich.

Liegt eine ausgeprägte Streckgrenze vor, wie in Abbildung E.2 rechts zu sehen, ändert sich auch das Vorgehen zur Bestimmung der initialen Fließspannung. Das Modellieren einer ausgeprägten Streckgrenze in einem Materialmodell ist insofern etwas komplexer, als dass nicht nur die möglichst genaue Abbildung des Materialverhaltens, sondern auch die Anforderungen der Numerik zu berücksichtigen sind. So sind nicht monoton steigende Materialmodelle zum Teil instabil (Belytschko et al., 2014, S. 233, 407 f.). Ob eine ausgeprägte Streckgrenze vorliegt, muss der Anwender zunächst optisch an Hand der wahren Spannungs-Dehnungs-Kurve beurteilen und ggf. den Bereich der ausgeprägten Streckgrenze zum Fortfahren markieren. Auf Basis der Messwerte innerhalb des Auswahlbereiches wird eine lineare Funktion gefittet, welche eine Steigung von mindestens eins haben muss. Dies vermeidet negative Steigungen der Fließkurve im Bereich der ausgeprägten Streckgrenze. Anschließend erfolgt die Bestimmung des - von rechts gesehen - ersten Schnittpunktes der ermittelten Geraden und der Spannungs-Dehnungs-Kurve. Der elastische Anteil der Dehnungswerte hinter diesem Schnittpunkt wird analog dem Vorgehen ohne ausgeprägte Streckgrenze ermittelt und von der Gesamtdehnung abgezogen. Der erste Punkt dieser so ermittelten Fließkurve und die Steigung der gefitteten Geraden ergeben eine lineare Gerade, deren Schnittpunkt mit der Ordinate die initiale Fließspannung darstellt.

In beiden beschriebenen Fällen wird der Wert der initialen Fließspannung vor die bereits ermit-

telte Fließkurve gestellt und das Ergebnis in die Datenbasis geschrieben.

#### E.1.2.4 Module *extrapolation*, *bulgeExtrapolationTensileTest* und *fitAlpha*

Diese Module dienen dazu, die aus dem Zugversuch gewonnene Fließkurve zu höheren Dehnungswerten zu verlängern. Dies ist fast immer nötig, da in realen Prozessen das Material deutlich höheren Dehnungen ausgesetzt ist, als mit dem Zugversuch zu ermitteln sind. Daher wird die Fließkurve im Modul *extrapolation* unter Zuhilfenahme verschiedener mathematischer Ansätze extrapoliert (Abbildung E.3). Die bekanntesten Ansätze stammen von Ghosh (1977), Hockett et al. (1975), Ludwik (1909), Swift (1952) und Voce (1948). Die Parameter dieser Ansätze haben im Prinzip eine physikalische Bedeutung, welche, bis auf den Fließbeginn, hier jedoch nicht genutzt werden. Stattdessen dienen die Parameter als Freiheitsgrade für einen gewichteten Least-Square-Fit des Modells an die Messdaten. Hinter dem Least-Square-Fit steht eine Minimierung der Summe aller Abstandsquadrate zwischen Messpunkten und Modell. Die Gewichtung skaliert diesen Fehler zwischen Messung und Modell zu höheren Dehnungen nach oben, damit das Modell möglichst genau mit dem Ende der Messdaten übereinstimmt. Als Wichtungsfunktion kommt eine lineare Funktion mit dem Startwert 1 und dem Endwert 10 zum Einsatz. Der Startwert liegt dabei am Anfang der Messdaten, der Maximalwert an deren Ende. Sind zusätzlich zu den Zugversuchsdaten auch Bulgeversuchsdaten vorhanden, lässt sich die Fließkurve aus den Zugversuchen mit den Daten der Bulgeversuche verlängern. Dazu dient die Methode, die in DIN EN ISO 16808 beschrieben ist. Dabei wird in der Spannungs-Dehnungs-

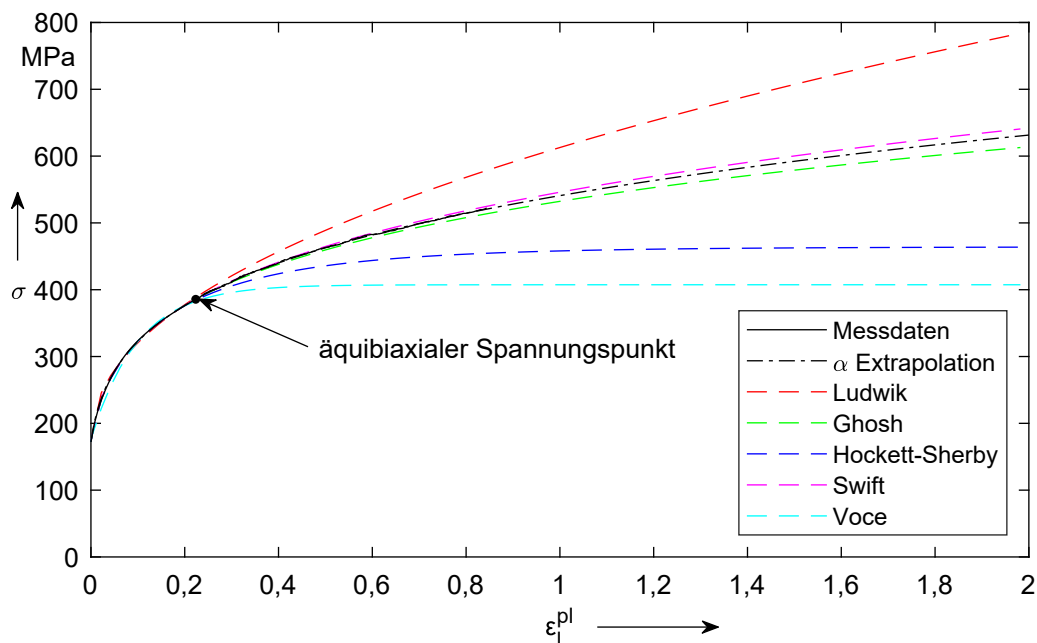


Abbildung E.3: Übersicht über die verschiedenen Extrapolationsansätze für die Fließkurve des Zugversuches eines DC04 inklusive der Bulgeverlängerung und des  $\alpha$ -Fits

Kurve des Bulgeversuches der Punkt gesucht, an dem das Produkt aus Spannung und Dehnung gleich dem aus den Zugversuchsdaten zum Ende der Gleichmaßdehnung ist. Aus dem Verhältnis des so ermittelten Spannungswertes des Bulgeversuches zum Spannungswert des Zugversuches am Ende der Gleichmaßdehnung errechnet sich das sogenannte äquibiaxiale Spannungsverhältnis. Die Dehnungswerte des Bulgeversuches werden damit multipliziert und die Spannungswerte dadurch dividiert. Alle Messwerte des Bulgeversuches vor dem ermittelten Punkt verfallen. Mit Hilfe dieser verlängerten Fließkurve und den zuvor ermittelten Extrapolationen bestimmt das Modul *fitAlpha* eine neue Extrapolationsfunktion, die sowohl die Messdaten der Zugversuche als auch die der Bulgeversuche abbildet. Dazu gewichtet die Funktion zwei Extrapolationsansätze – einmal mit einem Faktor  $\alpha$  und einmal mit einem Faktor  $1 - \alpha$ . Der Anwender kann an Hand der Visualisierung aller Extrapolationsansätze und den Messdaten (Abbildung E.3) auswählen, welche beiden Extrapolationsansätze für den  $\alpha$ -Fit verwendet werden sollen.

### E.1.3 Gruppen Visualisierung und Export

Die Visualisierungsgruppe beinhaltet die Module zum Anzeigen der berechneten Ergebnisse auf Basis der Messdaten, während die Exportgruppe die Module enthält, welche die Inputdateien für die Simulationstools erstellen.

#### E.1.3.1 Module *plotTensileTest*, *plotCrushTest* und *plotApproaches*

Diese drei Module plotten die Ergebnisse der namensgebenden Versuche bzw. im Fall von *plotApproaches* die Extrapolationsansätze für die Fließkurven von Zug- und Stauchversuchen. In Abbildung E.3 und Abbildung E.4 sind beispielhaft die Visualisierungen eines Zugversuches und der Extrapolationsansätze dargestellt. Beim Zugversuch sind, neben der technischen und wahren Spannungs-Dehnungs-Kurve bis zum Ende der Gleichmaßdehnung, die Parallele zur Hooke'schen Gerade zur Bestimmung des Fließbeginns und die Fließkurve zu sehen. Dem Anwender werden so auf einen Blick alle relevanten Größen der Auswertung dargestellt. Bei der Darstellung der Extrapolationsansätze gilt im Prinzip das Gleiche. Während der Laufzeit des Programms sieht der Anwender die Messdaten sowie die Extrapolationsansätze und wählt die am besten passenden für den  $\alpha$ -Fit aus. Nach dem Programmablauf kann der Anwender die Übereinstimmung des  $\alpha$ -Fits mit den Messdaten noch einmal überprüfen (Abbildung E.3, Kurve der Extrapolation).

#### E.1.3.2 Modul *exportAbaqus*

Dieses Modul erstellt eine Textdatei in der Formatierung, die Abaqus als Eingangsdatei für Materialmodelle erwartet. Zudem wandelt es die  $r$ -Werte aus ihrer bisherigen Form in das

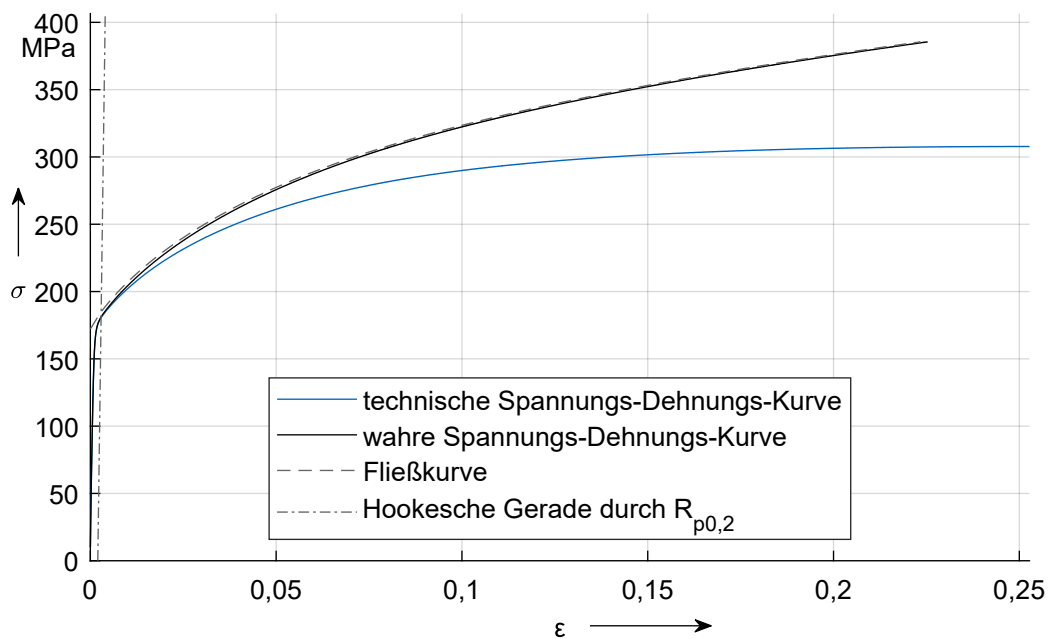


Abbildung E.4: Ergebnisse eines Zugversuches in Walzrichtung an einem Feinblech aus dem weichen Tiefziehstahl DC04

Format um, welches die Simulationssoftware vorgibt. Schlussendlich erlaubt es dem Anwender, den Speicherpfad der Datei festzulegen.

## E.2 Diagramme zur Steifigkeit der tiefgezogenen Radkörper

Die Diagramme liegen Abbildung 7.20 zugrunde. Sie zeigen Kraft-Weg-Diagramme des Lastangriffspunktes bei Zahnrädern mit tiefgezogenen Radkörpern unter einem Zehntel der Nennzahnkräfte. Der Betrag der Steigung der gefiteten linearen Funktionen an die Simulationsergebnisse entspricht der Steifigkeit des betreffenden Radkörpers in der angegebenen Richtung. Das Verhältnis der ermittelten Steifigkeiten der Zahnräder mit Leichtbauradkörper zur Steifigkeit des Vollrades in dieser Richtung, ist in der o.g. Abbildung dargestellt.

