

Abschlussbericht

Thema: Entwicklung und Erprobung eines neuen Druckübertragungsringes aus Kunststoff für nicht begehbare Vortriebsrohre

Abschlussbericht zum Teil II des Forschungsvorhabens

ausführende Stellen: ibb – Institut für Baumaschinen und Baubetrieb
Mies-van-der-Rohe-Straße 1
52074 Aachen

IKV – Institut für Kunststoffverarbeitung
Pontstraße 49
52062 Aachen

Auftraggeber: Ministerium für Umwelt und Naturschutz, Landwirtschaft
und Verbraucherschutz des Landes Nordrhein-Westfalen
Schwannstraße 3
40476 Düsseldorf

Aachen im April 2007

Univ.- Prof. Dr.- Ing.
Rainard Osebold

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
2	Zusammenfassung der Ergebnisse aus Teil I und Zielstellung für Teil II des Forschungsvorhabens	4
2.1	Zusammenfassung der Ergebnisse aus Teil I.....	4
2.2	Zielstellung für Teil II des Forschungsvorhabens	6
3	Belastungsversuch im Großversuchsstand.....	9
3.1	Versuchsdurchführung	9
3.2	Analyse des Versagens bei axialer Belastung.....	11
3.3	Analyse des Versagens unter Abwinkelung	15
3.4	Fazit der Schadensanalyse an den Druckübertragungsringen	19
4	Entwicklung und Simulation von Geometrievierungen	20
4.1	Voraussetzungen.....	23
4.2	Durchführung der FE-Berechnungen.....	25
4.3	Auswertung der Ergebnisse	26
4.3.1	Analyse des Ausgangszustandes.....	26
4.3.2	Geometriemodifikation des Ringes durch Fasen	29
4.3.3	Zusätzliche Modifikation durch Radien	41
4.3.4	Zusätzliche Modifikation durch Radialnuten	43
4.3.5	Zusätzliche Modifikation durch Umfangsnut	45
4.3.6	Zusätzliche Modifikation durch angepasste Radialnuten	46
4.4	Ausgewählte Geometrievierungen.....	47
5	Erprobung von Druckübertragungsringen im Großversuchsstand	51
5.1	Versuchsdurchführung	51
5.2	Auswertung der Erprobungsversuche	52
5.3	Zusammenfassung der Erprobungsversuche	56
6	In situ nahe Erprobung ausgewählter Kunststoffringe in der Versuchsbahn ...	58
6.1	Versuchsaufbau.....	58
6.2	Auswertung der Bahnversuche.....	62
6.2.1	Vortrieb I	62
6.2.2	Vortrieb II	67
6.2.3	Versuch III	70
6.2.4	Versuch IV	72
6.2.5	Versuch V	75
6.3	Zusammenfassung der Bahnversuche	79
7	Zusammenfassung und Ausblick	80
	Literaturverzeichnis.....	84
	Anhang A: Auswertung der Ringversuche im Großversuchsstand.....	85
	Anhang B: Auswertung der Bahnversuche.....	96

1 Einleitung

Das Forschungsvorhaben „Entwicklung und Erprobung eines neuen Druckübertragungsrings aus Kunststoff“ wurde auf Empfehlung der Expertenkommission Kanalisationstechnik NRW in zwei Phasen unterteilt. Teil I wurde vom Ministerium für Umwelt und Naturschutz, Landwirtschaft und Verbraucherschutz des Landes Nordrhein-Westfalen im Januar 2003 beauftragt und umfasste im wesentlichen folgende Aufgaben:

- Analyse der Belastungssituation
- Erstellung eines Anforderungsprofils für Druckübertragungsringe
- Vorauswahl von Kunststoffen für Druckübertragungsringe
- Werkstoffprüfungen an Probestücken

Die Ergebnisse wurden im Abschlussbericht zu Teil I (Januar 2004) zusammengefasst.

Teil II des Forschungsvorhabens wurde im April 2005 beauftragt. Im Teil II werden mit den Werkstoffen, die sich als besonders erfolgversprechend für den Einsatz als Druckübertragungsmittel erwiesen hatten, weiterführende Untersuchungen durchgeführt.

Am Anfang stehen Belastungsversuche in einem Versuchsstand, mit denen vortriebstypische Belastungszustände an Druckübertragungsringen aus speziellen Kunststoffen analysiert werden. In FE-Berechnungen werden insbesondere unterschiedliche Geometrien der Druckübertragungsringe untersucht. Abschließend werden mit den optimierten Ringen in situ nahe Erprobungen in der Versuchsbahn durchgeführt, mit denen sowohl herkömmliche, als auch die neuartigen Ringe getestet und bewertet werden.

2 Zusammenfassung der Ergebnisse aus Teil I und Zielstellung für Teil II des Forschungsvorhabens

2.1 Zusammenfassung der Ergebnisse aus Teil I

Im ersten Teil des Forschungsvorhabens sollten Kunststoffe identifiziert werden, mit denen die üblicherweise eingesetzten Holzwerkstoffe zur Herstellung von Druckübertragungsringsen ersetzt werden können. Hierzu wurden würfelförmige Probekörper ausgewählter Kunststoffe in einer Standardprüfung mit einer zyklisch aufgebracht Druckkraft belastet. So konnte ihr Druckspannungs-Stauchungsverhalten bezüglich einer Verwendung als Druckübertragungsrings beurteilt werden.

In den Versuchen stellten sich einige Kunststoffe aus den Gruppen der Thermoplaste sowie der thermoplastischen Elastomere als besonders günstig dar.

Die Thermoplaste wiesen ein annähernd ideales elastisch-plastisches Materialverhalten auf. Dies führt zu einer günstigen Spannungsverteilung zwischen den Vortriebsrohren, da kritische Spannungsspitzen durch eine plastische Verformung des Werkstoffes vermieden werden können.

Die Kunststoffe aus der Gruppe der thermoplastischen Elastomere zeigten ein überwiegend elastisches Druckspannungs-Stauchungsverhalten, das jedoch nicht in dem Maße wie bei Holzwerkstoffen durch eine Verfestigung bei zunehmender Druckspannung gekennzeichnet ist. Der E-Modul dieser Kunststoffe lag in einer deutlich niedrigeren Größenordnung als bei den Thermoplasten, so dass die Gesamtverformung der Probekörper sehr hoch war.

Während der Versuche wurde die Druckkraft übertragende Fläche zwischen den Prüfwürfeln und der Prüfeinrichtung mit Hilfe eines speziellen Folien-Druckmesssystems erfasst. Hierdurch konnte neben der technischen Spannung, die den Quotienten aus Kraft und Ausgangsfläche der Probe darstellt, auch die tatsächliche Druckspannung, welche die Kraft und die Druckkraft übertragende Fläche ins Verhältnis setzt, im Werkstoff bestimmt werden. Die Unterschiede zwischen technischer und tatsächlicher Druckspannung variierten über die Bandbreite der untersuchten Werkstoffe erheblich und konnten bei keinem der untersuchten Werkstoffe vernachlässigt werden.

Neben den Druckprüfungen an homogenen Würfeln wurden auch Würfel aus zwei unterschiedlichen Kunststoffschichten (Sandwich) auf ihr Druckspannungs-

Stauchungsverhalten hin untersucht. Die so modifizierten Würfel wiesen im niedrigen Spannungsbereich im Wesentlichen die Druckspannungs-Stauchungseigenschaften der weicheren Werkstoffkomponente auf. Bei einer Steigerung der Druckspannung wurde das Druckspannungs-Stauchungsverhalten zunehmend von der härteren Komponente geprägt. Im kritischen Belastungsfall, bei dem eine Druckspannung in Höhe der Festigkeit des Rohrwerkstoffes anliegt, leistete die weichere Materialschicht keinen nennenswerten Anteil an einer Spannungsumlagerung, sodass eine weitere Betrachtung kombinierter Werkstoffe auch in Hinblick auf die komplexe Fügung der beiden Materialien verworfen wurde.

Die Ergebnisse der Würfeldruckprüfungen wurden herangezogen, um ein Finite-Elemente-Modell mit dem entsprechenden Werkstoffgesetz des jeweiligen Kunststoffes zu kalibrieren. Nachdem die Ergebnisse der tatsächlichen Druckprüfung in der FE-Simulation mit hinreichender Genauigkeit nachgestellt werden konnten, wurde mit dem so kalibrierten Werkstoffgesetz ein FE-Modell einer Rohrverbindung erstellt. Hiermit wurde die Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge unter standardisierten vortriebsnahen Randbedingungen berechnet. Das FE-Modell bildete die Rohrfuge eines Steinzeug-Vortriebsrohres DN250 ab, die mit einer axialen Belastung von 800 kN - der für dieses Rohr nach Herstellerangaben zulässigen Vorpresskraft – belastet wurde. Unter dieser Belastung wurde die Rohrfuge um 1° abgewinkelt und die resultierende Spannungsverteilung bestimmt. In der Fuge wurden Druckübertragungsringe aus verschiedenen Kunststoffen modelliert. Zudem wurde zu Vergleichszwecken ein Druckübertragungsring mit dem Druckspannungs-Stauchungsverhalten eines üblicherweise bei diesem Vortriebsrohr eingesetzten Holzwerkstoffes simuliert.

Die axialen Druckspannungen bei den simulierten Kunststoffen waren in den Berechnungen deutlich geringer als bei dem Druckübertragungsring aus Holzwerkstoff. So lag die Druckspannung bei einigen Kunststoffen trotz der kritischen Belastungssituation unterhalb der Druckfestigkeit des Rohrwerkstoffes, während bei einem Druckübertragungsring aus Holzwerkstoff die Druckfestigkeit um etwa 60% überschritten wurde.

Die Belastungssituation aus den FE-Berechnungen wurden in einem ersten Tastversuch im Großversuchsstand des ibb mit einem Ring-Prototyp aus ultrahochmolekularem Polyethylen nachgestellt. Dieser Werkstoff zeigte bei den FE-Berechnungen die günstigsten Eigenschaften. Die axiale Kraft wurde in drei Laststufen bis zu der in den FE-Berechnungen simulierten Längskraft von 800 kN gesteigert. Während der Versuchsdurchführung wurde die Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge mit dem

Folien-Druckmesssystem erfasst. In den unteren Laststufen zeigte sich eine gute Übereinstimmung zwischen den simulierten und den gemessenen Spannungsverteilungen.

Während der Belastung der höchsten Laststufe kam es zum Versagen eines der beiden Vortriebsrohre, obwohl die mit dem Folien-Druckmesssensor gemessene Druckspannung deutlich unterhalb der Druckfestigkeit des Rohrwerkstoffes lag. Hierbei handelte es sich um das Rohr, bei dem der Kunststoffring unmittelbar an dem Rohrspiegel anlag, während bei dem anderen Rohr der Folien-Druckmesssensor zwischen Rohr und Druckübertragungsring angeordnet war. Das Versagensbild des beschädigten Rohres zeigte typische Merkmale einer zu hohen Beanspruchung durch Querschubkräfte.

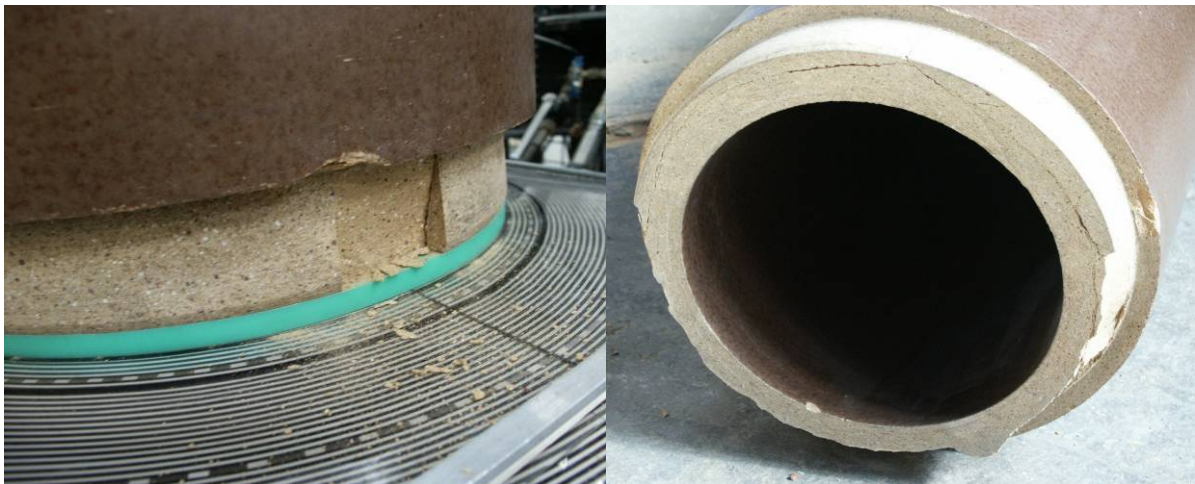


Bild 2.1: Abplatzungen am Rohrspiegel

2.2 Zielstellung des Forschungsvorhabens – Teil II

Ziel des zweiten Teils des Forschungsvorhabens ist es, durch weitgehend praxisnahe Versuche die Tauglichkeit von Druckübertragungsringen aus Kunststoffen, die im

ersten Teil des Forschungsvorhabens untersucht und für geeignet erkannt wurden, zu testen. Eine besondere Schwierigkeit ergibt sich daraus, dass bei Kunststoff-Druckübertragungsringsen das Versagen der Rohre durch Schubspannungen in der Kontaktfläche von Kunststoffringen und Rohrspiegel auftritt. Die Erfassung von Schubspannung ist jedoch messtechnisch äußerst aufwändig und würde zudem zu einer Veränderung der tatsächlichen Verhältnisse führen. Daher ist eine zerstörungsfreie Untersuchung zu aufwändig und mit zu großen Unsicherheiten behaftet. Es wird deshalb ein anderer Weg beschritten, der nachfolgend beschrieben wird.

Zuerst werden Druckübertragungsringsen im Versuchsstand des ibb zentrisch und abgewinkelt jeweils bis zum Bruch des Rohrwerkstoffes belastet. Hierbei wird jedoch der Versuchsaufbau des ersten Tastversuchs (Teil I) modifiziert, um die Reibungsverhältnisse in der Rohrfuge nicht durch den Foliendrucksensor zu verfälschen. Da die Belastung der Rohrfuge stets bis zum Versagen gesteigert werden muss, werden aus Kostengründen die Versuche nicht an kompletten Rohren, sondern an aus den Rohren geschnittenen Ringen (Segmente) ausgeführt.

Im Anschluss an diese Versuche werden die Rohrringsen und die eingesetzten Druckübertragungsringsen untersucht. Dazu werden die Stellen der Rohrsegmente, an denen Risse aufgetreten sind, lokalisiert und Proben aus den Kunststoffringen präpariert, die im Bereich der Schädigung liegen. An diesen Proben wird die Querverformung mikroskopisch analysiert. Mit den gewonnenen Erkenntnissen soll das Materialgesetz der eingesetzten Kunststoffe, das in den im ersten Teil des Forschungsvorhabens durchgeführten FE-Simulationen verwendet wurde, in Hinblick auf die Querverformung und die Schubspannung optimiert werden.

Mit dem optimierten Materialgesetz werden sodann die FE-Simulationen unter kritischen Vortriebsbelastungen wiederholt. Im Mittelpunkt der Berechnungen soll eine Variation der Querschnittsgeometrie des Druckübertragungsringses stehen, um die schadensursächlichen Schubbelastungen auf die Rohrspiegel zu minimieren.

Anschließend werden die Druckübertragungsringsen, die in den FE-Simulationen die günstigsten Ergebnisse erzielt haben, im Großversuchsstand des ibb belastet, um die Ergebnisse der FE-Berechnungen zu überprüfen.

Mit den Ergebnissen dieser Optimierungen sollen Druckübertragungsringsen-Prototypen konzipiert und hergestellt werden, die in der Versuchsbahn des ibb unter realen Vortriebsbedingungen eingesetzt werden. Hierbei werden kritische Belastungszustände nachgestellt, die bei einer Verwendung von Druckübertragungsringsen aus den übli-

cherweise eingesetzten Holzwerkstoffen voraussichtlich zu Schäden geführt hätten. Bei diesen Vortrieben werden auch Einflüsse der Kunststoff-Druckübertragungsringe beispielsweise auf die Verwinkelung der Rohre oder auf ein elastisches Rückfedern des Rohrstranges untersucht.

3 Belastungsversuch im Großversuchsstand

Im Teil I des Forschungsvorhabens wurde bei der Erprobung eines Prototypringes im Großversuchsstand das Versagen des Steinzeug-Werkstoffes beobachtet, bevor die zulässige Maximalkraft von 800 kN erreicht wurde (Bild 2.1).

Zur genaueren Analyse der Schädigungsursache werden in den nachfolgenden Untersuchungen Druckübertragungsringe mikroskopisch analysiert, die sowohl axial als auch verkippelt belastet wurden (Bild 3.1).

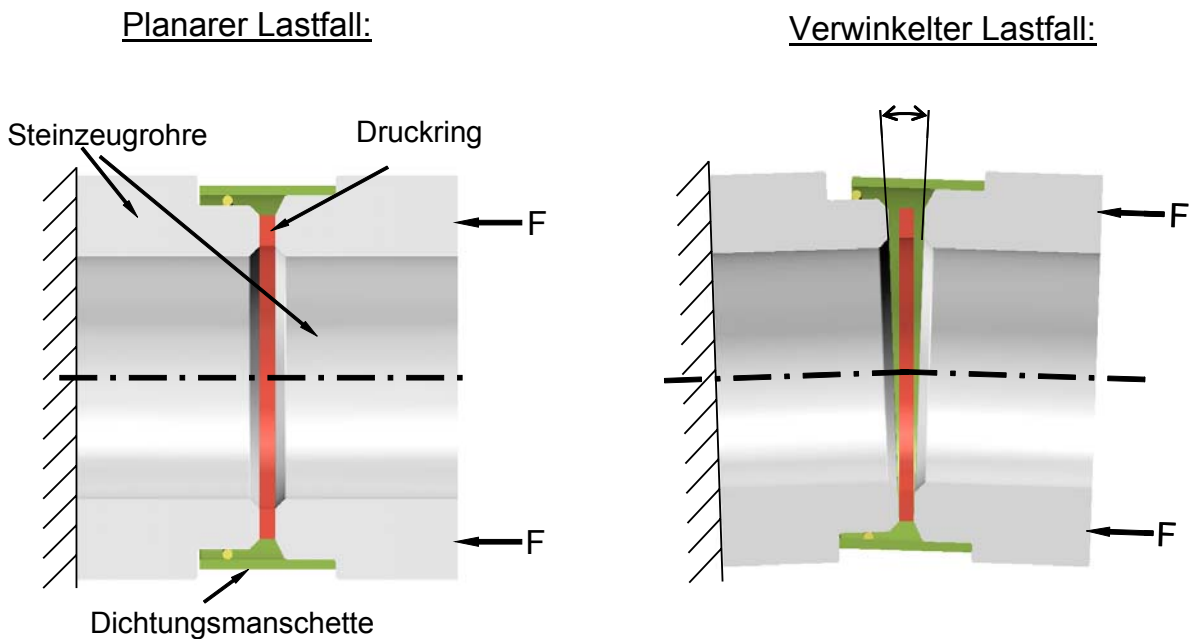


Bild 3.1: Belastungssituation des Druckübertragungsringes

3.1 Versuchsdurchführung

In den nachfolgenden Untersuchungen werden Druckübertragungsringe aus ultrahochmolekularem Polyethylen mit einer rechteckförmigen Querschnittsgeometrie und in einer ersten einfachen Geometrievariation im Großversuchsstand des ibb untersucht. In der ersten Versuchsreihe werden die Rohre nur in Längsrichtung belastet, in der zweiten Versuchsreihe werden sie zusätzlich um einen vordefinierten Wert ausgelenkt. Die Versuche werden jeweils bis zum Versagen des Rohrwerkstoffes durchgeführt.

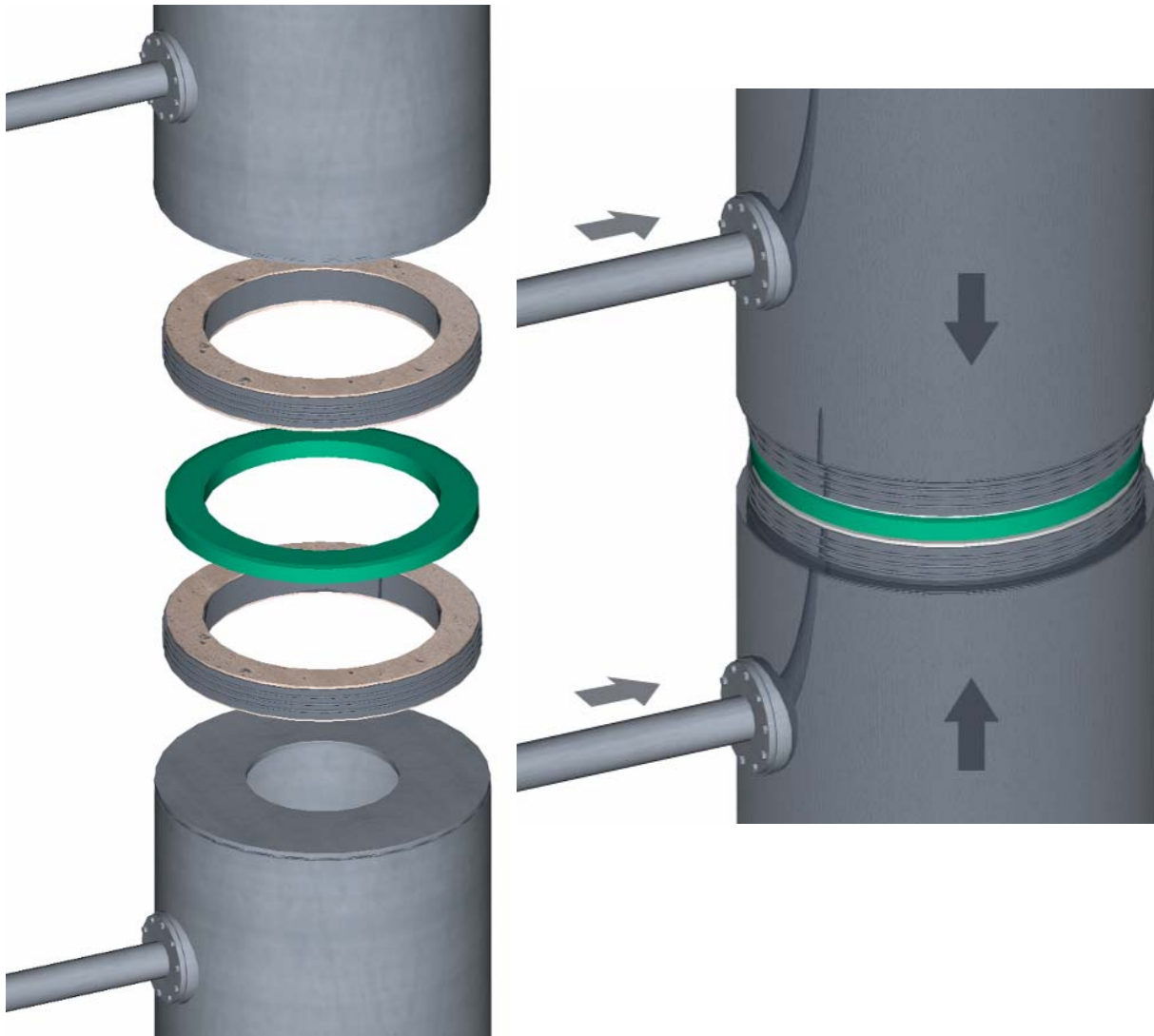


Bild 3.2: Versuchsaufbau zur Erprobung von Kunststoffringen im Großversuchsstand

Die hierbei aus Kostengründen eingesetzten Vortriebsrohrsegmente werden zwischen zwei Stahlrohren mit ebenen Lasteinleitungsflächen angeordnet. Die Rohrsegmente bestehen aus 5cm hohen Ringen, die mit einer Steinkreissäge aus Steinzeugrohren geschnitten werden. Die herausgeschnittenen Segmente werden jeweils auf einer Seite mit Epoxydharz beschichtet. Das aufgebraute Epoxydharz wird nach dem Erhärten auf einer Drehbank wieder so weit abgeschliffen, bis die nachbearbeiteten Segmente weitestgehend planparallele Druckübertragungsflächen besitzen. Die Segmente weisen jedoch eine größere Stirnfläche auf als die Druckübertragungsflächen an den Rohrenden. Daher werden in den Versuchen entsprechend breitere Druckübertragungsringe eingesetzt, um die geometrischen Verhältnisse im Übergang von Druckring zu Steinzeugrohr am Rohrende nachzustellen. Die hier verwendeten Druckübertragungsringe haben einen inneren Durchmesser $d_i = 255 \text{ mm}$, einen äußeren Durchmesser $d_a = 345 \text{ mm}$ und eine Dicke von $s = 10 \text{ mm}$.

Bei den im ersten Teil des Forschungsvorhabens durchgeführten Vorerprobungen im Großversuchsstand wurde zur Bestimmung der Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge ein Folien-Druckmesssystem eingesetzt. Es zeigte sich jedoch, dass die Folien-Drucksensoren die Reibungsverhältnisse zwischen den Rohrenden und dem Ring maßgeblich beeinflussten, sodass in den hier beschriebenen Versuchen auf die Folien-Druckmesstechnik verzichtet wird.

Bei allen Belastungsversuchen wird ein Versagen des Rohrwerkstoffes durch Rissbildung oder Abplatzung in der Kontaktfläche mit dem Kunststoffring ermittelt (Bild 3.3). In den mikroskopischen Analysen soll festgestellt werden, inwiefern diese Schädigungen auch im Druckübertragungsring beobachtet werden können. Dazu werden die Ringe in den im Bild 3.3 dargestellten Bereichen mikroskopisch analysiert.



Abplatzungen an den Stirnseiten der Steinzeugrohre infolge zu hoher Schubbeanspruchung durch Verformung des Druckübertragungsringes aus Kunststoff

Bild 3.3: Belastungssituation des Druckübertragungsringes

3.2 Analyse des Versagens bei axialer Belastung

Zunächst wird in zwei Versuchen eine Rohrverbindung axial ohne Abwinkelung bis zum Versagen belastet (Bild 3.5). Dabei beträgt die aufgebrachte Kraft bis zum Versagen des Rohrwerkstoffes im ersten Versuch etwa 1375 kN, im zweiten Versuch 1500kN. Dementsprechend deutlich sind die dadurch verursachten Schäden an den Rohrspiegeln zu beobachten (Bild 3.5 rechts). Diese zeigen sich in Form von Rissen, die einerseits konzentrisch verlaufen, aber auch bis zum äußeren Rand durchgehen. Abplatzungen an den Innenrändern können bei dieser Belastung nicht festgestellt werden. Die resultierende Druckspannung beträgt – ideal ebene Druckübertragungs-

flächen und eine gleichmäßige Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge vorausgesetzt – im ersten Versuch $32,4 \text{ N/mm}^2$ und im zweiten Versuch $36,5 \text{ N/mm}^2$ (Bild 3.4).

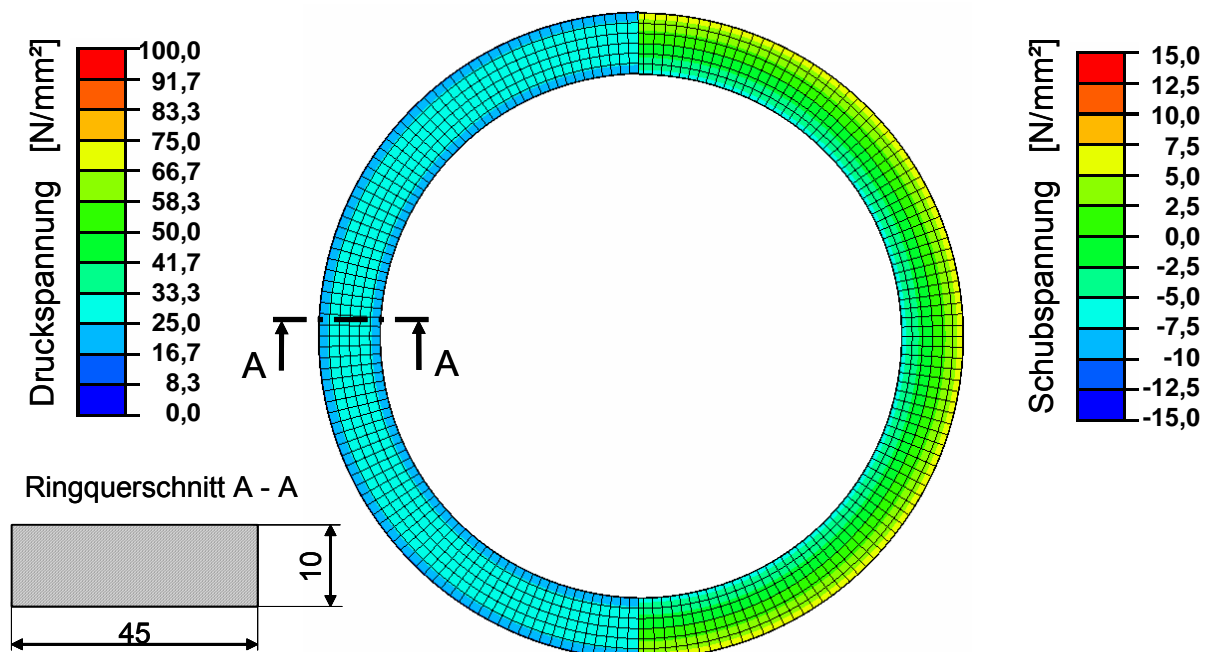


Bild 3.4: FE-Simulation des Belastungstest mit einer axialen Kraft von 1375 kN (1. Versuch)

Aus der in Bild 3.4 dargestellten FE-Simulation des Belastungsversuchs mit der axialen Kraft von 1375 kN geht hervor, dass mit der aufgebrachten Druckspannung am Rand des Kunststoffringes eine dazu überlagernd wirkende Schubspannung in Höhe von etwa maximal 8 N/mm^2 einher geht. Für die Druckspannung von $36,5 \text{ N/mm}^2$ ergibt sich eine maximale Schubspannung von etwa 9 N/mm^2 . Aus der Kombination dieser beiden Spannungen tritt am Ort der höchsten Spannungen das Versagen im Rohrwerkstoff auf.

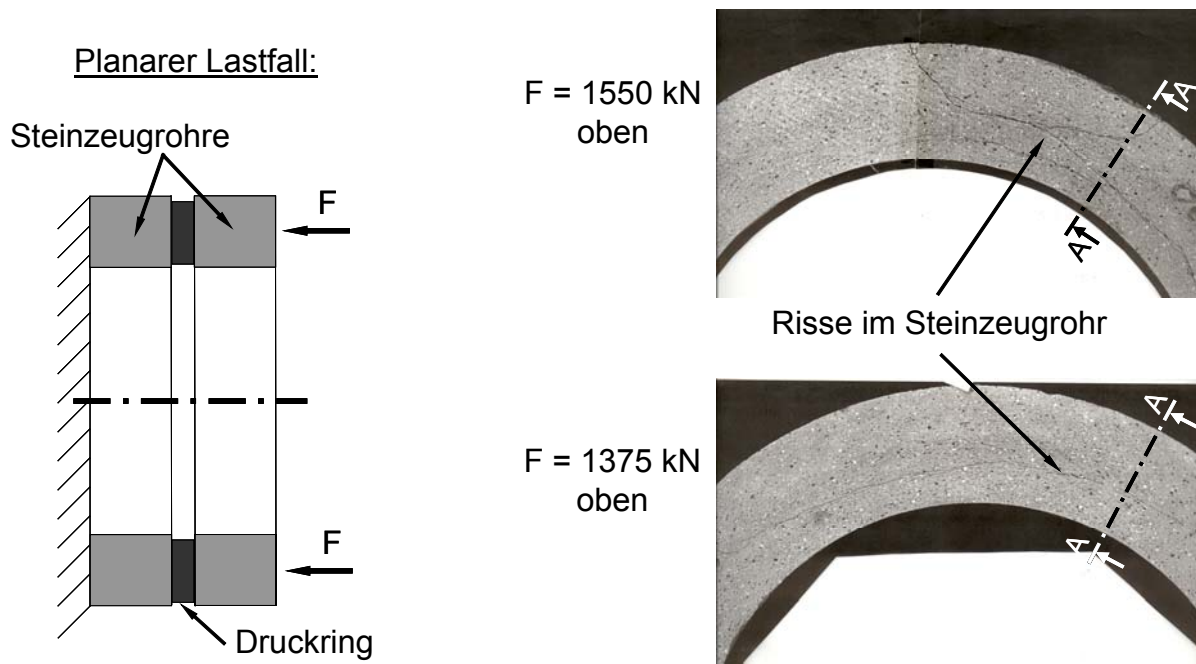


Bild 3.5: Versagensbild bei axialer Belastung

Zur Bestimmung des Verhaltens des Druckübertragungsrings unter der aufgebrachtten Druckspannung wird die innere Struktur im Kunststoff mikroskopisch analysiert. Da in der Kontaktfläche zwischen den Steinzeugrohrsegmenten und den beiden Seiten des Druckrings die gleiche Spannungsverteilung herrscht, wird jeweils nur eine Hälfte untersucht. Generell gilt für Kunststoffe unter einer Druckbeanspruchung, dass sie keinen Grenzwert besitzen, bei dem eine Schädigung eintritt [MHM+02]. Es kann vielmehr eine kritische Spannung ermittelt werden [Bericht Teil 1], ab der ein plastisches Fließen des Werkstoffs beobachtet wird. Dieses Verhalten wird auch in den hier geprüften Druckübertragungsrings wiedergefunden (Bild 3.6).

Entlang der unteren Kontaktfläche werden aus dem Ring an den markierten Stellen Dünnschnitte entnommen und mikroskopisch untersucht. In den Teilbildern 1 bis 3 von Bild 3.6 kann die Partikelstruktur, die aus dem Herstellungsprozess resultiert, deutlich erkannt werden. Nahe am Innenrand des Rings (Teilbild 1) findet aufgrund der Druckkraft eine Kompaktierung des Werkstoffs statt. Die Ausrichtung der Partikelstruktur ist mit einem weißen Pfeil gekennzeichnet. Bereits an dieser Stelle ist durch die schräge Ausrichtung der Partikelstruktur eine Tendenz zum Fließen der Werkstoffpartikel in Richtung des Außenrandes zu beobachten. Diese Tendenz verstärkt sich zum Außenrand, wo die Partikel eine zunehmend stärker werdende Ausrichtung hin zur äußeren Seitenfläche erfahren (Teilbilder 2 und 3). Der Werkstoff des Druckübertragungsrings wird durch den Druck der beiden Rohrspiegel nach außen aus der Rohrfuge herausgedrückt.

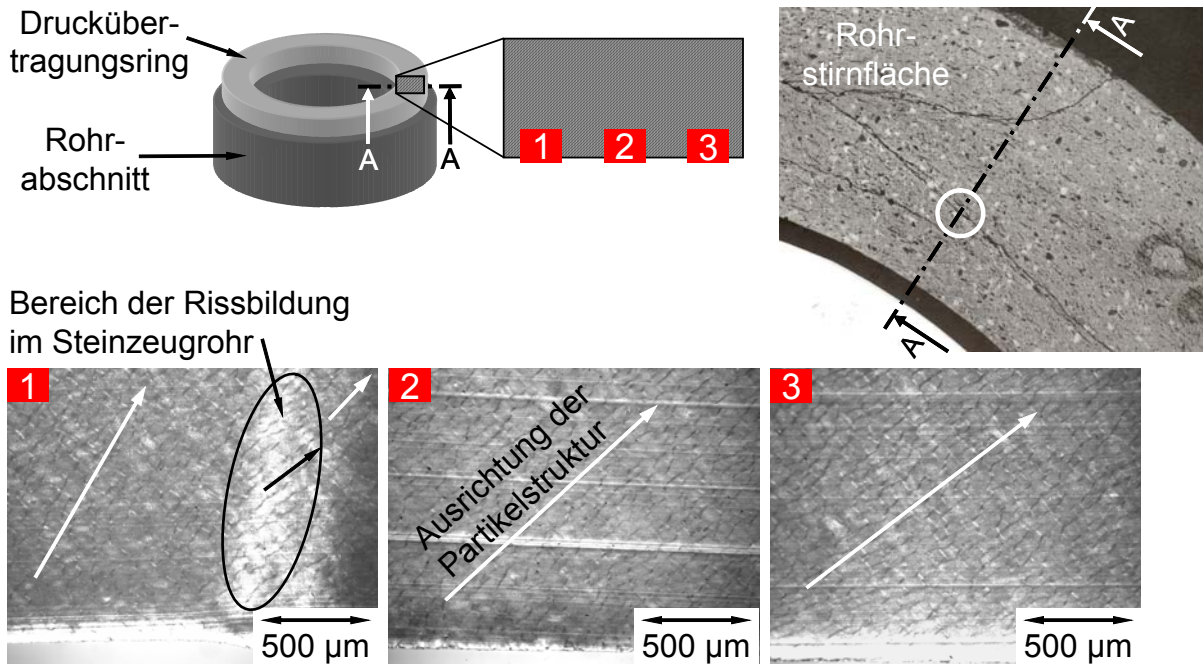


Bild 3.6: Innere Struktur der Druckübertragungsrings nach axialer Belastung ($F = 1550 \text{ kN}$)

Die Verformung des Ringes nach außen schreitet soweit fort, bis die resultierenden Spannungen zu einem Versagen des Steinzeugwerkstoffs in Form von Rissbildung führen. Die Rissbildung verursacht eine Änderung der Partikelstruktur im Druckübertragungsring. Wie in Bild 3.6 im Teilbild 1 dargestellt, zeigt sich eine solche Rissstelle als ein heller Bereich im Dünnschnitt. Durch die hohe lokale Belastung wird der Werkstoff an der Stelle des Risses besonders stark verformt. Dies äußert sich durch ein Scherband, das unter dem Mikroskop in der helleren Farbe erscheint. Zusätzlich kann beobachtet werden, dass die Ausrichtung der Partikel innerhalb dieser Zone von der des umgebenden Materials verschieden ist. An dieser Stelle ist der Versagensursprung aufgrund eines Schubspannungsmaximums zu erkennen. Aufgrund der plastischen Eigenschaften des Druckübertragungsrings führt diese erhöhte Kraft nur zu einer lokalen Umlagerung bzw. Scherung des Materials. Sie beeinflusst die generelle Funktionsfähigkeit des Druckrings nicht negativ. Im Unterschied dazu versagt der wesentlich sprödere Rohrwerkstoff schlagartig. Hier zeigt sich, dass gerade die durch die Belastung hervorgerufenen Schubspannungen eine zusätzliche Belastung des Rohrwerkstoffs darstellen und z.B. durch geeignete geometrische Modifizierung des Druckübertragungsrings minimiert werden müssen.

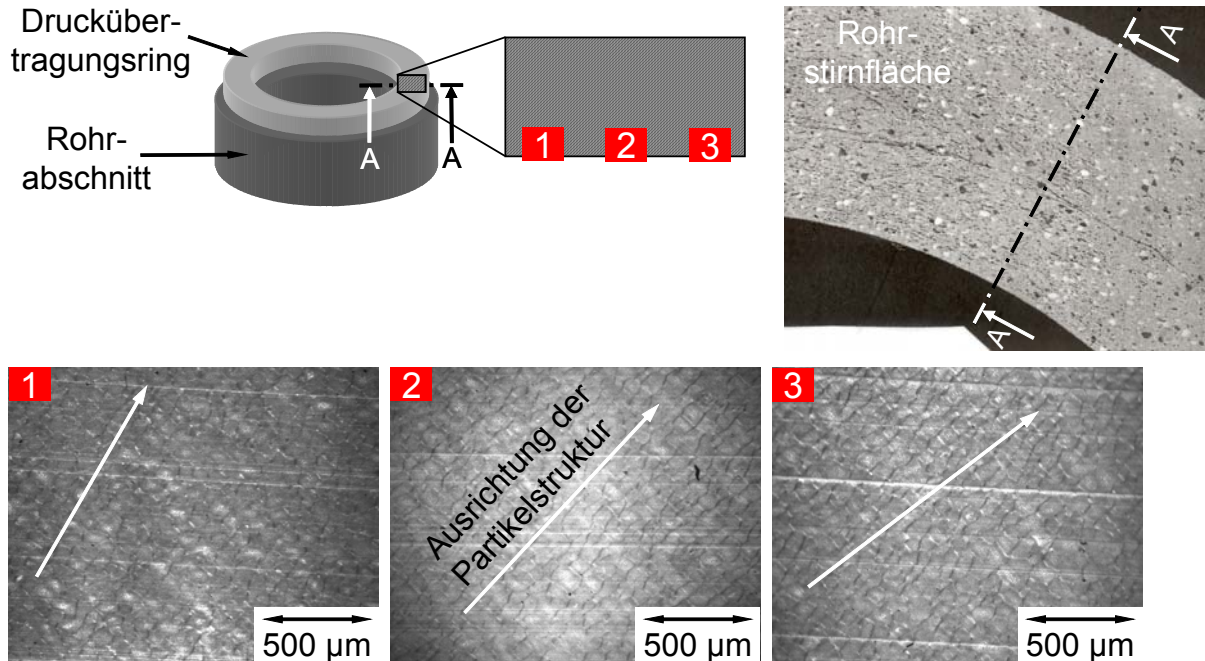


Bild 3.7: Innere Struktur der Druckübertragungsrings nach axialer Belastung ($F = 1375 \text{ kN}$)

Ein ähnliches Verhalten zeigen die Untersuchungen an einem zweiten Druckübertragungsrings (Bild 3.7). Während der Belastung mit einer axialen eingeleiteten Kraft versagt der Rohrwerkstoff bei einer Kraft von 1375 kN. In der Rohrspiegelfläche können ebenfalls ähnliche Rissstrukturen wie im vorangegangenen Versuch erkannt werden. Die mikroskopische Analyse zeigt auch hier, dass durch die Belastung eine Verschiebung der Partikelstruktur hin zum äußeren Ringrand eintritt. Der diese Schnittfläche kreuzende Riss hat jedoch nur eine geringere Scherung des Materials hervorgerufen, da kein ausgeprägtes helles Scherband im Schnitt zu erkennen ist. Daraus kann geschlossen werden, dass der Rissursprung an einer anderen Stelle gelegen haben muss und der Riss sich in diesen Bereich ausgebreitet hat, ohne dabei die innere Struktur des Druckrings signifikant zu verändern.

3.3 Analyse des Versagens unter Abwinkelung

In einer zweiten Versuchsreihe werden zwei Druckübertragungsrings mit rechteckigem Querschnitt wie zuvor zuerst axial belastet. Die Belastung wird in Schritten von 50 kN gesteigert. Zusätzlich wird bei diesem Versuch auf jeder Laststufe eine Auslenkung Δx von 10mm (Hebelarm 2200 mm) eingestellt, woraus sich eine rechnerische Abwinkelung in der Rohrfuge von $0,52^\circ$ ergibt. Nach jeder Laststufe wird der

Ring wieder entlastet und die Steinzeugssegmente werden ausgebaut, um sie auf Schädigungen zu überprüfen. Die Belastung wird wiederum bis zu einem Auftreten von Schäden an den Segmenten gesteigert (Bild 3.8).

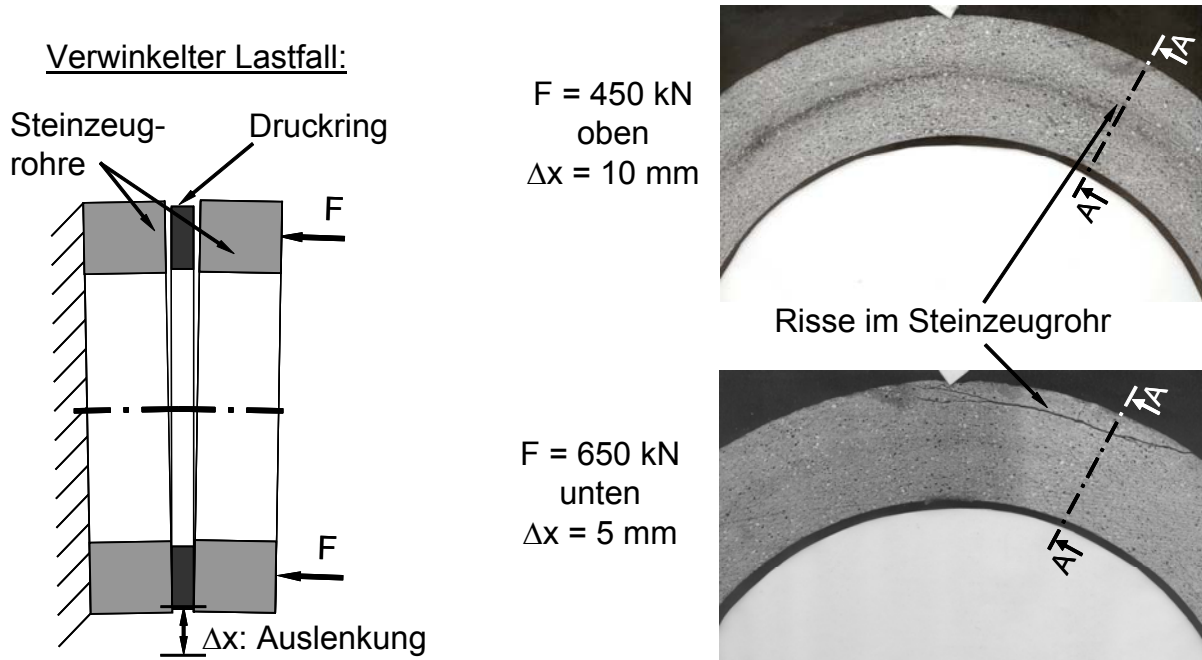


Bild 3.8: Versagensbilder nach axialer Belastung und anschließender Verwinklung

Im ersten Versuch mit einem Druckübertragungsring mit Rechteckquerschnittsgeometrie treten erste Risse im Rohrwerkstoff bei einer Druckkraft von etwa 450 kN auf. Diese Risse zeichnen sich sehr fein in der Rohrspiegelfläche ab (Bild 3.8).

Durch die Auslenkung der Rohrverbindung um 10 mm aus der Mittellage heraus kommt es zu einer Reduktion der Druckkraft übertragenden Fläche, so dass im Vergleich zur rein axialen Belastung ein Versagen schon bei deutlich geringen Kräften auftritt. Dementsprechend kann auch anhand der Struktur des Druckübertragungsringes die lokale Spannungsüberhöhung durch das Verkippen wiedergefunden werden. Die Partikelstruktur im Druckring in den Bereichen 1 und 2 ist ähnlich orientiert wie bei der ausschließlich axialen Belastung (vgl. Bild 3.7 und Bild 3.9), obwohl unter der Abwinkelung die Druckkraft im Versagensfall nur einem Drittel der höchsten Kraft ohne Abwinkelung entspricht. Dies zeigt deutlich, dass durch die Verkippung die lokale Belastung im Rohrspiegel deutlich ansteigt.

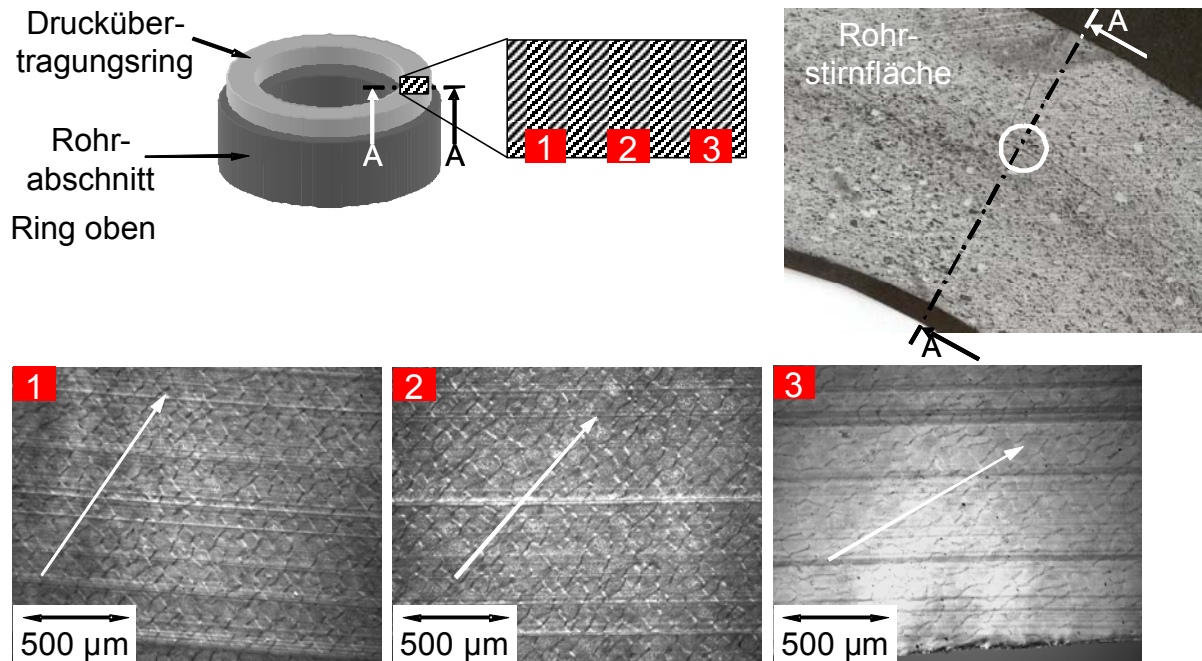


Bild 3.9: Innere Struktur der Druckübertragungsrings nach axialer Belastung und Verwinklung (Kraft $F = 550 \text{ kN}$, $\Delta x = 10 \text{ mm}$)

Besonders deutlich wird die hohe Belastung des Ringes im äußersten Segment (Bild 3.9, Teilbild 3). Die Ausrichtung der Partikelstruktur tendiert weiter Richtung Außenrand, zudem ist eine stärkere Verformung der einzelnen Partikel festzustellen. Weiterhin ist in Teilbild 3 durch den hellen Bereich ein Scherband gekennzeichnet. Dies lässt auf eine hohe Schubbeanspruchung des Steinzeugwerkstoffes in diesem Bereich schließen, die ausschlaggebend für den beobachteten Riss ist.

In einem ersten Tastversuch wurde zudem ein Ring mit modifizierter Geometrie im Großversuchsstand untersucht (Bild 3.10). Bei diesem Druckübertragungsrings werden auf der Ober- und Unterseite jeweils fünf konzentrische, v-förmige Nuten in die Oberfläche eingefräst. Das Ziel dieser Geometrievariation ist eine Reduzierung der Querverformung des Ringes unter Belastung.

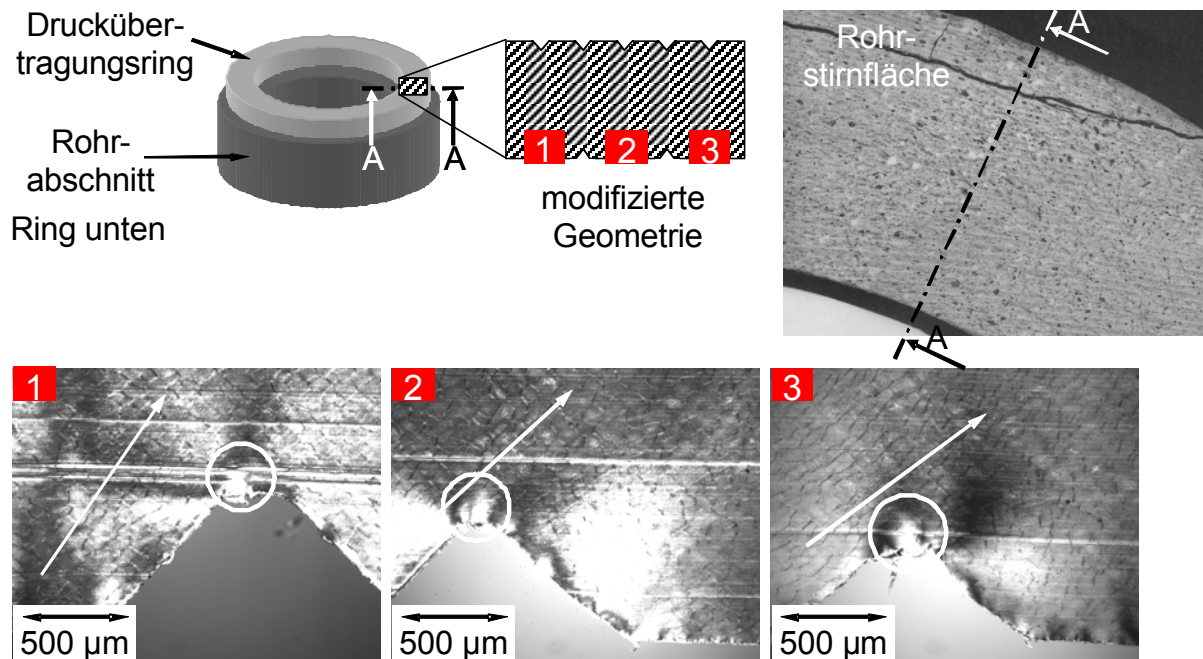


Bild 3.10: Innere Struktur der Druckübertragungsrings nach axialer Belastung und Verwinklung (Kraft $F = 600 \text{ kN}$, $\Delta x = 5 \text{ mm}$)

Der so modifizierte Ring wird mit einer Druckkraft von 600 kN beaufschlagt und anschließend wird eine Verwinklung aufgebracht. Während der Versuchsdurchführung versagt der Steinzeugwerkstoff jedoch schon bei einer Auslenkung von 5 mm. Der Druckübertragungsrings mit modifizierten Geometrie zeigt somit im Vergleich zu einem Ring mit Rechteckquerschnitt deutlich schlechtere Eigenschaften. Die Ursache hierfür zeigen die mikroskopischen Aufnahmen des Druckrings. Wie in den vorangegangenen Versuchen nimmt die Ausrichtung der Werkstoffpartikel in Richtung des Außenrandes aufgrund der ansteigenden Druckkraft zu. Zusätzlich ist zu beobachten, dass in den eingebrachten V-Kerben gerade im Kerbgrund deutliche Spannungsspitzen zu beobachten sind, die zu lokal begrenzten Veränderungen im Werkstoffgefüge führen. Diese sind in den mikroskopischen Aufnahmen mit Kreisen markiert (Bild 3.10). Über den Ringdurchmesser betrachtet nehmen diese Spannungsspitzen zum Außenrand hin zu. Dadurch wird die Belastung auf den Rohrwerkstoff in zweierlei Hinsicht gesteigert. Durch die Kerben wird die eingeleitete Druckkraft über eine geringere Fläche übertragen, was zu einer geringfügig höheren Druckspannung führt. Wesentlicher ist jedoch, dass durch die Nuten zusätzlich Scherspannungen im Steinzeug hervorgerufen werden, da die Schenkel der Nuten unter der Druckkraft auseinander gedrückt werden. Hierdurch wird eine Entstehung von Rissen gefördert.

3.4 Fazit der Belastungsversuche an den Druckübertragungsringen

In keinem der durchgeführten Versuche wird beobachtet, dass die eingesetzten Kunststoffringe an sich beschädigt werden. Bei Druckübertragungsringen aus Holzwerkstoff hingegen treten unter hoher Druckspannung strukturelle Beschädigungen auf. Druckübertragungsringe aus Vollholz zerlegen sich unter hoher Druckspannung teilweise bis in die Fasern. Konventionelle Druckübertragungsringe verlieren durch die strukturelle Zerstörung ihr elastisches Verhalten, was zu hohen Druckspannungsspitzen und in der Folge zum lokalen Versagen des Rohrwerkstoffs führt. Bei Kunststoff-Druckübertragungsringen hingegen sind die großen Querverformungen Auslöser beim Versagen des Rohrwerkstoffs.

Bei einer Überschreitung der werkstoffspezifischen Grenzdruckspannung setzt im Kunststoff ein plastisches Fließen ein. Auf die innere Struktur des Kunststoffs hat diese Druckbelastung dagegen keinen schädigenden Einfluss. Es ist hiermit lediglich eine größer werdende Umorientierung der Partikelstruktur in Richtung des Außenrand verbunden.

Das Versagen der untersuchten Steinzeugrohre resultiert aus der Kombination von Schubspannungen aus dem Fließen des Kunststoffmaterials und lokalen Spannungsüberhöhungen, die an Unebenheiten an der Oberfläche der Rohrspiegel auftreten. Diese Stellen sind potenzielle Ausgangspunkte für ein Versagen der Rohre durch Überlastung. Die lokalen Spannungsüberhöhungen und die daraus resultierenden Risse spiegeln sich in der inneren Struktur der Druckübertragungsringe wieder. In den mikroskopischen Aufnahmen kennzeichnen solche Bereiche, dass hier hohe Scherungen ausgehend von der Oberfläche bis in tiefer liegende Werkstoffschichten zu finden sind. In diesen Gebieten ist lediglich die Ausrichtung der Partikelstruktur unterschiedlich. Dies hat aber keinen Einfluss auf die weitere Funktionsfähigkeit des Druckübertragungsringes.

Der limitierende Faktor ist vielmehr das Versagen des spröden Rohrwerkstoffs.

Somit ist das Ziel des folgenden Entwicklungsschritts, durch eine Variation der Querschnittsgeometrie des Druckübertragungsringes die Schubspannungen bei axialer Belastung sowie unter Verwinkelung zu minimieren und so ein frühzeitiges Versagen der Rohre zu verhindern. Die modifizierten Querschnittsformen sollen in FE-Simulationen auf ihre Schubspannungseigenschaften hin untersucht werden.

4 Entwicklung und Simulation von Geometrievariationen

Die beobachteten Schäden an Vortriebsrohren weisen darauf hin, dass ein Druckübertragungsring aus Kunststoff mit rechteckigem Querschnittsprofil zu hohen Belastungen der Rohrspiegel durch Schubbeanspruchung führt. Bei einem Tastversuch (Teil I des Forschungsvorhabens), bei dem ein Folien-Druckmesssensor eingesetzt wurde, traten diese Beschädigungen nicht auf. Der Sensor ist beidseitig mit einer dünnen Schutzfolie aus Polycarbonat - einem äußerst widerstandsfähigen Kunststoff - beschichtet und wirkt zwischen Kunststoffring und Rohrspiegel als Gleitfläche. Hierdurch werden Querverformungen des Kunststoffringes offensichtlich nicht als Schubbeanspruchungen in den Rohrspiegel eingeleitet.

Prinzipiell wirkt sich demnach die Verwendung einer Gleitschicht aus Kunststoff oder Metallblech positiv auf die Rohrbeanspruchung aus. Jedoch ergeben sich hieraus auch negative Effekte: Den unvermeidbaren Querverformungen des Kunststoffs stehen ohne eine Gleitschicht die Reibungskräfte zwischen Ring und Rohrspiegel entgegen. Hierdurch ist die resultierende Querverformung des Ringes geringer als mit einer Gleitschicht. Da die größten Querverformungen mit den höchsten Druckspannungen einher gehen, treten sie bei einem Rohrvortrieb insbesondere an der Stelle der höchsten Pressung auf. Die Querverformung stellt sich hierbei in radialer, aber auch in tangentialer Richtung ein (Bild 4.1, rechts).

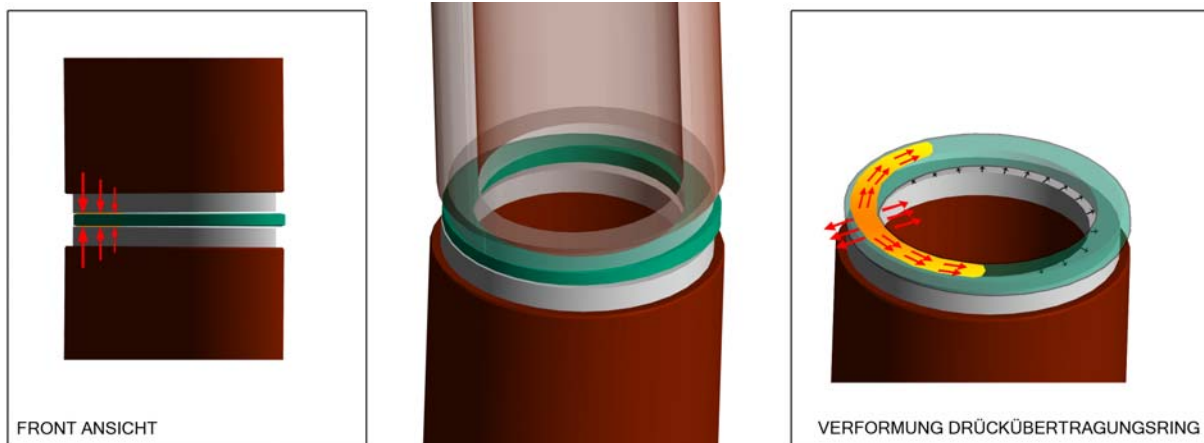


Bild 4.1: Verformung eines Druckübertragungsringes unter hoher Druckkraft ohne Haltekräfte

Da der Ring in der Kontaktfläche zum Rohr (die größte) im Bereich der Fugenklaffung aber keine Haltekraft erfährt, ergibt sich eine Verschiebung des geringer belasteten Teils des Druckübertragungsringes auf dem Rohrspiegel in Richtung der

Fugenklaffung. Im rechten Teil von Bild 4.1 ist diese Verschiebung durch schwarze Pfeile dargestellt. Hierdurch liegt der größere Teil des Ringes anschließend näher am Rand des Rohrspiegels, wodurch dort Abplatzungen im weiteren Vortriebsverlauf begünstigt werden.

Neben diesem Effekt bedeutet die Herstellung eines Kunststoffringes mit einer Gleitschicht einen höheren Fertigungsaufwand, da Gleitschicht und Druckübertragungsring in einem zusätzlichen Verfahrensschritt mit einer hoch belastbaren Fügung versehen werden müssen.

Ziel ist es daher, in FE-Simulationen die Ringgeometrie so zu modifizieren, dass die während der Belastung und der anschließenden Verwinkelung der Rohre auftretenden Schubspannungen auch ohne eine Gleitschicht auf ein verträgliches Maß reduziert werden. In den nachfolgenden Simulationen werden die äußeren Abmessungen des Druckübertragungsrings nicht verändert, d.h. der Innen- und Außendurchmesser sowie die Dicke bleiben konstant (Bild 4.2).

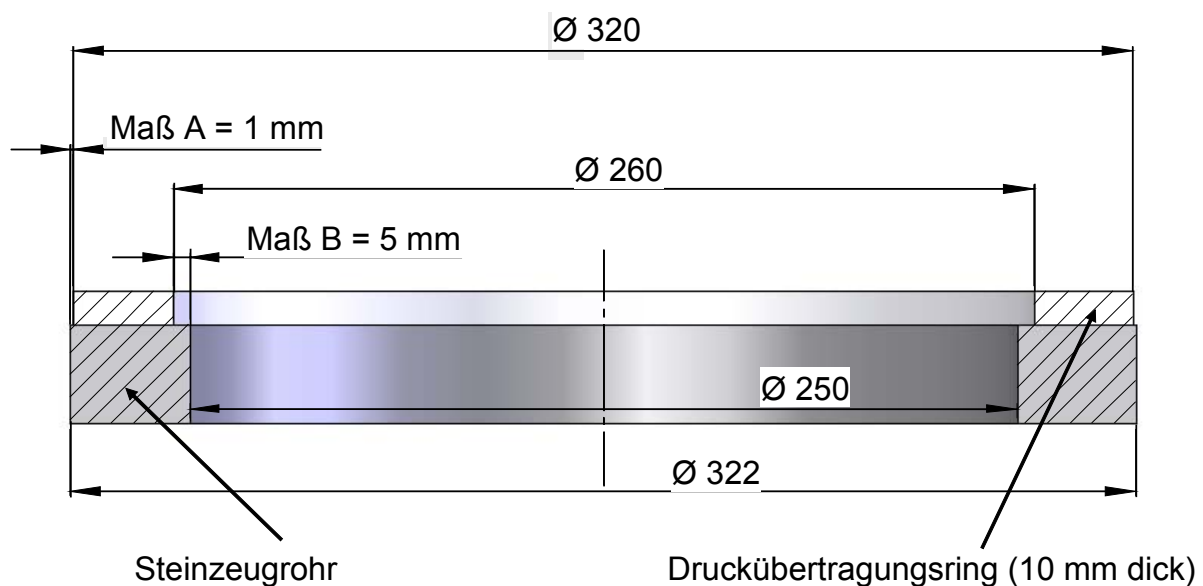


Bild 4.2: Geometrieverhältnisse von Steinzeugrohr und Kunststoffring in der FE-Simulation

Um den Betrag und die Lage der Schubspannungen näher zu analysieren, soll der Einfluss der Ringgeometrie untersucht werden. Prinzipiell ist unter Berücksichtigung der oben genannten Einschränkungen eine beliebige Veränderung möglich. Um jedoch den Einfluss der unterschiedlichen geometrischen Veränderungen beurteilen zu können, werden diese in die folgenden Gruppen eingeteilt und bewertet.

Veränderung des Ringquerschnitts durch:

- Fasen
- Radien

Veränderung der Druckübertragungsfläche durch:

- Radialnuten
- Umfangsnuten

In Bild 4.3 sind die sich daraus ergebenden Geometrievariationen zusammengefasst.

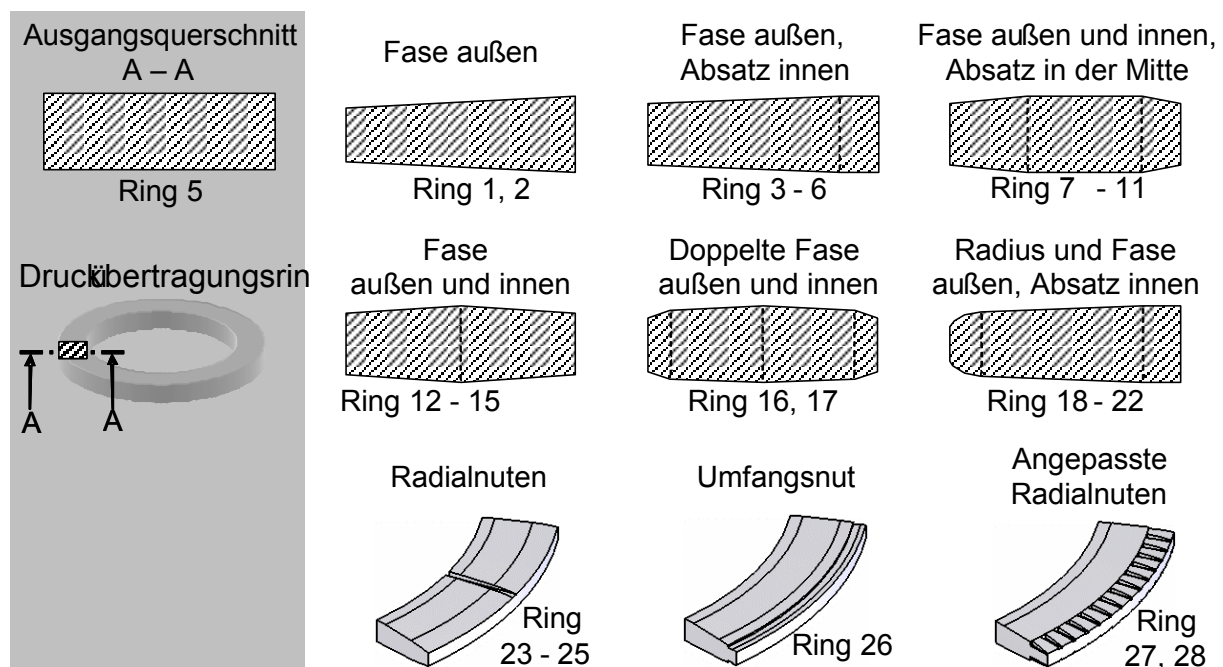


Bild 4.3: Übersicht über die in der FE-Simulation variierten Geometrien

Durch Fasen und Radien mit verschiedenen Längen und Steigungen, die an der Außenseite des Ringes modelliert werden, wird eine radial nach außen abnehmende Dicke des Druckübertragungsringes bewirkt. Hierdurch soll die Übertragung der höchsten Druckspannungen und somit die maximalen Querdehnungen in die Mitte der Druckübertragungsfläche verlagert werden, wo die Rohrwand am stabilsten ist. Im Randbereich der Druckübertragungsfläche sollen die Querdehnungen möglichst gering bleiben, da hier die größte Anfälligkeit für Abplatzungen besteht.

Durch das Modellieren von in Radial- und in Umfangsrichtung orientierten Nuten soll dem Kunststoff die Möglichkeit zu einer widerstandsarmen Verformung gegeben

werden, so dass die Schubspannungen aus Querdehnung auf eine geringe Lastleitungs-länge reduziert werden (Bild 4.4). Hierdurch sollen die Resultierenden Schubspannungen lokal begrenzt und reduziert werden.

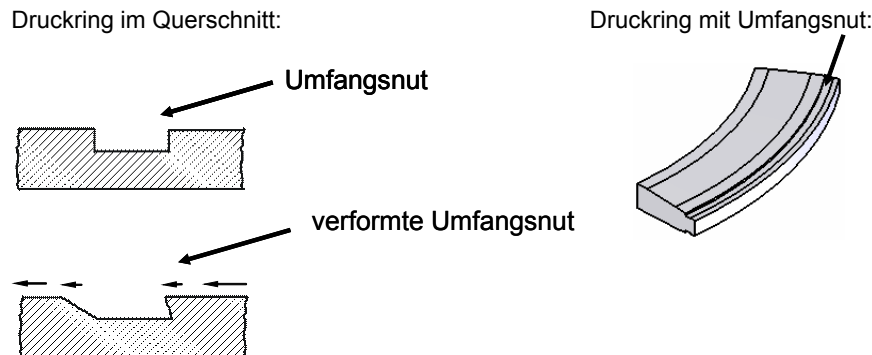


Bild 4.4: Reduzierung der Schubspannung durch eine Umfangsnut

Letztlich muss beachtet werden, dass durch die Verringerung der Querschnittsgeometrie die Druckspannungsverteilung beeinflusst wird, da die Druckkraft übertragende Fläche reduziert wird und somit die Druckspannung bei gleicher Längskraft ansteigt. Es muss sichergestellt sein, dass die rechnerische Druckfestigkeit von 100 N/mm² für den Steinzeug-Werkstoff nicht überschritten wird.

Zur Untersuchung der Geometrieoptimierung wird der zunächst rechteckige Ringquerschnitt modifiziert und die Belastung in der Rohrfuge mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) simuliert. Die Auswirkungen auf die Druck- und Schubspannungen können so direkt bestimmt werden. Aus einem Vergleich der einzelnen Variationen kann schließlich die optimale Geometrie bestimmt werden, mit der sowohl die auftretenden Druckspannungen zwischen den Rohren übertragen als auch die Schubspannungen soweit minimiert werden können, dass keine Abplatzungen an den Rohrspiegeln auftreten. Als Zielgröße zur Beurteilung der Schubbeanspruchung wird die vom Hersteller angegebene Zugfestigkeit des Steinzeug-Werkstoffes von 10 N/mm² angesetzt, die von den Schubspannungen insbesondere am Rand des Querschnitts nicht überschritten werden sollte.

4.1 Voraussetzungen

Das Verhalten des Druckübertragungsrings wird mit der FEM-Software ABAQUS simuliert. Bei den Geometrievariationen wird das Werkstoffgesetz eines ultrahochmo-

lekukaren Polyethylen („Werkstoff S“) implementiert, da dieser Kunststoff für die Verwendung als Druckübertragungsring versprechend erscheint. Die erforderlichen Materialkennwerte für den Werkstoff „S“ zur Implementierung in ABAQUS werden aus den vorangegangenen Untersuchungen abgeleitet. Es werden ein Druck-E-Modul im maßgebenden Spannungsbereich von $E=300 \text{ N/mm}^2$, ein Reibbeiwert zwischen Ring und Steinzeugrohr von $\mu=0,4$ und zur Abbildung der plastischen Stauchung zwei Wertepaare aus dem Spannungs-Stauchungs-Diagramm des Werkstoffs verwendet (Bild 4.5). Das Diagramm in Bild 4.5 zeigt die aufgenommenen Verläufe bei Mehrfachbelastung unter schrittweise steigender Druckspannung. Zur Abbildung des Werkstoffverhaltens in der FEM werden die Kennwerte der tatsächlichen, auf die Druckkraft übertragende Fläche bezogenen Druckspannungen aus dem Druckspannungs- Stauchungsdiagramm entnommen.

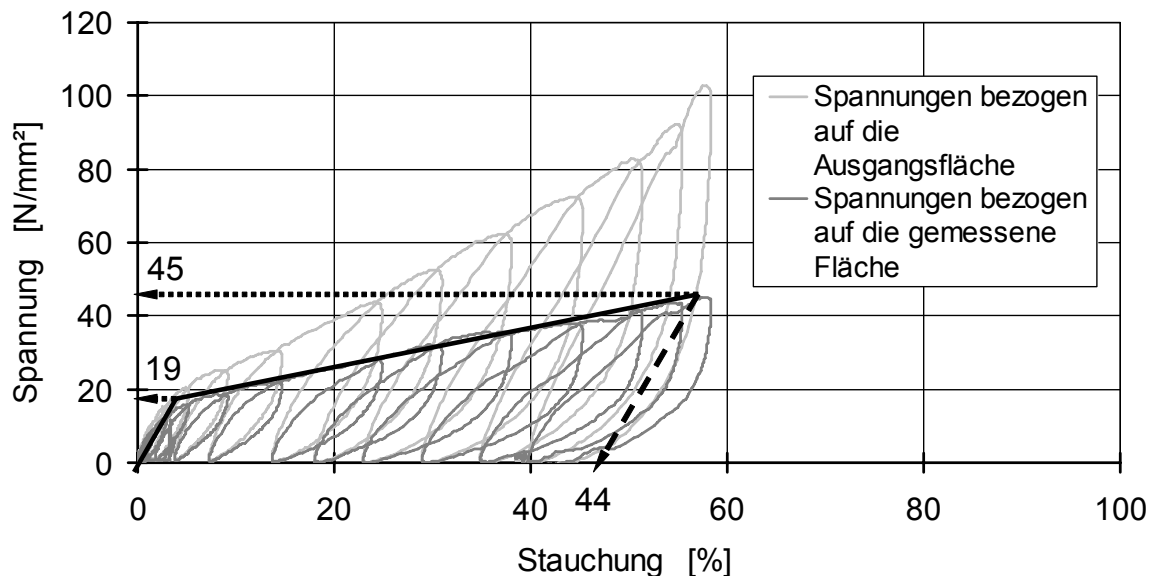


Bild 4.5: Druckspannungs-Stauchungsverhalten des Werkstoff „S“

Bis zu einer Spannung von ungefähr 19 N/mm^2 ist keine plastische Stauchung erkennbar. Demzufolge wird für diesen Bereich der Werkstoff in der FEM-Software als linear elastisch angenommen. Das zweite Wertepaar für das Simulationsmodell ist die plastische Stauchung bei einer Druckspannung von 45 N/mm^2 , die ungefähr 44 Prozent beträgt. Zwischen diesen beiden Spannungswerten wird die plastische Stauchung durch die FEM-Software linear interpoliert.

Im Simulationsmodell werden die Steinzeugrohre realitätsnah mit den richtigen Maßen für Durchmesser und Wandstärke erstellt. Der Steinzeug-Werkstoff besitzt einen Druck-E-Modul von 50.000 N/mm^2 und zeigt bis zum Bruch ein linear-elastisches Ma-

terialverhalten [Mai01]. Der E-Modul ist im Vergleich zum Kunststoff um ein Vielfaches größer. Damit wird die Dehnung des Steinzeugrohrs vernachlässigbar, und die Steinzeugrohre können in der FEM-Software als unverformbar angenommen werden.

Der Druckübertragungsring aus Werkstoff "S" wird mittig zwischen den Rohren angeordnet und ist, abhängig von seiner Querschnittsgeometrie, mit unterschiedlichen finiten Elementen vernetzt. Bei den Ringgeometrien ohne Nuten sind hexaedrische Elemente mit einer Seitenlänge von 5 mm ausreichend, bei den Ringen mit Nuten werden kleinere tetraederförmige Elemente verwendet, um den Einfluss der Nuten erfassen zu können. Den Aufbau der Simulation und die verschiedene Vernetzung zeigt Bild 4.6.

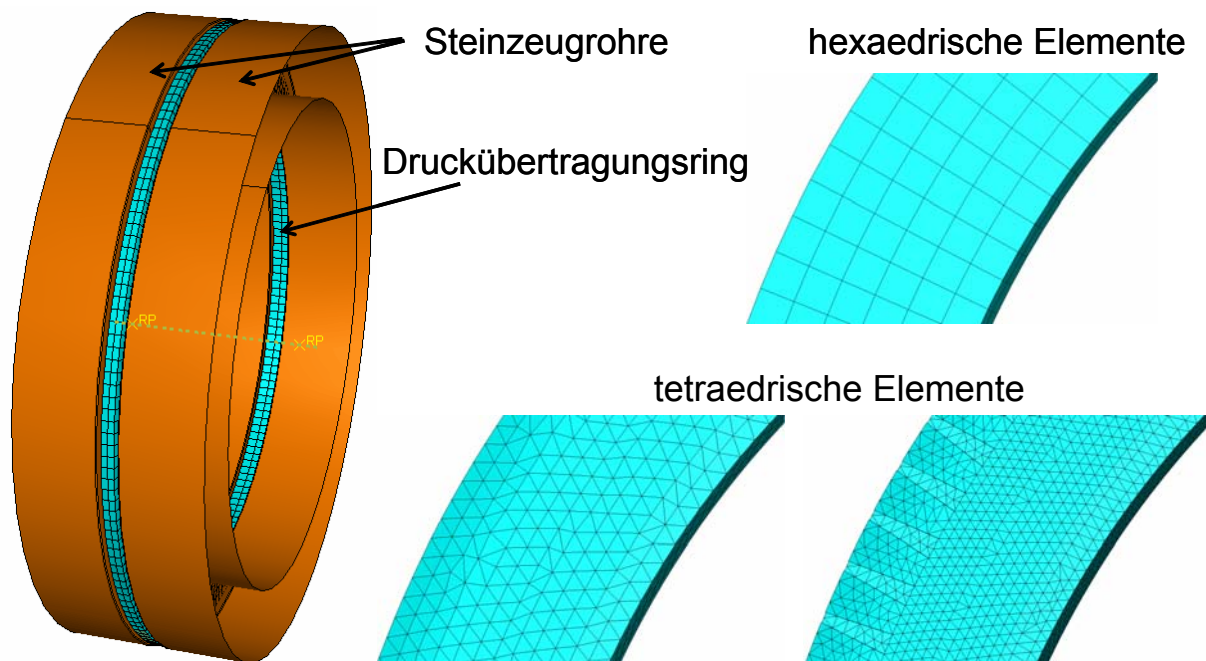


Bild 4.6: Modelle der modifizierten Kunststoffringe mit unterschiedlichen Finiten Elementen

4.2 Durchführung der FE-Berechnungen

Beim Rohrvortrieb müssen die für die Berechnungen gewählten Steinzeugrohre DN250 eine maximale Kraft von 800 kN übertragen können. Eine Auswertung ausgewählter Abwinkelungsverläufe von Rohrvortrieben zeigt, dass in den Rohrfugen eine Abwinkelung von bis zu 1° auftreten kann. Für die Simulation werden zwei aufeinander folgende Lastfälle mit den Bezeichnungen „Belastung“ und „Verwinkeln“ erstellt. Eines der beiden Steinzeugrohre wird in allen sechs Freiheitsgraden der Bewegung festgehalten, während auf das andere im Lastfall „Belastung“ sukzessive

eine Kraft von 800 kN aufgebracht wird. So kann das Verhalten des Druckübertragungsrings bei axialer Belastung untersucht werden. Anschließend wird das zweite Rohr im Lastfall „Verwinkeln“ um einen Winkel von 1° verwinkelt, wobei die Kraft von 800 kN beibehalten wird. Nach den Lastfällen „Belasten“ und „Verwinkeln“ werden jeweils die Druckspannung und die Schubspannung an der Druckringoberfläche durch die FEM-Software ausgegeben und untereinander verglichen.

In der ersten FE-Simulation werden die Belastungen am Druckübertragungsrings mit unveränderter rechteckförmiger Geometrie simuliert und die Werte der Druck- und Schubspannungen mit denen der vorangegangenen FE-Modelle abgeglichen. Hierdurch wird das Rechnermodell auf seine Richtigkeit hin überprüft. Obwohl die Geometrie der Steinzeugrohre nicht verändert werden soll, werden vor der Variation des Druckringquerschnitts am Rohr Fasen angeordnet, um den Einfluss der Rohrgeometrie auf die Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge zu bestimmen. In den Abbildungen des Arbeitsblattes ATV-DVWK A 125 [NN96] werden die Kanten der Rohrspiegel mit rechten Winkeln dargestellt. In der Realität ist jedoch eine Fase vorhanden. Dieser Einfluss soll zunächst an der Ausgangsringgeometrie bestimmt werden, so dass für die folgende Simulation eine realitätsnahe Rohrspiegelgeometrie zugrunde gelegt werden kann.

Anschließend wird die Querschnittsgeometrie des Druckübertragungsrings schrittweise variiert und die Änderung der Druck- und Schubspannungsverteilung auf der Ringoberfläche festgestellt. Dabei werden nacheinander Fasen in Kombination mit Radien und Nuten untersucht und deren Einfluss auf die resultierenden Werte für Druck- und Schubspannung verglichen.