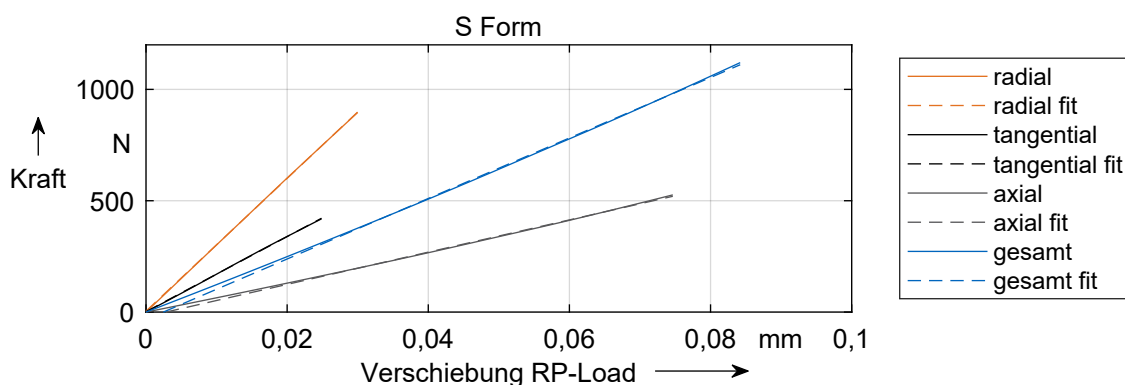


Abbildung E.5: Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit S-förmigem Radkörper

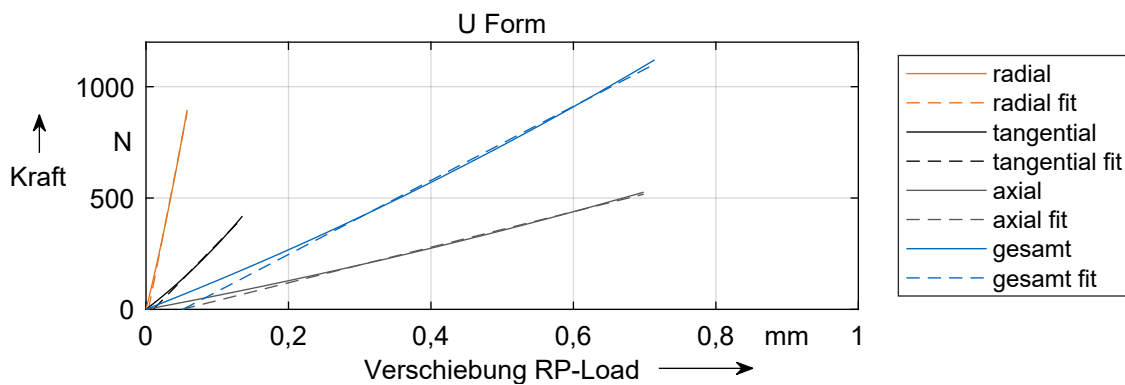


Abbildung E.6: Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit U-förmigem Radkörper

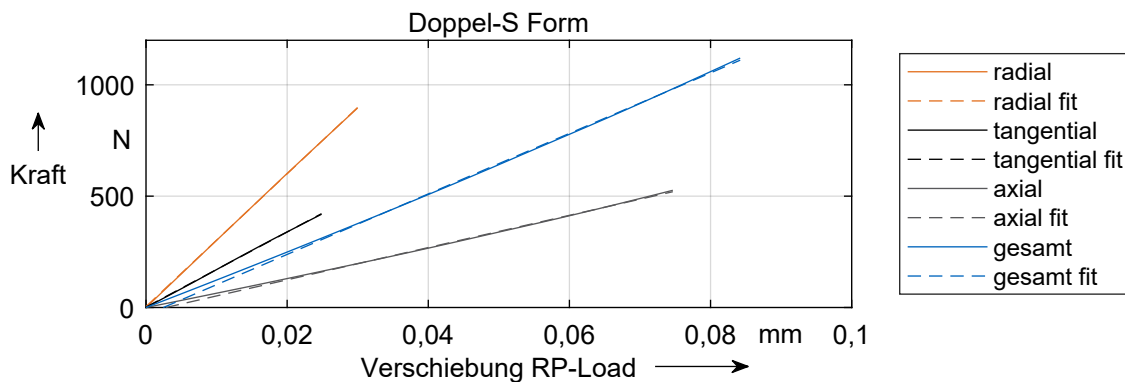


Abbildung E.7: Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit Doppel-S-förmigem Radkörper

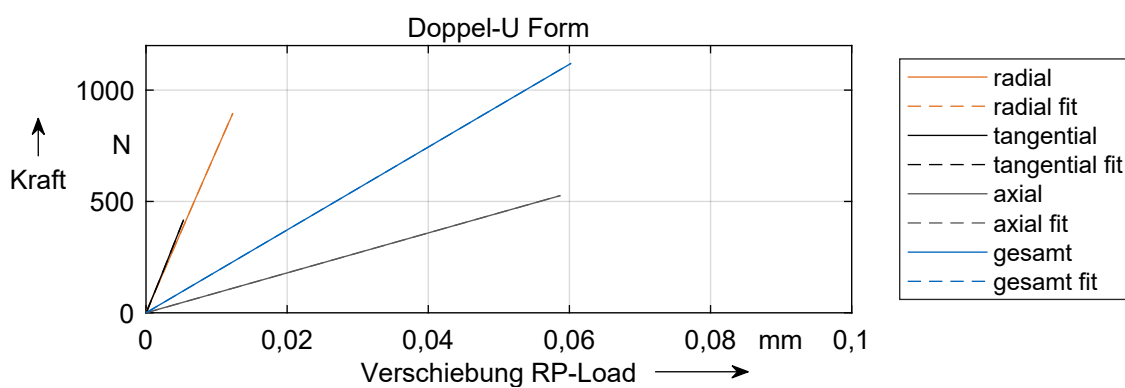


Abbildung E.8: Kraft-Weg-Diagramm des Leichtbauzahnrades mit Doppel-U-förmigem Radkörper

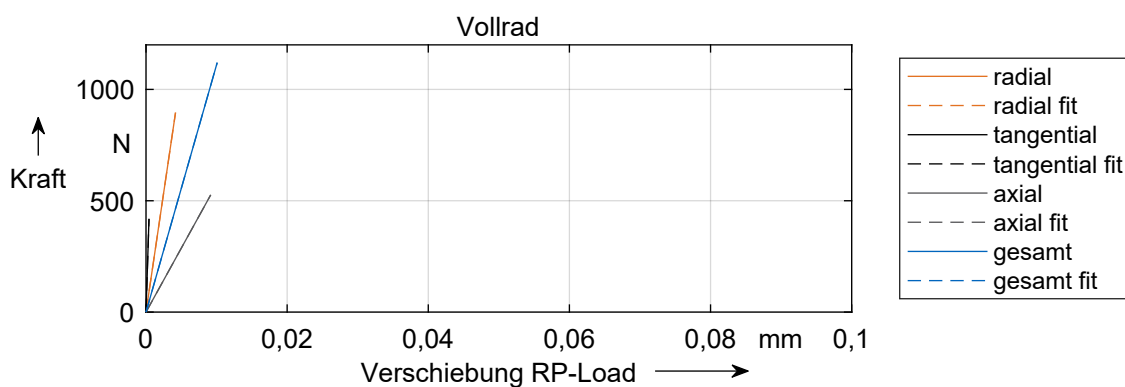


Abbildung E.9: Kraft-Weg-Diagramm des Vollrades

### E.3 Vektorgrafik des blechpaketierten Radkörpers

Die in Abbildung E.10 dargestellte Blechlage des blechpaketierten Radkörpers kann direkt aus diesem Dokument herauskopiert und weiterverwendet werden. Gleiches gilt für die in Abbildung E.11 dargestellte Blechplatine für die Feinschneiduntersuchungen. Beide Grafiken sind in Inkscape erstellt.

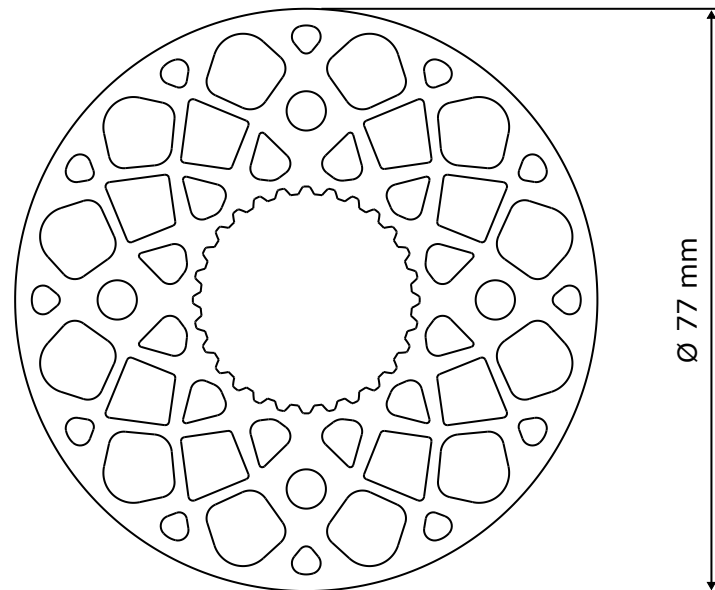


Abbildung E.10: Vektorgrafik einer Blechlage des blechpaketierten Radkörpers

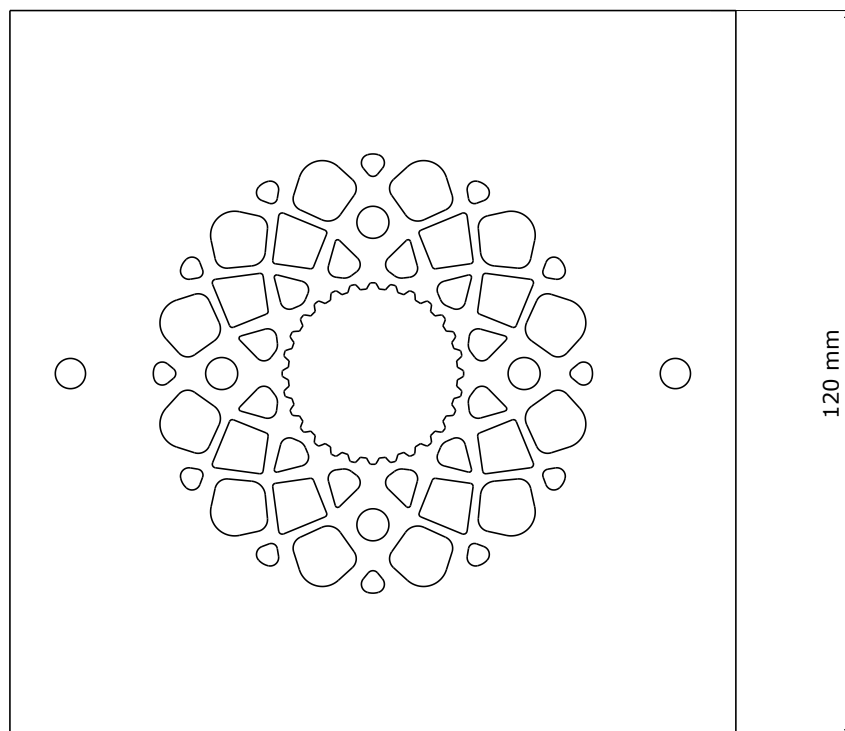


Abbildung E.11: Vektorgrafik einer Platine des blechpaketierten Radkörpers für die Feinschneiduntersuchungen

## E.4 Übermaße der untersuchten Testräder

Die in diesem Kapitel zu sehenden Grafiken stellen das erreichte Drehmoment über dem Übermaß in der Fuge der Testräder dar. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich kein kausaler Zusammenhang zwischen Drehmoment und den Übermaßschwankungen einer Probencharge ableiten lässt. Somit ist sichergestellt, dass die in Kapitel 8.2 dargestellten Versuchsergebnisse von anderen Faktoren als den Übermaßschwankungen abhängen.

Das Übermaß für die Probencharge mit tiefgezogenem Radkörper aus 1.4301 und reduziertem Übermaß (Abbildung E.19) liegt im positiven Bereich. Der Theorie nach sollte sich hier überhaupt kein Drehmoment übertragen lassen. Das Übermaß in der Fuge der Testräder basiert auf den Messungen zur Qualitätssicherung aus Abbildung 7.26, welche einen Mittelwert aus einer tastenden Messung von 201 Messpunkten über die Flankenhöhe des Radkörpers bilden (Abbildung 7.25). Durch die Rückfederung des Bauteils nach dem Tiefziehen liegen jedoch einige Punkte über und einige unterhalb des mittleren Radius', der zur Berechnung des Übermaßes dient. Daher besteht zwischen einigen Flächen des Radkörpers und des Testringes trotz des im Mittel positiven Übermaßes eine Überlappung und ein Drehmoment ist übertragbar.