4.3 Auswertung der Ergebnisse

4.3.1 Analyse des Ausgangszustandes

Zur Einschätzung der Ausgangslage werden zunächst Simulationen durchgeführt, in denen die Geometrie der Steinzeugrohre variiert wird. Dabei wird speziell die Außenkante der Rohrspiegelfläche betrachtet. Die Größe der Fase wird in drei Schritten (keine Fase, $0,5 \text{ mm} \times 45^\circ$ Fase und $1 \text{ mm} \times 45^\circ$ Fase) variiert (Bild 4.7), um ihre Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse abschätzen zu können. Die Ergebnisse sind in Bild 4.8 bis Bild 4.10 zusammengefasst.

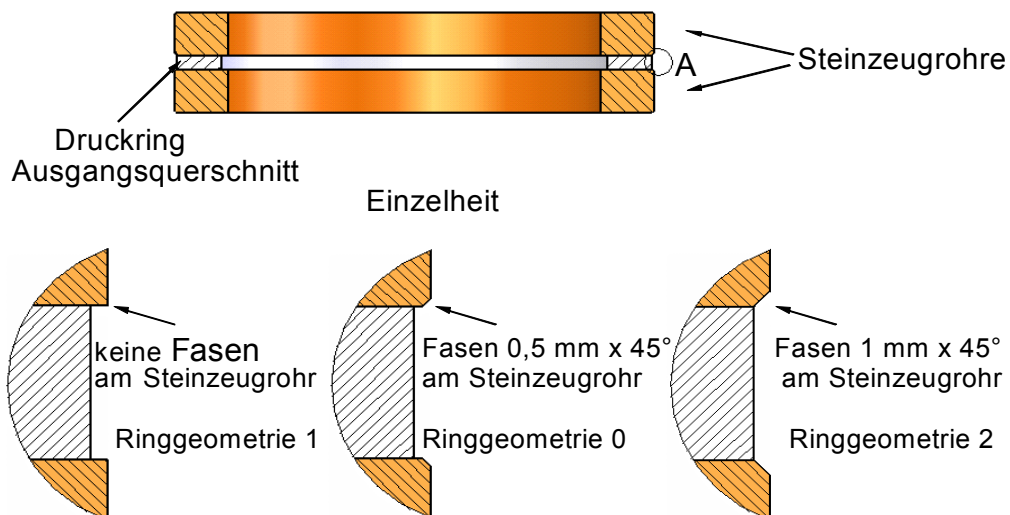


Bild 4.7: Variation der Rohrgeometrie mit unterschiedlich ausgebildeten Fasen am Rand

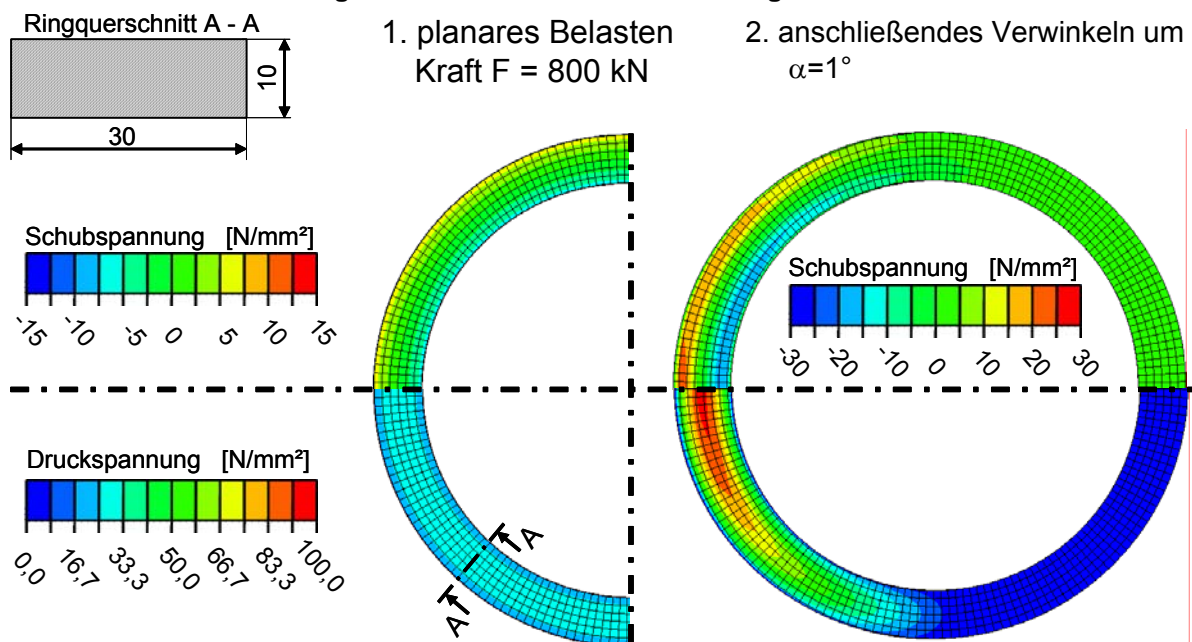


Bild 4.8: Druck und Schubspannungsverteilung Rohr 1, Rohr ohne Fase

Eine Fase von $0,5 \text{ mm} \times 45^\circ$ außen am Steinzeugrohr (Rohr 0) hat gegenüber einem Rohr ohne Fase (Rohr 1) einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Druck- und Schubspannungsverteilung (Bild 4.8 und Bild 4.9). Erst ab einer Fasengröße von $1 \text{ mm} \times 45^\circ$ (Rohr 2) kommt es zur Erhöhung der Druckspannung nach dem Verwinkeln über die kritische Grenze von $100 \text{ N}/\text{mm}^2$ (Bild 4.10). Durch die größere Fase wird die Fläche zur Kraftübertragung verringert, so dass sich der Druckübertragungsring unter Druck bis über die Kante der Fase hinaus verformt. Somit ist die Fläche zur Kraftübertragung geringer als bei den übrigen Rohrgeometrien.

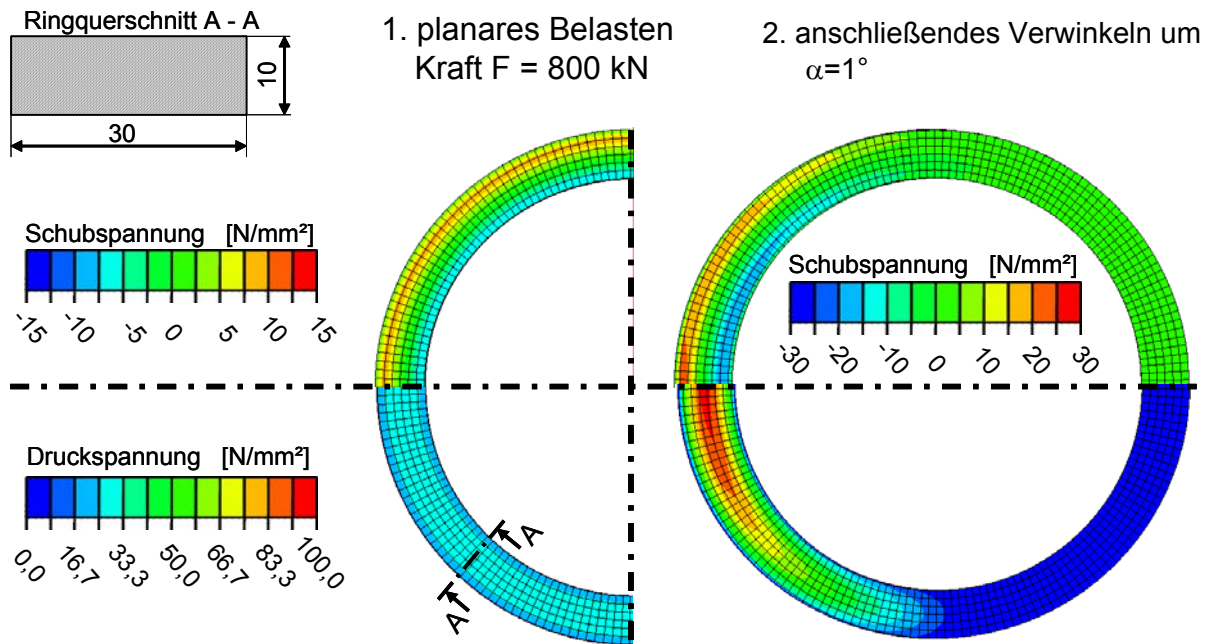


Bild 4.9: Druck und Schubspannungsverteilung Rohr 0, Rohrfase 0,5 mmx45°

Daraus resultieren die höheren Spannungswerte. Da die Fase bei Steinzeugrohren DN 250 tatsächlich 0,5 mm × 45° beträgt, wird diese Rohrgeometrie für alle nachfolgenden Simulationen verwendet. Die Voruntersuchungen zeigen, dass bis zu einer Fase von 0,5 × 45° die Auswirkung auf die Simulationsergebnisse vernachlässigt werden können und die Realität mit guter Genauigkeit erfasst wird.

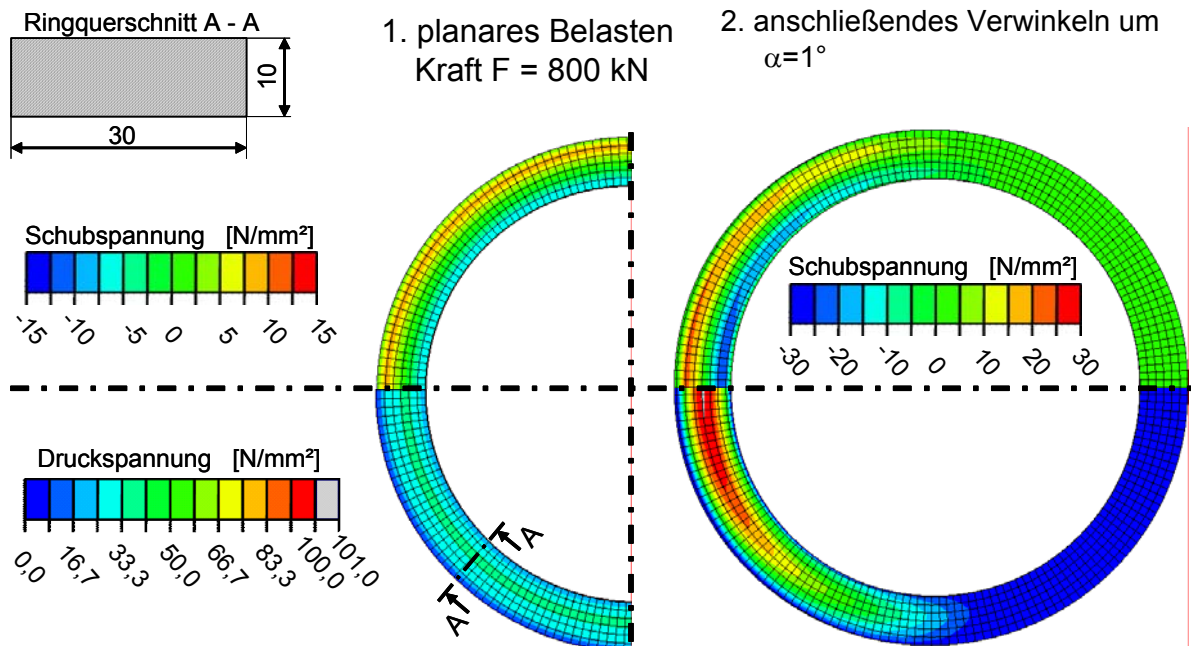


Bild 4.10: Druck und Schubspannungsverteilung Rohr 4, Rohrfase 1x45°

4.3.2 Geometriemodifikation des Ringes durch Fasen

In den vorangegangenen Simulationen, in denen ein Druckübertragungsring mit rechteckiger Querschnittsgeometrie nachgestellt wurde, treten die höchsten Schubspannungen mit bis zu 30 N/mm² gerade im äußeren Drittel der Druckübertragungsfläche auf. Diese Schubspannungen liegen weit über der Zugfestigkeit des Rohrwerkstoffes und würden zum Versagen führen. Aus diesem Grund werden im Folgenden Variationen der Geometrie des Druckübertragungsringes durchgeführt, um die Belastung durch die Schubspannung besser innerhalb der Querschnittsfläche verteilen zu können. Im ersten Schritt wird dazu die Ringgeometrie durch Fasen an der Außen- sowie Innenseite modifiziert. Verglichen werden diese - wie auch die späteren Ergebnisse - mit den Simulationen der unveränderten Ringgeometrie (Bild 4.11).

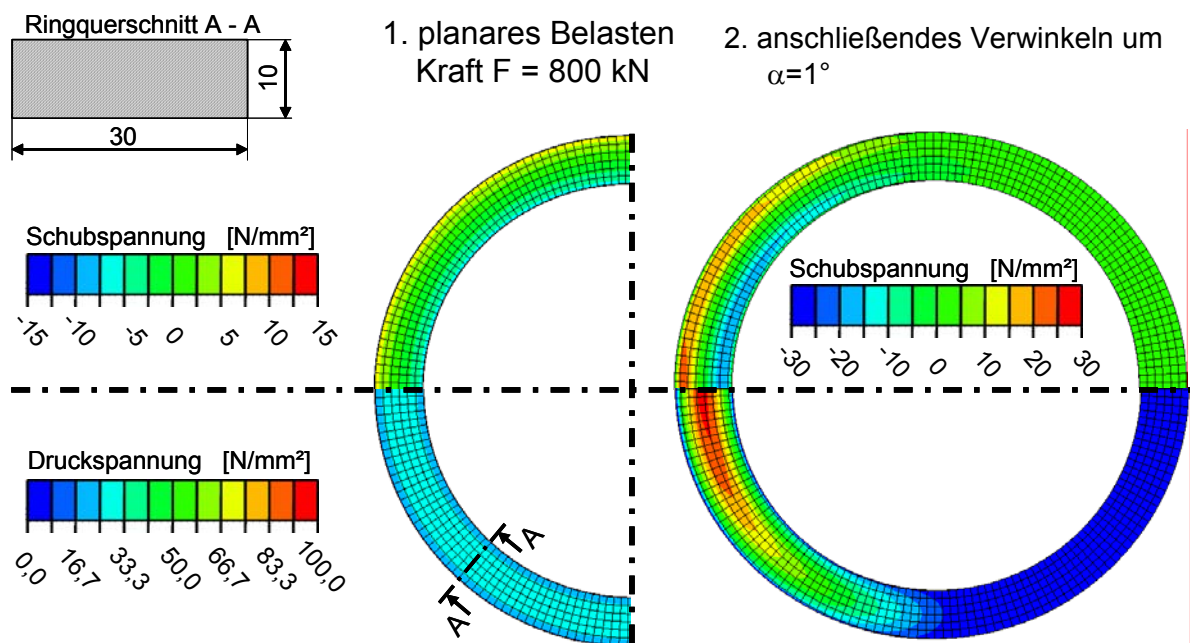


Bild 4.11: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 5 (Referenzverteilung)

Fasen an der Außenseite:

Zunächst werden Fasen über die gesamte Breite des Rings betrachtet. Diese Geometrie haben die Ringe 1 (Bild 4.12) und 2 (Bild 4.13), wobei der Ring 2 die steilere Fase besitzt. Die Dicke des Rings 2 beträgt an der Außenseite 7 mm. Anhand der Simulationsergebnisse lässt sich gut beobachten, dass die Schubspannung im Lastfall „Belasten“ von außen (Bild 4.11) nach innen verlagert wird (Bild 4.12 und Bild 4.13).

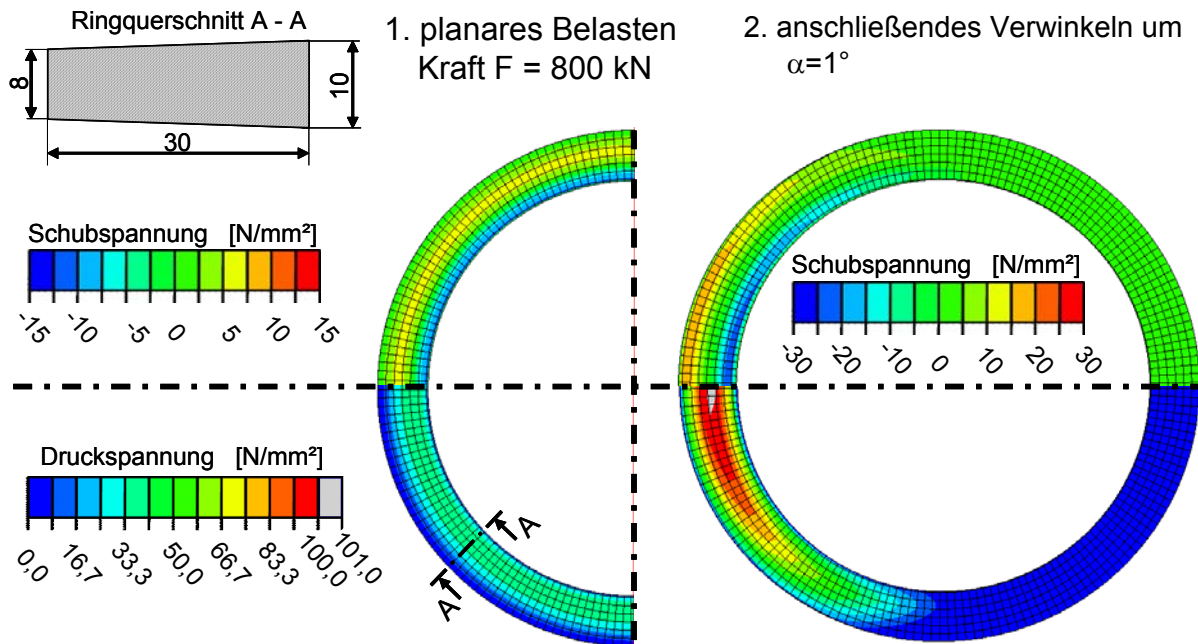


Bild 4.12: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 1

Beide Ringgeometrien erscheinen jedoch nicht optimal, da die Druckspannungen beim Verwinkeln die Druckfestigkeit des Werkstoffes von 100 N/mm^2 überschreiten. Grundsätzlich zeigt sich aber, dass eine Fase am Ring die Druck- und Schubspannung in randnahen Bereichen reduzieren kann. Je steiler die Fase bei gleich bleibender Fasenlänge, desto ausgeprägter ist dieses Verhalten. Das absolute Maximum der Druck- und Schubspannungen wird jedoch nachteilig beeinflusst. Da die kritische Grenze der Druckbeanspruchung von 100 N/mm^2 überschritten wird, müssen diese Variationen noch weiter optimiert werden. Dazu wird die Geometrie 1 aus Bild 4.12 weitergehend betrachtet, da sie einen guten Kompromiss zwischen Verlagerung der Schubspannung vom Rand ins Ringinnere und einer geringen negativen Beeinflussung des Druckspannungsmaximums darstellt. Im nächsten Schritt wird nun eine Außenfase simuliert, die nicht über die gesamte Ringbreite verläuft.

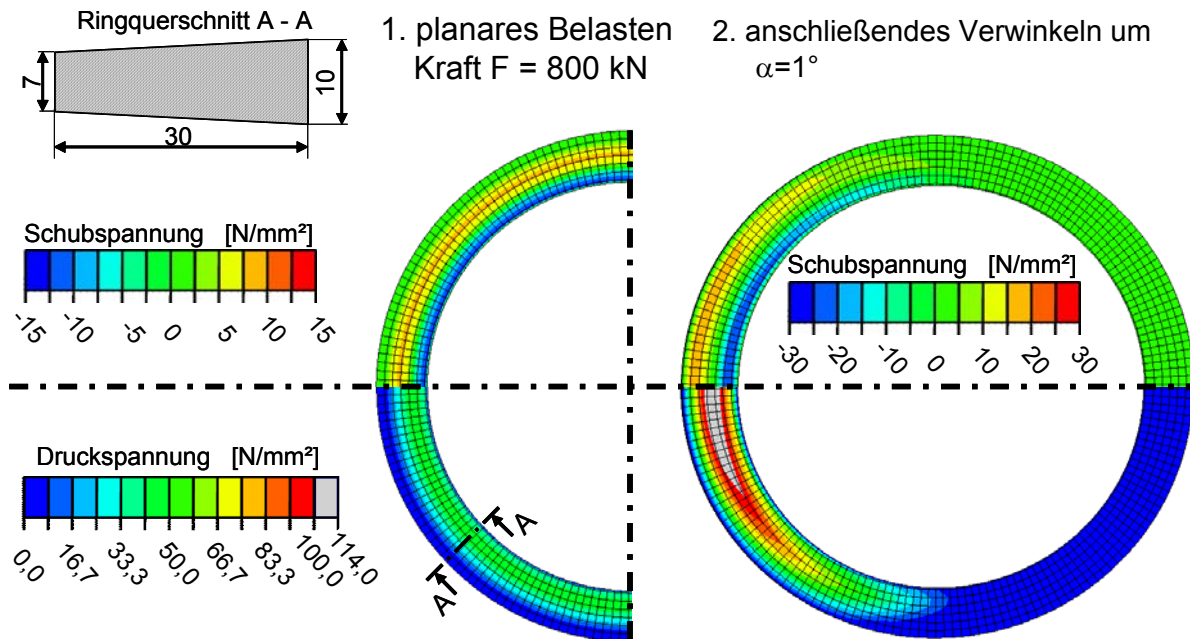


Bild 4.13: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 2

Außenfasen mit einem Absatz innen

Bei den Ringen 3 - 5 (Bild 4.14 bis Bild 4.16) wird eine Fase über einer Länge von 25 mm - das entspricht 5/6 der Breite - eingebracht. Diese Länge wird zusätzlich bei Ring 6 (Bild 4.17) auf die Hälfte der Ringbreite, d.h. 15 mm reduziert. Der verbleibende Querschnitt wird unverändert rechteckig ausgeführt.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse von Ring 3 (Bild 4.14) mit Ring 1 (Bild 4.12) zeigt, dass der Ring 3 eine erhöhte Schubspannung aufweist, wobei das Maximum leicht in Richtung Ringaußenseite verschoben ist.

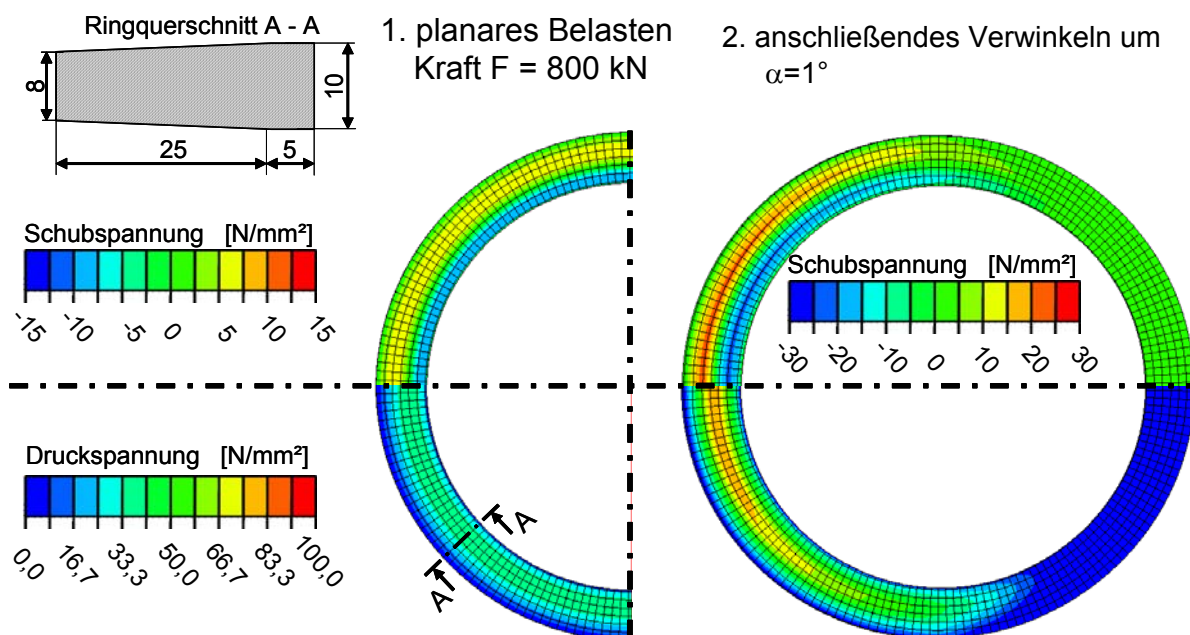
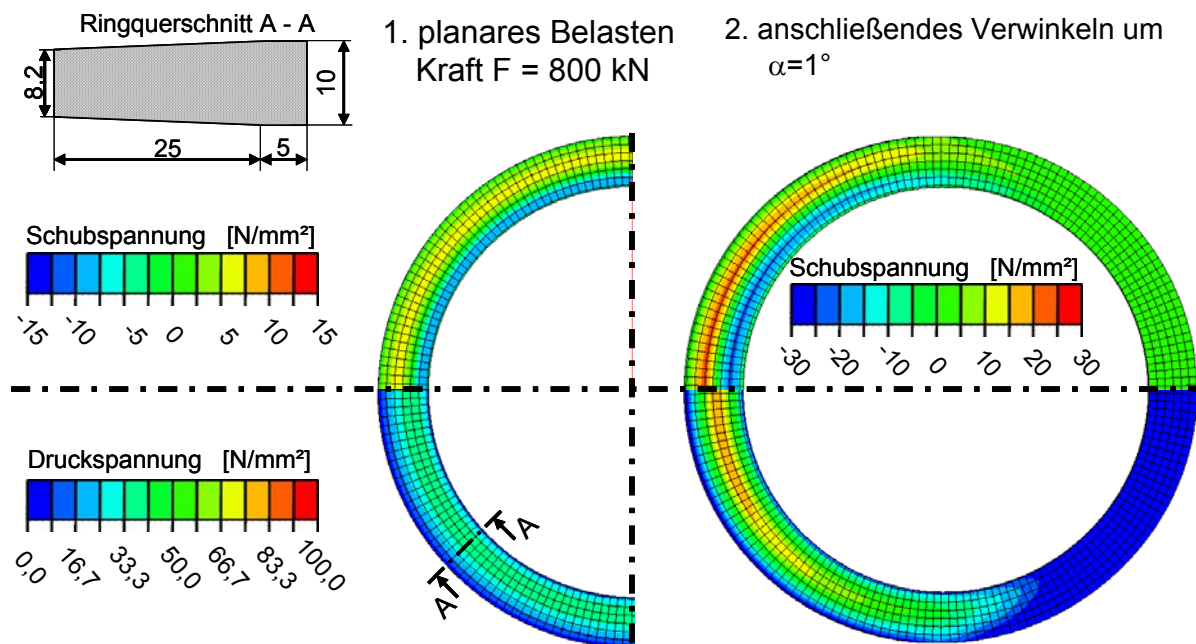


Bild 4.14: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 3

Beim Verwinkeln treten bei Ring 3 geringere Druckspannungen auf, welche innerhalb der zulässigen Grenzwerte liegen. Die Schubspannungen nach dem Verwinkeln sind größer als bei Ring 2 und liegen über dem Grenzwert von 10 N/mm^2 . Diese werden aber im Gegensatz zu Ring 2 beim Verwinkeln nicht so stark in den Randbereich zurückverlagert, sondern treten weiter in Richtung Ringmitte auf. Bei den Ringgeometrien 4 (Bild 4.15) und 5 (Bild 4.16) wurde die Steilheit der Fase variiert, um den Einfluss auch bei dieser Gruppe der Ringe zu bestimmen.

**Bild 4.15: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 4**

Bei Ringgeometrien 3 und 5 zeigen sich keine signifikanten Änderungen der Druck- und Schubbelastung gegenüber Ringgeometrie 4. Die geringsten Spannungswerte weist Ring 5 auf. Um neben dem Einfluss der Steilheit der Fase auch den der Fasenlänge an der gesamten Ringbreite zu untersuchen, wird diese in der Ringgeometrien 6 (Bild 4.17) auf die halbe Ringbreite reduziert. Im Vergleich zum Ring 5 (Bild 4.16) treten jedoch nur geringe Unterschiede in den Spannungsverläufen auf.

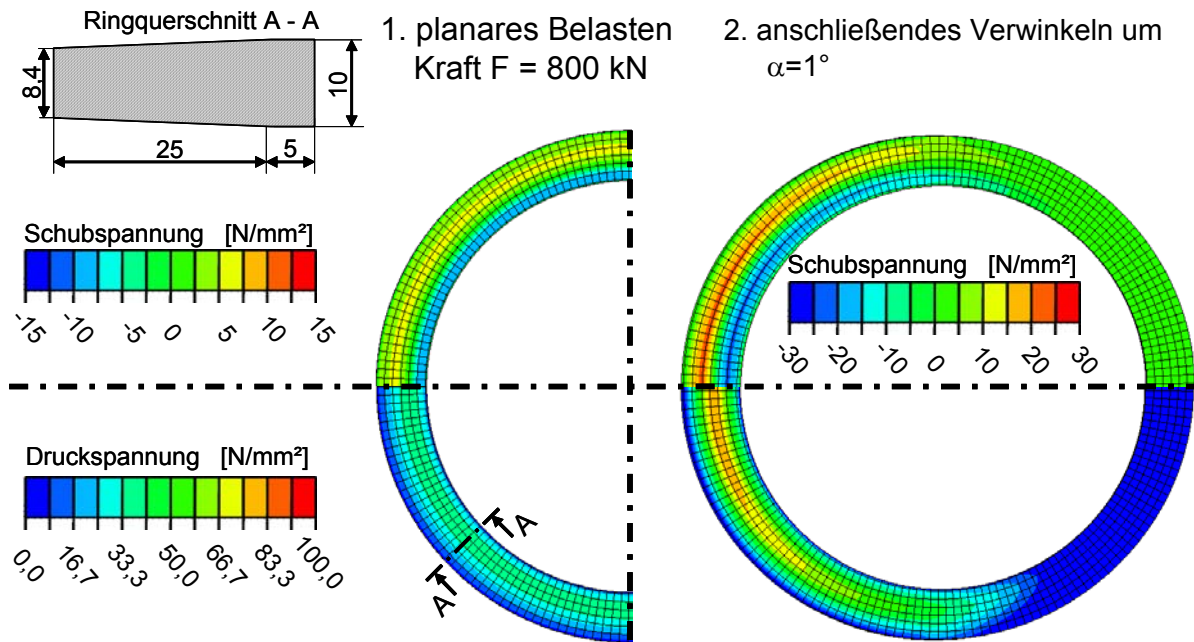


Bild 4.16: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 5

Die Ringe 3, 4, und 5 zeigen somit eine günstigere Verteilung der Druck- und Schubspannungen als die Ringe 1 und 0 (Referenzquerschnitt). Die maximale Schubspannung nach dem Verwinkeln ist zwar größer, tritt aber in einem Abstand von über 10 mm vom Rand auf. Die maximale Druckspannung nach dem Verwinkeln bleibt unterhalb des Grenzwerts von 100 N/mm². Die maximale Schubspannung bei axialer Belastung tritt in einem Abstand von ungefähr 12 mm vom Rand entfernt auf.

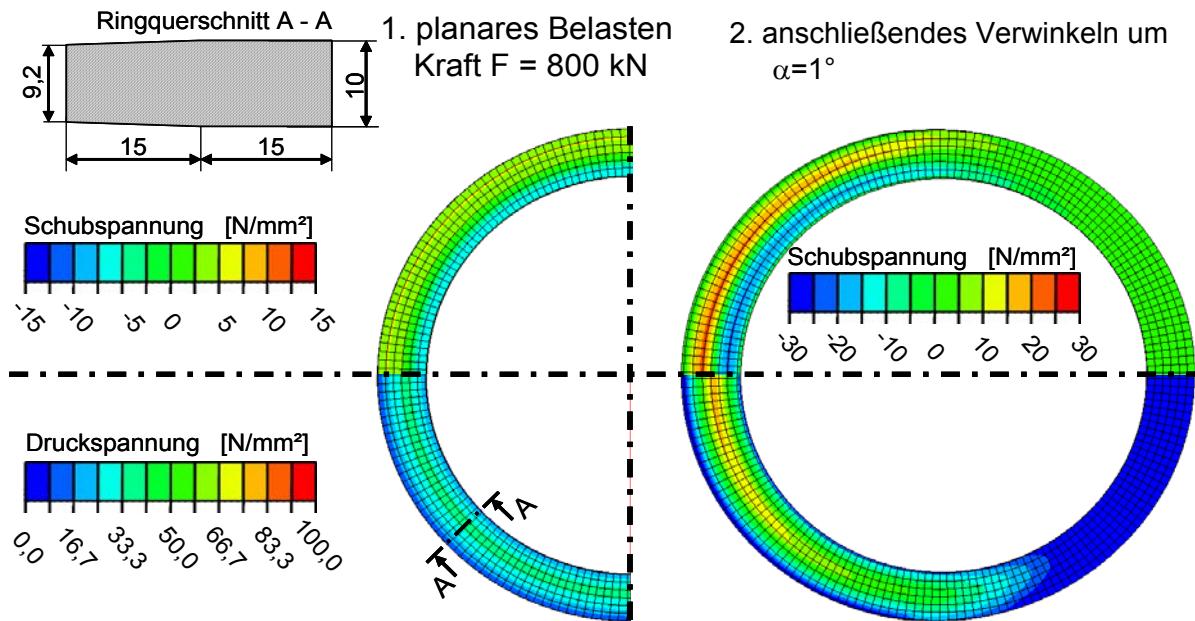


Bild 4.17: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 6

Fase an Innen- und Außenseite mit mittlerem Bereich

Bei den bisherigen Variationen wurde das wesentliche Augenmerk auf die Schubspannungen an der Außenseite des Rings gelegt. Mit einer Fase an der Innenseite soll untersucht werden, ob gleichzeitig auch an dieser Stelle die Schubspannung zu minimieren sind. Dazu werden die Ringgeometrien 7 bis 11 betrachtet, die eine Fase an der Außen- und Innenseite sowie einen mittleren Bereich mit Rechteckquerschnitt aufweisen (Bild 4.18 bis Bild 4.22). Im Vergleich zum Ring 5 (Bild 4.16) fällt die äußere Fase bei diesen Ringvariationen steiler aus.

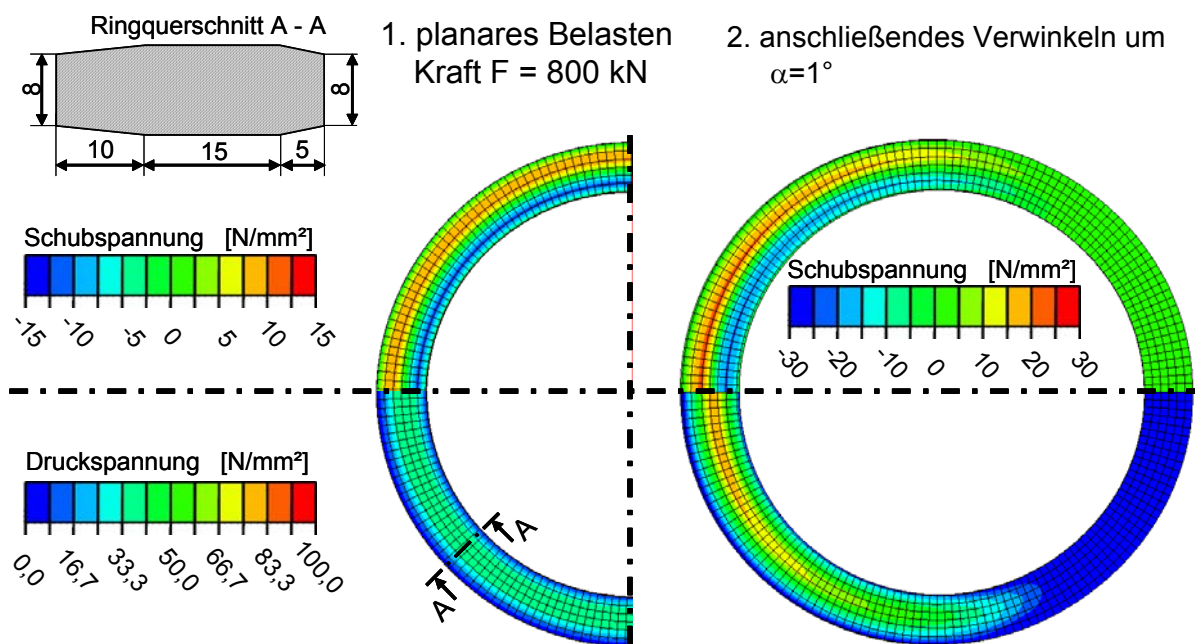


Bild 4.18: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 7

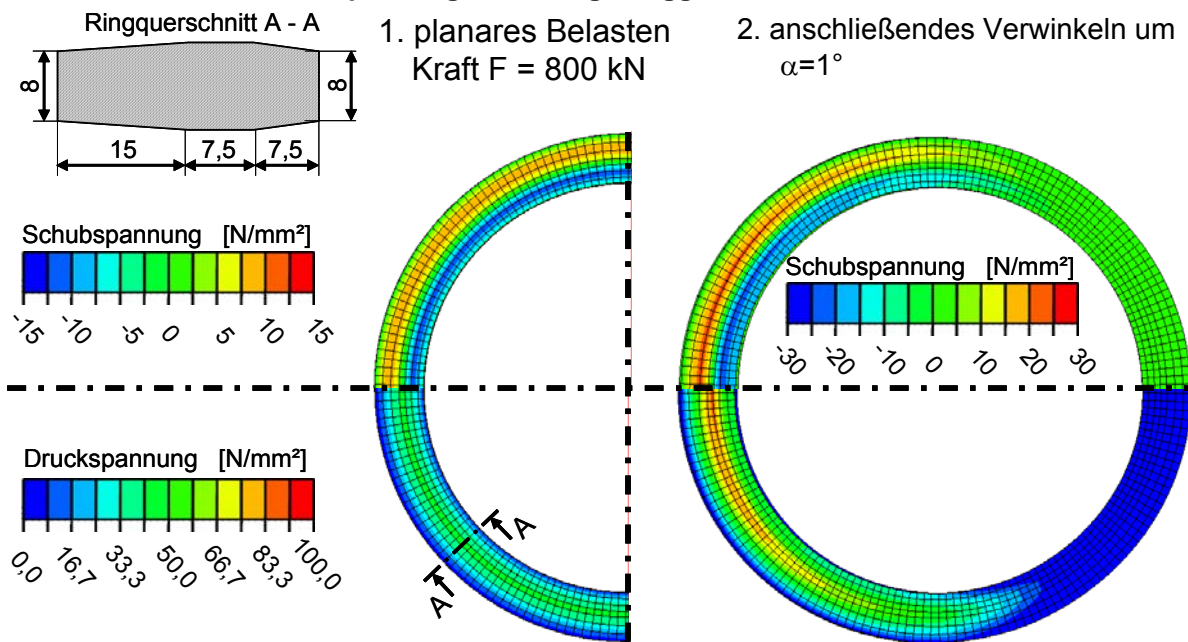


Bild 4.19: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 8

In den Simulationsergebnissen tritt eine im Vergleich zum Referenzquerschnitt höhere Schubbelastung bei axialer Beanspruchung auf. Beim Belastungszustand Verwinkeln werden jedoch nur geringfügig höhere Schubspannungen beobachtet. An der Ringaußenseite zeigen die Ringgeometrien 10 und 11 (Bild 4.21 und Bild 4.22) innerhalb dieser Gruppe die günstigsten Werte. Im Vergleich zum Ring 5 (Bild 4.16) zeigt sich aber eine größere Schubbeanspruchung bei axialer Belastung.