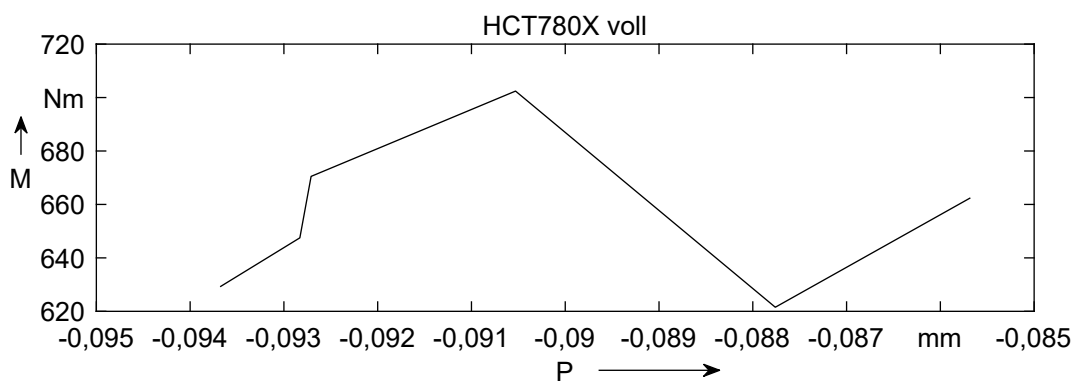


Abbildung E.12: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Vollradkörper aus HCT780X

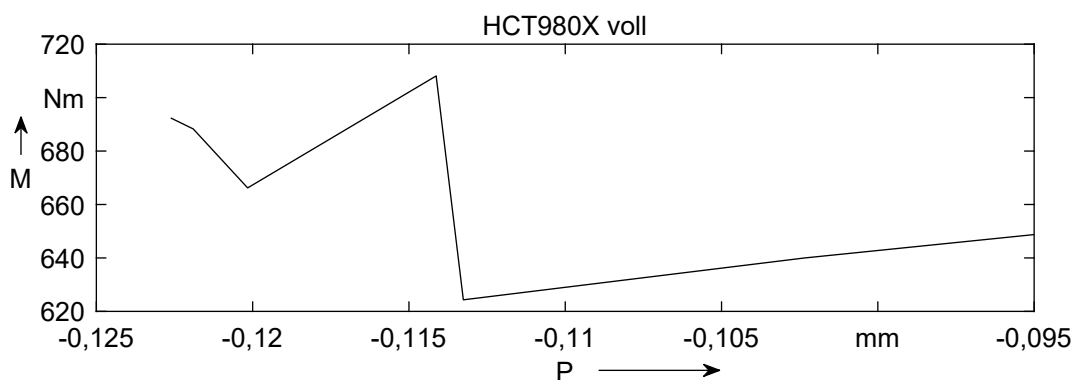


Abbildung E.13: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Vollradkörper aus HCT980X



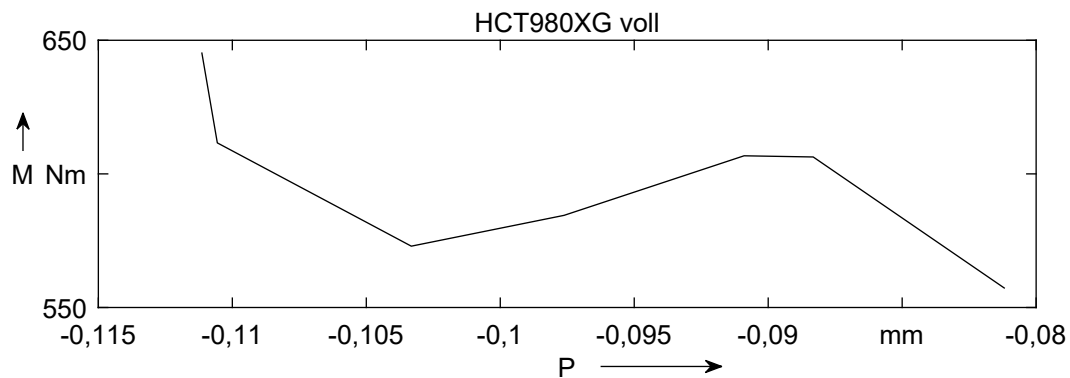


Abbildung E.14: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Vollradkörper aus HCT980XG

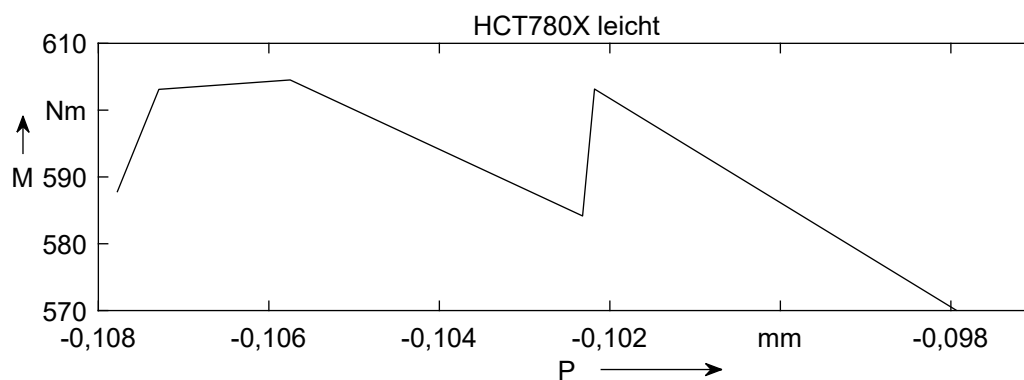


Abbildung E.15: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper aus HCT780X

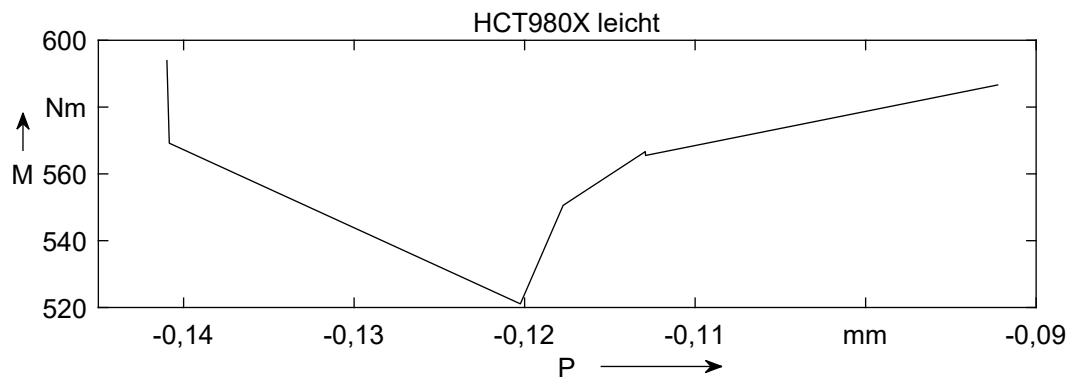


Abbildung E.16: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper aus HCT980X

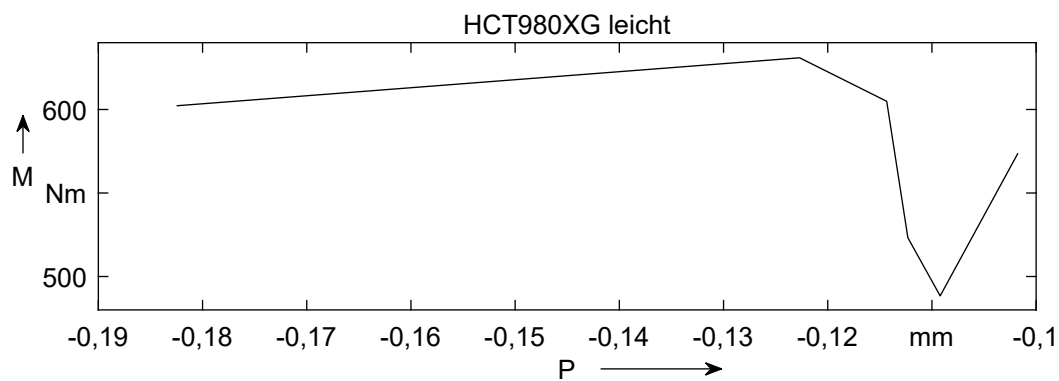


Abbildung E.17: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit blechpaketiertem Leichtbauradkörper aus HCT980XG

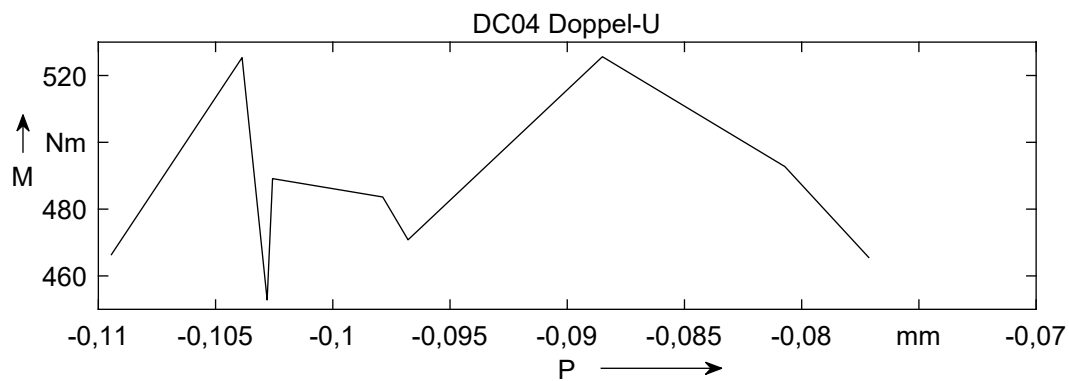


Abbildung E.18: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit tiefgezogenem Doppel-U Radkörper aus DC04

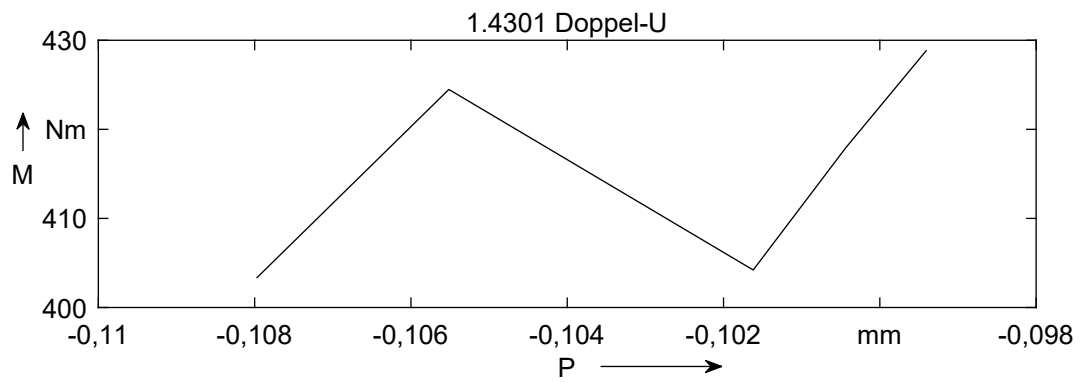


Abbildung E.19: Drehmoment über Übermaßschwankungen der Testräder mit tiefgezogenem Doppel-U Radkörper aus 1.4301 und reduziertem Übermaß