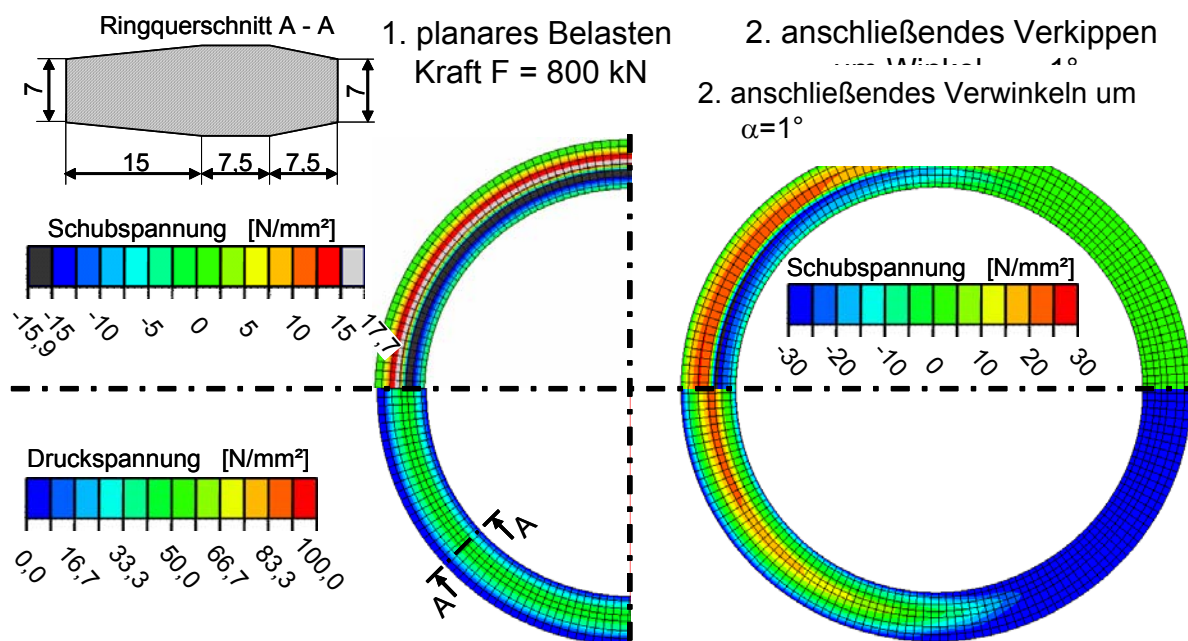


Bild 4.20: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 9

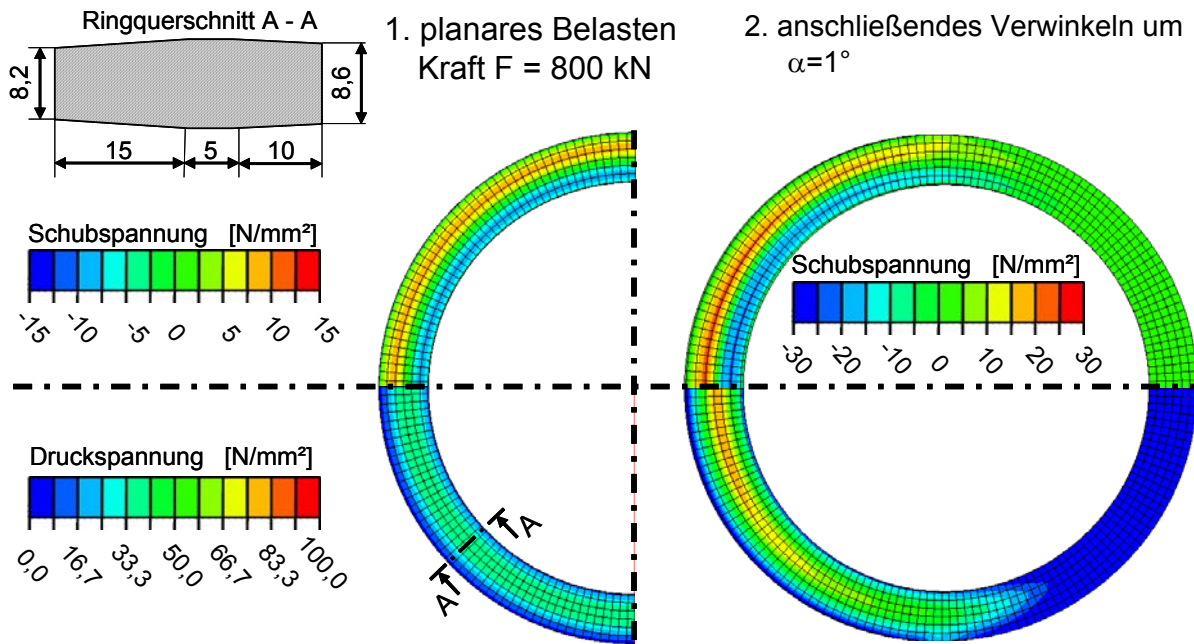


Bild 4.21: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 10

Bei einer Betrachtung der Innenseite kann ebenfalls ein besseres Verhalten der Ringe 10 und 11 hinsichtlich Druck- und Schubspannungsverteilung als bei den anderen Ringen dieser Gruppe beobachtet werden. Eine kurze und steile Fase an der Innenseite wie bei Ring 9 wirkt sich ungünstig aus. Die Bereiche der Schubbeanspruchung werden zwar weit in Richtung Ringmitte verschoben, es treten jedoch hohe Druck- und Schubspannung auf (Bild 4.20). Demzufolge zeigen in dieser Gruppe die Ringe der Ringgeometrien 10 und 11 (Bild 4.21 und Bild 4.22) mit flacheren und längeren Fasen insgesamt das günstigste Verhalten.

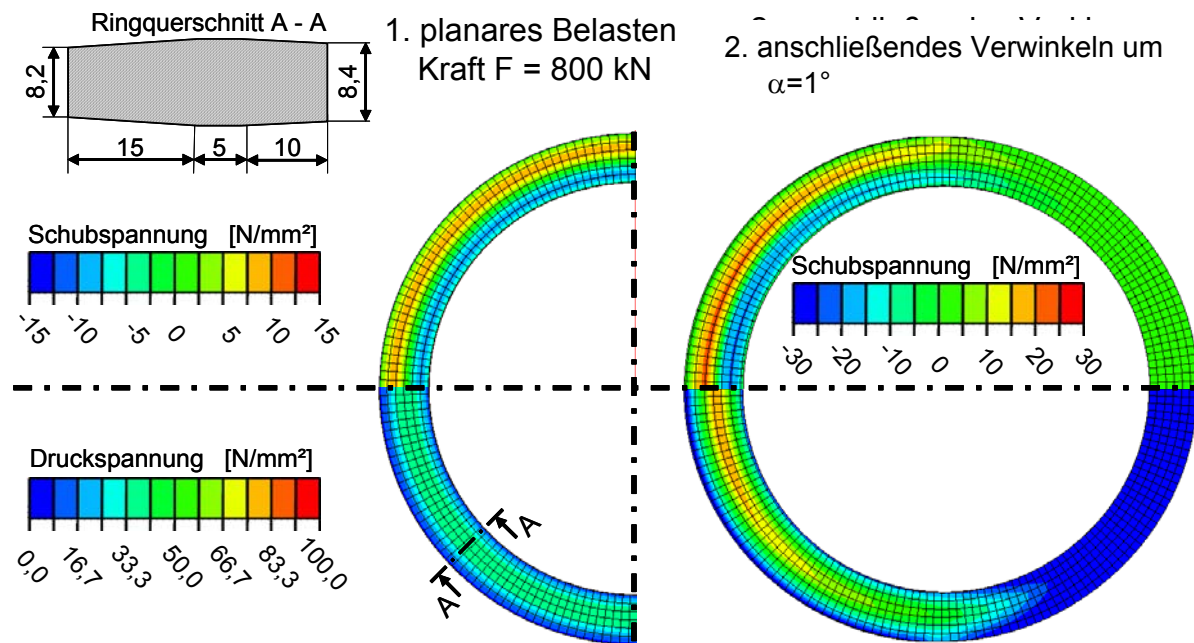


Bild 4.22: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 11

Im Vergleich zum Ring 5 (Bild 4.16) lassen sich aber keine signifikanten Vorteile erkennen. Bei axialer Belastung schneidet der Ring 5 besser ab. Die Schubspannungen sind hier noch deutlich kleiner als z.B. beim Ring 11 (vgl. Bild 4.16 und Bild 4.22). Beim Verwinkeln zeigen sich keine nennenswerten Unterschiede durch die Geometrievariation mit Fasen auf der Innenseite.

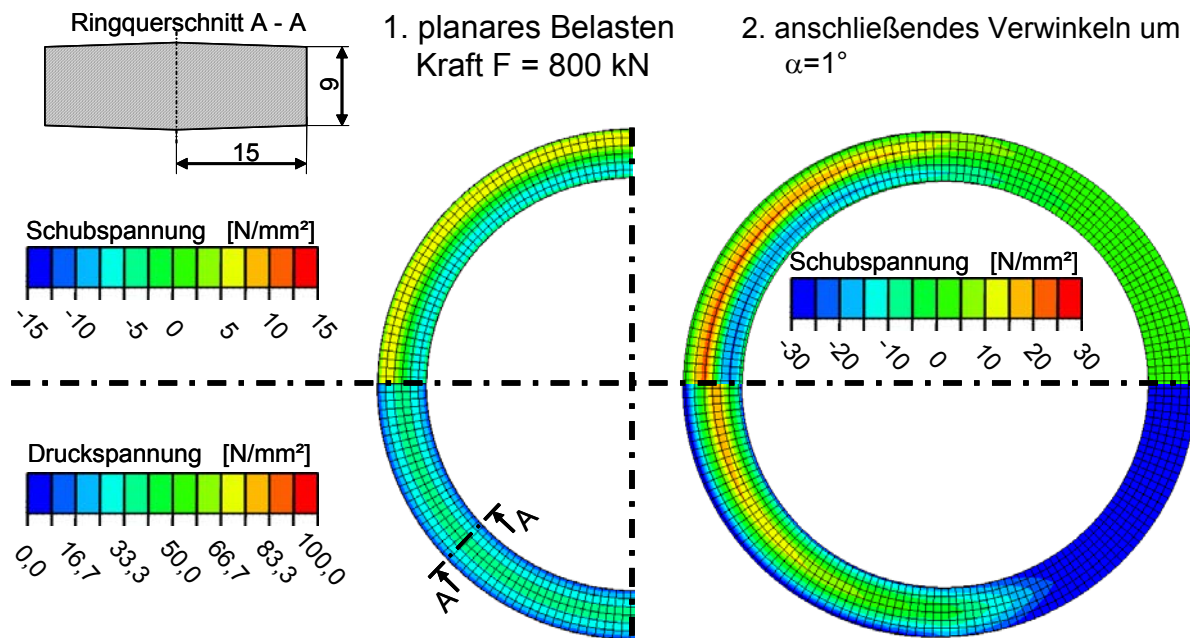


Bild 4.23: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 12

Fase an der Innen- und Außenseite ohne mittleren Bereich

In den folgenden Variationen werden auf einen ebenen Bereich in der Mitte des Querschnitts verzichtet und auf der Innen- und Außenseite der Ringe 12, 13, 14 und 15 (Bild 4.23 - Bild 4.26) ebenfalls Fasen verschiedener Länge und Steilheit angebracht. Bei den Ringen mit symmetrischer Fase (Ringe 12, 13 und 14) kann mit zunehmender Fasensteilheit auch eine Erhöhung der Schub- und Druckbeanspruchung, besonders bei axialer Belastung, beobachtet werden. Beim Verwinkeln lassen sich keine deutlichen Unterschiede feststellen. Von diesen drei Ringen zeigt die Ringgeometrie 12 (Bild 4.23) gerade bei der axialen Belastung das günstigste Verhalten. Da die Ringvariationen mit symmetrischer Innen- und Außenfasenlänge höhere Schubspannungen an der Ringaußenseite aufweisen als z.B. Ring 5 (Bild 4.16), der eine längere Außenfase aufweist, soll in den folgenden Simulationen unterschiedliche Fasenlängen betrachtet werden.

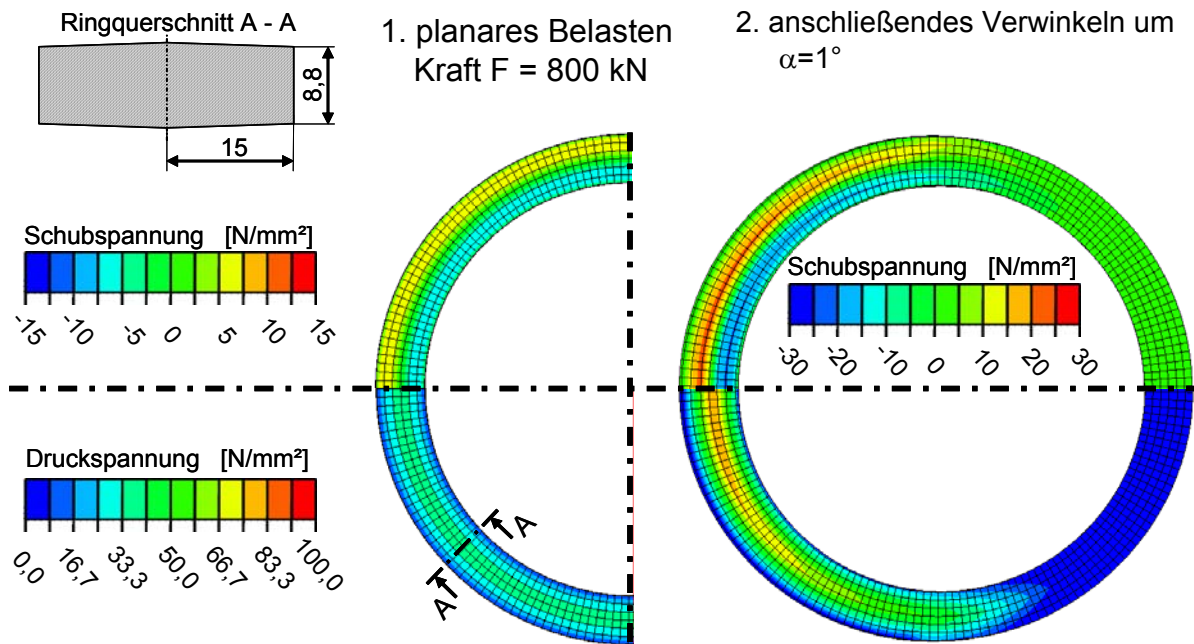


Bild 4.24: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 13

Ring 15 (Bild 4.26) hat den gleichen Grundaufbau wie Ring 5, nur mit einer zusätzlichen Innenfase. Jedoch ist im Vergleich der Simulationsergebnisse ein Einfluss dieser kleinen Fase an der Innenseite des Rings kaum erkennbar (Bild 4.26 und Bild 4.16).

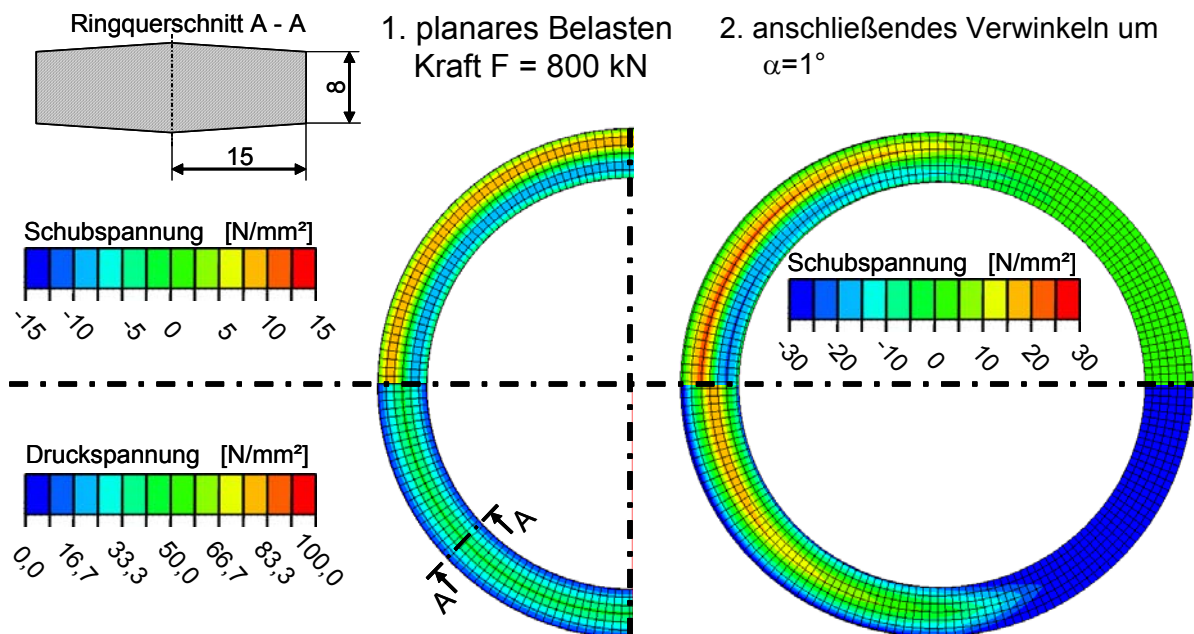


Bild 4.25: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 14

In der Gruppe der Ringgeometrien mit Fasen an der Innen- und Außenseite ohne einen ebenen mittleren Bereich stellt sich somit die Variante 12 (Bild 4.23) im Vergleich als beste heraus. Gegenüber dem Ring 5 (Bild 4.16) liegt der Bereich der ma-

ximalen Schubspannungen beim axialen Belasten aber näher am Rand, was als nachteilig zu bewerten ist.

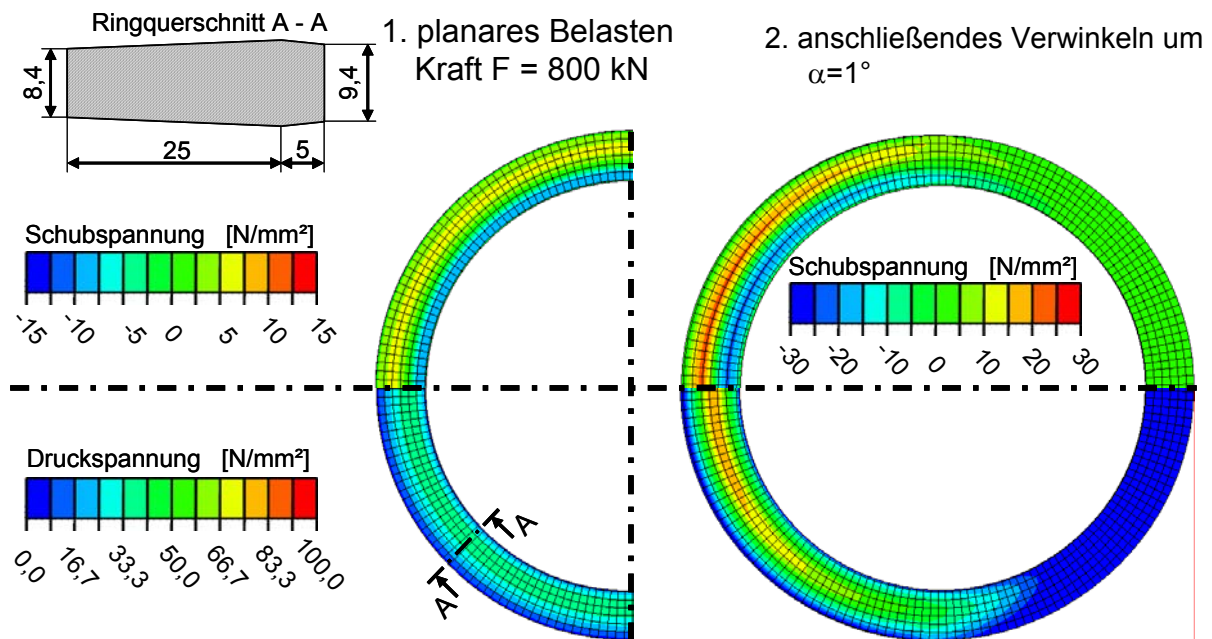


Bild 4.26: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 20

Die Ringgeometrie 20 (Bild 4.26) mit asymmetrischer Fasengestaltung auf der Basis von Ringgeometrie 8 stellt ebenfalls keine Verbesserung dar. Eine Verschiebung bzw. Reduzierung der maximalen Schubspannung durch die Innenfase kann nicht beobachtet werden.

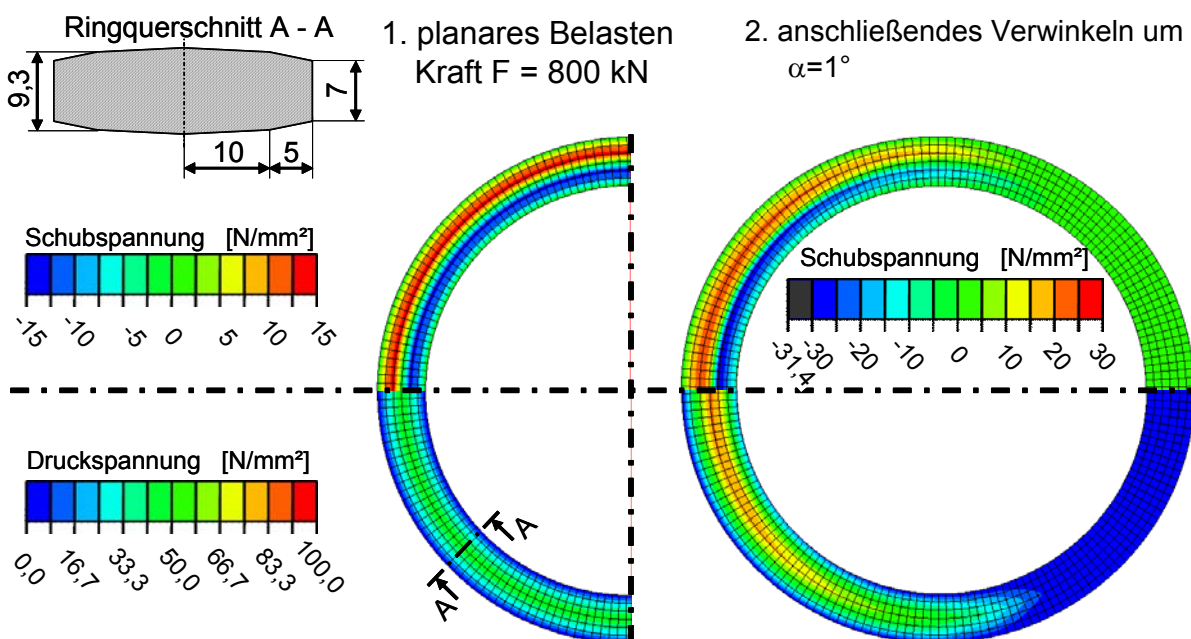


Bild 4.27: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 16

Doppelte Fasen an der Innen- und Außenseite

Durch die Geometrie der Faser kann die Höhe der Spannungen sowie der Ort ihres Maximums auf dem Druckübertragungsring beeinflusst werden. Mit den bisherigen Simulationen konnte durch die Fasen jedoch gerade am Innenrand keine deutliche Verschiebung der Maxima erzielt werden. In den folgenden Simulationen wird die Faser zweigeteilt ausgeführt, wobei sie nach außen hin steiler abfällt. In Bild 4.27 und Bild 4.28 werden mit den Ringen 16 und 17 zwei Geometrievariationen mit unterschiedlichen doppelten Fasen simuliert.

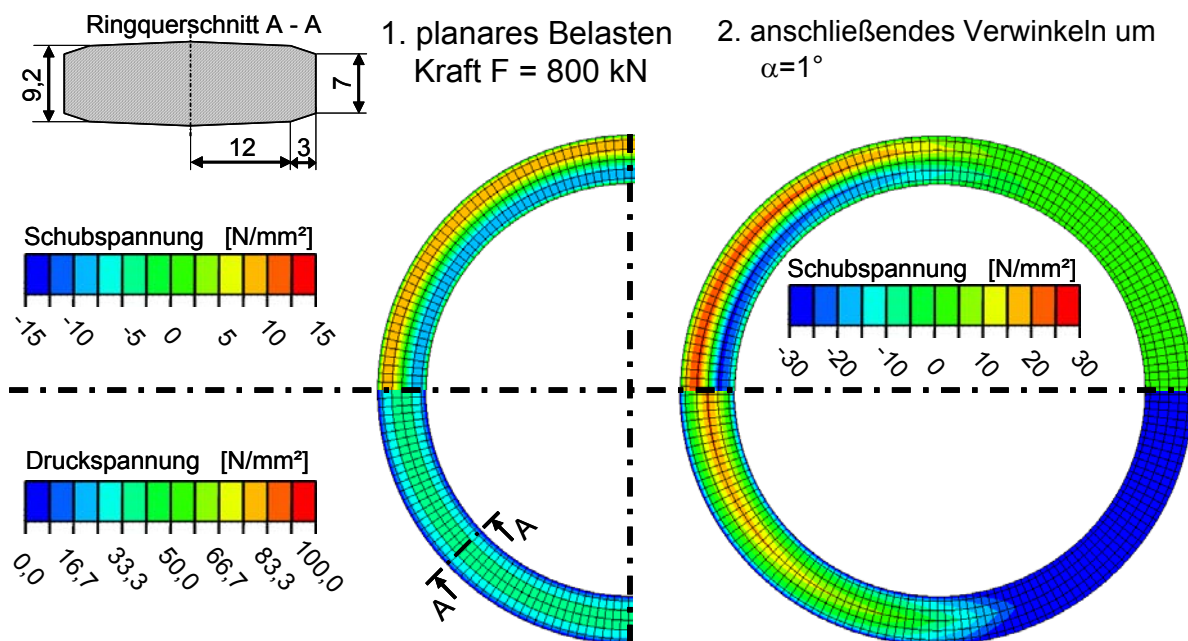


Bild 4.28: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 17

Grundlage dieser Geometrievariation stellt der Ring 12 (Bild 4.23) dar, an dem an zwei unterschiedlichen Stellen eine zweite Faser modelliert wurde. Dabei ist zu beobachten, dass beim Belasten und beim Verwindeln deutliche Erhöhungen bei der Schub- und Druckspannungsverteilung auftreten. Im Vergleich zu Ring 12 (Bild 4.23) wird diese Verschlechterung deutlich. Diese ist auf die Reduzierung der Ringoberfläche durch die zweite Faser zurückzuführen. Dementsprechend fällt die Spannungserhöhung bei Ring 16 (Bild 4.27) größer aus, da die äußere Faser auch breiter ausgeführt wurde als bei Ring 17 (Bild 4.28). Somit führt der Einsatz einer zweiten Faser nicht zu einer verbesserten Schub- und Druckspannungsverteilung und wird daher nicht weiter verfolgt.

Fazit der Geometriemodifikation durch Fasen

Insgesamt ist bisher festzuhalten, dass durch eine Außenfase das äußere Schubspannungsmaximum und seine Lage innerhalb des Druckübertragungsrings positiv beeinflusst werden konnte. Die Simulationen belegen allerdings auch, dass es nicht möglich ist, analog dazu auch eine Verbesserung der Schubspannungsverteilung für den inneren Ringbereich zu erzielen. Das liegt an der Länge der Innenfasen, die im Vergleich, vor allem zu den einseitigen Fasen an der Außenseite, deutlich kürzer ausfällt. Die Innenfasen können aber prinzipbedingt nicht länger gestaltet werden, ohne die Länge der Fase an der Außenseite nachteilig zu verringern. Außerdem sind die Werte der Schubspannung an der Außenseite des Rings kritischer einzustufen als an der Innenseite, da das Steinzeugrohr außen stärker gefährdet ist. Daher wird für die folgenden Ringvariationen wieder auf eine Querschnittsgeometrie zurückgegriffen, die an der Innenseite einen rechteckigen Absatz vorsieht.

4.3.3 Zusätzliche Modifikation durch Radien

Ausgehend von der Ringgeometrie 5 (Bild 4.16) werden im folgenden Ringquerschnitt variiert, welche durch einen 5 mm breiten Absatz am Innenrand und durch eine Dicke an der Außenseite von 6 mm gekennzeichnet sind. Die Ringe 18-21 (Bild 4.29 bis 4.31) haben nach außen Fasen unterschiedlicher Länge und Steigungen, an die sich tangential ein Radius anschließt.

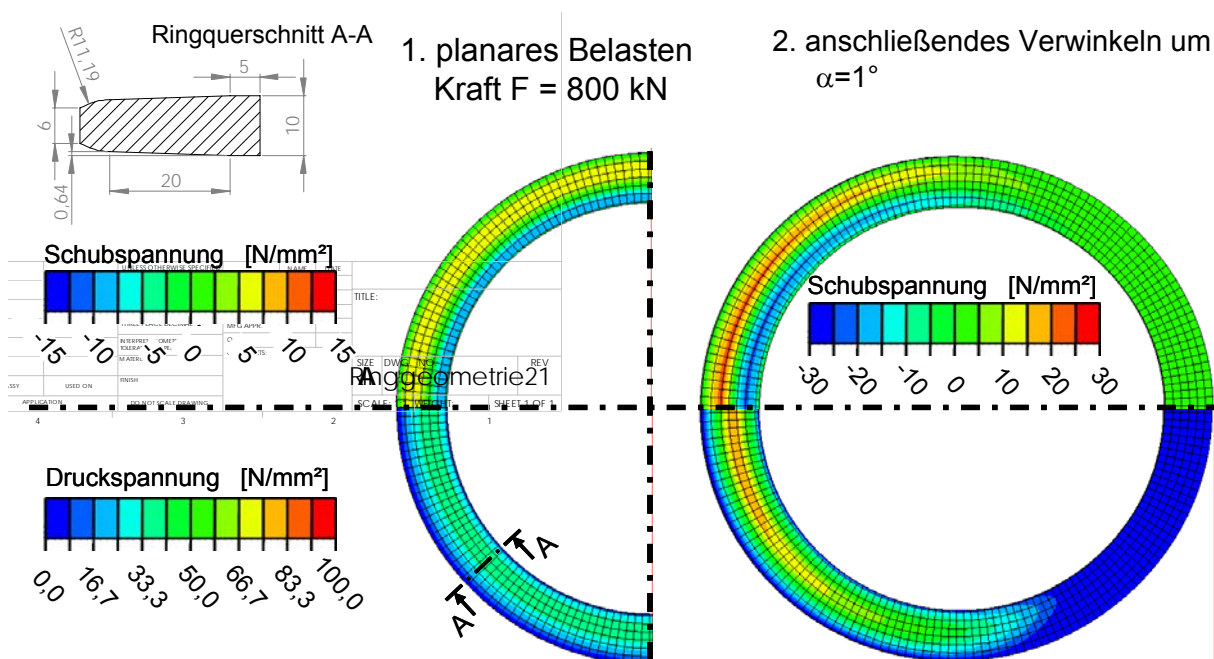


Bild 4.29: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 18

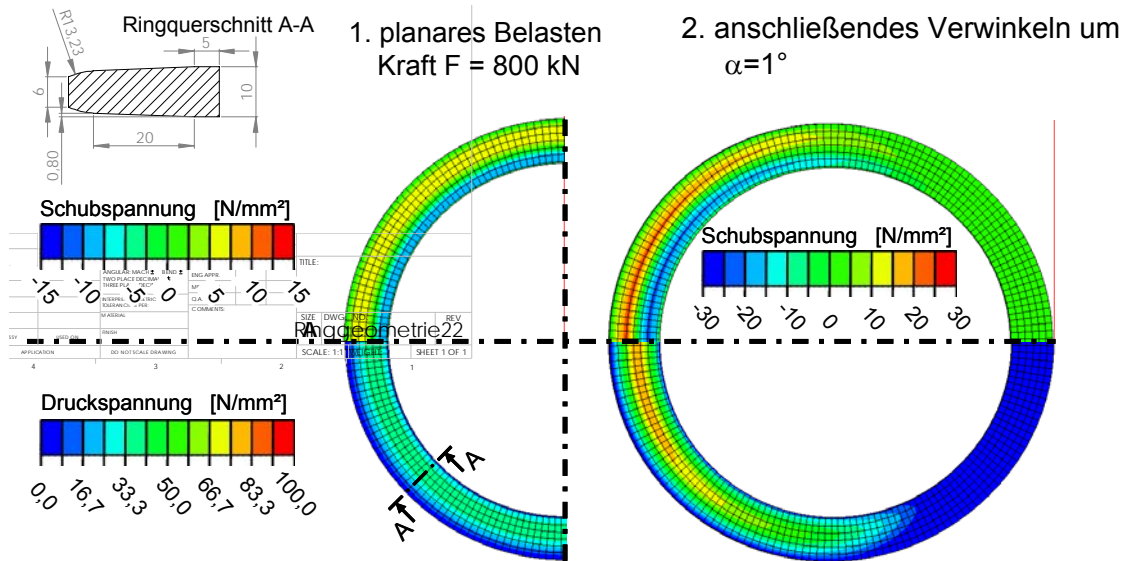


Bild 4.30: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 19

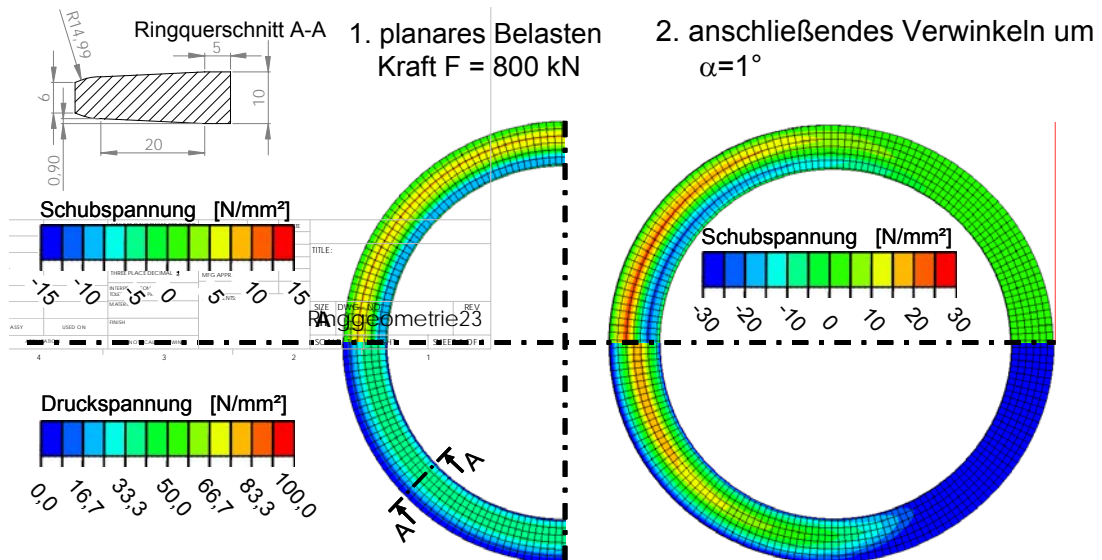


Bild 4.31: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 20

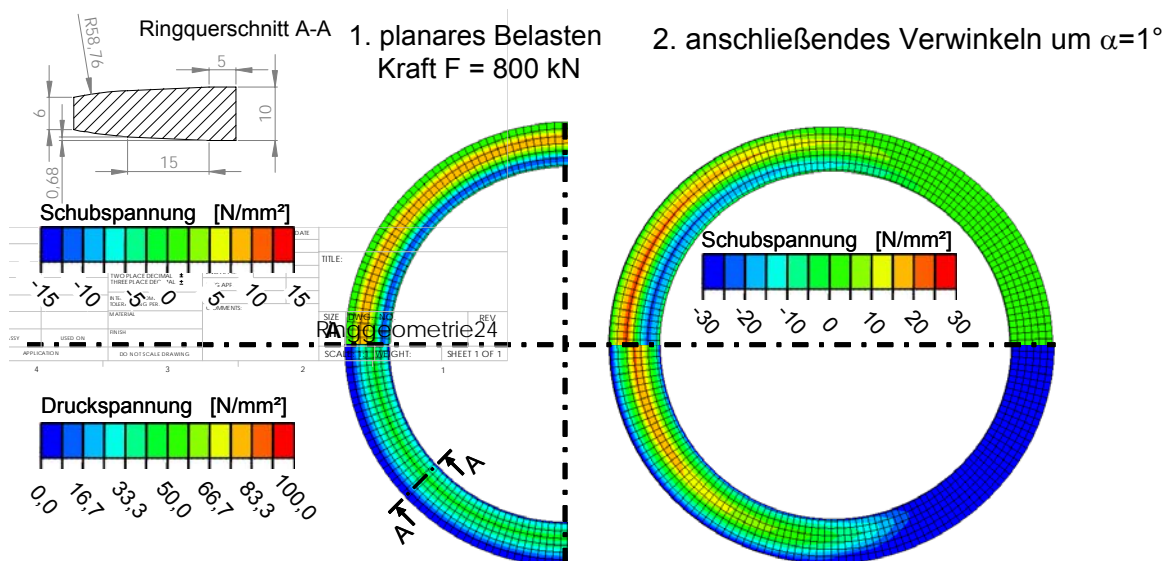
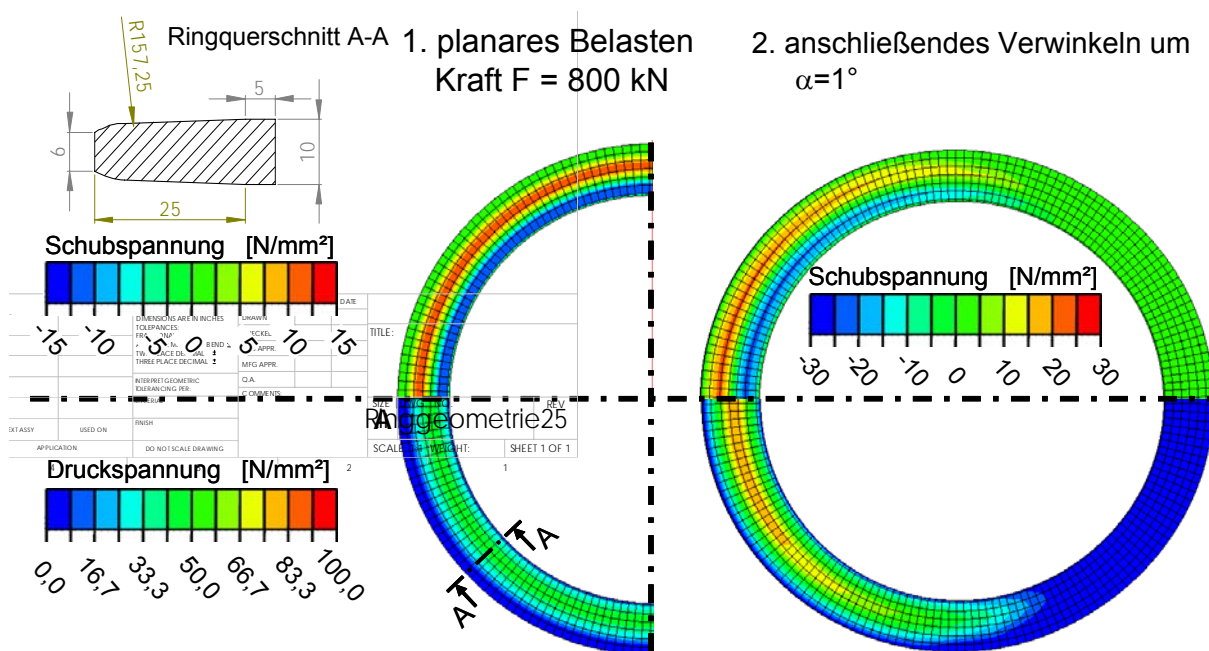


Bild 4.32: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 21

Beim Ring 22 (Bild 4.33) beginnt der Radius direkt im Anschluss an den Absatz am Innenrand. Aus den Simulationsergebnissen geht hervor, dass die Schubbelastung gerade beim axialen Belasten mit größer werdendem Radius zunimmt. Beim Verwinden lassen sich kaum Unterschiede in der Schubspannungsverteilung erkennen. Jedoch ist mit größer werdendem Radius auch eine steigende Druckbelastung zu verzeichnen. Diese liegt jedoch bei allen Ringen dieser Gruppe unter dem geforderten Maximum von 100 N/mm^2 . Im Vergleich zum Ring 5 (Bild 4.16) lässt sich jedoch keine Verbesserung erzielen.

**Bild 4.33: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 22**

4.3.4 Zusätzliche Modifikation durch Radialnuten

Bisher wurde versucht, die Bereiche der Spannungsmaxima durch Fasen und Radien in die Ringmitte zu verlagern, bzw. gleichmäßiger auf die Ringoberfläche zu verteilen. Durch die Modifikation mit Nuten soll der Ring gezielt geschwächt werden, um eine Verformung zuzulassen und so die kritische Schubspannung abzubauen. Um diese Einflüsse zu untersuchen, werden ausgehend von der Querschnittsgeometrie 21 (Bild 4.32) verschiedene Nutengeometrien getestet, die jeweils symmetrisch auf Ober- und Unterseite der Ringe angeordnet sind. Die entsprechenden Ringe 23, 24, und 25 mit in Anzahl und Form variierenden Radialnuten sind in Bild 4.34 bis Bild 4.36 dargestellt.

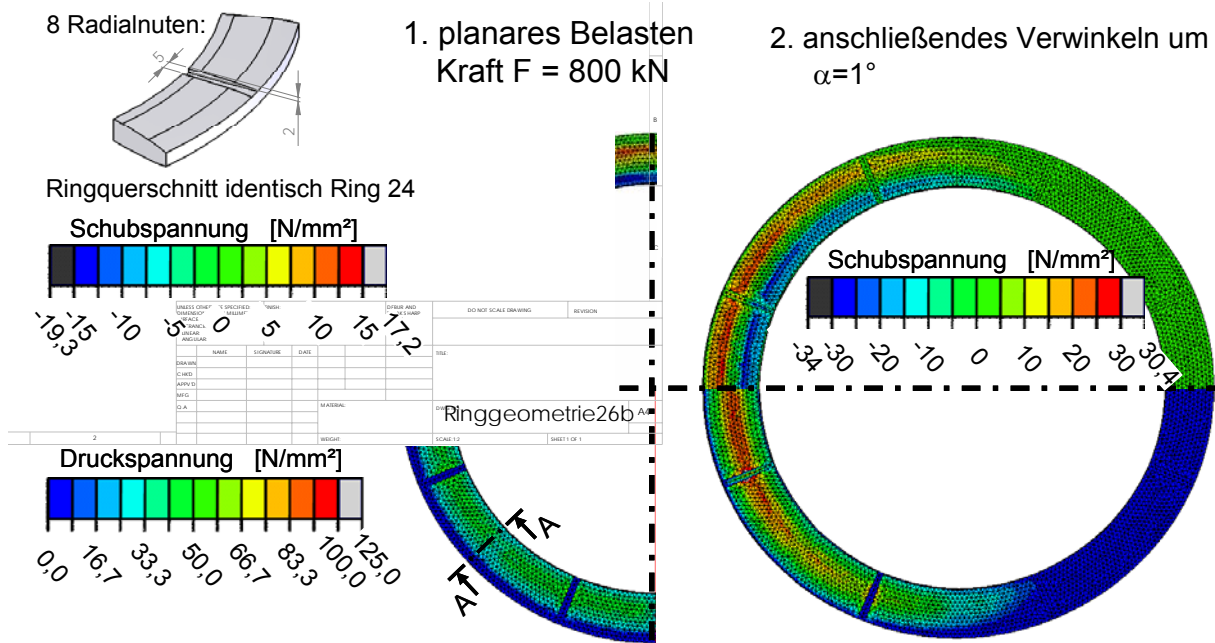


Bild 4.34: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 23

Es zeigt sich in den Simulationsergebnissen, dass mit steigender Nutenzahl die Kraft übertragende Fläche immer kleiner wird und dadurch eine steigende Belastung zu erkennen ist. Dabei wird schon beim axialen Belasten das Druckspannungsmaximum von 100 N/mm^2 mit der kleinsten Anzahl von 8 Nuten bei Ring 23 überschritten (Bild 4.34).

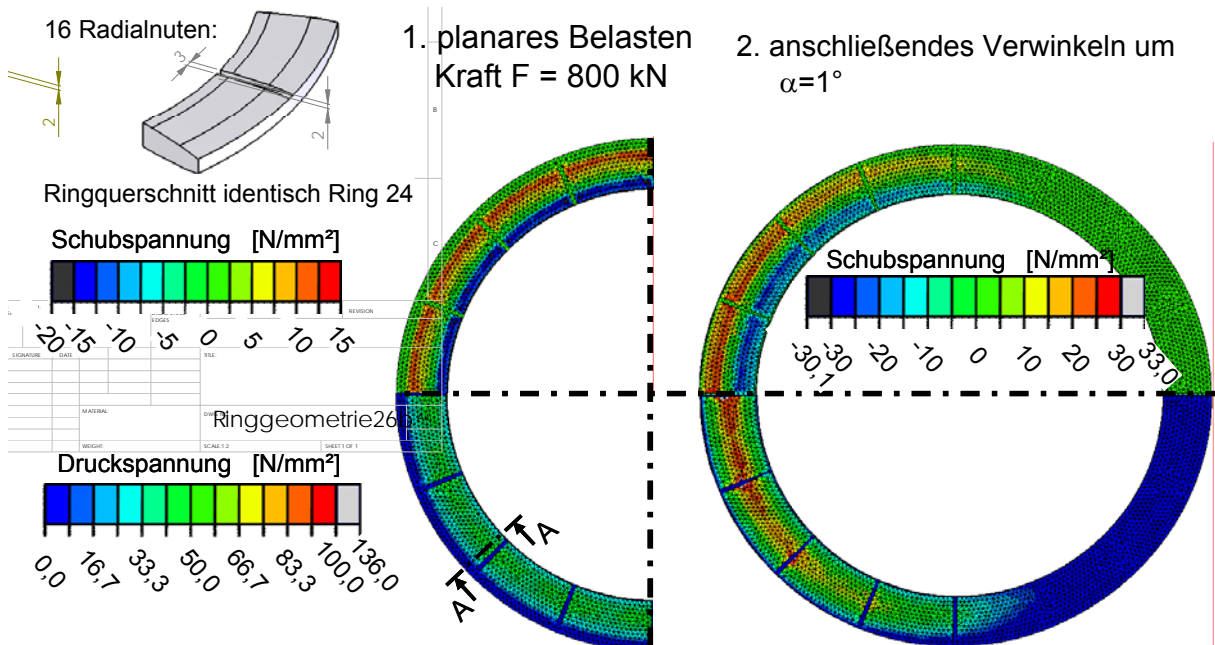


Bild 4.35: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 24

Diese Tendenz setzt sich mit steigender Anzahl der Radialnuten fort. Dementsprechend überschreiten die Ringe 24 (Bild 4.35) und 25 (Bild 4.36) die maximale Druckspannung immer deutlicher. Eine Verringerung der Schubspannung ist ebenfalls nicht zu verzeichnen. Die hier variierten Radialnuten verschlechtern die Eigenschaften des Druckübertragungsrings eher.

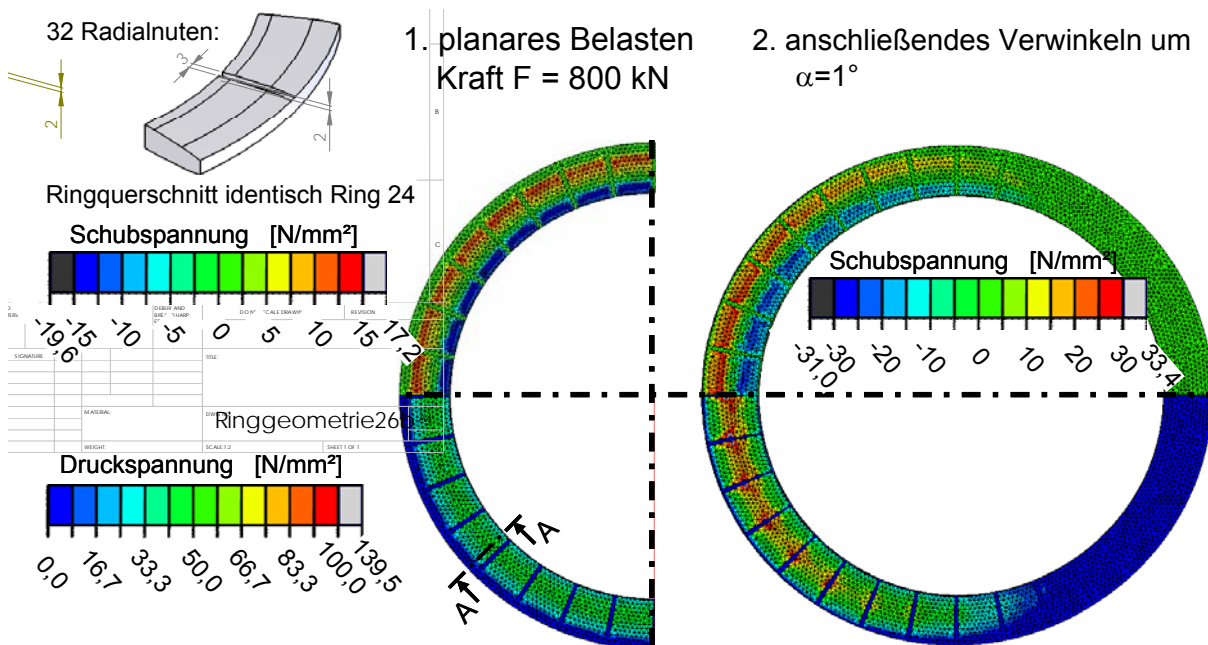


Bild 4.36: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 25

4.3.5 Zusätzliche Modifikation durch Umfangsnut

Analog zu den Radialnuten soll das Konzept einer lokalen Verformung mittels Umfangsnuten untersucht werden. Dazu wird die Ringgeometrie 26 (Bild 4.37) ausgehend von Ring 21 (Bild 4.32) mit einer Umfangsnut modelliert. Auch mit dieser Nut lassen sich keine Vorteile hinsichtlich der Schubspannungsverteilung erzielen. Im Vergleich mit Ring 21 steigt die Schubspannung deutlich. Auch hier wird, wie schon oben bei den Radialnuten beschrieben, die Kraft übertragende Fläche reduziert, was zu einer Erhöhung der Druckspannung über $100 \text{ N}/\text{mm}^2$ führt. Durch die Nut wird zusätzlich eine rechtwinklige Kante erzeugt, wie sie schon im Ausgangsquerschnitt (Ring 5, Bild 4.11) an den Ecken zu finden ist, mit dem schon dort bekannten Nachteil einer drastischen Schubspannungserhöhung.

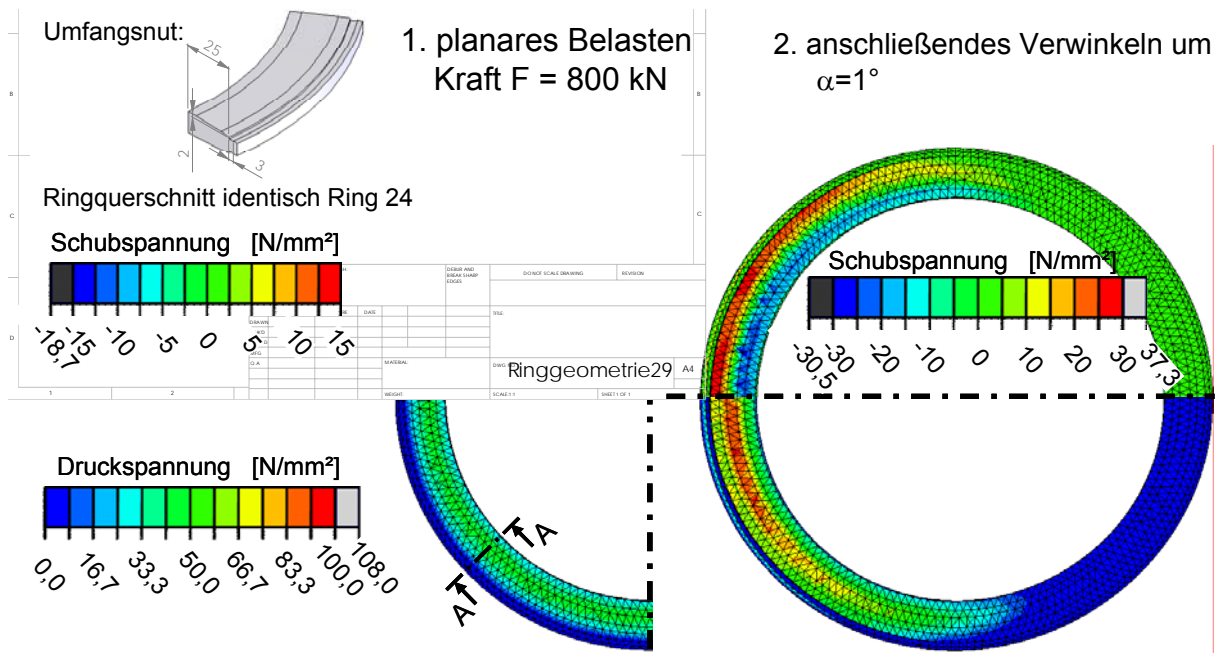


Bild 4.37: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 26

4.3.6 Zusätzliche Modifikation durch angepasste Radialnuten

Als letzte Variante wird, wieder ausgehend vom Ring 21 (Bild 4.32), die Ringgeometrie durch Radialnuten verändert, welche nicht über die ganze Ringbreite gehen. Dabei wird speziell der äußere Bereich des Rings modifiziert, in dem beim Verwinkeln hohe Verformungen auftreten können. Dazu werden zwei unterschiedliche angepasste Radialnuten erprobt.

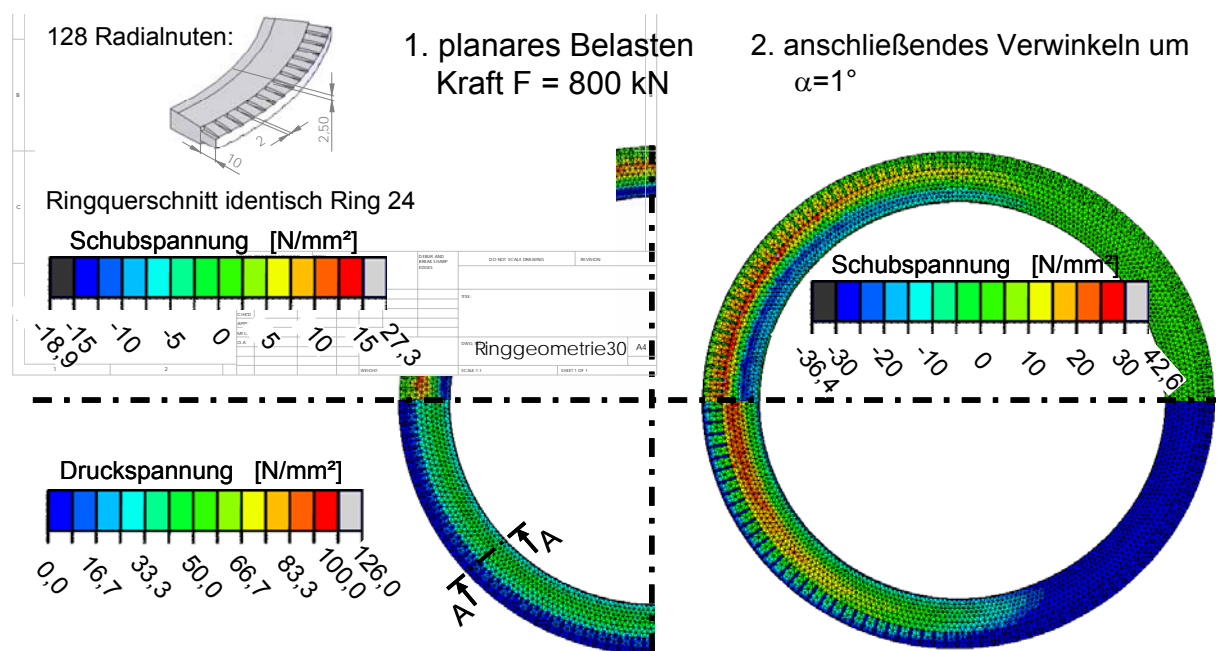
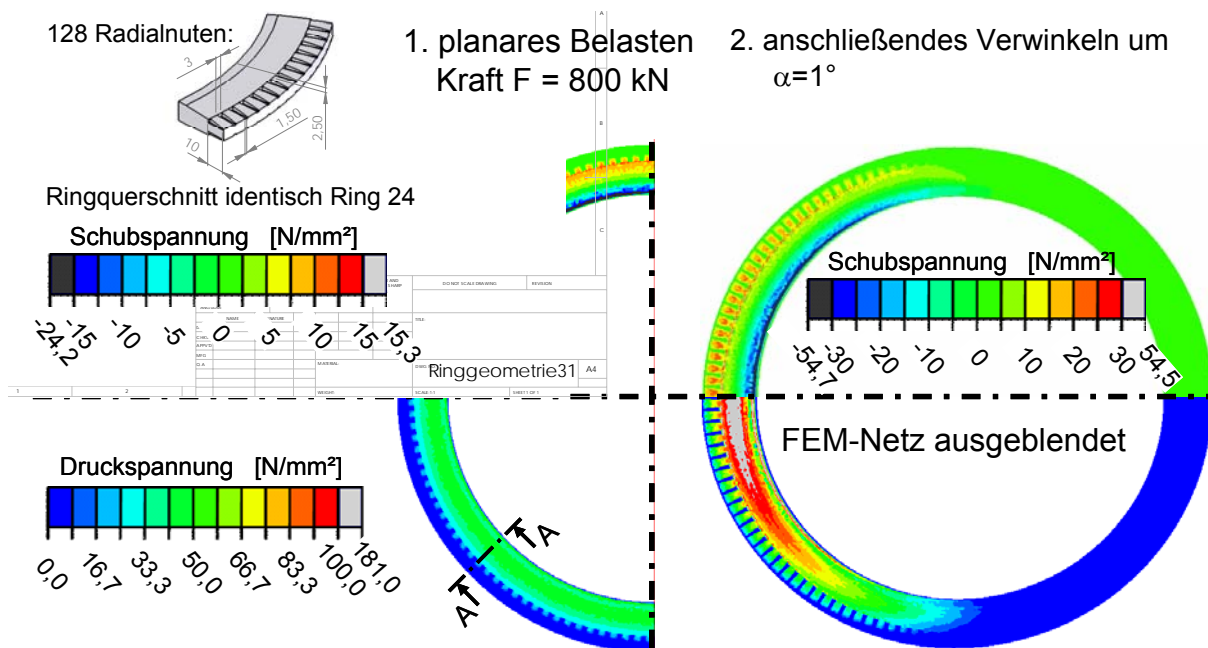


Bild 4.38: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 27

Ring 27 (Bild 4.38) wird mit 128 Nuten modelliert, die eine Breite von 2 mm aufweisen. Ring 28 (Bild 4.39) weist die gleiche Anzahl an Nuten auf, die sich in der Breite von 3 mm auf 1,5 mm verjüngen. Durch die hohe Anzahl der Nuten soll eine Verformung in diesem Bereich erleichtert und dadurch eine Reduzierung der Schubspannungen erzielt werden. Bei den Simulationen ist jedoch wieder der Effekt zu beobachten, dass durch die Nuten die Kraft übertragende Fläche reduziert wird und dadurch die Druckspannungen bei beiden Varianten das zulässige Maximum überschreiten.

Somit führen sämtliche Geometrievariationen, in denen Nuten simuliert werden, zu einer erhöhten Druckspannung, welche die Rohrspiegel zerstören würden. Daher sind diese Varianten für den späteren Einsatzfall nicht geeignet.

**Bild 4.39: Druck und Schubspannungsverteilung, Ringgeometrie 28**

4.4 Ausgewählte Geometrievariationen

Zur genaueren Analyse der als geeignet erscheinenden Druckringgeometrien werden die Simulationsergebnisse hinsichtlich der auftretenden Druck- und Schubspannungen während des Belastens und des Verwinkeln in grafischer Form aufgetragen. Da sich die auf der Oberfläche des Druckübertragungsrings simulierten Belastungen auf den Rohrspiegel übertragen, werden die Maximalwerte für die Druck- und Schub-

spannung in Abhängigkeit von ihrer Lage auf dem Rohrspiegel dargestellt, gemessen in mm vom Außenrand des Steinzeugrohrs. Dabei werden die Ringgeometrien 5 (Bild 4.16), 6 (Bild 4.17), 10 (Bild 4.21), und 12 (Bild 4.23) näher betrachtet, da diese in den Simulationsergebnissen die günstigsten Spannungsverteilungen zeigen. Im Vergleich dazu ist der Ring 0 (Bild 4.11) abgebildet, der mit einem unveränderten rechteckförmigen Ausgangsquerschnitt modelliert ist. Die Druckspannung nach dem axialen Belasten und dem Verwinkeln der ausgewählten Ringgeometrien zeigt Bild 4.40.

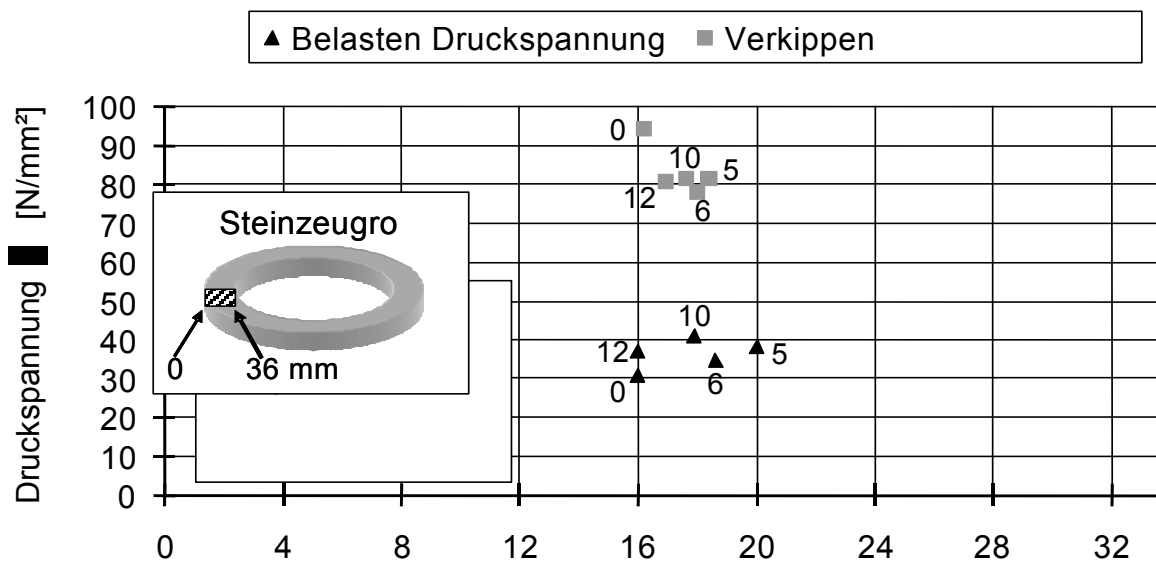


Bild 4.40: Zusammenstellung der maximalen Druckspannungen in den Geometrievariationen

In einem Vergleich von Ring 0 mit den modifizierten Ringgeometrien zeigt sich eine Reduzierung der Druckspannung von 95 N/mm² (Ring 0) auf ca. 80 N/mm² im verwinkelten Zustand. Je nach Geometrie ergibt sich eine Verlagerung des Maximums nach innen von bis zu 3 mm. Die verschiedenen Ringvariationen sind deshalb hinsichtlich der Druckspannung als gut einzuschätzen, wobei Ring 5 die günstigste Verteilung aufweist, da hier das Druckspannungsmaximum am weitesten vom Außenrand entfernt liegt.

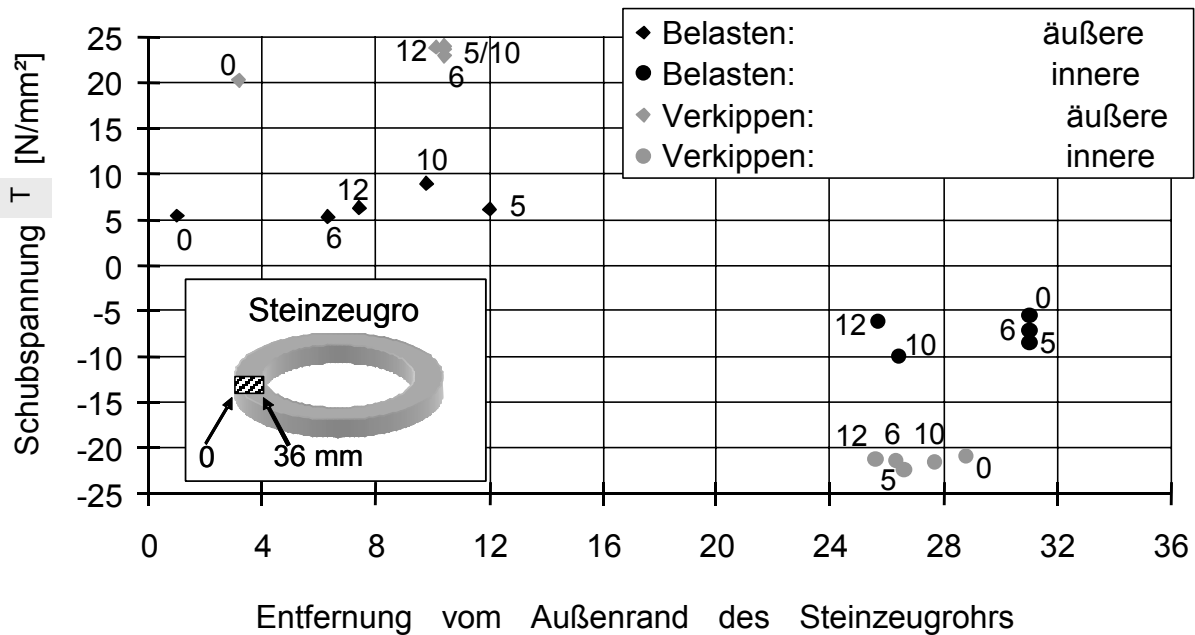


Bild 4.41: Zusammenstellung der maximalen Schubspannungen in den Geometrievariationen

Analog sind die Schubspannungen der ausgewählten Ringgeometrien dem Bild 4.41 zu entnehmen. Diese sind unterteilt in die an der Außenseite (positive Werte) und die an der Innenseite (negative Werte) liegenden Schubspannungen. Zudem sind die Lastfälle Belasten und Verwinkeln unterschieden. Bei den äußeren Schubspannungen der Ringe mit modifizierter Geometrie kann eine deutliche Verlagerung des Maximums in die Ringmitte im Vergleich zum Ring 0 erkannt werden. Je nach Geometrie treten beim Belasten große Unterschiede in den äußeren Schubbelastungen zwischen den einzelnen Variationen auf. Nach dem Verwinkeln zeigt sich ein Anstieg der äußeren Schubspannung, jedoch deutlich weiter in Richtung der Ringmitte. Tendenziell zeigen hier alle Varianten bis auf den Ring mit der Ausgangsgeometrie ein gutes Verhalten. Der Einfluss der Innenfase auf die innere Schubspannung wird ebenfalls in Bild 4.41 deutlich. Die Ringgeometrien 10 und 12 haben ein negatives Schubspannungsmaximum welches im Vergleich zu den Ringen 0, 5 und 6 nach innen verschoben ist. Dieses Verhalten resultiert aus der Geometrie der beiden Ringe. Sie sind mit einer Fase auf der Innenseite versehen und verlagern dadurch die Schubspannungen weiter Richtung Ringmitte.

Viele der hier getesteten Ringe zeigen Verbesserungen gegenüber der Ausgangsringgeometrie 0 (Bild 4.11). Meistens steht aber dem Vorteil des günstigen randfer-

nen Auftretens der Spannung der Nachteil des erhöhten Maximalwerts gegenüber. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Ringgeometrie 5 hinsichtlich äußerer Schubspannungs- und Druckspannungsverteilung das beste und ausgewogenste Ergebnis zeigt. Unter Berücksichtigung der Schubspannung an der Innenseite verhält sich der Ring 10 am Besten.

An vier der hier diskutierten Ringvariationen (5, 6, 10, 12) werden zur weiteren Erprobung und Validation der Simulationsergebnisse in situ nahe Versuche im Großversuchsstand des Instituts für Baumaschinen und Baubetrieb durchgeführt.

5 Erprobung von Druckübertragungsringen im Großversuchsstand

5.1 Versuchsdurchführung

In den nachfolgenden Untersuchungen werden Druckübertragungsringe aus ultrahochmolekularem Polyethylen in der Ausgangsgeometrie (Ring 0) und in den Geometrievariationen 5, 6, 10 und 12, die in der vorangehenden Betrachtung die günstigsten Spannungsverteilungen zeigten, im Großversuchsstand des ibb untersucht. Der Versuchsaufbau gleicht im Wesentlichen dem Versuchsaufbau in Kapitel 3. Die Rohre werden in den Versuchen mit einer jeweils um 50 kN stufenweise gesteigerten Längsbelastung beaufschlagt und im Anschluss um einen vordefinierten Wert ausgelekt. Die Auslenkung beträgt im ersten Versuch einer Ringgeometrie 5mm und im zweiten Versuch 10mm. Hieraus ergeben sich rechnerische Abwinkelungen der Rohre von $0,26^\circ$ beziehungsweise von $0,52^\circ$. Nach jeder Laststufe werden die Druckübertragungsflächen auf Risse hin untersucht. Die Versuche werden jeweils bis zum Versagen des Rohrwerkstoffes durchgeführt.

Um die mit den Stahlrohren eingestellte Auslenkung einer Abwinkelung zuordnen zu können, wird im Unterschied zum ersten Versuchsaufbau die Lage der Rohrsegmente zueinander mit drei Seilzugwegaufnehmern gemessen. Während der Versuche werden die Längskraft im Versuchsstand, die Auslenkung der Stahlrohre sowie die gegenseitige Abwinkelung der Steinzeug-Segmente mit einem elektronischen Messsystem erfasst und protokolliert.



Bild 5.1: modifizierter Versuchsaufbau zur Erprobung von Kunststoffringen im Großversuchsstand

5.2 Auswertung der Erprobungsversuche

In Tabelle 5.2 ist die Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Ausgangsgeometrie (Typ 0) unter einer Auslenkung von 10 mm dargestellt. Die axiale Belastung konnte in diesem Versuch bis zu einer Kraft von 400 kN gesteigert werden, bis an dem Steinzeugring erste Risse auftraten. Bei 450 kN versagte der Ring vollständig.

In der ersten Spalte der Tabelle 5.2 ist die jeweilige Laststufe aufgetragen. In der zweiten Spalte steht die Auslenkung in mm, die nach Aufbringen der Längskraft an den Rohren eingestellt wurde. In der dritten Spalte der Tabelle ist die Abwinkelung der Rohre eingetragen, die sich aus dieser Auslenkung ergibt. In der vierten Spalte ist die Abwinkelung dargestellt, die mit den drei Wegaufnehmern in der Fuge gemessen wurde. Die in den beiden folgenden Spalten dargestellten Werte stellen die maximalen Stauchungen in den beiden äußeren Punkten dar, wobei eine positive Stauchung eine Einpressung des Rohres in den Kunststoffring bedeutet, eine negative Stauchung beschreibt, wie weit sich das Rohr vom Kunststoffring abhebt. In der letzten Spalte ist das Fugenklaffungsmaß eingetragen, das das Verhältnis der Druckkraft übertragenden Fläche zur Gesamtfläche des Druckübertragungsrings beschreibt.

Tabelle 5.2: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 0 und 10 mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN Typ 5 061024_02 10 mm						
100	10,2	0,58	0,49	0,54	-2,2	0,20
	-10,4	-0,55	-0,45	-1,86	0,63	0,25
150	9,9	0,51	0,43	0,65	-1,8	0,27
	-10,1	-0,55	-0,43	-1,7	0,8	0,32
200	10	0,52	0,45	0,85	-1,66	0,34
	-10,4	-0,56	0,46	-1,7	0,9	0,35
250	10,5	0,55	0,44	0,91	-1,53	0,37
	-10	-0,54	-0,41	-1,4	0,98	0,41
300	10	0,57	0,37	1	-1,5	0,40
	-10,2	-0,54	-0,44	-1,5	0,99	0,40
350	9,4	0,49	0,44	0,95	-0,78	0,55
	-10,1	-0,54	-0,41	-1,24	1,4	0,53
400	10,2	0,67	0,4	1,2	-0,77	0,61
	-9,9	-0,6	-0,44	-0,91	1,34	0,60

Die in der Fuge mit den Wegaufnehmern gemessene Abwinkelung ist in der Regel niedriger als die Abwinkelung der Rohre, die sich aus der Auslenkung ergibt. Dies ist darauf zurück zu führen, dass sich die Rohre unter der Belastung verformen und so einen Teil der Abwinkelung kompensieren.

Die maximale Stauchung in der Randfaser des Kunststoffringes beträgt bei dem hier ausgewählten Versuch etwa 1,3 mm. Dies führt zu einer Klaffung in der Rohrfuge mit einem Fugenklaffungsmaß von 0,60. Das Fugenklaffungsmaß steigt mit zunehmender Längsbelastung an. Dies bestätigt die positive Eigenschaft des Kunststoffes, bei zunehmender Belastung die anliegende Kraft auf eine größere Fläche zu verteilen. Im Unterschied dazu führt die Materialeigenschaft von Holzwerkstoffen, nämlich die Verfestigung bei zunehmender Belastung, zu einem abnehmenden Fugenklaffungsmaß. Hierdurch wird bei einer steigenden Längsbelastung die Kraft auf eine immer kleinere Fläche übertragen, wodurch die Druckspannungen in der Rohrfuge überproportional ansteigen.

Dass der Rohrwerkstoff in diesem Versuch dennoch bei einer verhältnismäßig geringen Last Schäden aufweist, ist auf die rechteckige Ausgangsgeometrie des Ringes zurückzuführen. Bereits im vorangehenden Kapitel zeigten die FE-Berechnungen, dass bei Ring 0 hohe Schubspannungen insbesondere am Rand des Steinzeug-Werkstoffes auftreten. Diese Schubspannungen sind der Grund für das frühe Versagen.

In Tabelle 5.3 ist die Auswertung eines Versuchs mit einem Ring der Geometrie 10 und einer Auslenkung von 10mm dargestellt. Dieser Ring besitzt jeweils eine Fase an der Außen und Innenseite (vgl. Bild 4.21). Bei diesem Versuch versagt der Steinzeug-Werkstoff erst bei einer Belastung von 650 kN.

Die maximale Verformung in der Randfaser beträgt bei der Laststufe 400 kN 2,3 mm. Da jedoch an der Außenseite des Ringes eine Fase von 1,8 mm besteht, beträgt die tatsächliche Verformung des Kunststoffes an der Randfaser nur 0,5 mm. Diese geringe Verformung führt zu einer vergleichsweise geringen Schubspannung an der Außenseite, sodass die Tendenz zu Abplatzungen an dieser Stelle deutlich geringer ist.

Tabelle 5.3: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 10 und 10 mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN Typ 13 061031_01 10 mm						
100	10,1	0,53	0,45	1,08	-1,52	0,42
	-10,5	-0,55	-0,47	-1,77	0,94	0,35
150	10,2	0,56	0,45	1,31	-1,31	0,50
	-10,2	-0,54	-0,46	-1,43	1,16	0,45
200	10	0,53	0,42	1,51	-0,85	0,64
	-10,2	-0,55	-0,47	-1,29	1,42	0,52
250	10	0,525	0,39	1,57	-0,68	0,70
	-10,1	-0,54	-0,47	-1,02	1,65	0,62
300	10,1	0,53	0,38	1,71	-0,472	0,78
	-10,4	-0,56	-0,48	-0,95	1,72	0,64
350	10,5	0,54	0,39	1,86	-0,35	0,84
	-10,2	-0,56	-0,45	-0,69	1,85	0,73
400	10,2	0,6	0,51	2,3	-0,28	0,89
	-10,2	-0,53	-0,41	-0,32	1,93	0,86
450	10,3	0,58	0,53	2,46	-0,21	0,92
	-10,5	-0,57	-0,44	-0,22	1,97	0,90
500	10,3	0,58	0,52	2,78	-0,14	0,95
	-10,5	-0,58	-0,45	-0,13	2,08	0,94
550	10,4	0,55	0,4	3,1	0,16	1,00
	-10	-0,53	-0,4	0,62	2,2	1,00
600	10	0,53	0,56	3,43	0,28	1,00
	-10	-0,53	-0,41	1,12	2,34	1,00

Die maximale Verformung der Randfaser beträgt bei der höchsten Laststufe 3,43mm. Korrigiert um die Reduzierung der Querschnittshöhe durch die Fase von 1,8mm liegt die Verformung des Kunststoffes an dieser Stelle bei 1,63mm. Im Vergleich zum Ring der Geometrie 0 bedeutet dies eine Steigerung der Verformung um 0,2mm oder etwa 15%. Diese Steigerung kann durch die Fasen am Ring erzielt werden, die eine Verlagerung der Schubspannung in die Mitte des Ringes bewirken, wie in Bild 4.21 dargestellt ist. Durch die hohe Gesamtverformung des Ringes kann auch eine gute Verteilung der Druckspannung erzielt werden. Das Fugenklaffungsmaß z/d_a liegt bereits bei einer Längsbeanspruchung von 400 kN über 0,8. Ab einer Längskraft von 550 kN beträgt das Fugenklaffungsmaß $z/d_a = 1$, was eine vollflächige Druckspannungsübertragung bedeutet. Hierdurch ist die 50% höhere Kraftaufnahme bis zum Versagen des Rohrwerkstoffes in diesem Versuch begründet.

Tabelle 5.4: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 10 und 5mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN Typ 13 061026_01 5 mm						
100	5	0,26	0,20	0,55	-0,63	0,47
	-5,4	-0,29	-0,17	-0,28	0,72	0,72
150	5	0,27	0,19	0,69	-0,46	0,60
	-5,1	-0,27	-0,15	-0,08	0,84	0,92
200	5,2	0,27	0,18	0,78	-0,29	0,73
	-5,4	-0,31	-0,19	-0,05	1,06	0,95
250	5,4	0,29	0,18	0,94	-0,12	0,89
	-5,1	-0,28	-0,21	-0,14	1,14	0,89
300	5	0,26	0,14	0,93	0,11	1,00
	-5,1	-0,28	-0,15	0,25	1,17	1,00
350	5	0,27	0,14	1,09	0,25	1,00
	-5,1	-0,28	-0,17	0,29	1,31	1,00
400	5,2	0,31	0,15	1,14	0,25	1,00
	-5,4	-0,29	-0,19	0,25	1,39	1,00
450	5	0,37	0,14	1,12	0,29	1,00
	-5,2	-0,28	-0,16	0,36	1,35	1,00
500	5	0,28	0,15	1,31	0,38	1,00
	-5,2	-0,33	-0,15	0,46	1,35	1,00
550	5	0,30	0,13	1,39	0,63	1,00
	-5,2	-0,27	-0,16	0,63	1,60	1,00
600	5,5	0,31	0,10	1,43	0,80	1,00
	-4,9	0,27	-0,15	0,76	1,68	1,00
650	5,1	0,27	0,08	1,39	0,88	1,00
	-5	-0,27	-0,18	0,72	1,79	1,00
700	5	0,31	0,13	1,52	0,74	1,00
	-5,4	-0,31	-0,13	0,93	1,68	1,00
750	5,4	0,28	0,12	1,68	0,97	1,00
	-5,5	-0,34	-0,14	0,97	1,81	1,00
800	5	0,28	0,17	1,98	0,93	1,00
	-5,1	-0,27	-0,09	1,18	1,73	1,00

Tabelle 5.4 zeigt die Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 10, in dem die Rohre 5mm ausgelenkt wurden. Im Unterschied zum zuvor beschriebenen Versuch, bei dem die Rohre 10mm ausgelenkt wurden, kann der Rohrwerkstoff in diesem Versuch eine Längskraft von 800 kN schadensfrei übertragen.

Die Stauchung an der Randfaser ist im Vergleich zu dem Versuch mit 10mm Auslenkung deutlich geringer – sie liegt im Maximum bei 1,98mm. Dies bedeutet unter Berücksichtigung der Querschnittsreduzierung von 1,6mm durch die Fase am Rand des Kunststoffringes, dass dieser am Rand nur geringfügig mit dem Rohrwerkstoff in Kontakt steht. Die Belastung des Randbereichs ist hierdurch sehr gering. Während des gesamten Versuchs ist die Druckkraft übertragende Fläche groß, bereits ab der Laststufe 300 kN besteht keine Fugenklaffung mehr.

5.3 Zusammenfassung der Erprobungsversuche

In Tabelle 5.5 sind die Ergebnisse der Erprobungsversuche mit den Auslenkungen und Laststufen, die der Rohrwerkstoff maximal schadensfrei übertragen konnte, zusammengefasst.

Tabelle 5.5: Zusammenfassung der Ringversuche im Großversuchsstand

Ringtyp	Auslenkung	Höchste Laststufe ohne Versagen
	[mm]	[kN]
0	Max. 6,6 mm Min. -5,3 mm	600 KN
	Max. 10,5 mm Min. -10,4 mm	400 KN
5	Max. 5,4 mm Min. -5,4 mm	550 KN
	Max. 10,2 mm Min. -10,3 mm	550 KN
6	Max. 5,3 mm Min. -5,3 mm	550 KN
	Max. 10,4 mm Min. -10,6 mm	500 KN
10	Max. 5,5 mm Min. -5,5 mm	800 KN
	Max. 10,5 mm Min. -10,5 mm	600 KN
12	Max. 5,4 mm Min. -5,4 mm	700 KN
	Max. 10,6 mm Min. -10,4 mm	600 KN

Bei einer Auslenkung von 10 mm stellt sich das aus den FE-Simulationen erwartete Bild ein, dass der Ring 0 bei einer Längskraft von 450 kN am ehesten versagt. Die Ringe mit den Geometrien 5 und 6 können eine Kraft von 550 kN beziehungsweise 500 kN unter Abwinkelung schadensfrei übertragen. Die mit 600 kN größte Kraftübertragung ermöglichen die Ringe mit den Geometrien 10 und 12.

Bei den Versuchen mit einer Auslenkung von 5 mm versagen die Ringe mit den Geometrien 5 und 6 bei den niedrigsten Kräften. Selbst der Ring mit der Ausgangsgeometrie 0 kann 50 kN mehr übertragen. Die Ringe mit den Geometrien 10 und 12 ermöglichen mit 800kN und 700kN wiederum die höchste Kraftübertragung. Dass die Ringe mit den Geometrien 5 und 6 vergleichsweise die geringsten Kraftübertragungen haben, ist aus den zuvor beschriebenen FE-Simulationen nicht zu erwarten gewesen, da die berechneten Schubspannungsverteilungen im Vergleich zum Ring mit der Ausgangsgeometrie dort deutlich günstiger sind.