### E.5 Fertigungszeichnungen der Aktivelemente des blechpaketierten Radkörpers

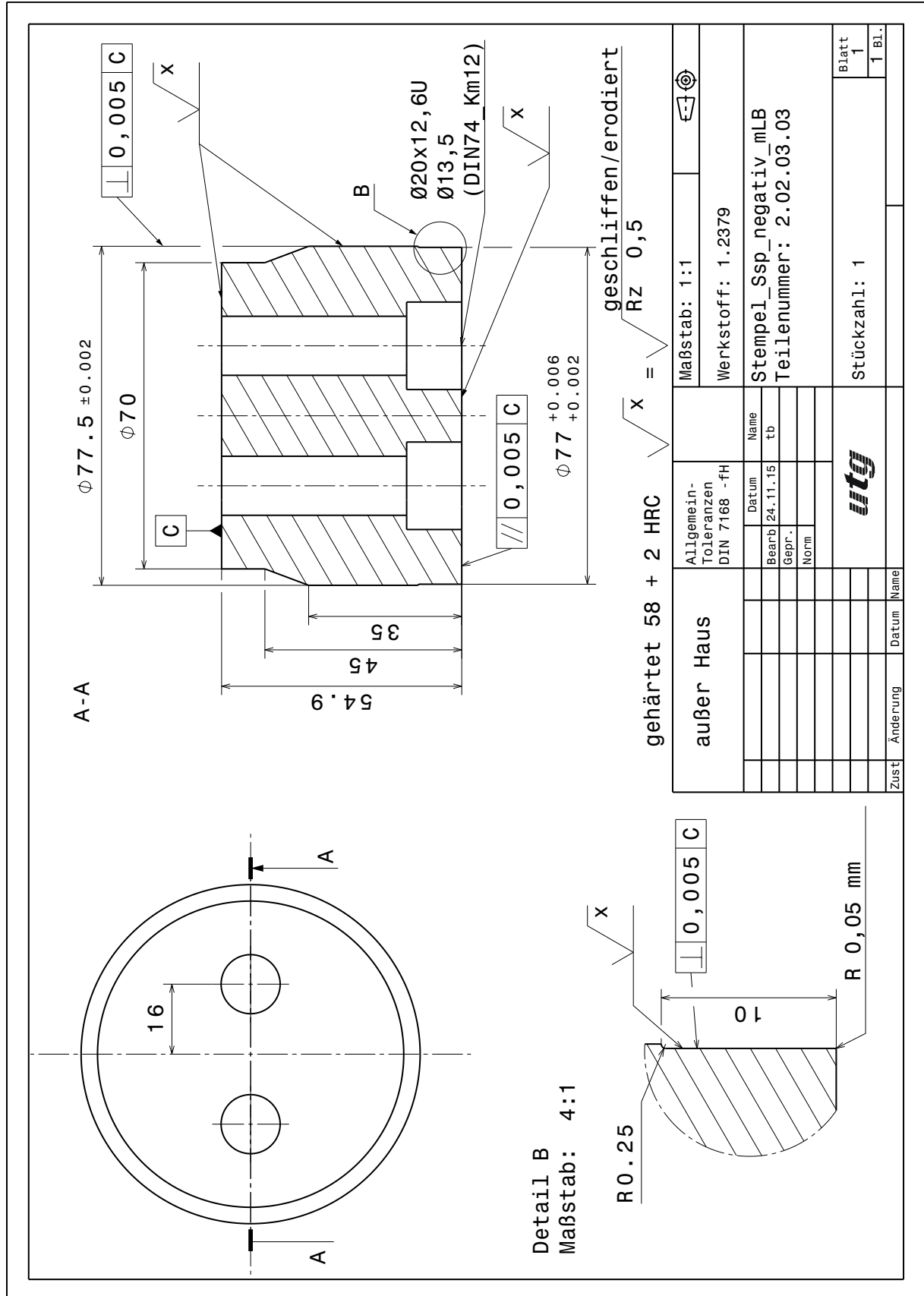


Abbildung E.20: Fertigungszeichnung Feinschneiden Stempel

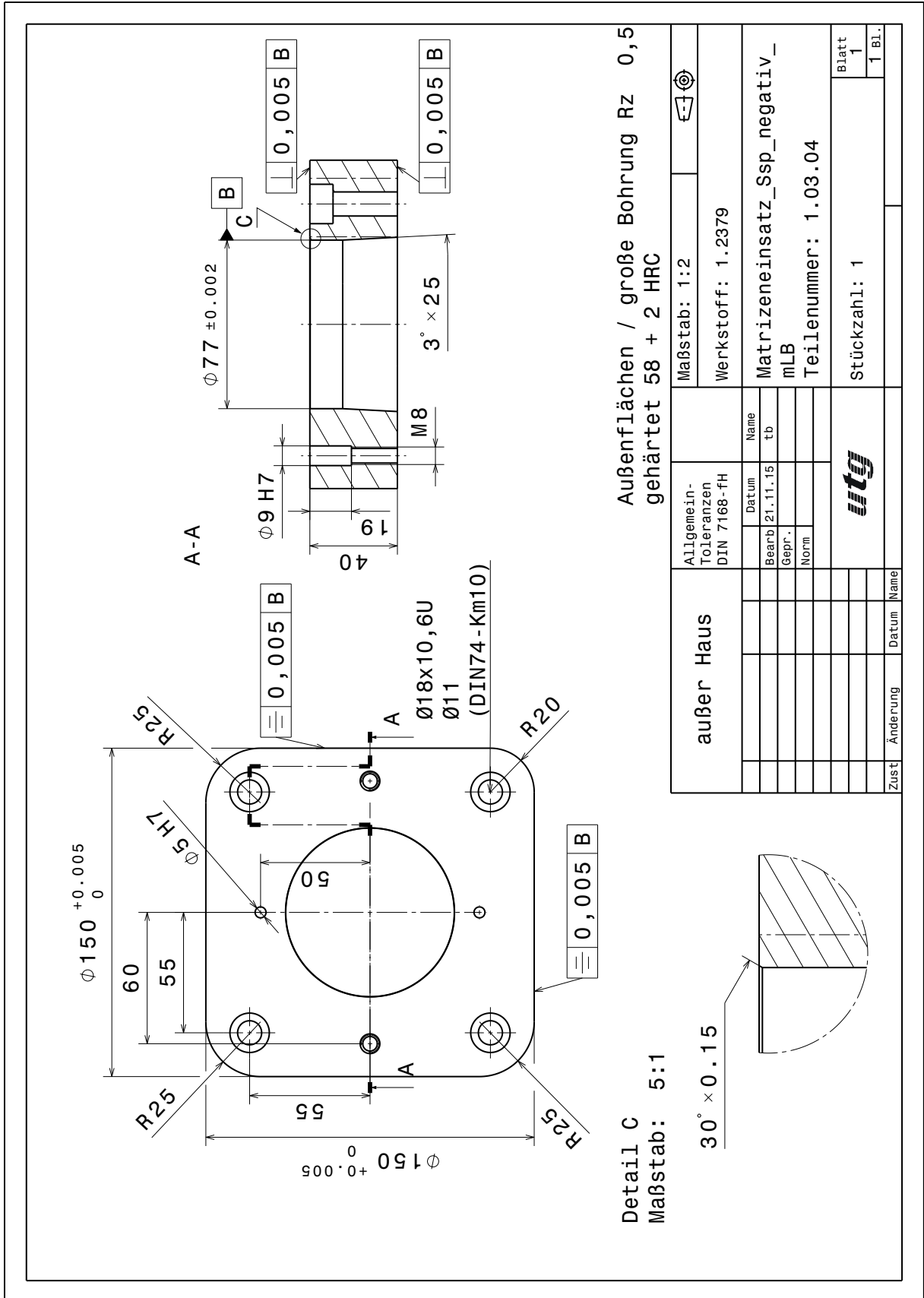


Abbildung E.21: Fertigungszeichnung Feinschneiden Matrize

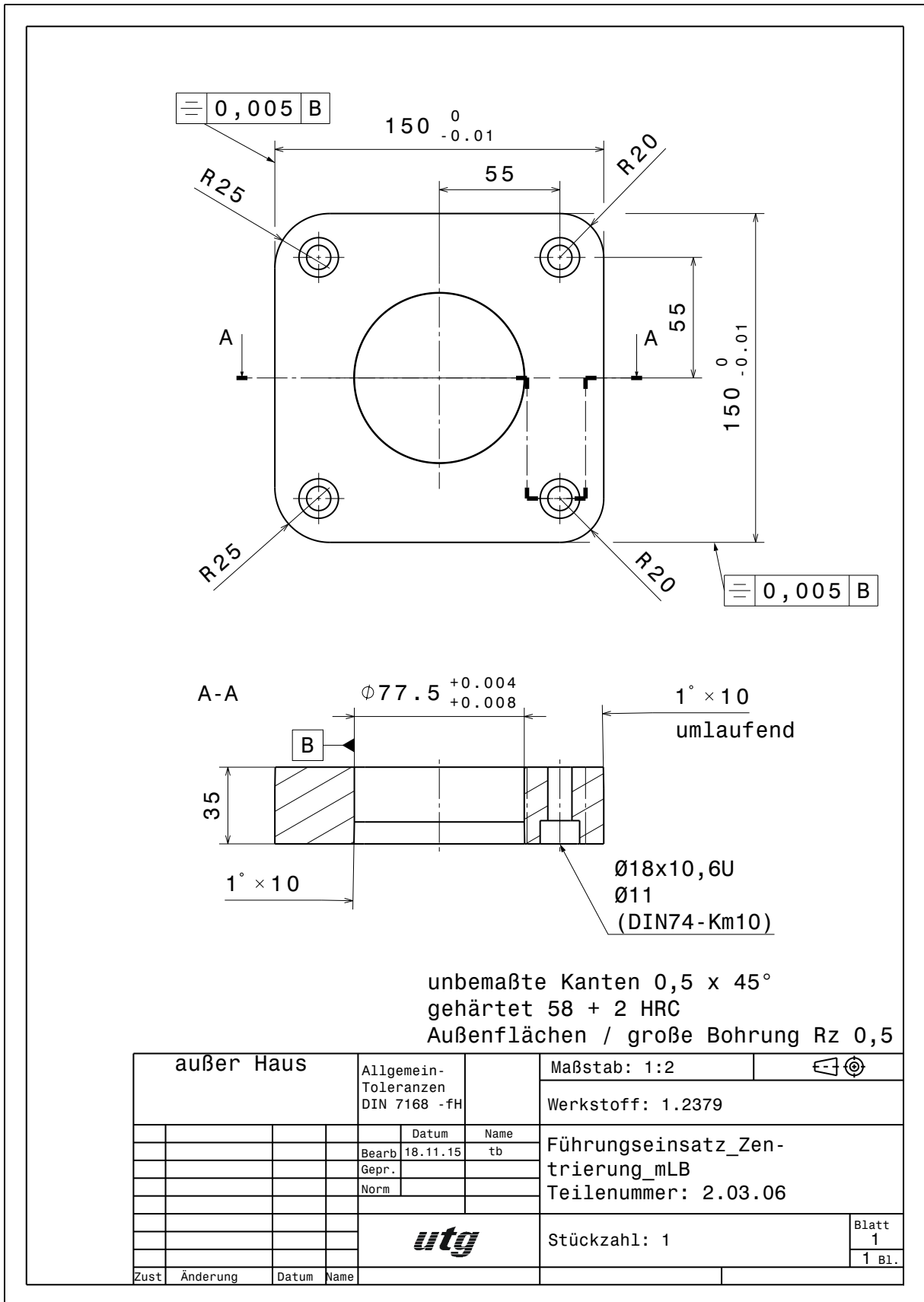


Abbildung E.22: Fertigungszeichnung Feinschneiden Niederhalter

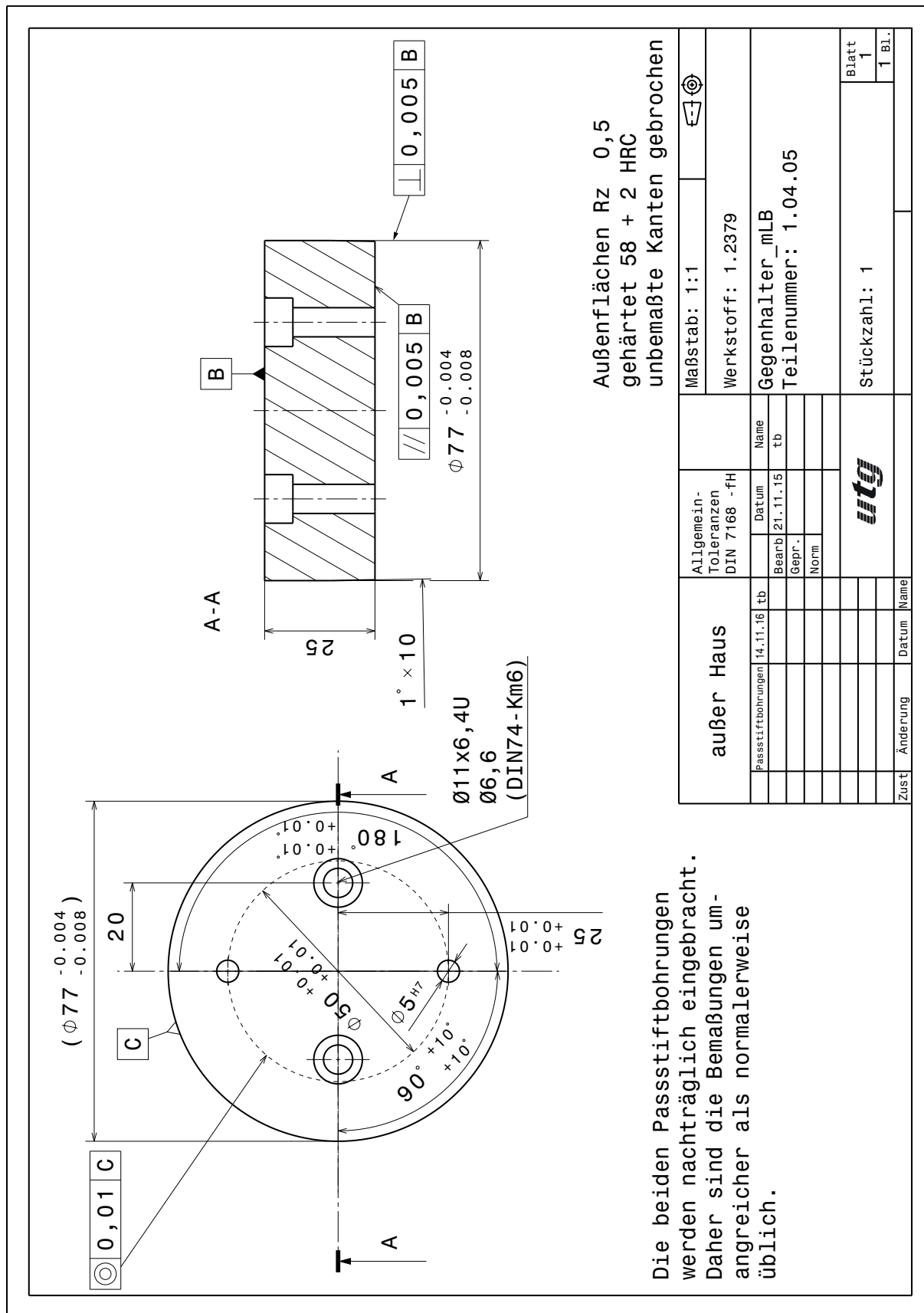


Abbildung E.23: Fertigungszeichnung Feinschneiden Gegenhalter





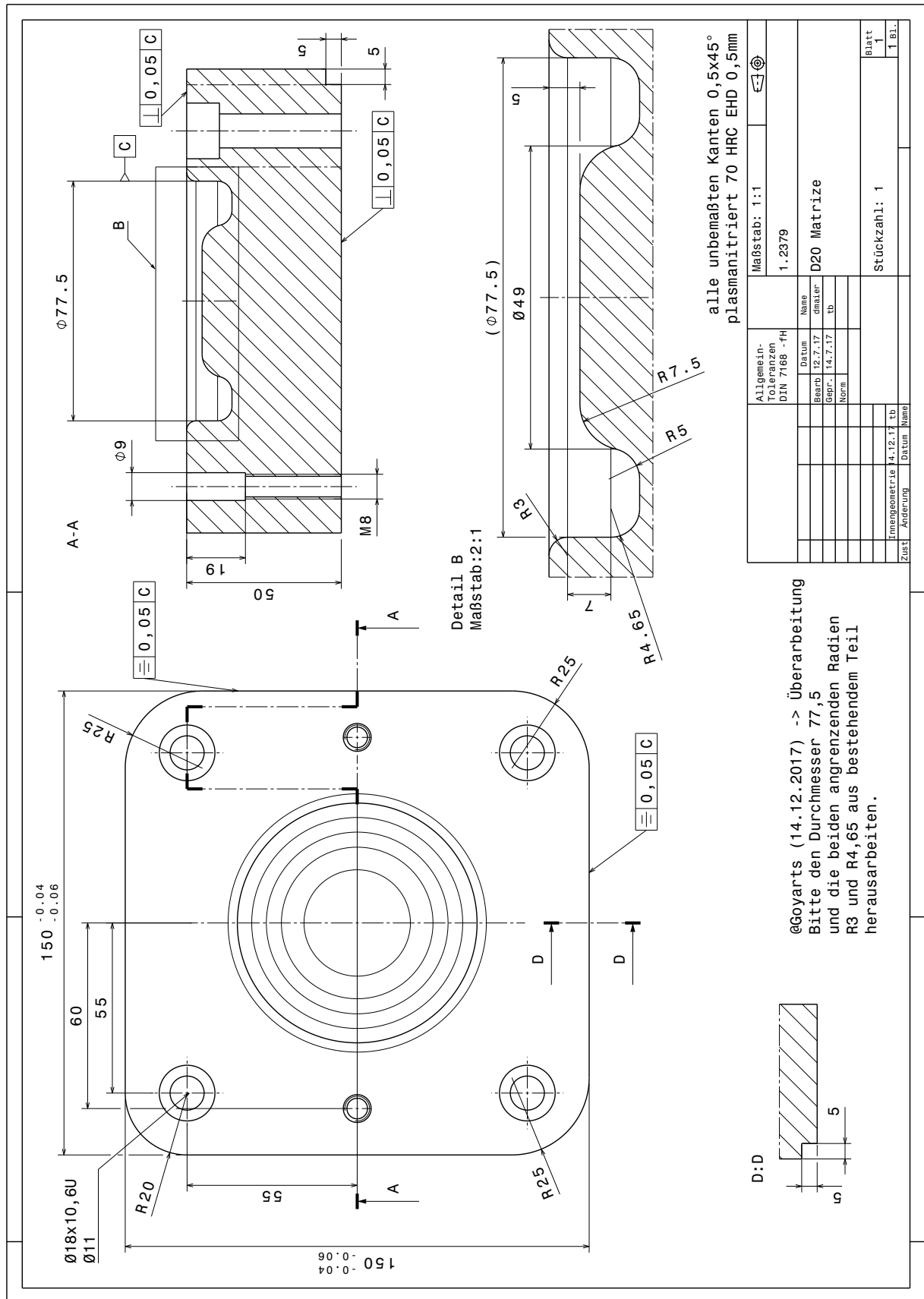


Abbildung E.25: Fertigungszeichnung D20 Matrize

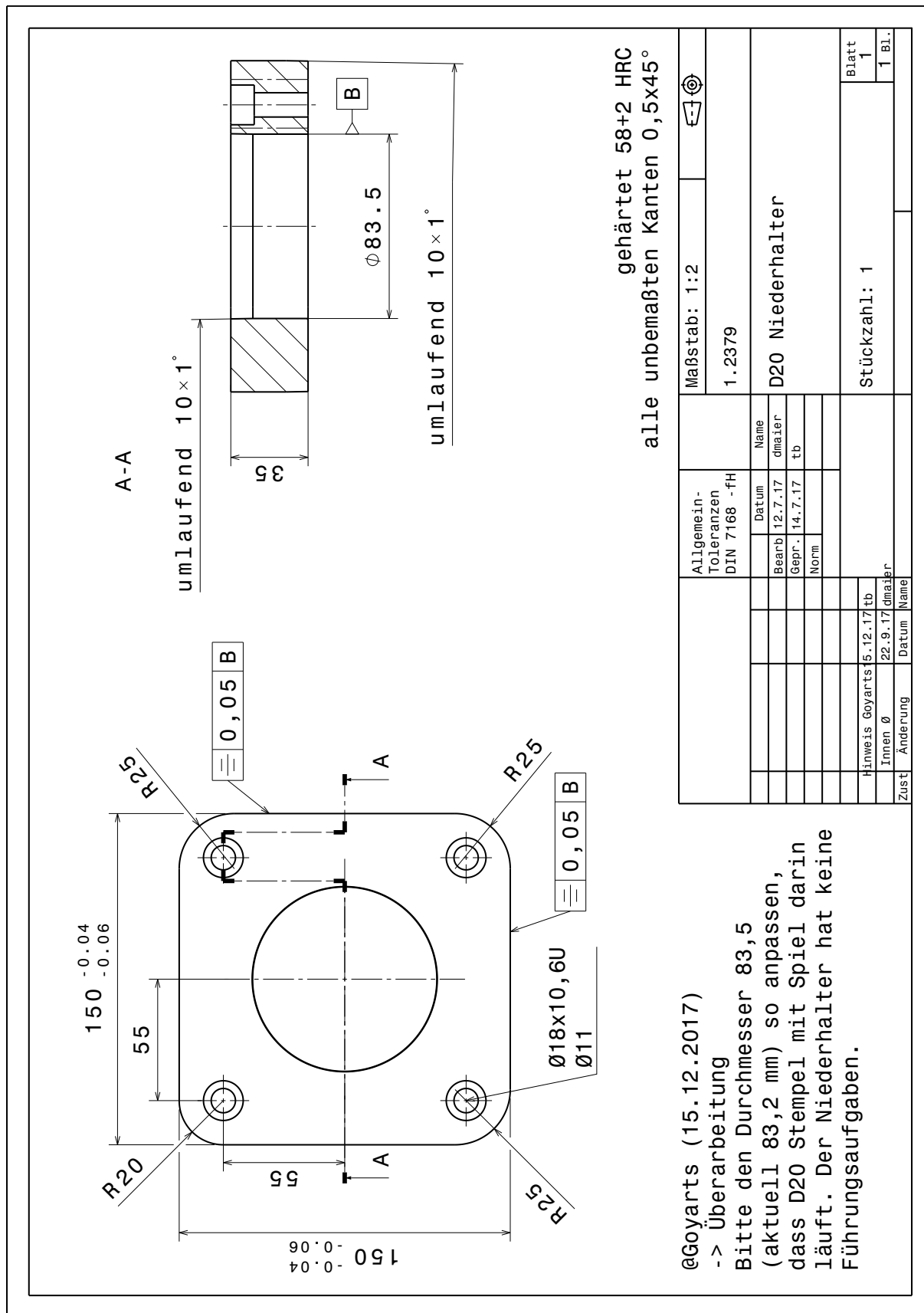


Abbildung E.26: Fertigungszeichnung D20 Niederhalter

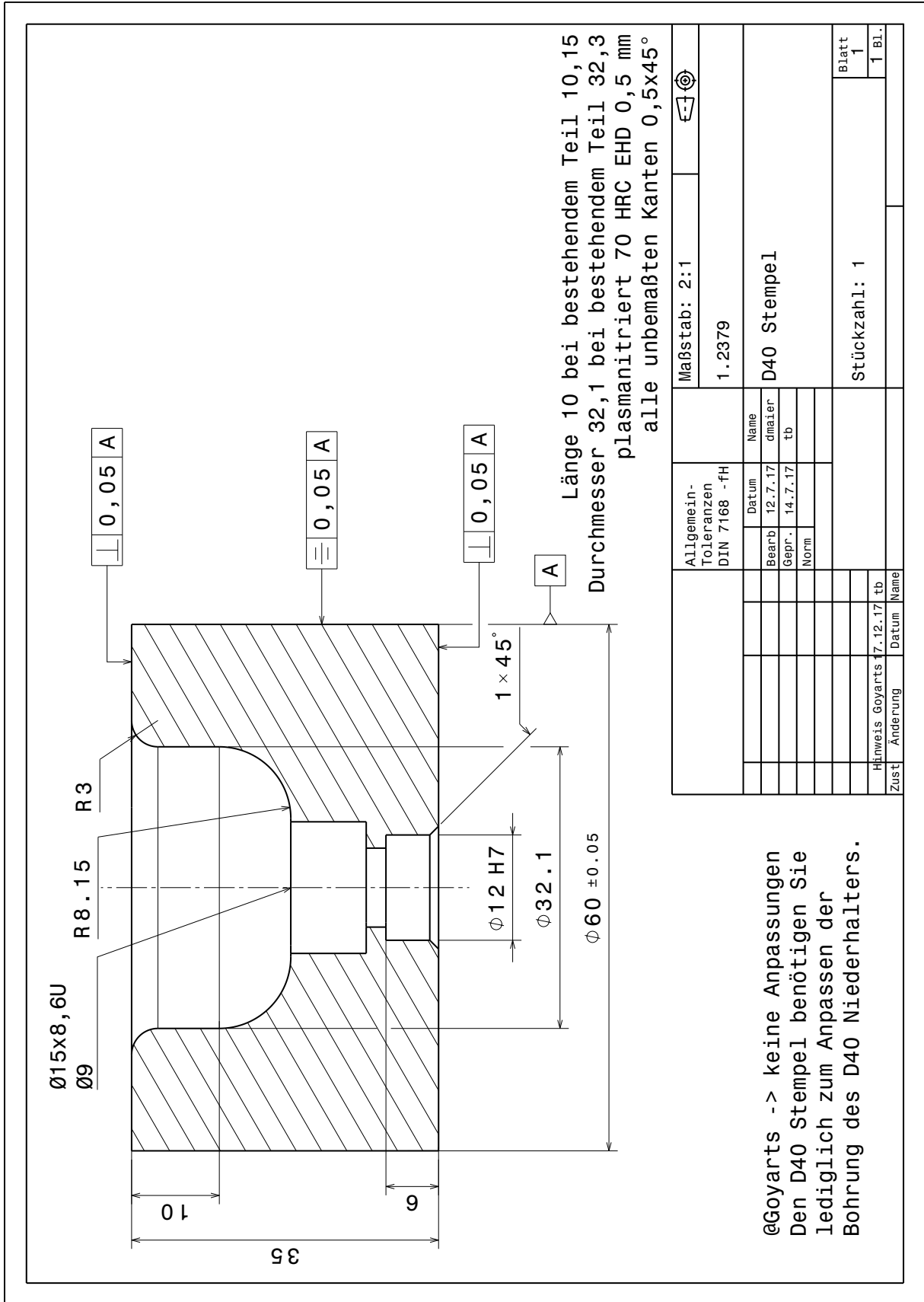


Abbildung E.27: Fertigungszeichnung D40 Stempel



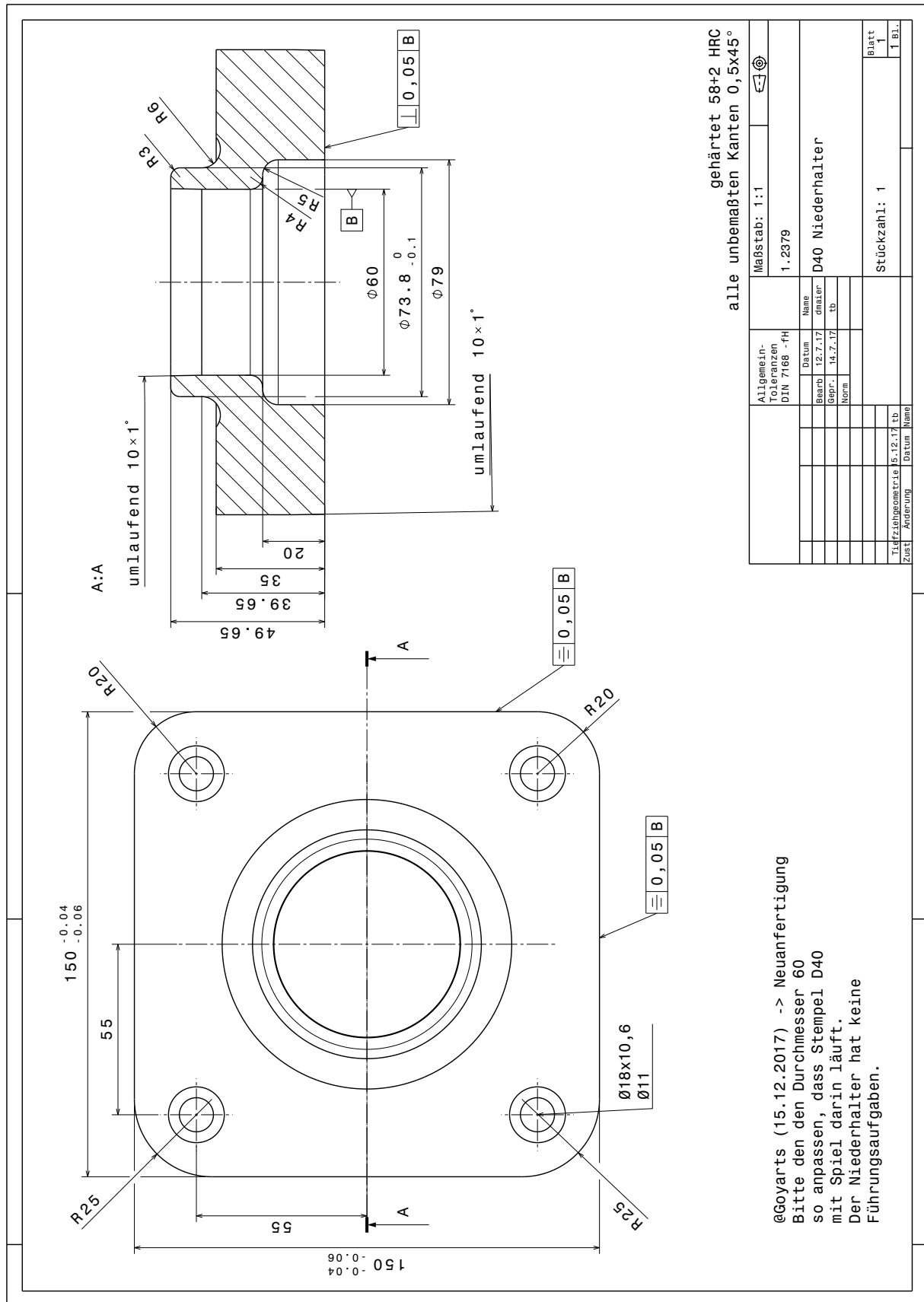


Abbildung E.29: Fertigungszeichnung D40 Niederhalter

## E.7 Materialmodelle

Um die Materialmodelle wieder in Abaqus verwenden zu können, müssen die beiden Zeilen unter „\*Potential“ fortlaufend in einer Zeile geschrieben werden.