Die teilweise unterschiedlichen Ergebnisse der FE-Simulationen und der Erprobungen im Großversuchsstand können nur dadurch erklärt werden, dass das komplexe Verhalten der Interaktion von Kunststoffringen unterschiedlicher Geometrien und der Steinzeugrohroberfläche letztlich im Detail nicht genau genug erfasst werden kann. Offensichtlich spielen schon geringe Veränderungen im Werkstoffverhalten oder bei der Oberflächenreibung eine nicht unwesentliche Rolle.

Zusammenfassend haben die Erprobungsversuche gezeigt, dass mit den Ringen der Geometrien 10 und 12 bis zu 33% mehr Längskraft bei einer Auslenkung von 5mm und bis zu 50% mehr Längskraft bei einer Auslenkung von 10mm schadensfrei übertragen werden kann. Das günstigste Verhalten zeigt der Ring mit der Geometrie 10 in den durchgeführten Erprobungsversuchen.

6 In situ nahe Erprobung ausgewählter Kunststoffringe in der Versuchsbahn

Zum Abschluss der Untersuchungen werden ausgewählte Druckübertragungsringe aus Kunststoff, die sich nach den durchgeführten Optimierungen als besonders geeignet heraus stellten, in insgesamt fünf Vortrieben unter in situ nahen Randbedingungen in der Versuchsbahn des ibb erprobt. Hierfür wird ein Belastungsfall nachgestellt, der für die Belastung der Vortriebsrohre besonders ungünstig ist.

6.1 Versuchsaufbau

Die in situ nahen Versuche werden mit Steinzeug Vortriebsrohren DN400 mit einer Baulänge von einem Meter durchgeführt. Die Rohre haben am Spitzende einen Innendurchmesser $d_i=400\text{mm}$ und einen Außendurchmesser von $d_a=517\text{mm}$. Standardmäßig werden diese Vortriebsrohre mit einem Druckübertragungsring aus Spanplattenmaterial V100 ausgeliefert. Die Spanholzringe haben eine Dicke von 10mm, einen Innendurchmesser von 420mm und einen Außendurchmesser von 504mm. Für die Versuche werden Kunststoffringe mit den gleichen Abmessungen eingesetzt.

Zur Erprobung der Kunststoffringe wird ein 25m langer Vortriebsabschnitt in der Versuchsbahn des ibb eingerichtet. In diesen Vortriebsabschnitt werden die Rohre in einer doppelten S-Kurve angeordnet (Bild 6.1). Es wird simuliert, dass die Vortriebsmaschine während eines Vortriebs 6,25m hinter dem Startschacht in seitlicher Richtung 50mm von der planmäßig geradlinigen Vortriebsachse nach links abweicht. Zur Korrektur der Abweichung wird eine Rechtskurve eingeleitet. Da die Vortriebsmaschine jedoch auf Steuerbewegungen oftmals sehr träge und mit einem Zeitversatz reagiert, kann sie zumeist nicht exakt wieder auf der Sollachse in die gerade Vortriebsrichtung eingestellt werden. Aus diesem Grund wird im Anschluss an die Rechtskurve nach einer Vortriebslänge von 12,5m ein Überschreiten der Sollachse um 75mm nach rechts und eine Linkskurve zur erneuten Korrektur der Richtungsabweichung nachgestellt. Die Linkskurve endet wiederum in einer Rechtskurve, die bei einer Vortriebslänge von 18,75m mit einer maximalen Abweichung von 100mm nach links von der Sollachse eingestellt wird. Am Ende der Versuchsstrecke treffen die Rohre wieder auf die Sollachse. Der dadurch entstehende Trassenverlauf muss von allen Rohren passiert werden.

Zur Realisierung dieser Trasse wird in der Versuchsbahn zunächst in Höhe der Rohrsohle ein ebenes Planum aus verdichtetem Boden hergestellt. Auf diesem Planum

werden die Vortriebsrohre in dem S-förmigen Trassenverlauf eingebaut. Die Lage der eingebauten Rohre wird mit Baustützen zu den Seitenwänden der Versuchsbahn fixiert. Nachdem die Rohre ausgerichtet sind, wird seitlich der Rohre Boden eingebaut und verdichtet. Die Bereiche, in denen die Baustützen angeordnet sind, werden hierbei ausgespart. Nachdem die Rohre durch den verdichteten Boden in ihrer Lage fixiert sind, können die Baustützen entfernt werden. Zuletzt werden die Vortriebsrohre mit einer etwa 1 m hohen Schicht aus verdichtetem Boden überbaut.

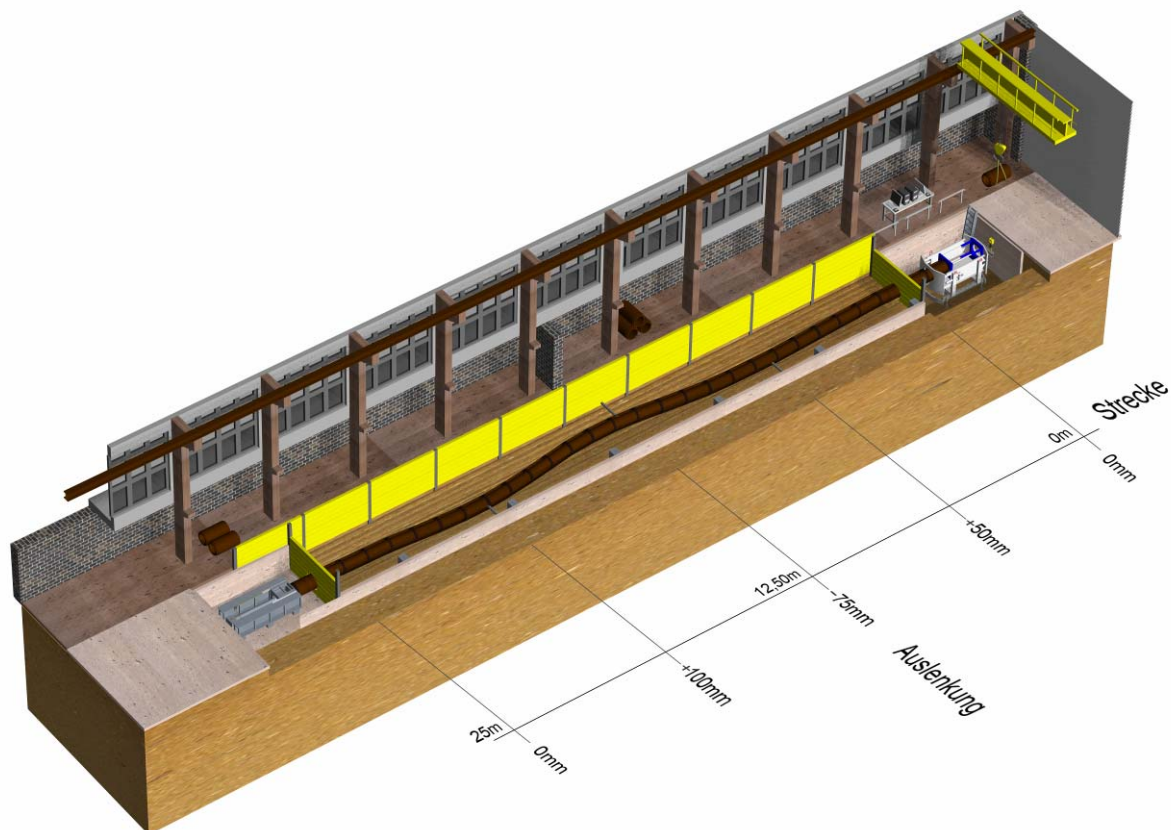


Bild 6.1: Versuchsaufbau der in situ Versuche

Im Startschacht wird zum Vortrieb der Rohre ein hydraulischer Pressrahmen Typ BM800L der Firma Bohrtec, Alsdorf, eingesetzt. Die hydraulischen Zylinder des Pressrahmens erzeugen eine maximale Vorpresskraft von 1600 kN.

Bei einem Vortrieb folgen die Rohre der Trasse, die mit der Vortriebsmaschine vorgegeben wird. Die der Maschine unmittelbar folgenden Rohre sind jedoch nicht die am höchsten belasteten Rohre. Je weiter die Vortriebsmaschine vorgepresst wird, desto höher werden die zu überwindenden Vortriebswiderstände, da neben einem überwiegend konstanten Bohrkopfdruck die Mantelreibung, die zwischen Vortrieb-

rohren und Boden anfällt, sukzessive ansteigt. Wenn kurz hinter dem Startschacht eine höhere Abwinkelung aufgetreten ist, entsteht somit die höchste Belastung an den zuletzt eingepressten Rohre, die diese Stelle passieren müssen.

Um diesen Sachverhalt nachzustellen, wird am Ende der Versuchsstrecke eine hydraulische Rohrbremse installiert. Hierbei handelt es sich um einen mit einem Hydraulikzylinder ausgestattete Pressrahmen. Dieser kann während des Vortriebs eine entgegen gerichtete Kraft auf das vorderste Rohr ausüben. Somit können längere Vortriebsstrecken als 25 m simuliert werden.

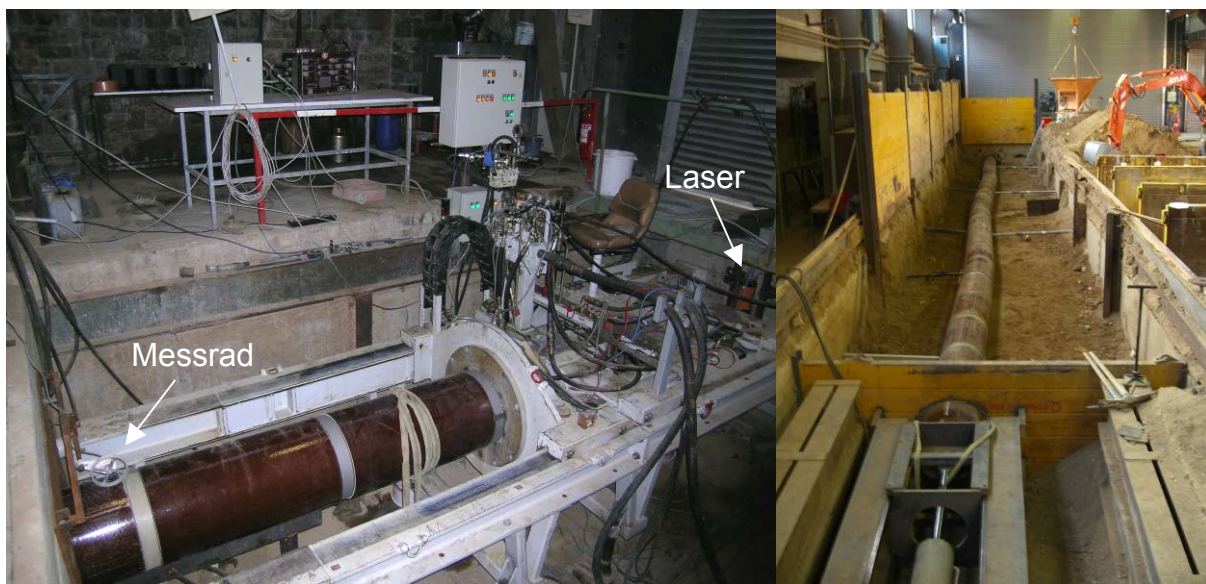


Bild 6.2: Vortriebsmaschine BM800L (li.), hydraulische Rohrbremse (re.)

Beim Rohrvortrieb erbohrt die Vortriebsmaschine einen größeren Durchmesser (Überschnitt) als den der nachfolgenden Rohre. Dies dient zur Reduzierung der Mantelreibung. Die in der Versuchsbahn eingebauten Rohre haben aufgrund des Einbauverfahrens keinen Überschnitt zwischen dem Rohrmantel und dem umgebenden Boden. Dieser entsteht erst sukzessive durch die variierenden Außendurchmesser der Rohre, wenn der Rohrstrang im Boden geschoben wird. Da aus diesem Grund beim ersten Anchieben des Rohrstrangs mit hohen Mantelreibungskräften und damit einhergehenden hohen Belastungen in den abgewinkelten Rohrfugen zu rechnen ist, werden die Rohre zuerst mit dickeren Druckübertragungsrings ausgestattet. Diese sollen eine möglichst hohe Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge bewirken und somit einer frühzeitigen Beschädigung der Rohre durch hohe Spannungsspitzen entgegen wirken. Die Dicke der Druckübertragungsrings wird mit 25mm so groß gewählt, dass die Rohrenden noch sicher unter Abwinkelung von dem Stahlführungsrings der Rohrverbindung gehalten werden können. Da für die Kunststoffringe kein

Plattenmaterial in einer Dicke von 25mm verfügbar ist, werden die Ringe aus V100 Spanmaterial hergestellt.

Zur Bestimmung der exakten Lage der Vortriebsrohre im Boden wird im Startschacht ein Laser auf die Sollachse der Rohre eingerichtet (Bild 6.2). Das erste Rohr, das mit der Maschine in den Boden gepresst wird, wird mit einer aktiven Zieltafel ausgestattet, die auch bei Vortriebsmaschinen zur Bestimmung der Lage eingesetzt wird. An der Einfahrbrille, durch die die Rohre in den Boden gepresst werden, wird ein Messrad angeordnet, damit die Lageabweichungen einem Vortriebsfortschritt zugeordnet werden können.

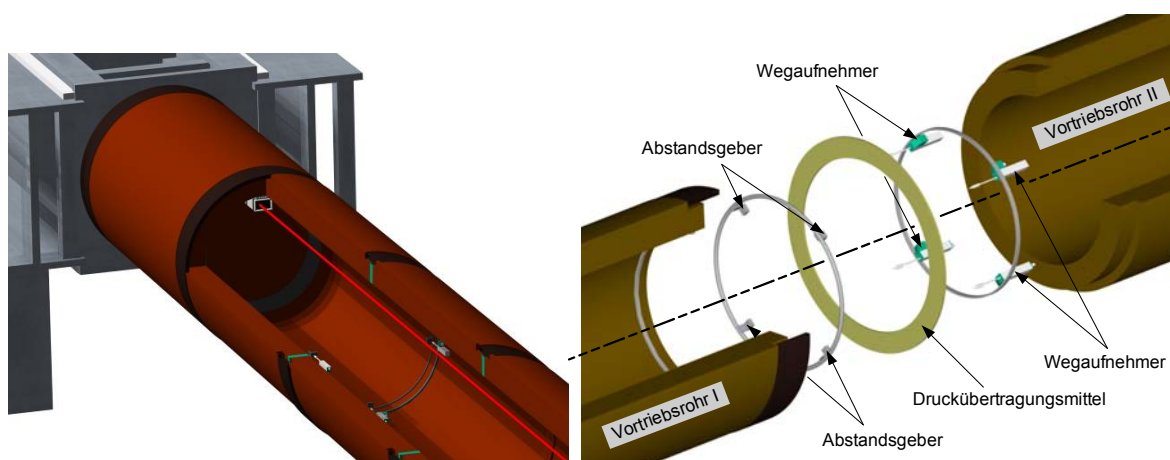


Bild 6.3: Zieltarget im Vortriebsrohr (li.), Fugenspaltmesstechnik (re.)

Zudem werden die Abwinkelung der Rohre und die Verformung des Druckübertragungsrings an zwei Fugen gemessen. Hierfür wird ein Messrohr, das im zweiten Rohr hinter dem Rohr mit dem Zieltarget angeordnet ist, am vorderen und hinteren Ende mit jeweils vier Wegaufnehmern ausgerüstet (Bild 6.4), sodass der Fugenspalt an vier Stellen gemessen werden kann. Mit den vier Stützstellen wird in einer Software eine Ebenenberechnung durchgeführt und die horizontale sowie vertikale Abwinkelung der Rohre angezeigt und protokolliert.

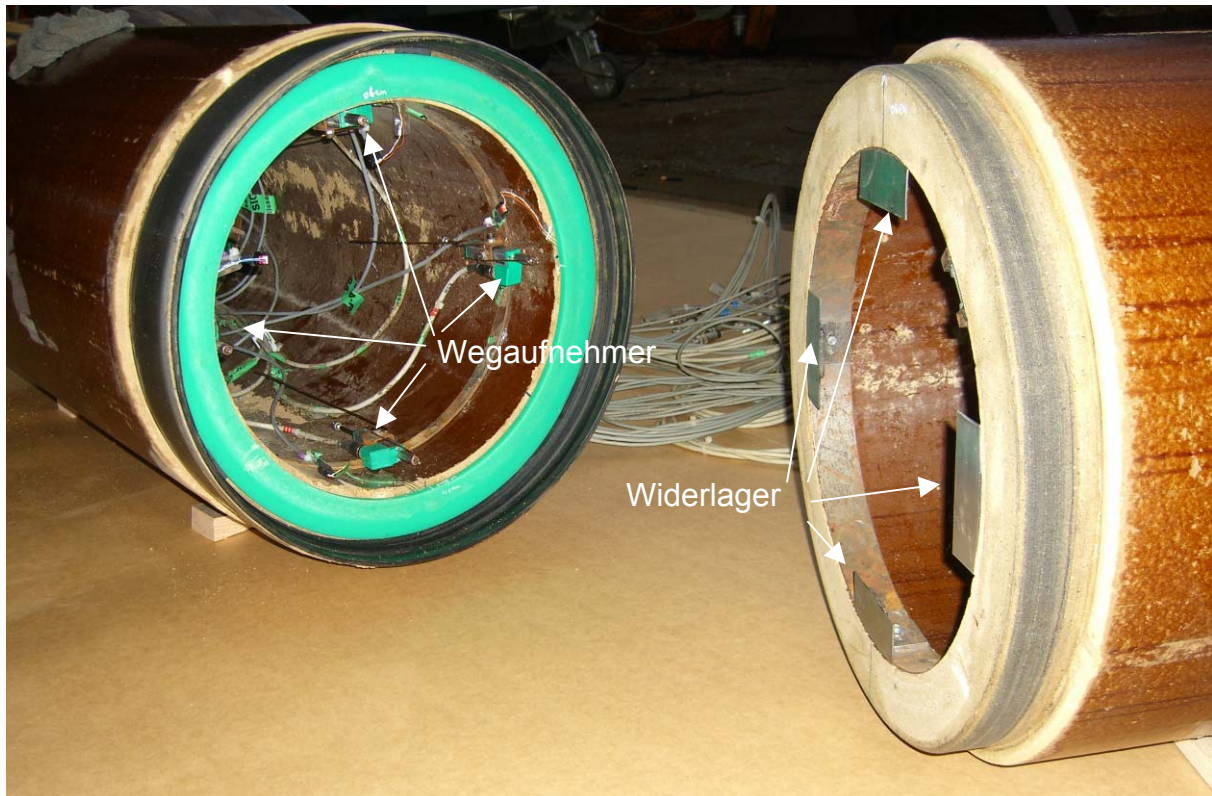


Bild 6.4: Messfuge mit Wegaufnehmern und Widerlagerplatten

6.2 Auswertung der Bahnversuche

6.2.1 Vortrieb I

Zur Erprobung des Versuchsaufbaus und der Messtechnik wird zunächst ein Versuch mit den 25 mm dicken Pressspanplatten V100 durchgeführt. An der Rohrbremse wird eine resultierende Gegenkraft von 400 kN eingestellt. Hierdurch wird zusätzlich zu den 25 eingebauten Vortriebsmetern eine Gesamtlänge von etwa 60m simuliert. Mit der Vortriebspresse im Startschacht wird das nächste Rohr in den Boden geschoben, gleichzeitig wird das erste Rohr aus dem Boden herausgeschoben. Nach diesem Vorgang wird das erste Rohr abgekoppelt, der Pressschlitten der Hauptpresse zurückgefahren und das ausgebaute Rohr wieder eingebaut. Vor dem Wiedereinbau wird das Rohr mit den Widerlagerplatten der Messtechnik ausgestattet. Nachdem dieses Rohr in den Boden geschoben ist, wird das Messrohr in dem Pressschlitten im Startschacht eingerichtet und in den Boden gepresst. Im Anschluss werden nacheinander 25 Rohre in den Boden geschoben, bis das Rohr mit der Messtechnik wieder in der Pressgrube eintrifft.

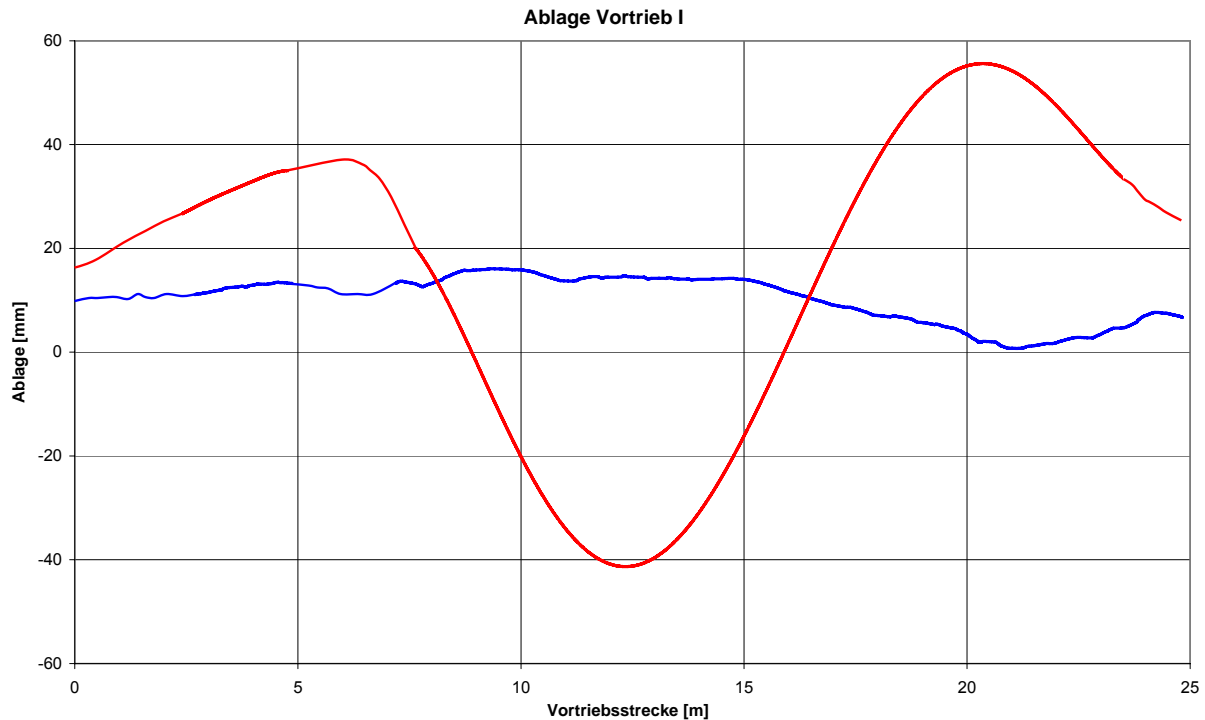


Bild 6.5: Bahnversuch 1: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

In Bild 6.5 ist die horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets von der Sollachse dargestellt. Das Maximum der ersten Auslenkung wird nach etwa 6m mit einer Ablage um 38mm nach links von der Sollachse erreicht. Die größte Ablage nach rechts in Höhe von 42mm wird nach 12 Vortriebsmetern gemessen. Die insgesamt größte Ablage liegt mit 56mm bei etwa 20,5 Metern. Die gemessenen Ablagen sind insgesamt geringer, als die während des Einbaus eingestellten Auslenkungen. Dies liegt zum einen daran, dass eine geringfügige Lageänderung der Rohre während des Bodenverdichtungsvorganges nicht verhindert werden kann. Entscheidender ist jedoch, dass die Längskraft im Rohrstrang zu Rückstellmomenten in den abgewinkelten Rohrfugen führt. Hierdurch werden die Rohre auf der jeweils kurveninneren Seite in den Boden gedrückt und die Auslenkung reduziert. Zusätzlich wird durch die Versätze an den Rohrenden während des Vortriebs auf der kurveninneren Seite Boden abgetragen, wodurch sich der Rohrstrang sukzessive in den Boden „einschleift“.

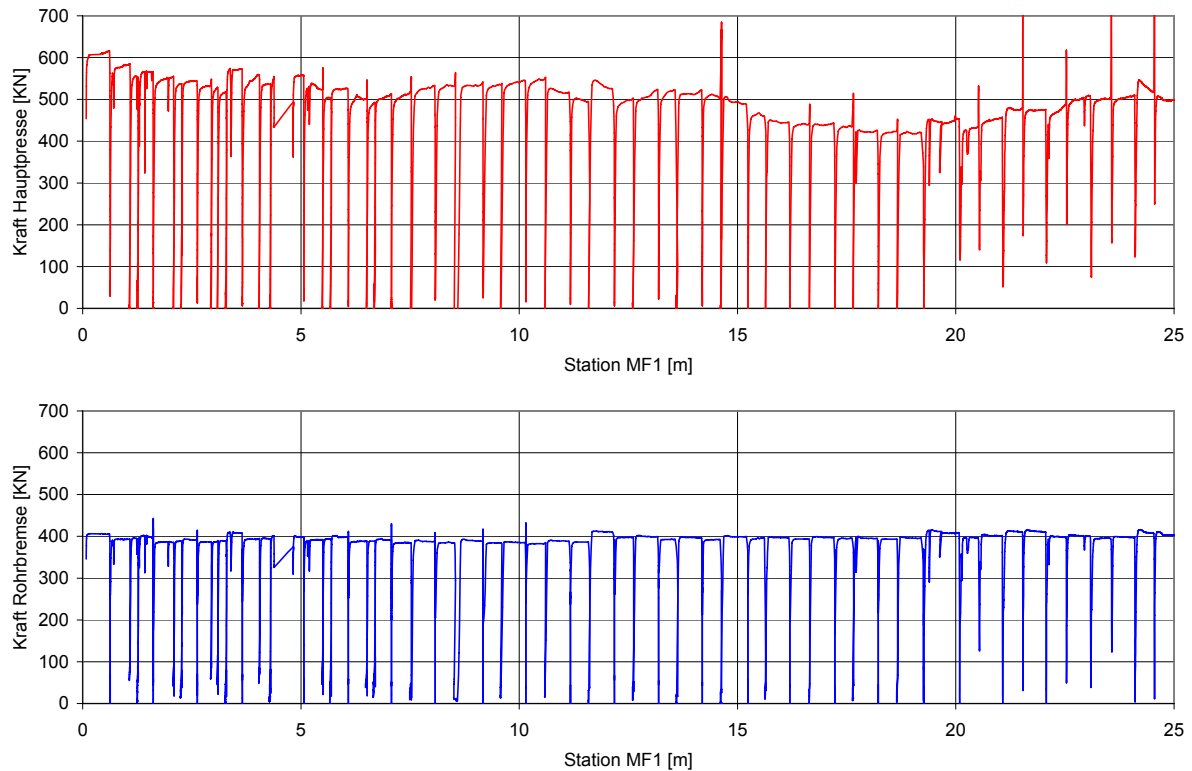


Bild 6.6: Bahnversuch 1: Kräfteverlauf der Hauptpresse und der Rohrbremse

In Bild 6.6 ist der Kräfteverlauf der Hauptpresse im Startschacht und der Rohrbremse im Zielschacht über der Station der ersten Messfuge im Vortriebsverlauf aufgetragen. Die Kraft in der Rohrbremse ist annähernd konstant bei 400 kN. Die Abfälle in der Kraftlinie entstehen während der Koppelvorgänge, wenn die Pressen zurück gefahren werden. Die Kraft in der Hauptpresse liegt beim Einfahren der Messfuge 1 in den Boden (Station 0m) bei 600 kN. Die Differenz aus der Kraft der Hauptpresse und der Rohrbremse ergibt die resultierende Mantelreibung, die zu diesem Zeitpunkt in einer Höhe von 200 kN auf der Länge des Rohrstranges anfällt. Im Verlauf des Vortriebs sinkt die Mantelreibung; das Minimum liegt an der Station 18m bei etwa 20kN. Dieser Abfall in der Mantelreibung wird dadurch verursacht, dass die Steinzeugrohre nach Angaben des Herstellers bis zu 10mm im Außendurchmesser variieren können. Rohre mit einem größeren Außendurchmesser schaffen einen Hohlraum im Boden, in den die Rohre mit einem kleineren Durchmesser passen, ohne eine große Kontaktfläche zum Boden zu besitzen. Hierdurch fällt bei den Rohren mit kleinerem Durchmesser nur wenig Mantelreibung an. Je mehr Rohre durch den Boden geschoben werden, desto größer wird – zusätzlich verstärkt durch die zuvor beschriebenen Einschleifeffekte - der Hohlraum (Überschnitt) im Boden.

Für eine spätere Beurteilung der Kunststoff-Druckübertragungsringe, die in den Messfugen eingebaut werden, muss neben der Abwinkelung der Messfugen auch die jeweilige Kraft bekannt sein, die im Vortriebsverlauf auf die Fuge wirkt. Diese Kraft ergibt sich aus den Kräften der Hauptpresse und der Rohrbremse sowie aus der Mantelreibung, die zwischen der Messfuge und den Pressen anfällt. Unter Voraussetzung einer über die Vortriebslänge linearen Mantelreibungsverteilung kann die Kraft in den Messfugen durch lineare Interpolation zwischen den Kräften der Hauptpresse und der Rohrbremse berechnet werden. Das Ergebnis dieser Berechnung über den Vortriebsverlauf ist in Bild 6.7 exemplarisch für die Messfuge 2 dargestellt.

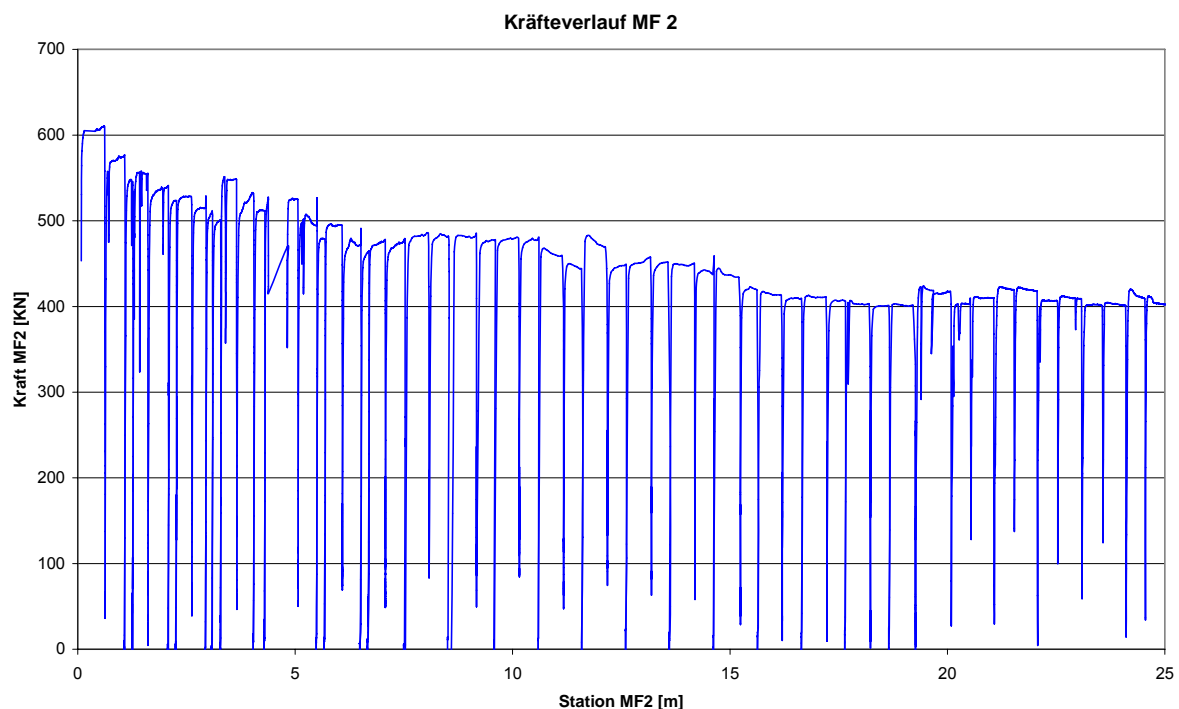


Bild 6.7: Bahnversuch 1: Kräfteverlauf in Messfuge 2

In Bild 6.8 ist der Verlauf der horizontalen (rot) und vertikalen (blau) Abwinkelungen der Messfuge 2 über den Vortriebsverlauf dargestellt. Bei der horizontalen Abwinkelung entspricht ein positiver Wert einer Rechtskurve, ein negativer Wert einer Linkskurve. Bei der vertikalen Abwinkelung entspricht ein positiver Wert einer Abwinkelung der Rohre nach unten. Die grüne Linie beschreibt die resultierende maximale Abwinkelung, die sich in der Rohrfuge aus der horizontalen und vertikalen Abwinkelung ergibt.

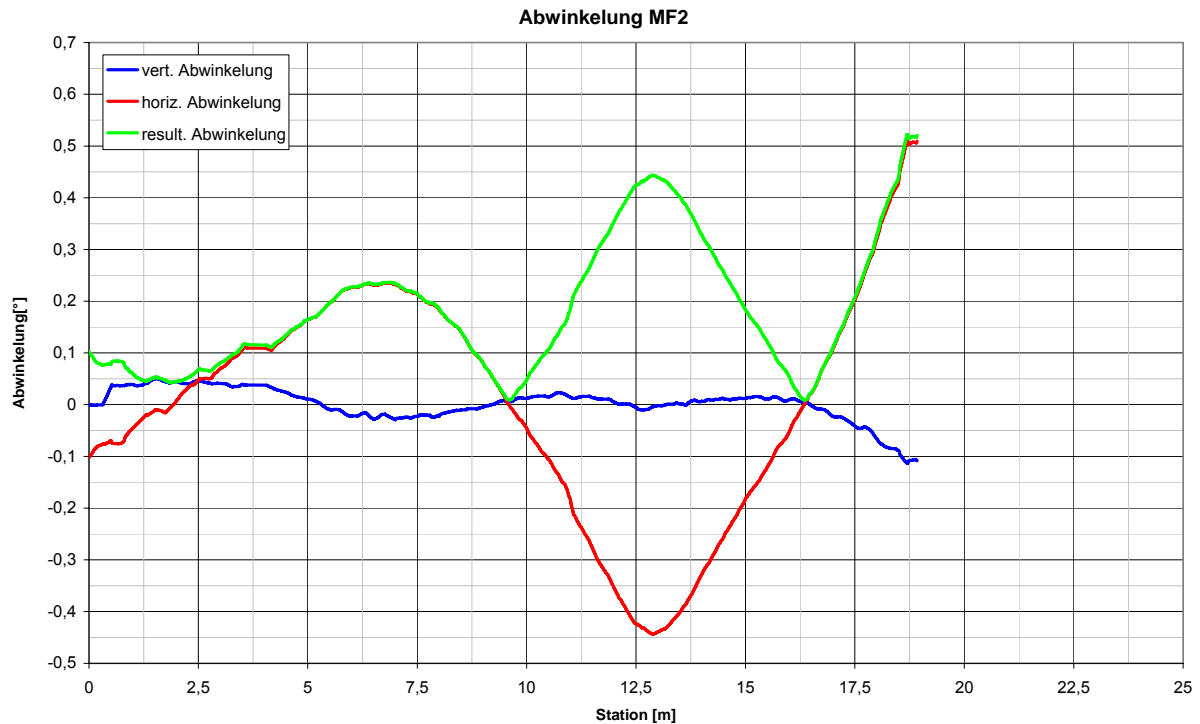


Bild 6.8: Bahnversuch 1: horizontale, vertikale und resultierende Abwinkelung der Messfuge 2

Die horizontale Abwinkelung beträgt in der ersten Rechtskurve im Maximum $0,24^\circ$ (Station 6,5m). In der folgenden Linkskurve liegt das Maximum bei $-0,45^\circ$. Dies entspricht einem Krümmungsradius der Rohrtour von $R=240\text{m}$ bzw. $R=127\text{m}$. In der zweiten Rechtskurve endet der Verlauf der Abwinkelung nach einer Vortriebslänge von 18,5m bei $0,5^\circ$ ($R=115\text{m}$).

Die mit der Fugenspaltmesstechnik aufgezeichnete maximale Pressung des Holzringes in Messfuge 2 liegt an der Stelle 18,5m im rechten Kämpfer bei 8,9mm. Diese Pressung entspricht einer Stauchung im Spanplattenmaterial von etwa 36%. Mit dem Druckspannungs-Stauchungsverhalten des Holzwerkstoffes, das mit einer Standardprüfung ermittelt wird (vgl. Bericht zum Teil I des Forschungsvorhabens, Bild 6.6), ergibt sich an dieser Stelle eine Druckspannung von etwa 60 N/mm^2 . Dies entspricht 60% der Druckfestigkeit des Steinzeugwerkstoffes und verdeutlicht die hohe Belastung der Rohrfugen während des Vortriebs. Da die Druckfestigkeit jedoch nicht überschritten wird, werden an den ausgebauten Rohren während des Vortriebs keine Schäden festgestellt.

6.2.2 Vortrieb II

Im zweiten Vortrieb wird in der ersten Messfuge ein Ring aus ultrahochmolekularem Polyethylen der Geometrie 5 und in der zweiten Messfuge ein Ring des gleichen Materials der Geometrie 10 einbaut. Dies sind die beiden Querschnittsformen, die in den vorangegangenen Betrachtungen zu den günstigsten Spannungsverteilungen in der Rohrfuge geführt haben. Die Kunststoffringe besitzen die gleichen Durchmesser wie die Holzringe und haben eine Dicke von 10mm. Vor den Messfugen wird zur erneuten Bestimmung der Lage des Rohrstrangs zunächst wieder das Rohr mit dem Zieltarget in den Boden geschoben. Während des Versuchs wird die Rohrbremse wie beim ersten Vortrieb auf eine Gegenkraft von 400 kN eingestellt. In den Fugen der Rohre, die dem Messrohr folgen, werden bei diesem Vortrieb Kunststoffringe der Geometrie 0 mit einer Dicke von 10mm eingesetzt. Dies soll zur Überprüfung dienen, ob sich die Lage des Rohrstranges durch die eingesetzten Ringe im Vergleich zu den Holzringen ändert.

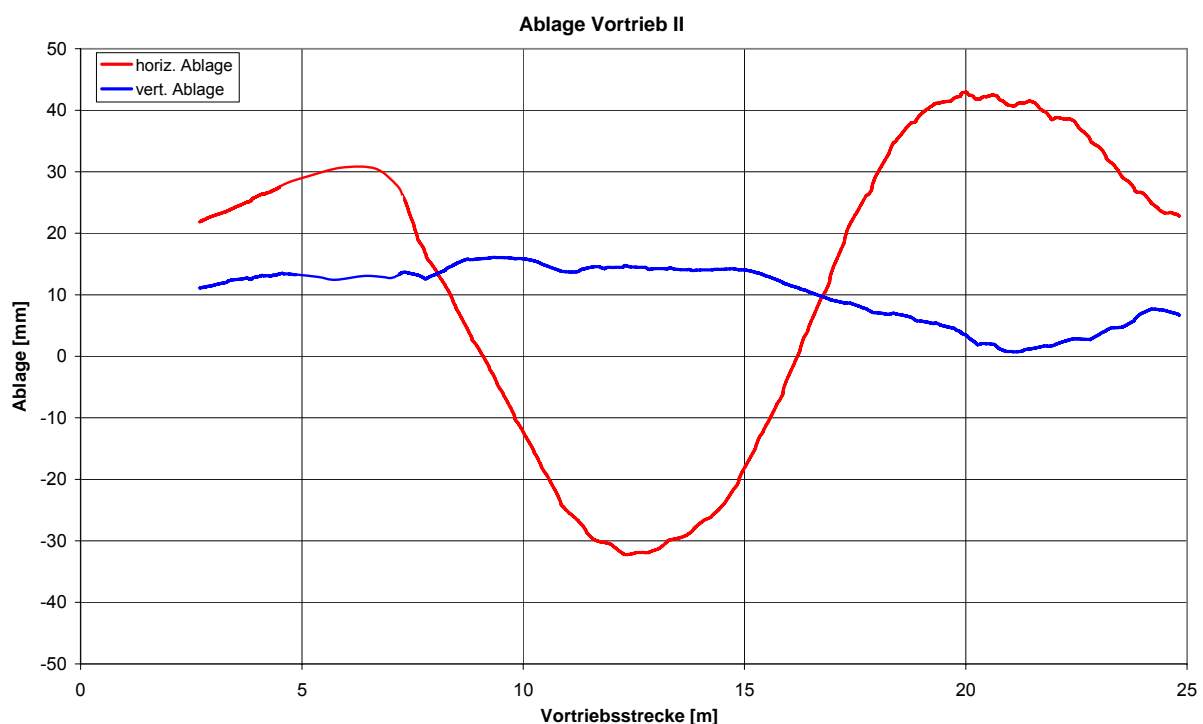


Bild 6.9: Bahnversuch 2: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

In Bild 6.9 ist die horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets im zweiten Vortrieb dargestellt. In der horizontalen Ablage stimmen die Orte der lokalen Maxima erwartungsgemäß mit denen des ersten Vortriebs überein (6m, 12m, 20,5m). Jedoch sind die Amplituden der Ablage um etwa 20% geringer als beim ersten Vortrieb. Dies ist auf das zuvor beschriebenen „Einschleifen“ der Rohre in den Boden zurückzuführen.

Durch diesen Effekt kann ebenfalls eine Reduzierung der Abwinkelung in der ersten Messfuge festgestellt werden (Bild 6.10).

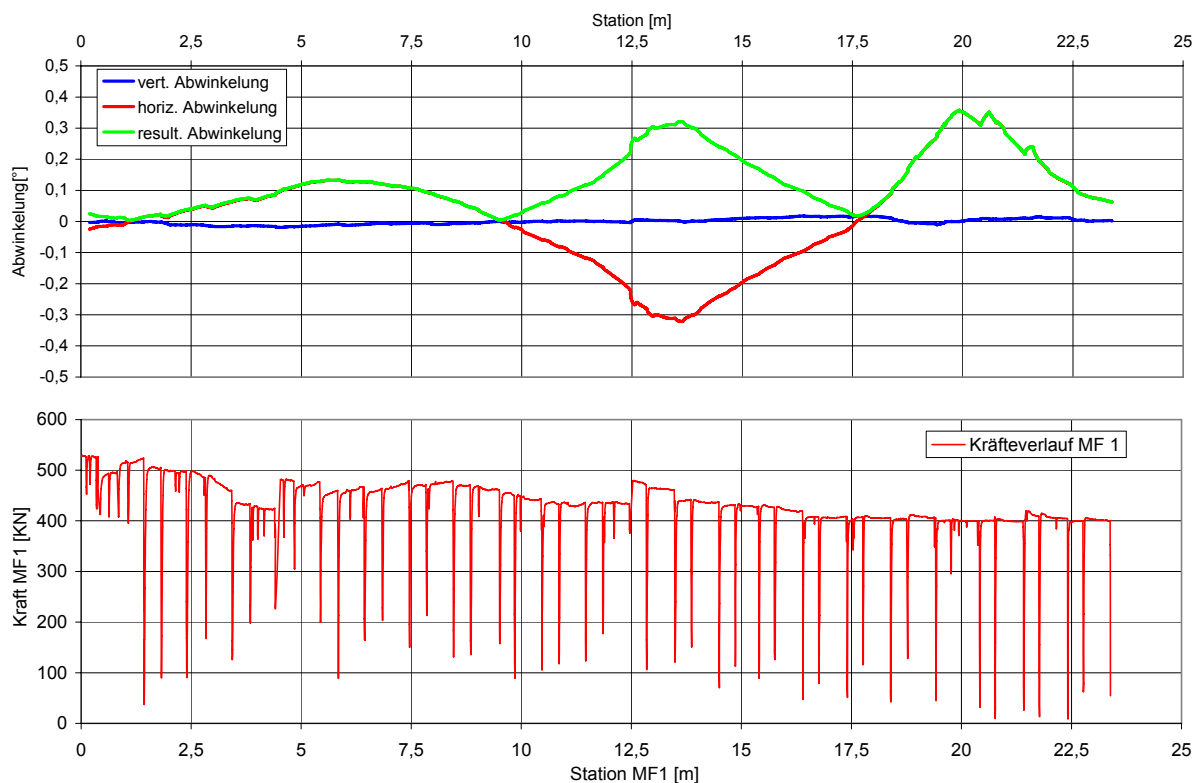


Bild 6.10: Bahnversuch 2: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1

Die Amplituden der horizontalen Abwinkelung betragen an den lokalen Maxima $0,14^\circ$, $-0,32^\circ$ und $0,36^\circ$. Dies entspricht einer Reduzierung der Abwinkelung im Vergleich zum ersten Vortrieb um 42%, 29% und 28%. Die im Verhältnis hohe Reduzierung am ersten Maximum ergibt sich aus dem Materialverhältnis des Kunststoffes. Dieser weist im Gegensatz zum im ersten Vortrieb eingesetzten Holzwerkstoff in niedrigen, unkritischen Spannungsbereichen einen hohen E-Modul auf (vgl. Abschlussbericht zum Teil I, Bild 5.6). Hierdurch entsteht eine kleine Druckübertragungsfläche, deren resultierende Druckkraft einen großen Hebelarm zur Rohrachse besitzt. Dementsprechend ist das Rückstellmoment in der Fuge, das der Fugenabwinkelung entgegen steht, höher als bei einem Druckübertragungsring aus Holzwerkstoff. Bei größeren Abwinkelungen steigt die Druckkraft übertragende Fläche beim Kunststoff im Verhältnis zum Holzwerkstoff überproportional an, so dass dieser Effekt im höheren, kritischen Druckspannungsbereich nicht auftritt.

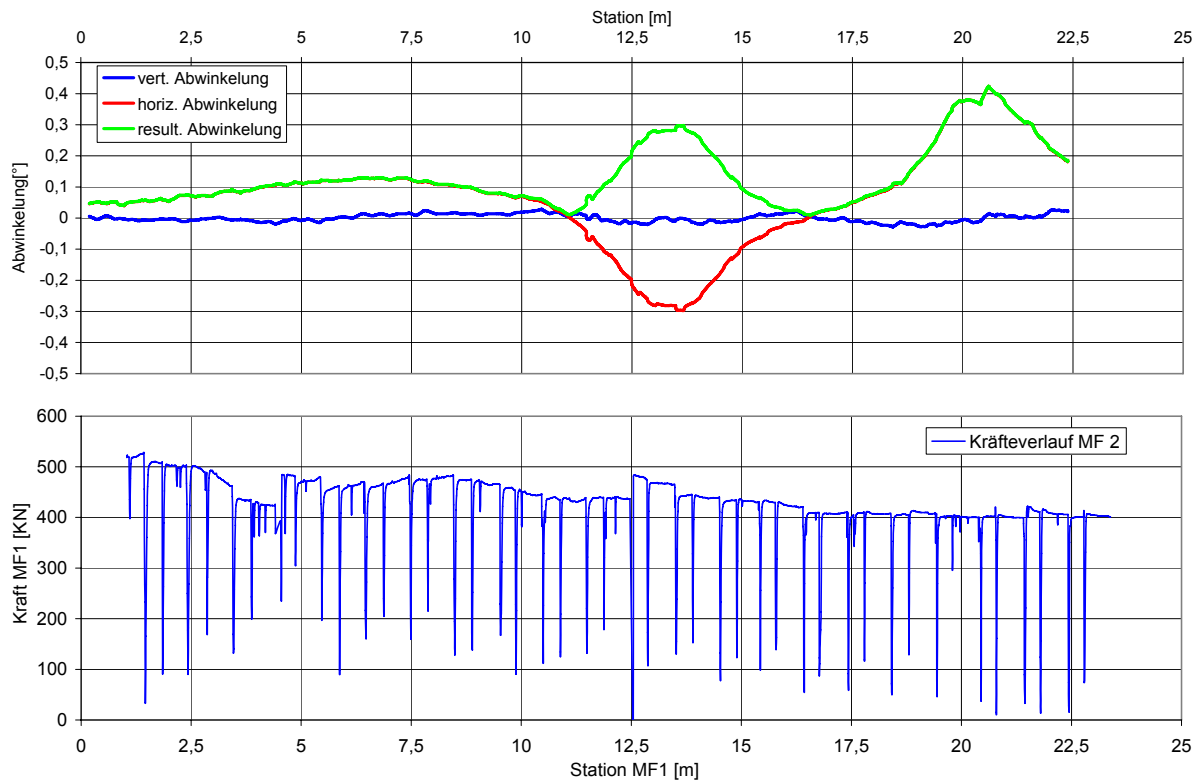


Bild 6.11: Bahnversuch 2: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 2

In Bild 6.11 sind die Abwinkelungen der zweiten Messfuge abgebildet, deren Verlauf weitestgehend dem der ersten Messfuge entspricht. Die geringen Unterschiede in der Abwinkelung können einerseits in der unterschiedlichen Geometrie der eingesetzten Ringe liegen. Wahrscheinlicher sind sie jedoch auf Messungenauigkeiten oder auf geringe Unterschiede in der Rohrgeometrie zurück zu führen.

Die höchste Belastung der Messfuge 2 tritt bei diesem Vortrieb an der Station 20,5m auf. An dieser Stelle wirken etwa 400 kN auf die Rohrfuge, die um $0,42^\circ$ abgewinkelt ist. Aus den Daten der Fugenspaltvermessung ist eine Pressung des Kunststoffringes von 1,3 mm zu entnehmen, aus der sich mit dem Werkstoffgesetz des Kunststoffs eine Druckspannung von 40 N/mm^2 errechnet. Diese Druckspannung und die daraus resultierende Querverformung sind für den Rohrwerkstoff unschädlich. Dementsprechend wird bei einer Inspektion der Messfuge nach dem Ausbau keine Beschädigung am Rohrwerkstoff festgestellt. Auch an den Fugen der übrigen Rohre, in denen Ringe der ungünstigeren Geometrie 5 eingesetzt wurden, werden keine Schäden beobachtet.

6.2.3 Versuch III

Um die Lage des Rohrstranges nach dem zweiten Vortrieb in Hinblick auf eine erneute Reduzierung der Amplituden zu überprüfen, wird in einem dritten Vortrieb wiederum das Rohr mit dem Zieltarget in den Boden geschoben. In den beiden Messfugen werden Ringe der Geometrie 0 und einer Dicke von 10mm eingesetzt. Der Ring in der vorderen Messfuge besteht aus ultrahochmolekularem Polyethylen, der Ring in der zweiten Messfuge aus einem Polyamid (PA 12). Für die übrigen Fugen werden wieder Kunststoffringe der Geometrie 0 aus ultrahochmolekularem Polyethylen eingesetzt.

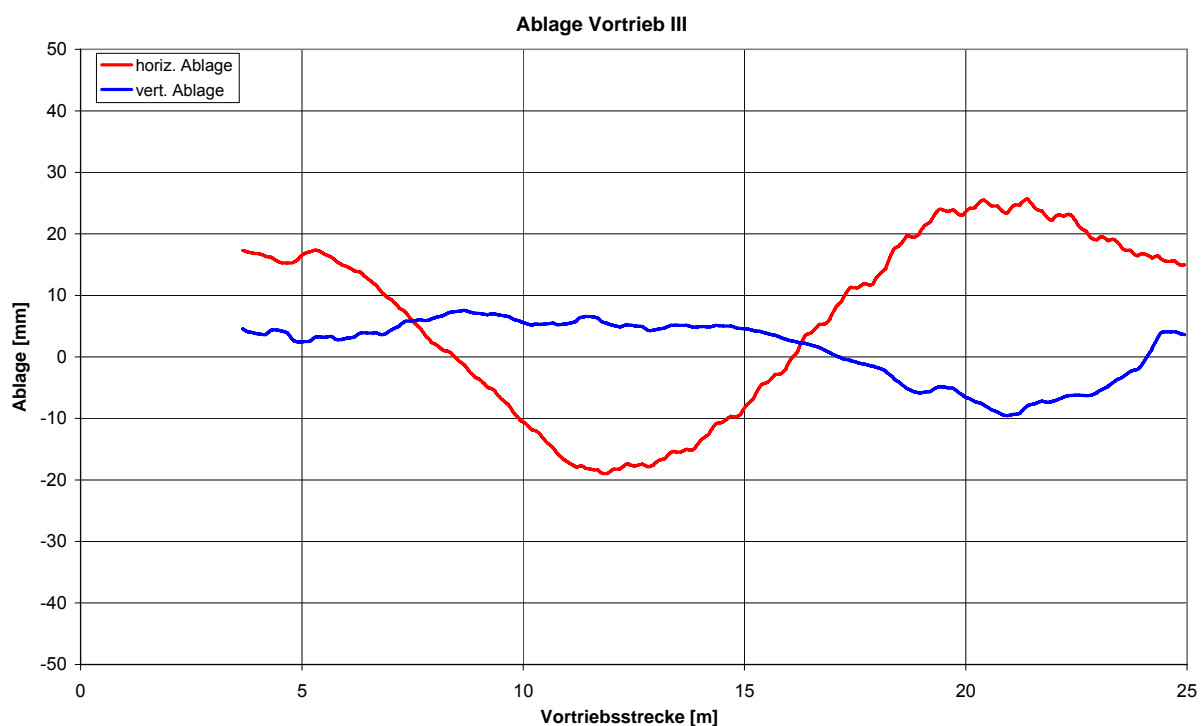


Bild 6.12: Bahnversuch 3: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

Durch den Verlauf der gemessenen Ablage (Bild 6.12) wird die erwartete hohe Reduzierung der Amplitude bestätigt. Sie beträgt an den Stellen der lokalen Maxima 18 mm, -19 mm und 26 mm. Darüber hinaus ist eine erhebliche Reduzierung der gemessenen Abwinkelungen zu verzeichnen (Bild 6.13 und Bild 6.14), die den Wert $0,1^\circ$ weder in Messfuge 1 noch in Messfuge 2 übersteigen. Am größten ist die Reduzierung der Abwinkelung in Messfuge 1 an der Stelle des dritten Maximums. Während beim ersten Vortrieb hier noch eine Abwinkelung von $0,36^\circ$ zu verzeichnen war, liegt der Wert beim dritten Vortrieb nur noch bei $0,06^\circ$.

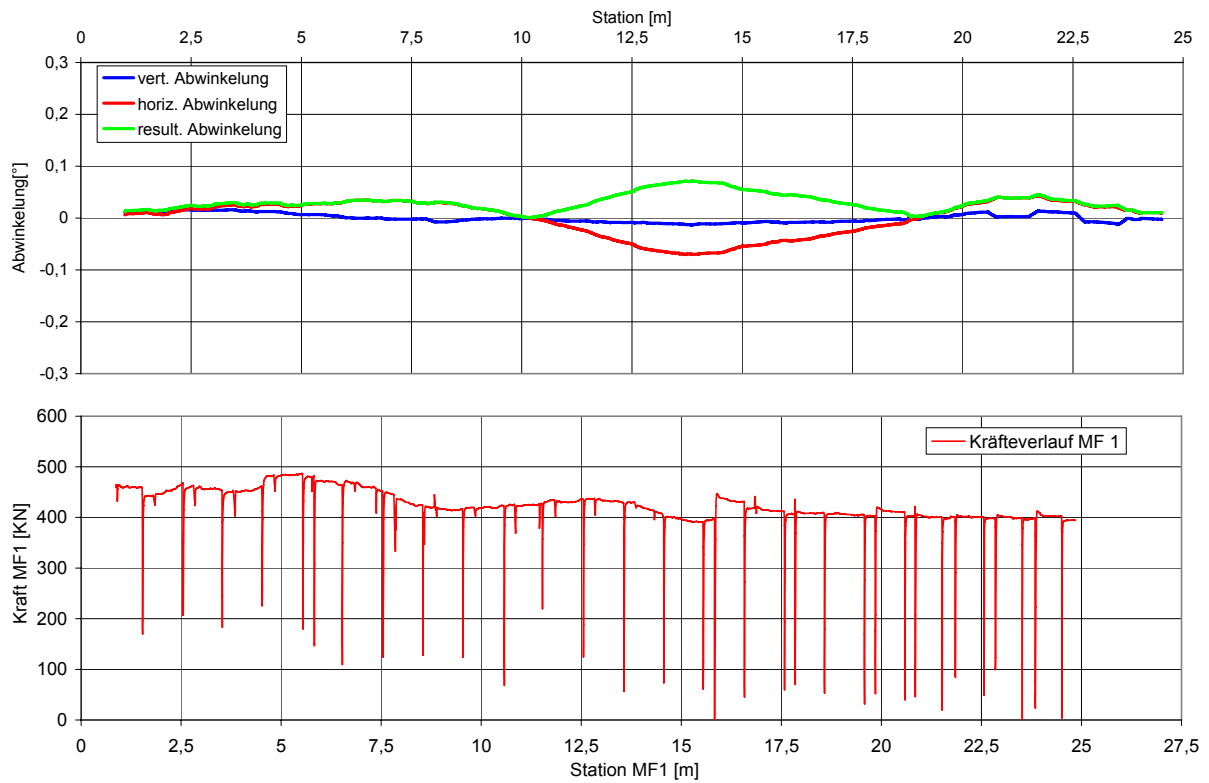


Bild 6.13: Bahnversuch 3: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1

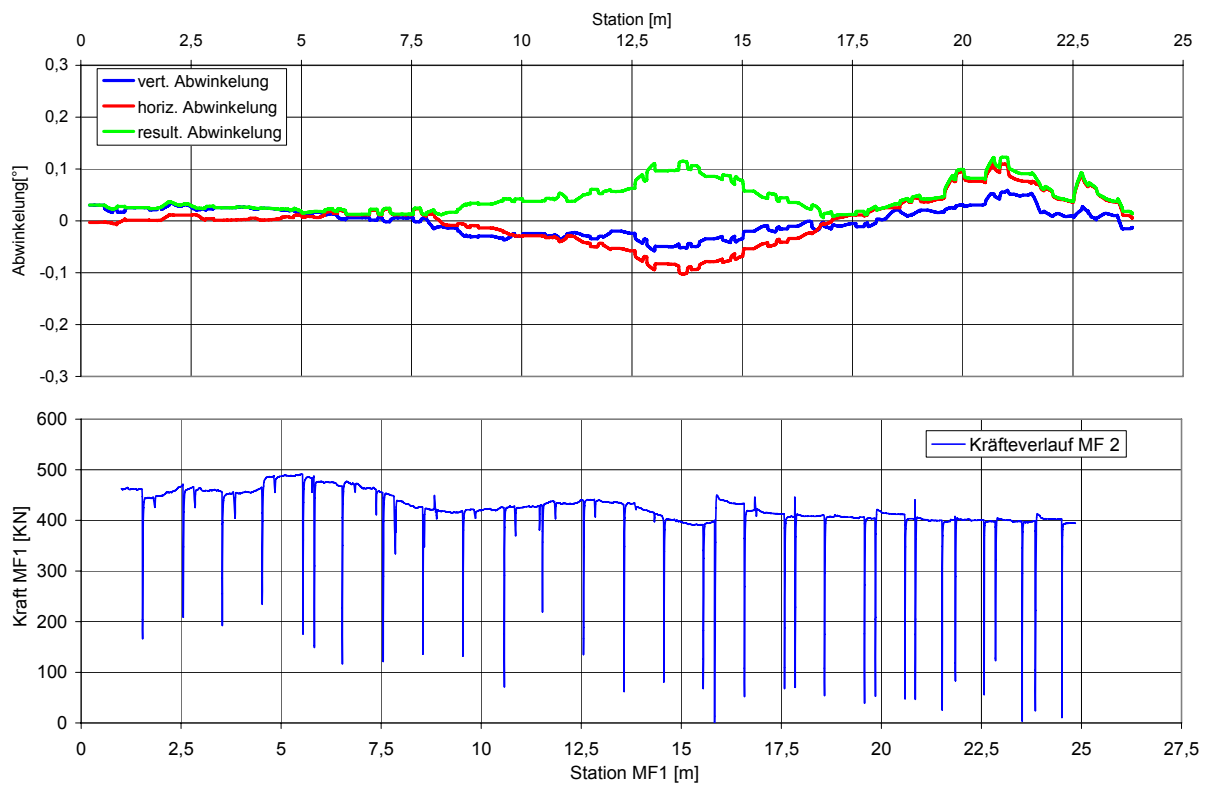


Bild 6.14: Bahnversuch 3: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 2

Die hohe Reduzierung der Abwinkelung ist durch den bereits zuvor beschriebenen Effekt zu erklären, dass sich bei der Verwendung von Druckübertragungsringen aus Kunststoff größere Rückstellmomente in der Rohrfuge bilden als bei Holzwerkstoffen.

6.2.4 Versuch IV

Im vierten Rohrvortrieb wird zusätzlich zu der Fugenspaltmesstechnik in der ersten Messfuge das Folien-Druckmesssystem Tekscan eingesetzt (Bild 6.15), um die Druckspannungsverteilung in der Fuge messen zu können. Hierdurch soll der zuvor beschriebene Effekt einer hohen Ausmitte der Resultierenden der Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge sichtbar gemacht werden. Das Messsystem besteht aus zwei halbkreisförmigen Sensoren, die in der Fuge zu einem Vollkreis angeordnet werden. Die in die Fuge herein ragenden Bereiche des Sensors werden so ungeklappt, dass der Laserstrahl zur Lagebestimmung der Vortriebsrohre nicht durch die Sensorik behindert wird. In der Fuge wird ein Ring aus ultrahochmolekularem Polyethylen der Geometrie 10 eingesetzt, die übrigen Parameter werden wie in den vorangegangenen Versuchen gewählt.

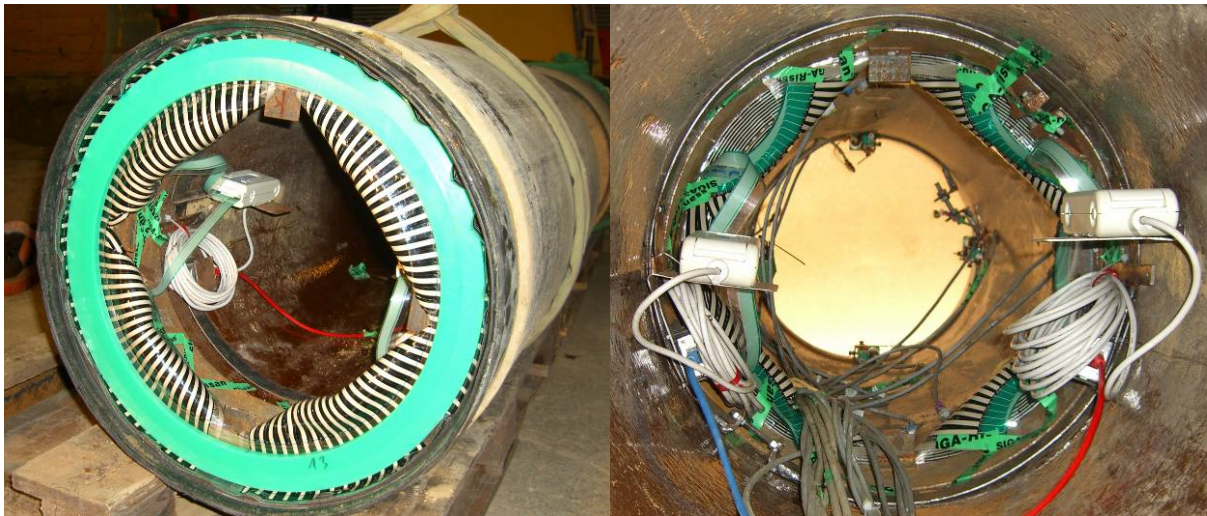


Bild 6.15: Bahnversuch 4: Tekscan Folien-Druckmesssystem in Messfuge 1

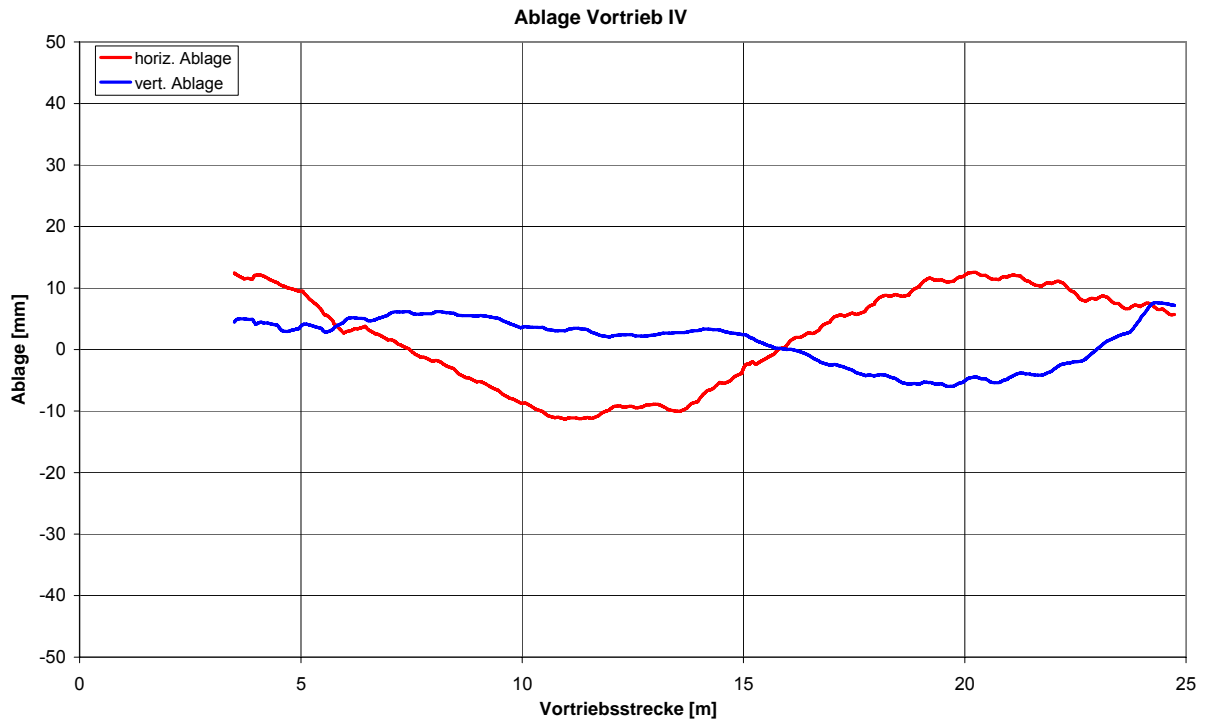


Bild 6.16: Bahnversuch 4: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

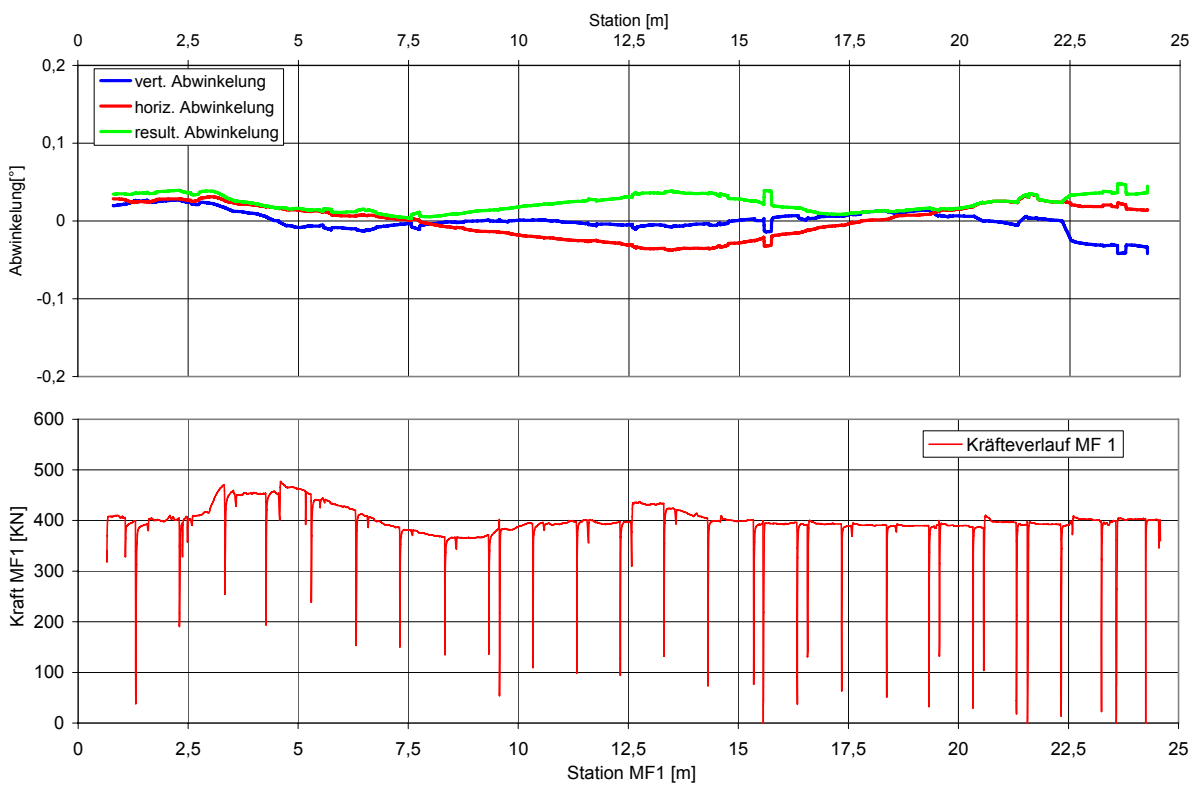


Bild 6.17: Bahnversuch 4: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1

In Bild 6.16 ist die Ablage des Zieltargets im vierten Vortrieb dargestellt. Die Amplituden der lokalen Maxima liegen mit etwa 12mm in der Größenordnung des dritten Vortriebs. Die zugehörigen Abwinkelungen sind im Vergleich zum dritten Vortrieb erneut gesunken (Bild 6.17). Der maximale Wert beträgt $-0,04^\circ$ bei einer Station von 13 m. An dieser Stelle wird die mit der Folien-Druckmesstechnik ermittelte Druckspannungsverteilung in der Rohrfuge ausgewertet. Das Ergebnis ist in Bild 6.18 dargestellt.

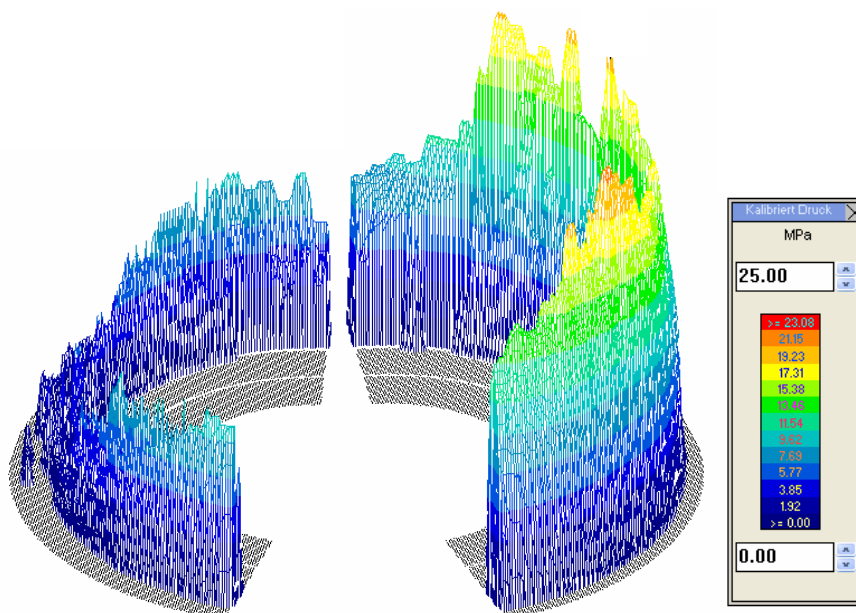


Bild 6.18: Bahnversuch 4: In Messfuge 1 gemessene Druckspannungsverteilung bei Station 13m

Die Druckspannungsverteilung zeigt den erwarteten Verlauf: Trotz der verhältnismäßig geringen Abwinkelung der betrachteten Rohrfuge ist ein deutlicher Unterschied in der Höhe der Druckspannung zu verzeichnen. Die mit 22 N/mm^2 höchsten Spannungen liegen im rechten Bereich des Rohrspiegels, der etwa 20% der Querschnittshöhe ausmacht. Die mittlere Druckspannung in der Fuge beträgt circa 9 N/mm^2 und liegt über eine Querschnittshöhe von 60% an. Im Bereich des linken Kämpfers, der ebenfalls etwa 20% der Querschnittshöhe ausmacht, fallen die Druckspannungen fast bis auf 0. Durch diese ungleichförmige Spannungsverteilung mit einem hohen Maximum, dessen Resultierende weit entfernt von der Querschnittsmittte liegt, können die zuvor beschriebenen Rückstellmomente in der Fuge erklärt werden.

6.2.5 Versuch V

Für den fünften Vortrieb wird der gesamte Rohrstrang aus der Versuchsbahn ausgebaut und erneut mit den oben beschriebenen Parametern wieder eingebaut. In diesem letzten Vortrieb soll die Belastung der Vortriebsrohre bis zum Versagen der Rohre gesteigert werden. Die Fugen der eingebauten Rohre werden wieder mit den 25 mm dicken Druckübertragungsrings aus Spanholz V100 eingebaut. Hierdurch soll ein vorzeitiger Versuchsabbruch aufgrund einer Beschädigung der Rohre vermieden werden. In der vorderen Messfuge wird ein 10mm dicker Ring der Geometrie 5 aus ultrahochmolekularem Polyethylen eingesetzt, in der zweiten Messfuge ein Ring der Geometrie 10. Zusätzlich wird in der zweiten Messfuge das Folien-Druckmesssystem eingebaut.

Die Rohrbremse wird auf eine Gegenkraft von 850 kN eingestellt. Mit der im ersten Vortrieb ermittelten Mantelreibung in Höhe von 200 kN liegt somit die erwartete maximale Belastung der Vortriebsrohre bei 1050 kN. Dieser Wert wird gewählt, da die Rohre mit 25mm starken V100 Holzringen diese Kraft unter einer Abwinkelung von $0,5^\circ$ rechnerisch gerade noch unbeschädigt übertragen können. Bei Rohren mit nur 10mm dicken Druckübertragungsrings aus V100 träten bei dieser Belastung voraussichtlich Schäden auf.

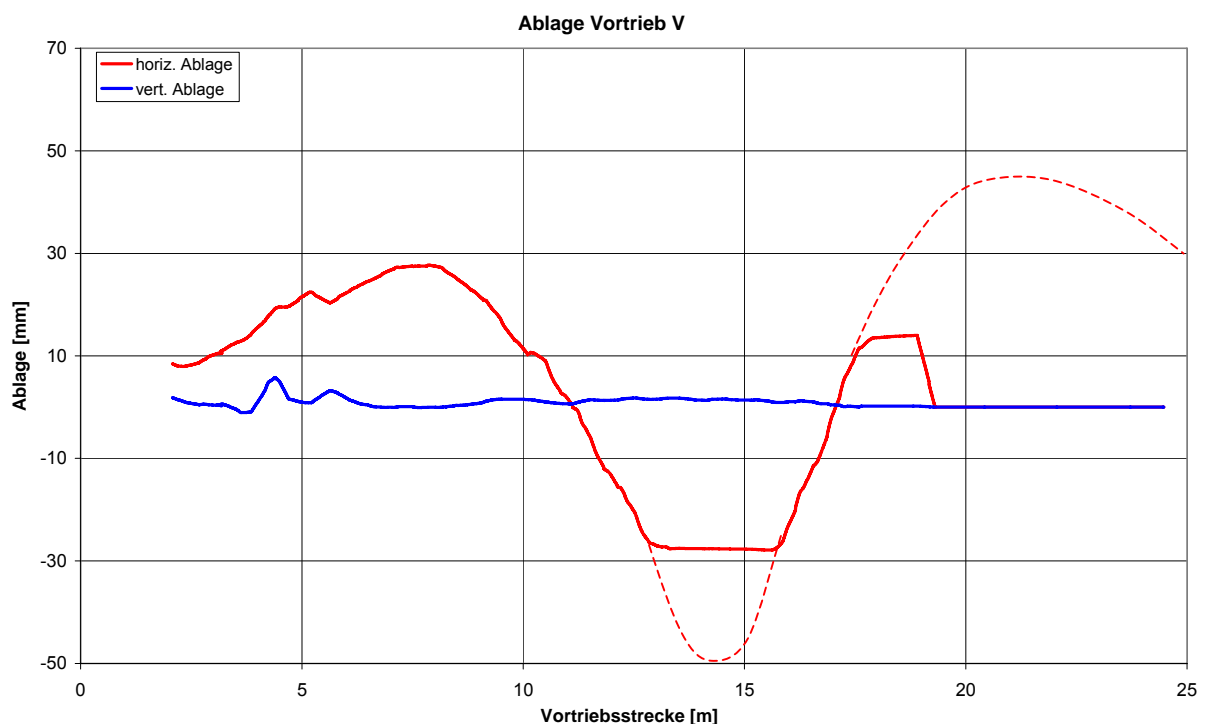
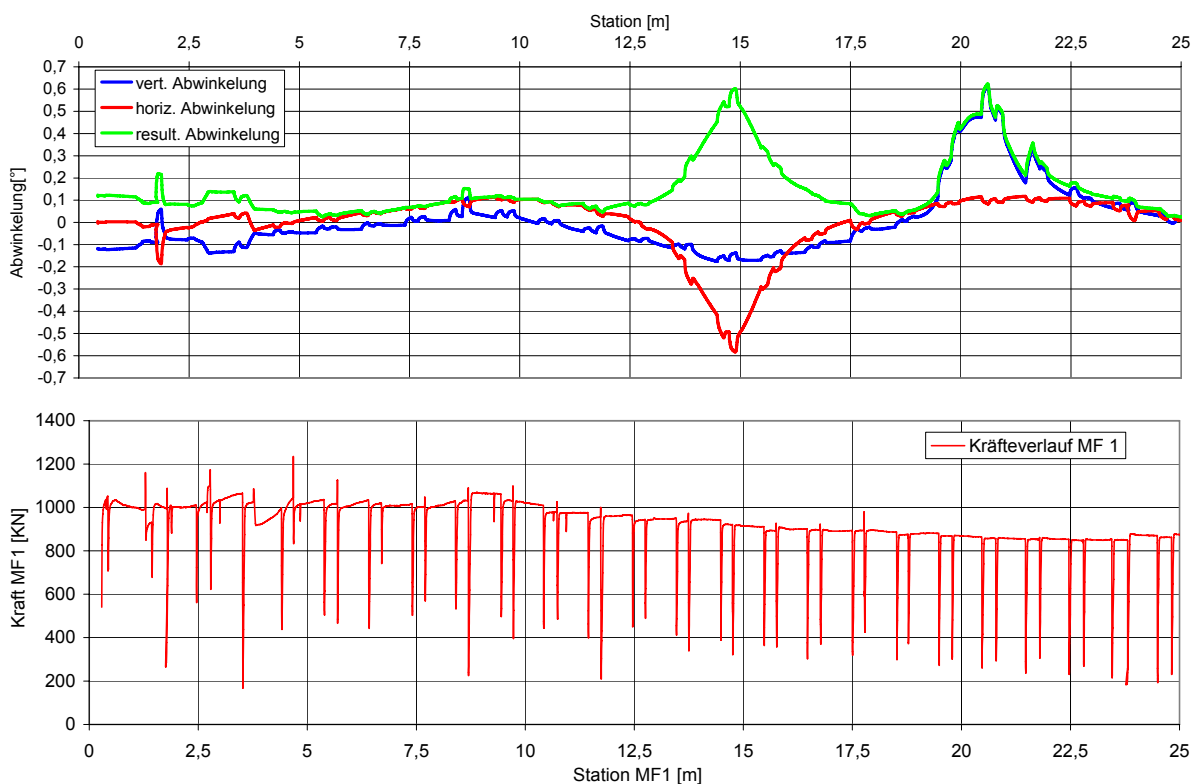


Bild 6.19: Bahnversuch 5: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

Bild 7.24 zeigt den Verlauf der horizontalen und vertikalen Ablage in Versuch V. Ab der Station 13m zeigt die horizontale Ablage unplausible Ergebnisse. Aus diesem Grund wird ab dieser Station die Ablage des Zieltargets mittels optischer Inspektion durch den Rohrstrang bestimmt. Der Verlauf der optisch erfassten Ablage ist in Bild 7.24 mit der rot gestrichelten Linie dargestellt. Die lokalen Maxima liegen bei den Stationen 7,5 m, 14 m und 21 m mit Amplituden von 28 mm, -50 mm und 46 mm. Während des Vortriebs kann ein erheblicher Bodenaustrag im Zielschacht beobachtet werden. Hierbei handelt es sich mit hoher Wahrscheinlichkeit um Boden, der durch das „Einschleifen“ der Rohre gelöst wird. Hierdurch ist im Verlauf der Ablage zu erklären, dass die dritte, planmäßig größte Auslenkung mit gemessenen 46 mm verhältnismäßig gering ausfällt. Ebenfalls aus diesem Grund tritt das Rohr mit dem Zieltarget unter einer Ablage von 30 mm in die Zielgrube aus, obwohl der Rohrstrang im Einbauzustand vor dem Vortrieb an dieser Stelle keine Ablage aufwies.

Die Abwinkelungen sind in Bild 6.20 dargestellt. Wie schon bei der Ablage fällt die moderate horizontale Abwinkelung im ersten und dritten lokalen Maximum mit einer Amplitude von jeweils etwa $0,1^\circ$ auf. Im zweiten lokalen Maximum wird dagegen eine hohe Abwinkelung von $-0,6^\circ$ gemessen.