** MATERIALS	815.663311, 0.250000	1345.526889, 0.590000
**	832.708881, 0.260000	1360.003190, 0.600000
*Material, name=1.4301	849.628178, 0.270000	1374.433135, 0.610000
*Density	866.426799, 0.280000	1388.817631, 0.620000
7.800e-09	883.109902, 0.290000	1403.157553, 0.630000
*Elastic	899.682253, 0.300000	1417.453746, 0.640000
215586.8, 0.300	916.148270, 0.310000	1431.707027, 0.650000
*Plastic	932.512054, 0.320000	1445.918182, 0.660000
278.821399, 0.000000	948.777427, 0.330000	1460.087974, 0.670000
290.597483, 0.001990	964.947956, 0.340000	1474.217140, 0.680000
323.354627, 0.010000	981.026975, 0.350000	1488.306393, 0.690000
353.649692, 0.020000	997.017612, 0.360000	1502.356423, 0.700000
380.695326, 0.030000	1012.922801, 0.370000	1516.367899, 0.710000
405.908440, 0.040000	1028.745303, 0.380000	1530.341470, 0.720000
429.865142, 0.050000	1044.487719, 0.390000	1544.277764, 0.730000
452.876250, 0.060000	1060.152503, 0.400000	1558.177390, 0.740000
475.134957, 0.070000	1075.741975, 0.410000	1572.040940, 0.750000
496.772292, 0.080000	1091.258329, 0.420000	1585.868987, 0.760000
517.882576, 0.090000	1106.703647, 0.430000	1599.662090, 0.770000
538.536731, 0.100000	1122.079902, 0.440000	1613.420789, 0.780000
558.789884, 0.110000	1137.388970, 0.450000	1627.145612, 0.790000
578.686023, 0.120000	1152.632633, 0.460000	1640.837070, 0.800000
598.261000, 0.130000	1167.812592, 0.470000	1654.495660, 0.810000
617.544557, 0.140000	1182.930464, 0.480000	1668.121868, 0.820000
636.561729, 0.150000	1197.987796, 0.490000	1681.716164, 0.830000
655.333862, 0.160000	1212.986063, 0.500000	1695.279007, 0.840000
673.879351, 0.170000	1227.926676, 0.510000	1708.810844, 0.850000
692.214202, 0.180000	1242.810984, 0.520000	1722.312110, 0.860000
710.352456, 0.190000	1257.640282, 0.530000	1735.783229, 0.870000
728.306525, 0.200000	1272.415809, 0.540000	1749.224615, 0.880000
746.087450, 0.210000	1287.138754, 0.550000	1762.636672, 0.890000
763.705113, 0.220000	1301.810258, 0.560000	1776.019791, 0.900000
781.168407, 0.230000	1316.431419, 0.570000	1789.374358, 0.910000
798.485372, 0.240000	1331.003291, 0.580000	1802.700745, 0.920000

---

1815.999320, 0.930000	2303.646833, 1.310000	2764.455108, 1.690000
1829.270438, 0.940000	2316.076194, 1.320000	2776.293057, 1.700000
1842.514448, 0.950000	2328.487481, 1.330000	2788.117642, 1.710000
1855.731690, 0.960000	2340.880857, 1.340000	2799.928957, 1.720000
1868.922498, 0.970000	2353.256480, 1.350000	2811.727094, 1.730000
1882.087196, 0.980000	2365.614507, 1.360000	2823.512142, 1.740000
1895.226102, 0.990000	2377.955094, 1.370000	2835.284193, 1.750000
1908.339528, 1.000000	2390.278391, 1.380000	2847.043335, 1.760000
1921.427776, 1.010000	2402.584548, 1.390000	2858.789655, 1.770000
1934.491145, 1.020000	2414.873712, 1.400000	2870.523239, 1.780000
1947.529925, 1.030000	2427.146029, 1.410000	2882.244173, 1.790000
1960.544402, 1.040000	2439.401640, 1.420000	2893.952541, 1.800000
1973.534854, 1.050000	2451.640685, 1.430000	2905.648427, 1.810000
1986.501553, 1.060000	2463.863304, 1.440000	2917.331912, 1.820000
1999.444768, 1.070000	2476.069632, 1.450000	2929.003078, 1.830000
2012.364760, 1.080000	2488.259802, 1.460000	2940.662005, 1.840000
2025.261786, 1.090000	2500.433948, 1.470000	2952.308773, 1.850000
2038.136097, 1.100000	2512.592198, 1.480000	2963.943459, 1.860000
2050.987939, 1.110000	2524.734682, 1.490000	2975.566142, 1.870000
2063.817554, 1.120000	2536.861525, 1.500000	2987.176897, 1.880000
2076.625179, 1.130000	2548.972851, 1.510000	2998.775801, 1.890000
2089.411046, 1.140000	2561.068784, 1.520000	3010.362928, 1.900000
2102.175381, 1.150000	2573.149444, 1.530000	3021.938353, 1.910000
2114.918410, 1.160000	2585.214949, 1.540000	3033.502147, 1.920000
2127.640351, 1.170000	2597.265419, 1.550000	3045.054384, 1.930000
2140.341418, 1.180000	2609.300967, 1.560000	3056.595135, 1.940000
2153.021823, 1.190000	2621.321708, 1.570000	3068.124471, 1.950000
2165.681774, 1.200000	2633.327755, 1.580000	3079.642460, 1.960000
2178.321472, 1.210000	2645.319219, 1.590000	3091.149173, 1.970000
2190.941119, 1.220000	2657.296208, 1.600000	3102.644678, 1.980000
2203.540910, 1.230000	2669.258831, 1.610000	3114.129041, 1.990000
2216.121037, 1.240000	2681.207195, 1.620000	3125.602331, 2.000000
2228.681690, 1.250000	2693.141403, 1.630000	*Potential
2241.223055, 1.260000	2705.061561, 1.640000	1.00000, 0.99929, 0.97269,
2253.745313, 1.270000	2716.967769, 1.650000	0.92659, 1.00000, 1.00000
2266.248646, 1.280000	2728.860129, 1.660000	
2278.733228, 1.290000	2740.738740, 1.670000	
2291.199234, 1.300000	2752.603701, 1.680000	

---

** MATERIALS	412.389698, 0.300000	497.555929, 0.690000
**	415.449569, 0.310000	499.169395, 0.700000
*Material, name=DC04	418.434288, 0.320000	500.764934, 0.710000
*Density	421.347907, 0.330000	502.342992, 0.720000
7.800e-09	424.194146, 0.340000	503.903997, 0.730000
*Elastic	426.976432, 0.350000	505.448360, 0.740000
216580.8, 0.300	429.697927, 0.360000	506.976478, 0.750000
*Plastic	432.361556, 0.370000	508.488732, 0.760000
172.179583, 0.000000	434.970032, 0.380000	509.985491, 0.770000
181.086937, 0.001993	437.525873, 0.390000	511.467110, 0.780000
209.209326, 0.010000	440.031422, 0.400000	512.933931, 0.790000
233.082350, 0.020000	442.488867, 0.410000	514.386285, 0.800000
251.064016, 0.030000	444.900248, 0.420000	515.824491, 0.810000
265.678394, 0.040000	447.267473, 0.430000	517.248857, 0.820000
278.083483, 0.050000	449.592332, 0.440000	518.659682, 0.830000
288.915158, 0.060000	451.876503, 0.450000	520.057253, 0.840000
298.563106, 0.070000	454.121564, 0.460000	521.441849, 0.850000
307.284713, 0.080000	456.328997, 0.470000	522.813740, 0.860000
315.259531, 0.090000	458.500202, 0.480000	524.173187, 0.870000
322.618144, 0.100000	460.636496, 0.490000	525.520443, 0.880000
329.458710, 0.110000	462.739126, 0.500000	526.855752, 0.890000
335.857006, 0.120000	464.809268, 0.510000	528.179352, 0.900000
341.872838, 0.130000	466.848037, 0.520000	529.491473, 0.910000
347.554298, 0.140000	468.856490, 0.530000	530.792337, 0.920000
352.940671, 0.150000	470.835628, 0.540000	532.082162, 0.930000
358.064495, 0.160000	472.786402, 0.550000	533.361157, 0.940000
362.953041, 0.170000	474.709717, 0.560000	534.629526, 0.950000
367.629410, 0.180000	476.606432, 0.570000	535.887467, 0.960000
372.113354, 0.190000	478.477366, 0.580000	537.135172, 0.970000
376.421899, 0.200000	480.323298, 0.590000	538.372828, 0.980000
380.569838, 0.210000	482.144974, 0.600000	539.600617, 0.990000
384.570106, 0.220000	483.943102, 0.610000	540.818714, 1.000000
388.434086, 0.230000	485.718361, 0.620000	542.027292, 1.010000
392.171848, 0.240000	487.471398, 0.630000	543.226517, 1.020000
395.792353, 0.250000	489.202835, 0.640000	544.416551, 1.030000
399.303607, 0.260000	490.913265, 0.650000	545.597554, 1.040000
402.712793, 0.270000	492.603255, 0.660000	546.769678, 1.050000
406.026389, 0.280000	494.273351, 0.670000	547.933073, 1.060000
409.250252, 0.290000	495.924075, 0.680000	549.087885, 1.070000



---

550.234257, 1.080000	584.083998, 1.410000	612.177876, 1.740000
551.372326, 1.090000	585.007769, 1.420000	612.961234, 1.750000
552.502228, 1.100000	585.926441, 1.430000	613.741078, 1.760000
553.624095, 1.110000	586.840075, 1.440000	614.517444, 1.770000
554.738054, 1.120000	587.748735, 1.450000	615.290366, 1.780000
555.844231, 1.130000	588.652481, 1.460000	616.059878, 1.790000
556.942748, 1.140000	589.551372, 1.470000	616.826015, 1.800000
558.033724, 1.150000	590.445469, 1.480000	617.588810, 1.810000
559.117275, 1.160000	591.334827, 1.490000	618.348295, 1.820000
560.193515, 1.170000	592.219504, 1.500000	619.104504, 1.830000
561.262555, 1.180000	593.099556, 1.510000	619.857468, 1.840000
562.324503, 1.190000	593.975036, 1.520000	620.607218, 1.850000
563.379464, 1.200000	594.845998, 1.530000	621.353786, 1.860000
564.427543, 1.210000	595.712494, 1.540000	622.097201, 1.870000
565.468839, 1.220000	596.574577, 1.550000	622.837494, 1.880000
566.503451, 1.230000	597.432297, 1.560000	623.574695, 1.890000
567.531476, 1.240000	598.285703, 1.570000	624.308832, 1.900000
568.553009, 1.250000	599.134844, 1.580000	625.039934, 1.910000
569.568140, 1.260000	599.979769, 1.590000	625.768030, 1.920000
570.576962, 1.270000	600.820524, 1.600000	626.493147, 1.930000
571.579560, 1.280000	601.657156, 1.610000	627.215313, 1.940000
572.576023, 1.290000	602.489710, 1.620000	627.934555, 1.950000
573.566434, 1.300000	603.318232, 1.630000	628.650899, 1.960000
574.550876, 1.310000	604.142765, 1.640000	629.364373, 1.970000
575.529430, 1.320000	604.963352, 1.650000	630.075001, 1.980000
576.502175, 1.330000	605.780036, 1.660000	630.782810, 1.990000
577.469189, 1.340000	606.592859, 1.670000	631.487824, 2.000000
578.430548, 1.350000	607.401862, 1.680000	*Potential
579.386325, 1.360000	608.207085, 1.690000	1.00000, 1.01210, 1.25166,
580.336594, 1.370000	609.008568, 1.700000	1.17635, 1.00000, 1.00000
581.281427, 1.380000	609.806351, 1.710000	
582.220893, 1.390000	610.600471, 1.720000	
583.155061, 1.400000	611.390967, 1.730000	

---

** MATERIALS	1008.624528, 0.300000	1116.602434, 0.690000
**	1012.824018, 0.310000	1118.517349, 0.700000
*Material, name=HCT780X	1016.890740, 0.320000	1120.407715, 0.710000
*Density	1020.833144, 0.330000	1122.274228, 0.720000
7.800e-09	1024.658921, 0.340000	1124.117553, 0.730000
*Elastic	1028.375086, 0.350000	1125.938328, 0.740000
217935.8, 0.300	1031.988053, 0.360000	1127.737163, 0.750000
*Plastic	1035.503703, 0.370000	1129.514644, 0.760000
408.086686, 0.000000	1038.927439, 0.380000	1131.271330, 0.770000
471.620152, 0.001982	1042.264232, 0.390000	1133.007762, 0.780000
608.055285, 0.010000	1045.518671, 0.400000	1134.724457, 0.790000
676.986613, 0.020000	1048.694994, 0.410000	1136.421911, 0.800000
721.372882, 0.030000	1051.797127, 0.420000	1138.100603, 0.810000
754.597775, 0.040000	1054.828710, 0.430000	1139.760992, 0.820000
781.255716, 0.050000	1057.793126, 0.440000	1141.403520, 0.830000
803.536319, 0.060000	1060.693522, 0.450000	1143.028614, 0.840000
822.672218, 0.070000	1063.532831, 0.460000	1144.636684, 0.850000
839.432594, 0.080000	1066.313790, 0.470000	1146.228124, 0.860000
854.332469, 0.090000	1069.038958, 0.480000	1147.803316, 0.870000
867.734868, 0.100000	1071.710729, 0.490000	1149.362629, 0.880000
879.905901, 0.110000	1074.331348, 0.500000	1150.906416, 0.890000
891.046757, 0.120000	1076.902920, 0.510000	1152.435021, 0.900000
901.313385, 0.130000	1079.427423, 0.520000	1153.948773, 0.910000
910.829192, 0.140000	1081.906718, 0.530000	1155.447994, 0.920000
919.693539, 0.150000	1084.342556, 0.540000	1156.932992, 0.930000
927.987616, 0.160000	1086.736589, 0.550000	1158.404066, 0.940000
935.778621, 0.170000	1089.090376, 0.560000	1159.861506, 0.950000
943.122792, 0.180000	1091.405388, 0.570000	1161.305590, 0.960000
950.067656, 0.190000	1093.683019, 0.580000	1162.736591, 0.970000
956.653730, 0.200000	1095.924584, 0.590000	1164.154770, 0.980000
962.915828, 0.210000	1098.131333, 0.600000	1165.560382, 0.990000
968.884066, 0.220000	1100.304449, 0.610000	1166.953674, 1.000000
974.584671, 0.230000	1102.445056, 0.620000	1168.334884, 1.010000
980.040607, 0.240000	1104.554220, 0.630000	1169.704243, 1.020000
985.272092, 0.250000	1106.632956, 0.640000	1171.061978, 1.030000
990.297010, 0.260000	1108.682229, 0.650000	1172.408306, 1.040000
995.131253, 0.270000	1110.702957, 0.660000	1173.743439, 1.050000
999.789001, 0.280000	1112.696018, 0.670000	1175.067582, 1.060000
1004.282954, 0.290000	1114.662244, 0.680000	1176.380936, 1.070000

---

1177.683695, 1.080000	1215.743843, 1.410000	1246.809576, 1.740000
1178.976047, 1.090000	1216.772370, 1.420000	1247.669726, 1.750000
1180.258177, 1.100000	1217.794722, 1.430000	1248.525703, 1.760000
1181.530262, 1.110000	1218.810981, 1.440000	1249.377552, 1.770000
1182.792476, 1.120000	1219.821226, 1.450000	1250.225316, 1.780000
1184.044988, 1.130000	1220.825536, 1.460000	1251.069037, 1.790000
1185.287963, 1.140000	1221.823986, 1.470000	1251.908757, 1.800000
1186.521561, 1.150000	1222.816651, 1.480000	1252.744518, 1.810000
1187.745938, 1.160000	1223.803605, 1.490000	1253.576361, 1.820000
1188.961245, 1.170000	1224.784920, 1.500000	1254.404325, 1.830000
1190.167631, 1.180000	1225.760665, 1.510000	1255.228450, 1.840000
1191.365240, 1.190000	1226.730911, 1.520000	1256.048775, 1.850000
1192.554213, 1.200000	1227.695725, 1.530000	1256.865338, 1.860000
1193.734686, 1.210000	1228.655173, 1.540000	1257.678175, 1.870000
1194.906793, 1.220000	1229.609321, 1.550000	1258.487326, 1.880000
1196.070666, 1.230000	1230.558232, 1.560000	1259.292825, 1.890000
1197.226431, 1.240000	1231.501970, 1.570000	1260.094709, 1.900000
1198.374212, 1.250000	1232.440596, 1.580000	1260.893013, 1.910000
1199.514130, 1.260000	1233.374171, 1.590000	1261.687771, 1.920000
1200.646305, 1.270000	1234.302753, 1.600000	1262.479019, 1.930000
1201.770852, 1.280000	1235.226402, 1.610000	1263.266790, 1.940000
1202.887883, 1.290000	1236.145174, 1.620000	1264.051116, 1.950000
1203.997509, 1.300000	1237.059126, 1.630000	1264.832032, 1.960000
1205.099838, 1.310000	1237.968313, 1.640000	1265.609569, 1.970000
1206.194975, 1.320000	1238.872789, 1.650000	1266.383758, 1.980000
1207.283023, 1.330000	1239.772608, 1.660000	1267.154633, 1.990000
1208.364083, 1.340000	1240.667821, 1.670000	1267.922222, 2.000000
1209.438253, 1.350000	1241.558480, 1.680000	*Potential
1210.505630, 1.360000	1242.444636, 1.690000	1.00000, 1.03584, 0.99309,
1211.566308, 1.370000	1243.326338, 1.700000	1.03326, 1.00000, 1.00000
1212.620379, 1.380000	1244.203636, 1.710000	
1213.667933, 1.390000	1245.076577, 1.720000	
1214.709059, 1.400000	1245.945208, 1.730000	

---

** MATERIALS	1300.349778, 0.300000	1399.664334, 0.690000
**	1304.160724, 0.310000	1401.443157, 0.700000
*Material, name=HCT980X	1307.855081, 0.320000	1403.199301, 0.710000
*Density	1311.440326, 0.330000	1404.933382, 0.720000
7.800e-09	1314.923232, 0.340000	1406.645986, 0.730000
*Elastic	1318.309952, 0.350000	1408.337678, 0.740000
215708.7, 0.300	1321.606093, 0.360000	1410.008999, 0.750000
*Plastic	1324.816775, 0.370000	1411.660469, 0.760000
604.327426, 0.000000	1327.946690, 0.380000	1413.292588, 0.770000
701.406037, 0.001972	1331.000147, 0.390000	1414.905837, 0.780000
898.212629, 0.010000	1333.981108, 0.400000	1416.500677, 0.790000
978.342231, 0.020000	1336.893232, 0.410000	1418.077553, 0.800000
1026.767012, 0.030000	1339.739899, 0.420000	1419.636895, 0.810000
1061.586531, 0.040000	1342.524239, 0.430000	1421.179114, 0.820000
1088.698052, 0.050000	1345.249158, 0.440000	1422.704609, 0.830000
1110.828186, 0.060000	1347.917356, 0.450000	1424.213764, 0.840000
1129.475414, 0.070000	1350.531349, 0.460000	1425.706949, 0.850000
1145.555020, 0.080000	1353.093485, 0.470000	1427.184521, 0.860000
1159.667734, 0.090000	1355.605957, 0.480000	1428.646826, 0.870000
1172.229020, 0.100000	1358.070816, 0.490000	1430.094198, 0.880000
1183.537923, 0.110000	1360.489986, 0.500000	1431.526960, 0.890000
1193.816593, 0.120000	1362.865274, 0.510000	1432.945422, 0.900000
1203.234347, 0.130000	1365.198375, 0.520000	1434.349887, 0.910000
1211.923009, 0.140000	1367.490888, 0.530000	1435.740647, 0.920000
1219.987078, 0.150000	1369.744317, 0.540000	1437.117984, 0.930000
1227.510679, 0.160000	1371.960082, 0.550000	1438.482173, 0.940000
1234.562456, 0.170000	1374.139526, 0.560000	1439.833479, 0.950000
1241.199077, 0.180000	1376.283915, 0.570000	1441.172158, 0.960000
1247.467824, 0.190000	1378.394451, 0.580000	1442.498461, 0.970000
1253.408512, 0.200000	1380.472271, 0.590000	1443.812628, 0.980000
1259.054955, 0.210000	1382.518456, 0.600000	1445.114895, 0.990000
1264.436089, 0.220000	1384.534031, 0.610000	1446.405489, 1.000000
1269.576850, 0.230000	1386.519969, 0.620000	1447.684631, 1.010000
1274.498865, 0.240000	1388.477198, 0.630000	1448.952536, 1.020000
1279.220999, 0.250000	1390.406600, 0.640000	1450.209412, 1.030000
1283.759799, 0.260000	1392.309017, 0.650000	1451.455463, 1.040000
1288.129851, 0.270000	1394.185249, 0.660000	1452.690884, 1.050000
1292.344075, 0.280000	1396.036064, 0.670000	1453.915868, 1.060000
1296.413963, 0.290000	1397.862193, 0.680000	1455.130600, 1.070000

---

1456.335262, 1.080000	1491.392043, 1.410000	1519.778797, 1.740000
1457.530031, 1.090000	1492.335328, 1.420000	1520.561636, 1.750000
1458.715077, 1.100000	1493.272722, 1.430000	1521.340506, 1.760000
1459.890567, 1.110000	1494.204303, 1.440000	1522.115451, 1.770000
1461.056665, 1.120000	1495.130147, 1.450000	1522.886512, 1.780000
1462.213530, 1.130000	1496.050329, 1.460000	1523.653731, 1.790000
1463.361314, 1.140000	1496.964922, 1.470000	1524.417148, 1.800000
1464.500169, 1.150000	1497.873997, 1.480000	1525.176802, 1.810000
1465.630242, 1.160000	1498.777625, 1.490000	1525.932733, 1.820000
1466.751675, 1.170000	1499.675874, 1.500000	1526.684980, 1.830000
1467.864608, 1.180000	1500.568813, 1.510000	1527.433581, 1.840000
1468.969177, 1.190000	1501.456507, 1.520000	1528.178572, 1.850000
1470.065514, 1.200000	1502.339022, 1.530000	1528.919991, 1.860000
1471.153750, 1.210000	1503.216422, 1.540000	1529.657874, 1.870000
1472.234010, 1.220000	1504.088769, 1.550000	1530.392256, 1.880000
1473.306418, 1.230000	1504.956124, 1.560000	1531.123173, 1.890000
1474.371095, 1.240000	1505.818549, 1.570000	1531.850659, 1.900000
1475.428157, 1.250000	1506.676102, 1.580000	1532.574748, 1.910000
1476.477721, 1.260000	1507.528841, 1.590000	1533.295475, 1.920000
1477.519898, 1.270000	1508.376823, 1.600000	1534.012871, 1.930000
1478.554799, 1.280000	1509.220105, 1.610000	1534.726969, 1.940000
1479.582530, 1.290000	1510.058741, 1.620000	1535.437802, 1.950000
1480.603196, 1.300000	1510.892786, 1.630000	1536.145400, 1.960000
1481.616900, 1.310000	1511.722293, 1.640000	1536.849796, 1.970000
1482.623742, 1.320000	1512.547314, 1.650000	1537.551019, 1.980000
1483.623820, 1.330000	1513.367899, 1.660000	1538.249101, 1.990000
1484.617231, 1.340000	1514.184101, 1.670000	1538.944070, 2.000000
1485.604067, 1.350000	1514.995967, 1.680000	*Potential
1486.584422, 1.360000	1515.803547, 1.690000	1.00000, 0.96002, 0.92018,
1487.558384, 1.370000	1516.606888, 1.700000	0.88599, 1.00000, 1.00000
1488.526042, 1.380000	1517.406038, 1.710000	
1489.487482, 1.390000	1518.201043, 1.720000	
1490.442788, 1.400000	1518.991947, 1.730000	

---

** MATERIALS	1224.476772, 0.300000	1330.716613, 0.690000
**	1228.276574, 0.310000	1332.745253, 0.700000
*Material, name=HCT980XG	1231.983286, 0.320000	1334.752124, 0.710000
*Density	1235.602059, 0.330000	1336.737765, 0.720000
7.800e-09	1239.137613, 0.340000	1338.702698, 0.730000
*Elastic	1242.594281, 0.350000	1340.647424, 0.740000
208642.8, 0.300	1245.976053, 0.360000	1342.572424, 0.750000
*Plastic	1249.286614, 0.370000	1344.478163, 0.760000
705.260018, 0.000000	1252.529370, 0.380000	1346.365088, 0.770000
792.211443, 0.001962	1255.707479, 0.390000	1348.233630, 0.780000
939.755519, 0.010000	1258.823876, 0.400000	1350.084205, 0.790000
985.808611, 0.020000	1261.881291, 0.410000	1351.917214, 0.800000
1014.458771, 0.030000	1264.882271, 0.420000	1353.733045, 0.810000
1035.882268, 0.040000	1267.829192, 0.430000	1355.532071, 0.820000
1053.235090, 0.050000	1270.724280, 0.440000	1357.314655, 0.830000
1067.942083, 0.060000	1273.569618, 0.450000	1359.081146, 0.840000
1080.776817, 0.070000	1276.367163, 0.460000	1360.831881, 0.850000
1092.209442, 0.080000	1279.118753, 0.470000	1362.567188, 0.860000
1102.548545, 0.090000	1281.826116, 0.480000	1364.287383, 0.870000
1112.008332, 0.100000	1284.490883, 0.490000	1365.992772, 0.880000
1120.743986, 0.110000	1287.114591, 0.500000	1367.683652, 0.890000
1128.871780, 0.120000	1289.698693, 0.510000	1369.360311, 0.900000
1136.481244, 0.130000	1292.244561, 0.520000	1371.023027, 0.910000
1143.642883, 0.140000	1294.753495, 0.530000	1372.672069, 0.920000
1150.413287, 0.150000	1297.226728, 0.540000	1374.307701, 0.930000
1156.838613, 0.160000	1299.665428, 0.550000	1375.930176, 0.940000
1162.957038, 0.170000	1302.070706, 0.560000	1377.539742, 0.950000
1168.800526, 0.180000	1304.443615, 0.570000	1379.136636, 0.960000
1174.396123, 0.190000	1306.785160, 0.580000	1380.721093, 0.970000
1179.766936, 0.200000	1309.096296, 0.590000	1382.293338, 0.980000
1184.932872, 0.210000	1311.377935, 0.600000	1383.853591, 0.990000
1189.911212, 0.220000	1313.630944, 0.610000	1385.402065, 1.000000
1194.717061, 0.230000	1315.856153, 0.620000	1386.938968, 1.010000
1199.363702, 0.240000	1318.054354, 0.630000	1388.464502, 1.020000
1203.862888, 0.250000	1320.226305, 0.640000	1389.978862, 1.030000
1208.225067, 0.260000	1322.372730, 0.650000	1391.482240, 1.040000
1212.459572, 0.270000	1324.494322, 0.660000	1392.974823, 1.050000
1216.574781, 0.280000	1326.591746, 0.670000	1394.456791, 1.060000
1220.578239, 0.290000	1328.665640, 0.680000	1395.928320, 1.070000

---

1397.389583, 1.080000	1440.763851, 1.410000	1477.110431, 1.740000
1398.840747, 1.090000	1441.953862, 1.420000	1478.128589, 1.750000
1400.281974, 1.100000	1443.137642, 1.430000	1479.142435, 1.760000
1401.713425, 1.110000	1444.315270, 1.440000	1480.152012, 1.770000
1403.135254, 1.120000	1445.486819, 1.450000	1481.157363, 1.780000
1404.547612, 1.130000	1446.652364, 1.460000	1482.158529, 1.790000
1405.950648, 1.140000	1447.811976, 1.470000	1483.155552, 1.800000
1407.344504, 1.150000	1448.965728, 1.480000	1484.148471, 1.810000
1408.729322, 1.160000	1450.113688, 1.490000	1485.137327, 1.820000
1410.105239, 1.170000	1451.255924, 1.500000	1486.122159, 1.830000
1411.472388, 1.180000	1452.392505, 1.510000	1487.103006, 1.840000
1412.830900, 1.190000	1453.523495, 1.520000	1488.079904, 1.850000
1414.180904, 1.200000	1454.648959, 1.530000	1489.052893, 1.860000
1415.522524, 1.210000	1455.768961, 1.540000	1490.022008, 1.870000
1416.855881, 1.220000	1456.883563, 1.550000	1490.987286, 1.880000
1418.181096, 1.230000	1457.992826, 1.560000	1491.948764, 1.890000
1419.498284, 1.240000	1459.096811, 1.570000	1492.906475, 1.900000
1420.807560, 1.250000	1460.195576, 1.580000	1493.860456, 1.910000
1422.109035, 1.260000	1461.289180, 1.590000	1494.810740, 1.920000
1423.402817, 1.270000	1462.377679, 1.600000	1495.757360, 1.930000
1424.689014, 1.280000	1463.461130, 1.610000	1496.700352, 1.940000
1425.967729, 1.290000	1464.539588, 1.620000	1497.639746, 1.950000
1427.239065, 1.300000	1465.613106, 1.630000	1498.575576, 1.960000
1428.503122, 1.310000	1466.681738, 1.640000	1499.507873, 1.970000
1429.759997, 1.320000	1467.745537, 1.650000	1500.436670, 1.980000
1431.009785, 1.330000	1468.804554, 1.660000	1501.361996, 1.990000
1432.252582, 1.340000	1469.858839, 1.670000	1502.283883, 2.000000
1433.488478, 1.350000	1470.908443, 1.680000	*Potential
1434.717563, 1.360000	1471.953413, 1.690000	1.00000, 1.03904, 1.00171,
1435.939926, 1.370000	1472.993799, 1.700000	0.91003, 1.00000, 1.00000
1437.155652, 1.380000	1474.029647, 1.710000	
1438.364827, 1.390000	1475.061005, 1.720000	
1439.567533, 1.400000	1476.087918, 1.730000	

---

** MATERIALS	772.401844, 0.290000	846.377676, 0.680000
**	776.298842, 0.300000	847.170456, 0.690000
*Material, name=18CrNiMo7-	780.005052, 0.310000	847.936319, 0.700000
6	783.532598, 0.320000	848.676333, 0.710000
*Density	786.892603, 0.330000	849.391515, 0.720000
7.800e-09	790.095295, 0.340000	850.082834, 0.730000
*Elastic	793.150097, 0.350000	850.751216, 0.740000
210000.0, 0.300	796.065709, 0.360000	851.397545, 0.750000
*Plastic	798.850176, 0.370000	852.022664, 0.760000
358.487502, 0.000000	801.510949, 0.380000	852.627380, 0.770000
358.501978, 0.009991	804.054946, 0.390000	853.212462, 0.780000
359.248039, 0.010000	806.488590, 0.400000	853.778647, 0.790000
438.454907, 0.020000	808.817864, 0.410000	854.326639, 0.800000
480.494150, 0.030000	811.048339, 0.420000	854.857111, 0.810000
512.836319, 0.040000	813.185216, 0.430000	855.370709, 0.820000
539.572030, 0.050000	815.233353, 0.440000	855.868049, 0.830000
562.470768, 0.060000	817.197295, 0.450000	856.349722, 0.840000
582.512764, 0.070000	819.081297, 0.460000	856.816294, 0.850000
600.316170, 0.080000	820.889347, 0.470000	857.268308, 0.860000
616.303756, 0.090000	822.625189, 0.480000	857.706283, 0.870000
630.781278, 0.100000	824.292339, 0.490000	858.130719, 0.880000
643.979096, 0.110000	825.894101, 0.500000	858.542093, 0.890000
656.076265, 0.120000	827.433588, 0.510000	858.940864, 0.900000
667.215438, 0.130000	828.913727, 0.520000	859.327472, 0.910000
677.512550, 0.140000	830.337282, 0.530000	859.702340, 0.920000
687.063385, 0.150000	831.706856, 0.540000	860.065873, 0.930000
695.948179, 0.160000	833.024910, 0.550000	860.418460, 0.940000
704.234936, 0.170000	834.293768, 0.560000	860.760477, 0.950000
711.981881, 0.180000	835.515625, 0.570000	861.092282, 0.960000
719.239305, 0.190000	836.692561, 0.580000	861.414222, 0.970000
726.050986, 0.200000	837.826544, 0.590000	861.726628, 0.980000
732.455290, 0.210000	838.919438, 0.600000	862.029820, 0.990000
738.486048, 0.220000	839.973010, 0.610000	862.324106, 1.000000
744.173256, 0.230000	840.988937, 0.620000	862.609780, 1.010000
749.543639, 0.240000	841.968809, 0.630000	862.887128, 1.020000
754.621119, 0.250000	842.914137, 0.640000	863.156422, 1.030000
759.427188, 0.260000	843.826356, 0.650000	863.417927, 1.040000
763.981236, 0.270000	844.706831, 0.660000	863.671897, 1.050000
768.300811, 0.280000	845.556859, 0.670000	863.918575, 1.060000



---

864.158198, 1.070000	869.152273, 1.390000	871.301288, 1.710000
864.390991, 1.080000	869.249194, 1.400000	871.344758, 1.720000
864.617174, 1.090000	869.343622, 1.410000	871.387193, 1.730000
864.836957, 1.100000	869.435629, 1.420000	871.428620, 1.740000
865.050543, 1.110000	869.525283, 1.430000	871.469065, 1.750000
865.258128, 1.120000	869.612649, 1.440000	871.508553, 1.760000
865.459900, 1.130000	869.697792, 1.450000	871.547108, 1.770000
865.656042, 1.140000	869.780775, 1.460000	871.584755, 1.780000
865.846730, 1.150000	869.861658, 1.470000	871.621517, 1.790000
866.032132, 1.160000	869.940498, 1.480000	871.657417, 1.800000
866.212413, 1.170000	870.017353, 1.490000	871.692475, 1.810000
866.387731, 1.180000	870.092278, 1.500000	871.726715, 1.820000
866.558237, 1.190000	870.165325, 1.510000	871.760156, 1.830000
866.724079, 1.200000	870.236546, 1.520000	871.792818, 1.840000
866.885399, 1.210000	870.305992, 1.530000	871.824722, 1.850000
867.042335, 1.220000	870.373710, 1.540000	871.855886, 1.860000
867.195019, 1.230000	870.439749, 1.550000	871.886330, 1.870000
867.343578, 1.240000	870.504152, 1.560000	871.916070, 1.880000
867.488138, 1.250000	870.566966, 1.570000	871.945125, 1.890000
867.628817, 1.260000	870.628232, 1.580000	871.973512, 1.900000
867.765731, 1.270000	870.687993, 1.590000	872.001247, 1.910000
867.898991, 1.280000	870.746289, 1.600000	872.028347, 1.920000
868.028707, 1.290000	870.803158, 1.610000	872.054827, 1.930000
868.154982, 1.300000	870.858640, 1.620000	872.080703, 1.940000
868.277918, 1.310000	870.912772, 1.630000	872.105989, 1.950000
868.397612, 1.320000	870.965588, 1.640000	872.130700, 1.960000
868.514159, 1.330000	871.017124, 1.650000	872.154851, 1.970000
868.627650, 1.340000	871.067414, 1.660000	872.178454, 1.980000
868.738174, 1.350000	871.116490, 1.670000	872.201523, 1.990000
868.845817, 1.360000	871.164385, 1.680000	872.224072, 2.000000
868.950661, 1.370000	871.211130, 1.690000	
869.052788, 1.380000	871.256754, 1.700000	

# Dissertationen des Lehrstuhls für Umformtechnik und Gießereiwesen, Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

- 01 *Felix Zimmermann*  
Generierung von maßgeschneiderten Bauteileigenschaften in  
PHS-Bauteilen durch Anlassen mittels Flamme; 2014;  
ISBN: 978-3-95884-007-2
- 02 *Christopher Joseph Thoma*  
Simulationsgestützte Optimierung der Maßhaltigkeit in der  
Prozesskette Druckguss; 2015; ISBN: 978-3-73699-009-8
- 03 *Joung Sik Suh*  
Verbesserung der Kaltumformbarkeit von AZ31 Mg-Blech  
durch Equal Channel Angular Pressing (ECAP); 2015;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20151215-1271570-1-8>
- 04 *Robert Ramakrishnan*  
3-D-Drucken mit einem anorganischen Formstoffsystem; 2016;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20160129-1276474-1-5>
- 05 *Patrick Saal*  
Quantitative Phasenanalyse von ausferritischem Gusseisen  
mithilfe der Neutronendiffraktometrie; 2017;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20170125-1304161-1-8>
- 06 *Peter Sachnik*  
Methodik für gratfreie Schnittflächen beim Scherschneiden; 2017;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20160406-1304184-1-8>
- 07 *Thomas Martin Kopp*  
Einfluss der Werkzeugsteifigkeit auf Scherschneidprozess  
und Werkzeugverschleiß beim offenen Schnitt; 2017;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20170426-1327352-1-7>
- 08 *Simon Josef Maier*  
Inline-Qualitätsprüfung im Presswerk durch intelligente  
Nachfolgewerkzeuge; 2018; ISBN: 978-3-95884-004-1
- 09 *David Jocham*  
Bestimmung der lokalen Einschnürung nach linearer und  
nichtlinearer Umformhistorie sowie Ermittlung dehnungs-  
und geschwindigkeitsabhängiger Materialkennwerte; 2018;  
ISBN: 978-3-95884-012-6

- 10 *Christoph Kaiser*  
Effiziente Produkt- und Prozessabsicherung für  
gefaltete Karosseriebauteile durch ein metamodellbasiertes  
Assistenzsystem; 2018; ISBN: 978-3-95884-018-8
- 11 *Daniel Marian Opriteșcu*  
Risikominimale Überbrückung von Kapazitätsengpässen  
im Presswerksverbund der Automobilindustrie; 2018;  
ISBN: 978-3-95884-020-1
- 12 *Maria Anna Hiller*  
Fügen durch Clinchen mit rotierender Werkzeugbewegung;  
2019; ISBN: 978-3-95884-024-9
- 13 *Hannes Alois Weiss*  
Fertigung effizienter Elektromotoren; 2019;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20190516-1463362-1-3>
- 14 *Wan-Gi Cha*  
Formability Consideration in Bead Optimization to stiffen Deep  
Drawn Parts; 2019;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20190717-1469833-1-2>
- 15 *Sven Peter Jansen*  
Methodik zur Auslegung konturnaher Temperiersysteme  
in Druckgusswerkzeugen; 2019; ISBN: 978-3-95884-035-5
- 16 *Georg Baumgartner*  
Das mikromechanische Verhalten von binären  
Aluminium-Silizium-Legierungen unter Last;  
2019; ISBN: 978-3-95884-032-4
- 17 *Simon Vogt*  
Entwicklung eines Verfahrens zur Herstellung von  
verpressten Spulen für effizientere E-Traktionsantriebe; 2019;  
Urn: <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20191001-1483133-1-0>
- 18 *Patrick Thomas Helmut Woisetschläger*  
Beitrag zur Optimierung der Schichtenanbindung bei  
thermisch gespritzten Zylinderlaufflächen im Verbrennungsmotor;  
2020; ISBN: 978-3-95884-042-3
- 19 *Michael Walter Krinninger*  
Ansätze zur Reduzierung der prozessbedingten Flitterbildung  
beim Scherschneiden von Aluminiumblechen im offenen Schnitt;  
2020; ISBN: 978-3-95884-045-4
- 20 *Tim Benkert*  
Blechraddkörper für Leichtbauzahnäder – Eine Machbarkeitsstudie zur  
Herstellung von tiefgezogenen und feingeschnittenen Innenteilen  
mehnteiliger Zahnäder; 2020; ISBN: 978-3-95884-046-1