**Bild 6.20: Bahnversuch 5: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1**

Nach Abschluss des Vortriebs können an vier vorgetriebenen Rohren, die mit Druckübertragungsringsen aus V100 ausgestattet wurden, Schäden in Form von Rissen und Scherbenbildung festgestellt werden. Die vier Rohre lagen vor dem Vortrieb an der Stelle der größten Auslenkung, beziehungsweise unmittelbar davor. Der Grad der Schädigung ist so groß, dass zwei der Rohre beim Austreten aus dem Boden in zwei Hälften auseinander brechen. Die beiden anderen Rohre weisen die typischen Versagensmerkmale auf, die im Falle eines Schadens an Vortriebsrohren aus Steinzeug oftmals beobachtet werden können (Bild 6.21): Die hohe Verfestigung des Spanplattenmaterials unter einer kritischen Druckkraft führt zu hohen lokalen Spannungskonzentrationen. Hierdurch wird im Schadensfall ein schalenförmiger Bruchkörper aus dem Rohr heraus gebrochen. Die Risse an den Rändern des Bruchkörpers verlaufen oftmals über die gesamte Rohrlänge.



Bild 6.21: Bahnversuch 5: beschädigte Vortriebsrohre

In Bild 6.22 ist die Spannungsverteilung dargestellt, die mit dem Tekscansystem an der Stelle der größten Abwinkelung (Station 14,8 m) in der zweiten Messfuge gemessen wurde. Die Höhe der Druckkraft übertragenden Fläche beträgt trotz der hohen Abwinkelung von $0,6^\circ$ noch etwa 40% der gesamten Querschnittshöhe. Mit etwa 80 N/mm^2 liegen die höchsten Druckspannungen in der Fuge deutlich unterhalb der Druckfestigkeit des Rohrwerkstoffes. Jedoch konnten bereits während der Erprobungsversuche im Großversuchsstand bei dieser Druckspannung radiale Schubrissse an den Rohrspiegeln beobachtet werden.

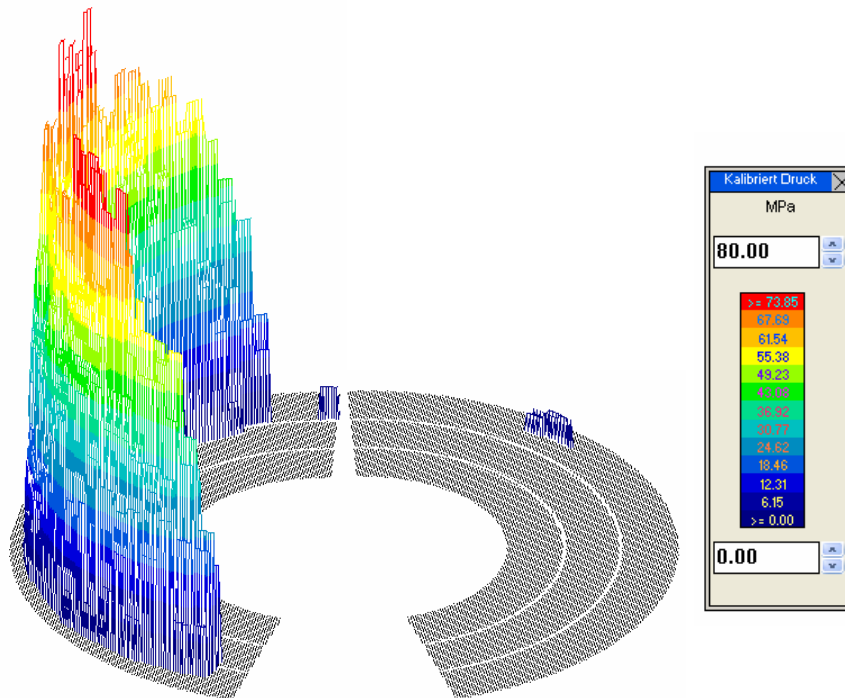


Bild 6.22: Bahnversuch 5: In Messfuge 2 gemessene Spannungsverteilung bei Station 14,8m

Nach dem Ausbau weisen die Rohrspiegel an den Messfugen vergleichbare Schubrisse auf. Dabei sind die Beschädigungen an der ersten Messfuge, die mit einem Ring der Geometrie 8 eingebaut wurde, geringfügig größer. Vom Inneren der Rohre deuten sich die Beschädigungen durch lokale Abplatzungen an den Rohrenden an.

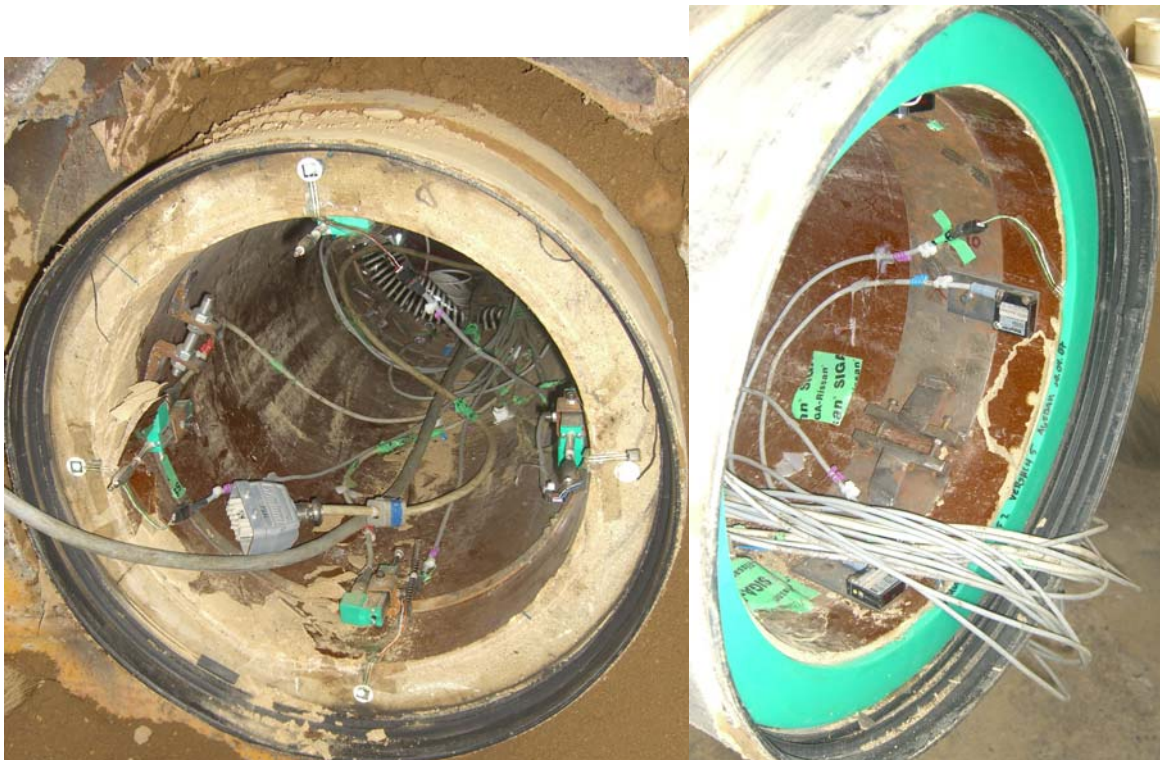


Bild 6.23: Bahnversuch 5: Schäden an Messfuge 1 (li.) und Messfuge 2 (re.)

6.3 Zusammenfassung der in situ nahen Erprobung

Die ersten vier Erprobungsvortriebe haben gezeigt, dass sich die ausgewählten Druckübertragungsringe aus Kunststoff unter normalen Vortriebsbedingungen bewährt haben. Es konnten keine negativen Einflüsse im Vergleich zu einem Vortrieb unter Verwendung der üblicherweise eingesetzten Druckübertragungsringe aus Spanplattenmaterial verzeichnet werden. Während der Vortriebe mit Kunststoffringen trat der positive Effekt auf, dass sich Lageabweichungen und daraus resultierende Abwinkelungen im Rohrstrang über den Vortriebsverlauf deutlich schneller reduzierten, als beim ersten Vortrieb mit Druckübertragungsringen aus V100.

Im fünften Vortrieb wurden die Vortriebsrohre bis zum Bruch belastet. Die Belastungssituation, die im Versuch nachgestellt wurde, muss unter realen Bedingungen als „worst case“-Szenario betrachtet werden. Während des Vortriebs traten an einigen Vortriebsrohren, die vorsichtshalber mit Druckübertragungsringen aus 25 mm statt 10 mm dickem Pressspan V100 ausgestattet waren, entgegen der Erwartungen Schäden auf. Die Beschädigungen an den Rohren waren zum Teil so massiv, dass ein weiterer Vortrieb über eine längere Strecke nicht mehr möglich gewesen wäre. Die Rohre, die mit 10mm dicken Kunststoffdruckübertragungsringen ausgestattet waren, wiesen ebenfalls Schäden auf. Der Grad der Schädigung war jedoch deutlich geringer, sodass ein weiterer Vortrieb ohne größere Abwinkelungen unter diesen Umständen möglich gewesen wäre.

7 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im ersten Teil des Forschungsvorhabens wurde in standardisierten Würfeldruckprüfungen mit einem ultrahochmolekularen Polyethylen ein Kunststoff gefunden, der für die Verwendung als Druckübertragungsring vielversprechend erscheint. Dieser Kunststoff ist durch ein Materialverhalten gekennzeichnet, das bis zu einer Grenzdruckspannung überwiegend linear-elastische und nur geringe plastische Verformungsanteile aufweist. Ab dieser Grenzspannung, die nur geringfügig unter der Druckfestigkeit des Rohrwerkstoffs liegt, verformt sich der Werkstoff annähernd idealplastisch. Durch die Verwendung eines Druckübertragungsringes mit einem solchen Materialverhalten können die Druckspannungen in der Rohrfuge durch Spannungsumlagerung in Form von plastischen Verformungen des Kunststoffs begrenzt werden. Somit wird eine Steigerung der Spannungen über die Druckfestigkeit des Rohrwerkstoffs hinaus verhindert.

In einem ersten Belastungsversuch mit einem Druckübertragungsring aus ultrahochmolekularem Polyethylen, der im Großversuchsstand des ibb unter realitätsnahen Randbedingungen durchgeführt wurde, traten im Kunststoff hohe Querverformungen auf, die ein Versagen des Rohrwerkstoffes durch Schubbeanspruchung zur Folge hatten. Dies verdeutlichte, dass die Querverformungseigenschaften ein maßgebendes Kriterium beim Einsatz eines Druckübertragungsringes aus Kunststoff sind.

Aus diesem Grund wurden im zweiten Teil des Vorhabens zunächst Belastungsversuche mit Kunststoffringen unter standardisierten Randbedingungen bis zum Versagen des Rohrwerkstoffes durchgeführt. Aus den Kunststoffringen wurden im Anschluss an die Versuche Dünnschnitte präpariert, an denen das Querverformungsverhalten unter einem Mikroskop analysiert wurde. Hierbei zeigte sich, dass die Querverformung von Ringen mit rechteckförmigem Querschnitt insbesondere in den Randbereichen der Ringe hoch war. Im Kunststoff konnten Bereiche ausgemacht werden, in denen die Querverformung zum Versagen des Rohrwerkstoffes führte.

Die Ergebnisse der mikroskopischen Untersuchungen wurden herangezogen, um die Querschnittsgeometrie der Kunststoffringe zu optimieren. Hierfür wurden in FE-Simulationen Druckübertragungsringe mit Fasen, Radien und Nuten modelliert und in einem FE-Modell einer Rohrfuge einer typischen Belastungssituation unterzogen. Mit einem geeigneten FE-Programm wurden die Druck- und Schubspannungsverteilungen, die sich in den Fugen einstellten, berechnet und ausgewertet. Hierbei zeigten Druckübertragungsringe, die ein- und beidseitig mit moderaten Fasen modifiziert

wurden, die günstigsten Eigenschaften. Während die Druckfestigkeit des Steinzeugwerkstoffes in einer simulierten Rohrfuge mit einem üblicherweise eingesetzten Pressspanring um 60% überschritten wurde, konnten mit den optimierten Kunststoffringen bei gleicher Belastung sowohl die Druckspannungen als auch die Schubspannungen unterhalb der Werkstofffestigkeit gehalten werden.

Die in den FE-Berechnungen simulierten Ringe, die das günstigste Spannungsverhalten aufwiesen, wurden aus Plattenmaterial des Kunststoffes hergestellt und im Großversuchsstand des ibb erprobt. Hierdurch konnte die Ergebnisse der FE-Berechnungen in weiten Teilen bestätigt werden.

Zum Abschluss der Untersuchungen wurden die Kunststoffringe mit den günstigsten Eigenschaften in fünf Rohrvortrieben in der Versuchsbahn des ibb erprobt. Während der Vortriebe wurden die Randbedingungen eines realen Vortriebs weitestgehend nachgestellt. Für die Belastung der Ringe wurde ein „worst-case“-Szenario nachgestellt, das durch hohe Abwinkelungen in Kombination mit hohen Vortriebskräften charakterisiert ist. Durch die Vortriebe konnte nachgewiesen werden, dass sich die optimierten Druckübertragungsringe aus Kunststoff unter extremen Vortriebsbedingungen bewähren. Zudem zeigten die Vortriebe mit Kunststoffringen, dass Lageabweichungen der Rohrtrasse, die aus Steuerfehlern der Vortriebsmaschine resultieren können, durch ein „Einschleifen“ des Rohrstranges schneller abgebaut werden, so dass die Belastung der nachfolgenden Rohre reduziert wird.

Im fünften Vortrieb wurden die Rohre bis zum Versagen belastet. Hierbei traten an einigen Rohren, deren Fugen zum Schutz vor Beschädigung mit erheblich dickeren Druckübertragungsringen aus Pressspan ausgestattet waren, entgegen der Erwartungen massive Beschädigungen auf. Auch die Rohre, die mit den optimierten Druckübertragungsringen aus Kunststoff ausgestattet wurden, wiesen Beschädigungen auf. Die Schäden waren jedoch gering, so dass ein weiterer Vortrieb auch bei hoher Belastung der Druckübertragungsringe möglich war.

Die in den Untersuchungen optimierten Druckübertragungsringe aus ultrahochmolekularem Polyethylen weisen demnach trotz geringerer Dicke günstigere Eigenschaften bei der Druckkraftübertragung als Druckübertragungsringe aus Pressspan auf. Die geringere Dicke der Druckübertragungsringe führt auch zu kleineren Fugenspalten nach Abschluss des Vortriebs, was aus Sicht der hydraulischen Eigenschaften des erstellten Kanals als positiv zu bewerten ist. Eine weitere positive Eigenschaft des Kunststoffes aus Sicht des späteren Kanalbetriebs ist die Verwitterungsbeständig-

keit. Während Holzwerkstoffe im Laufe der Zeit verwittern, ist dies bei einem Druckübertragungsring aus Kunststoff nicht zu erwarten. Die verwitterten Teile eines Holzringes können mit der Zeit aus den Fugen austreten und hierdurch ein Abflusshindernis im Kanal darstellen.

In der wirtschaftlichen Betrachtung stellt der hohe Materialpreis des Kunststoffs im Vergleich zu Pressspan einen Nachteil dar. Da Druckübertragungsringe aus Holzwerkstoff für Steinzeugrohre jedoch aus Plattenmaterial herausgeschnitten werden müssen, entstehen hierbei große Abfallmengen. Druckübertragungsringe aus ultrahochmolekularem Polyethylen können dagegen selbst mit aufwändigen Geometrien mit dem Spritzgießverfahren in Formen hergestellt werden, sodass beim Herstellungsprozess keine Abfälle anfallen. Hierdurch kann der wirtschaftliche Nachteil zu einem Anteil kompensiert werden.

Literaturverzeichnis

- [Hüb05] HÜBNER, H.: Werkstoffauswahl für einen neuen Druckübertragungsring aus Kunststoff für nicht begehbare Vortriebsrohre, Institut für Kunststoffverarbeitung, RWTH-Aachen, unveröffentlichte Studienarbeit, 2005. – Betreuer: J. Henseler
- [Mai01] MAIER, H. R.: Leitfaden Technische Keramik, Institut für Keramische Komponenten im Maschinenbau, RWTH-Aachen, Aachen, 2001
- [MHM+02] MENGES, G.; HABERSTROH, E.; MICHAELI, W.; SCHMACHTENBERG, E.: Werkstoffkunde der Kunststoffe, Carl Hanser Verlag, 2002
- [NN96] N.N.: Regelwerk ATV-DVWK A 125 Rohrvortrieb, Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V., 1996
- [NN06] N.N.: Steinzeug für die geschlossene Bauweise, Lieferprogramm, Einbauanleitung, Schriftenreihe der STEINZEUG Abwassersysteme GmbH, Frechen, 02.2006
- [] Bericht Teil I

Anhang

Anhang : Auswertung Ringversuche

Tabelle 7.1: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 0 und 5mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN						
Typ 5						
061024_01						
5 mm						
100	6,6	0,35	0,27	0,52	-1,00	0,34
	-5,3	-0,30	-0,25	-0,97	0,42	0,30
150	5	0,26	0,19	0,54	-0,48	0,53
	-4,9	-0,26	-0,22	-0,73	0,53	0,42
200	4,9	0,26	0,19	0,68	-0,36	0,66
	-5,1	-0,28	-0,23	-0,63	0,70	0,53
250	5,4	0,29	0,17	0,73	-0,20	0,79
	-5,2	-0,27	-0,25	-0,56	0,81	0,59
300	5,5	0,29	0,17	0,91	-0,04	0,96
	-5,3	-0,28	-0,24	-0,33	1,06	0,76
350	5,4	0,29	0,13	0,99	-0,26	0,80
	-4,9	-0,26	-0,24	-0,12	1,24	0,91
400	5,1	0,27	0,05	0,71	-0,38	0,65
	-5,3	-0,28	-0,30	0,45	1,27	1,00
450	6,2	0,33	0,03	1,12	-0,26	0,81
	-5,1	-0,28	-0,36	-0,04	1,32	0,97
500	4,9	0,28	0,00	0,82	0,68	1,00
	-5,2	-0,28	-0,38	-0,14	1,69	0,92
550	5,1	0,28	-0,01	1,23	0,78	1,00
	-5,2	-0,29	-0,35	0,28	1,75	1,00
600	5,1	0,28	-0,01	1,24	1,03	1,00
	-5,2	-0,32	-0,33	0,21	2,06	1,00

Tabelle 7.2: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 5 und 5mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN						
Typ 8						
061207_01						
5 mm						
100	5,3	0,29	0,24	0,44	-0,90	0,33
	-5,4	-0,31	-0,22	-0,49	0,80	0,62
150	5,1	0,27	0,20	0,54	-0,64	0,46
	-5,1	-0,28	-0,23	-0,34	0,95	0,74
200	5,3	0,28	0,20	0,74	-0,38	0,66
	-5,3	-0,28	-0,25	-0,29	1,14	0,80
250	5	0,28	0,20	0,73	-0,19	0,79
	-5,2	-0,28	-0,25	-0,20	1,25	0,86
300	5	0,29	0,15	0,82	-0,04	0,95
	-5	-0,30	-0,26	-0,19	1,38	0,88
350	5,2	0,27	0,12	0,86	0,15	1,00
	-5,3	-0,28	-0,26	-0,01	1,50	1,00
400	5,4	0,29	0,12	0,95	0,23	1,00
	-5,1	-0,27	-0,25	-0,11	1,56	0,94
450	5,4	0,30	0,14	1,18	0,38	1,00
	-5,1	-0,29	-0,24	0,26	1,68	1,00
500	5,1	0,28	0,12	1,22	0,55	1,00
	-5,2	-0,28	-0,24	0,38	1,81	1,00
550	5	0,32	0,05	1,51	1,19	1,00
	-5,1	-0,28	-0,31	0,68	0,49	-2,58

Tabelle 7.3: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 6 und 5mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN						
Typ 9						
061212_01						
5 mm						
100	5,1	0,27	0,17	0,63	-0,37	0,63
	-5,2	-0,28	-0,24	-1,08	0,33	0,23
150	5,1	0,28	0,17	0,72	-0,30	0,71
	-5,2	-0,28	-0,24	-0,90	0,52	0,36
200	5	0,27	0,17	0,79	-0,20	0,80
	-5,1	-0,26	-0,22	-0,73	0,51	0,41
250	5,1	0,27	0,16	0,83	-0,11	0,88
	-5,2	-0,27	-0,22	-0,64	0,61	0,49
300	5,2	0,27	0,16	0,88	-0,08	0,92
	-5	-0,28	-0,20	0,50	0,68	1,00
350	5,1	0,27	0,21	1,13	-0,04	0,97
	-5,1	-0,27	-0,19	-0,37	0,77	0,68
400	5,2	0,28	0,16	1,01	0,07	1,00
	-5,3	-0,28	-0,20	-0,31	0,90	0,74
450	5,1	0,27	0,11	1,06	0,42	1,00
	-5,3	-0,28	-0,25	-0,20	1,22	0,86
500	5,3	0,29	0,14	1,14	0,42	1,00
	-5,1	-0,27	-0,20	-0,10	1,29	0,93
550	5,2	0,29	0,15	1,29	0,44	1,00
	-5,2	-0,28	-0,25	-0,10	1,35	0,93

Tabelle 7.4: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 10 und 5mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN Typ 13 061026_01 5 mm						
100	5	0,26	0,05	0,13	-0,15	0,47
	-5,4	-2,88	-0,04	-0,07	0,17	0,72
150	5	0,27	0,04	0,17	-0,11	0,60
	-5,1	-0,27	-0,04	-0,02	0,20	0,92
200	5,2	0,27	0,04	0,19	-0,07	0,73
	-5,4	-0,31	-0,05	-0,01	0,25	0,95
250	5,4	0,29	0,05	0,22	-0,03	0,89
	-5,1	-0,28	-0,04	-0,03	0,27	0,89
300	5	0,26	0,04	0,22	0,03	1,00
	-5,1	-0,28	-0,04	0,06	0,28	1,00
350	5	0,27	0,04	0,26	0,06	1,00
	-5,1	-0,28	-0,04	0,07	0,31	1,00
400	5,2	0,31	0,04	0,27	0,06	1,00
	-5,4	-0,29	-0,05	0,06	0,33	1,00
450	5	0,37	0,04	0,27	0,07	1,00
	-5,2	-0,28	-0,05	0,09	0,32	1,00
500	5	0,28	0,04	0,31	0,09	1,00
	-5,2	-0,33	-0,04	0,11	0,32	1,00
550	5	0,30	0,03	0,33	0,15	1,00
	-5,2	-0,27	-0,04	0,15	0,38	1,00
600	5,5	0,31	0,03	0,34	0,19	1,00
	-4,9	0,27	-0,04	0,18	0,40	1,00
650	5,1	0,27	0,02	0,33	0,21	1,00
	-5	-0,27	-0,05	0,17	0,43	1,00
700	5	0,31	0,03	0,36	0,18	1,00
	-5,4	-0,31	-0,03	0,22	0,40	1,00
750	5,4	0,28	0,03	0,40	0,23	1,00
	-5,5	-0,34	-0,04	0,23	0,43	1,00
800	5	0,28	0,04	0,47	0,22	1,00
	-5,1	-0,27	-0,02	0,28	0,41	1,00

Tabelle 7.5: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 12 und 5mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN						
Typ 13						
061026_01						
5 mm						
100	5	0,26	0,20	0,55	-0,63	0,47
	-5,4	-0,29	-0,17	-0,28	0,72	0,72
150	5	0,27	0,19	0,69	-0,46	0,60
	-5,1	-0,27	-0,15	-0,08	0,84	0,92
200	5,2	0,27	0,18	0,78	-0,29	0,73
	-5,4	-0,31	-0,19	-0,05	1,06	0,95
250	5,4	0,29	0,18	0,94	-0,12	0,89
	-5,1	-0,28	-0,21	-0,14	1,14	0,89
300	5	0,26	0,14	0,93	0,11	1,00
	-5,1	-0,28	-0,15	0,25	1,17	1,00
350	5	0,27	0,14	1,09	0,25	1,00
	-5,1	-0,28	-0,17	0,29	1,31	1,00
400	5,2	0,31	0,15	1,14	0,25	1,00
	-5,4	-0,29	-0,19	0,25	1,39	1,00
450	5	0,37	0,14	1,12	0,29	1,00
	-5,2	-0,28	-0,16	0,36	1,35	1,00
500	5	0,28	0,15	1,31	0,38	1,00
	-5,2	-0,33	-0,15	0,46	1,35	1,00
550	5	0,30	0,13	1,39	0,63	1,00
	-5,2	-0,27	-0,16	0,63	1,60	1,00
600	5,5	0,31	0,10	1,43	0,80	1,00
	-4,9	0,27	-0,15	0,76	1,68	1,00
650	5,1	0,27	0,08	1,39	0,88	1,00
	-5	-0,27	-0,18	0,72	1,79	1,00
700	5	0,31	0,13	1,52	0,74	1,00
	-5,4	-0,31	-0,13	0,93	1,68	1,00
750	5,4	0,28	0,12	1,68	0,97	1,00
	-5,5	-0,34	-0,14	0,97	1,81	1,00
800	5	0,28	0,17	1,98	0,93	1,00
	-5,1	-0,27	-0,09	1,18	1,73	1,00

Tabelle 7.6: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 0 und 10mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d _a [-]
RINGDATEN Typ 5 061024_02 10 mm						
100	10,2	0,58	0,49	0,54	-2,2	0,20
	-10,4	-0,55	-0,45	-1,86	0,63	0,25
150	9,9	0,51	0,43	0,65	-1,8	0,27
	-10,1	-0,55	-0,43	-1,7	0,8	0,32
200	10	0,52	0,45	0,85	-1,66	0,34
	-10,4	-0,56	0,46	-1,7	0,9	0,35
250	10,5	0,55	0,44	0,91	-1,53	0,37
	-10	-0,54	-0,41	-1,4	0,98	0,41
300	10	0,57	0,37	1	-1,5	0,40
	-10,2	-0,54	-0,44	-1,5	0,99	0,40
350	9,4	0,49	0,44	0,95	-0,78	0,55
	-10,1	-0,54	-0,41	-1,24	1,4	0,53
400	10,2	0,67	0,4	1,2	-0,77	0,61
	-9,9	-0,6	-0,44	-0,91	1,34	0,60

Tabelle 7.7: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 5 und 10mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN Typ 8 061102_01 10mm						
100	10	0,53	0,46	0,84	-1,8	0,32
	-10	-0,52	-0,42	-1,53	0,96	0,39
150	10,2	0,53	0,43	0,98	-1,53	0,39
	-10,3	-0,54	-0,44	-1,39	1,15	0,45
200	10,3	0,54	0,44	1,15	-1,35	0,46
	-10,1	-0,52	-0,44	-1,18	1,29	0,52
250	10,4	0,55	0,46	1,42	-1,18	0,55
	-10,2	-0,55	-0,44	-1,12	1,5	0,57
300	10,1	0,53	0,4	1,51	-0,81	0,65
	-10,2	-0,56	-0,45	-0,97	1,62	0,63
350	10	0,53	0,38	1,57	-0,66	0,70
	-10,2	-0,53	-0,41	-0,77	1,66	0,68
400	10	0,56	0,43	1,68	-0,5	0,77
	-10,1	-0,52	-0,41	-0,77	1,6	0,68
450	10,2	0,53	0,31	1,38	-0,37	0,79
	-10,1	-0,56	-0,45	-0,71	1,82	0,72
500	10,1	0,54	0,4	1,85	-0,36	0,84
	-10,2	-0,55	-0,43	-0,578	1,83	0,76
550	10	0,6	0,38	1,849	-0,38	0,83
	-10,1	-0,54	-0,37	-0,25	1,86	0,88

Tabelle 7.8: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 6 und 10mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d_a [-]
RINGDATEN Typ 9 061102_02 10mm						
100	10,4	0,74	0,59	1,09	-2,18	0,33
	-10,3	-0,55	-0,53	-2,45	0,51	0,17
150	10,3	0,55	0,40	1,08	-1,19	0,48
	-10,1	-0,54	-0,50	-2,10	0,75	0,26
200	10,2	0,54	0,38	1,14	-1,02	0,53
	-10,1	-0,53	-0,49	-1,90	0,84	0,31
250	10,1	0,53	0,37	1,25	-0,87	0,59
	-10,3	-0,55	-0,49	-1,76	1,02	0,37
300	10,3	0,53	0,36	1,30	-0,70	0,65
	-10,6	-0,55	-0,51	-1,66	1,23	0,43
350	10,2	0,57	0,34	1,40	-0,57	0,71
	-10,1	-0,56	-0,49	-1,43	1,37	0,49
400	10	0,53	0,33	1,52	-0,32	0,83
	-10,3	-0,55	-0,49	-1,22	1,53	0,56
450	10,1	0,53	0,33	1,70	-0,14	0,92
	-10,2	-0,53	-0,51	-1,11	1,82	0,62
500	10,1	0,56	0,26	1,58	-0,09	0,95
	-10	-0,54	-0,52	-1,20	1,76	0,59

Tabelle 7.9: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 10 und 10mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d _a [-]
RINGDATEN Typ 13 061031_01 10 mm						
100	10,1	0,53	0,45	1,08	-1,52	0,42
	-10,5	-0,55	-0,47	-1,77	0,94	0,35
150	10,2	0,56	0,45	1,31	-1,31	0,50
	-10,2	-0,54	-0,46	-1,43	1,16	0,45
200	10	0,53	0,42	1,51	-0,85	0,64
	-10,2	-0,55	-0,47	-1,29	1,42	0,52
250	10	0,525	0,39	1,57	-0,68	0,70
	-10,1	-0,54	-0,47	-1,02	1,65	0,62
300	10,1	0,53	0,38	1,71	-0,472	0,78
	-10,4	-0,56	-0,48	-0,95	1,72	0,64
350	10,5	0,54	0,39	1,86	-0,35	0,84
	-10,2	-0,56	-0,45	-0,69	1,85	0,73
400	10,2	0,6	0,51	2,3	-0,28	0,89
	-10,2	-0,53	-0,36	-0,32	1,93	0,86
450	10,3	0,58	0,53	2,46	-0,21	0,92
	-10,5	-0,57	-0,34	-0,22	1,97	0,90
500	10,3	0,58	0,52	2,78	-0,14	0,95
	-10,5	-0,58	-0,35	-0,13	2,08	0,94
550	10,4	0,55	0,4	3,1	0,16	1,00
	-10	-0,53	-0,4	0,62	2,2	1,00
600	10	0,53	0,56	3,43	0,28	1,00
	-10	-0,53	-0,21	1,12	2,34	1,00

Tabelle 7.10: Auswertung des Versuchs mit einem Ring der Geometrie 12 und 10mm Auslenkung

Laststufe [kN]	Auslenkung [mm]	Winkel Rohr [°]	Winkel Fuge [°]	Stauchung Randfaser 0° [mm]	Stauchung Randfaser 180° [mm]	Fugenklaffungs- maß z/d _a [-]
RINGDATEN Typ 15 061107_01 10 mm						
100	10,6	0,55	0,46	0,78	-1,86	0,30
	-10,3	-0,54	-0,50	-2,02	0,78	0,28
150	10,3	0,55	0,39	0,82	-1,43	0,36
	-10,2	-0,56	-0,50	-1,90	0,94	0,33
200	10,4	0,56	0,41	1,11	-1,29	0,46
	-10	-0,55	-0,47	-1,63	1,05	0,39
250	10,1	0,53	0,39	1,18	-1,06	0,53
	-10	-0,52	-0,46	-1,42	1,16	0,45
300	10,3	0,54	0,36	1,26	-0,86	0,59
	-10,4	-0,56	-0,49	-1,40	1,35	0,49
350	10,3	0,55	0,36	1,35	-0,77	0,64
	-10,3	-0,56	-0,47	-1,22	1,49	0,55
400	10,3	0,53	0,33	1,43	-0,47	0,75
	-10	-0,54	-0,46	-1,02	1,56	0,60
450	10	0,53	0,37	1,42	-0,28	0,84
	-10,3	-0,56	-0,42	-0,96	1,73	0,64
500	10	0,53	0,24	1,56	-0,09	0,95
	-10,3	-0,56	-0,50	-0,76	1,90	0,71
550	10,1	0,54	0,29	1,75	0,00	1,00
	-10,2	-0,55	-0,46	-0,56	1,99	0,78
600	10,2	0,55	0,31	1,65	-0,13	0,93
	-10,1	-0,55	-0,40	-0,54	1,74	0,76

Anhang B: Auswertung der Bahnversuche

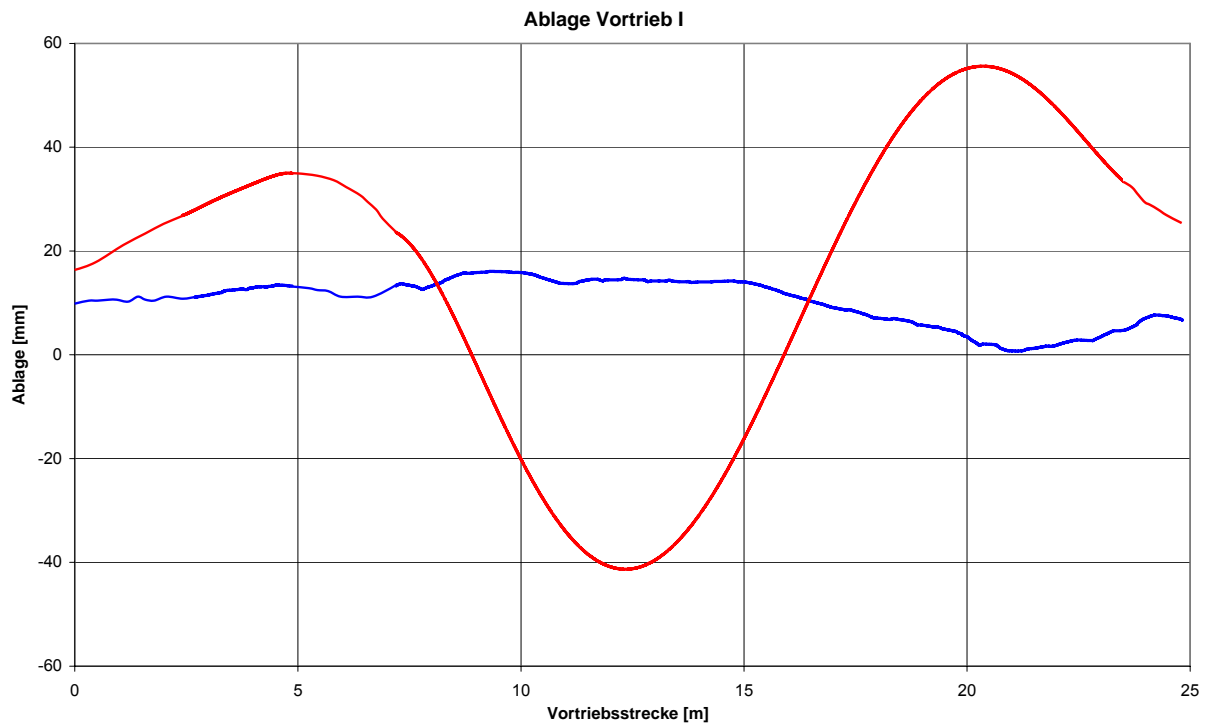


Bild 7.11: Bahnversuch 1: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

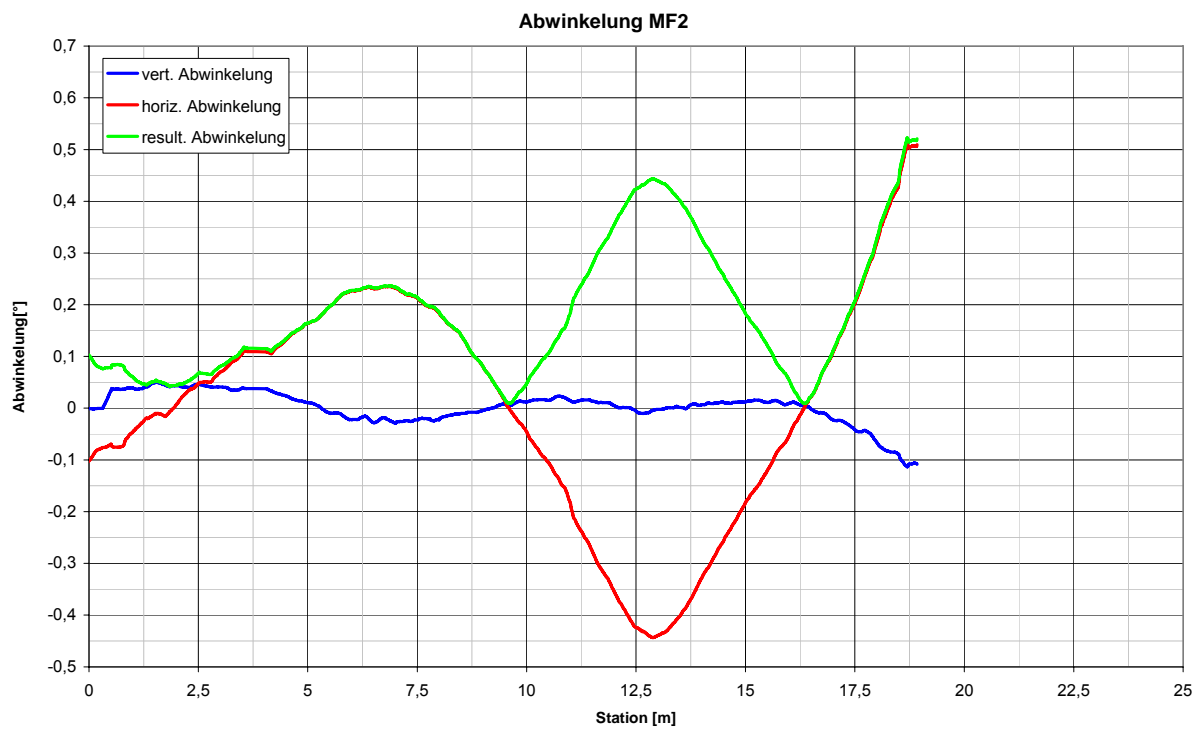


Bild 7.12: Bahnversuch 1: horizontale, vertikale und resultierende Abwinkelung der Messfuge 2

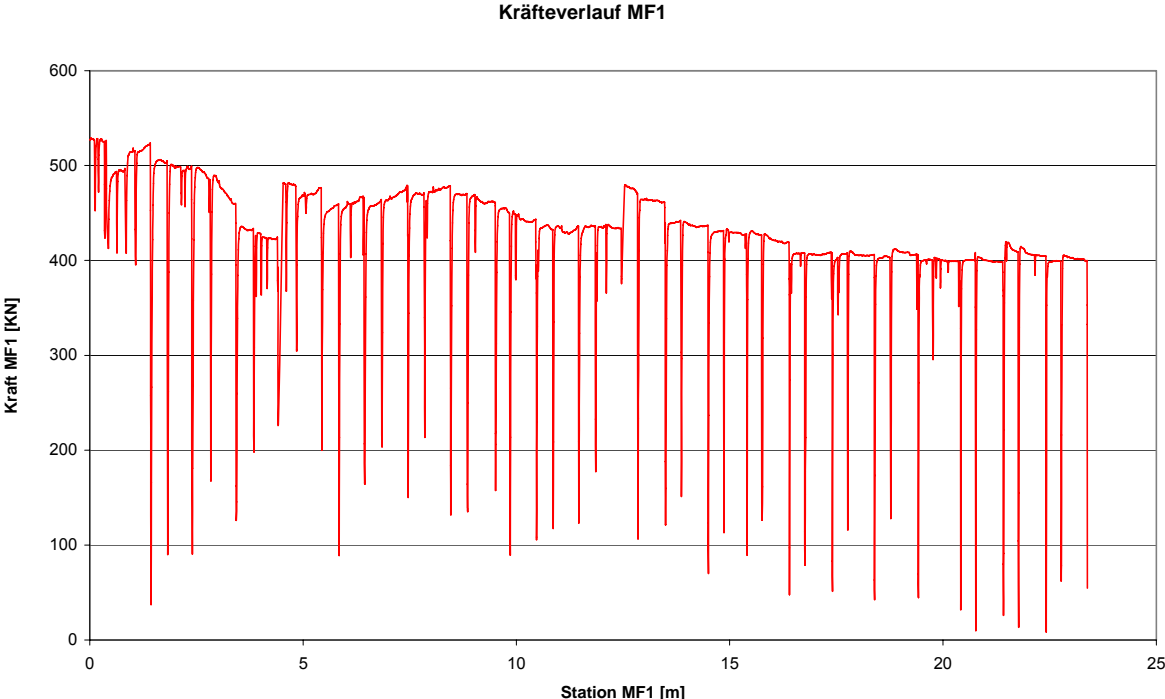


Bild 7.13: Bahnversuch 1: Kräfteverlauf in Messfuge 1

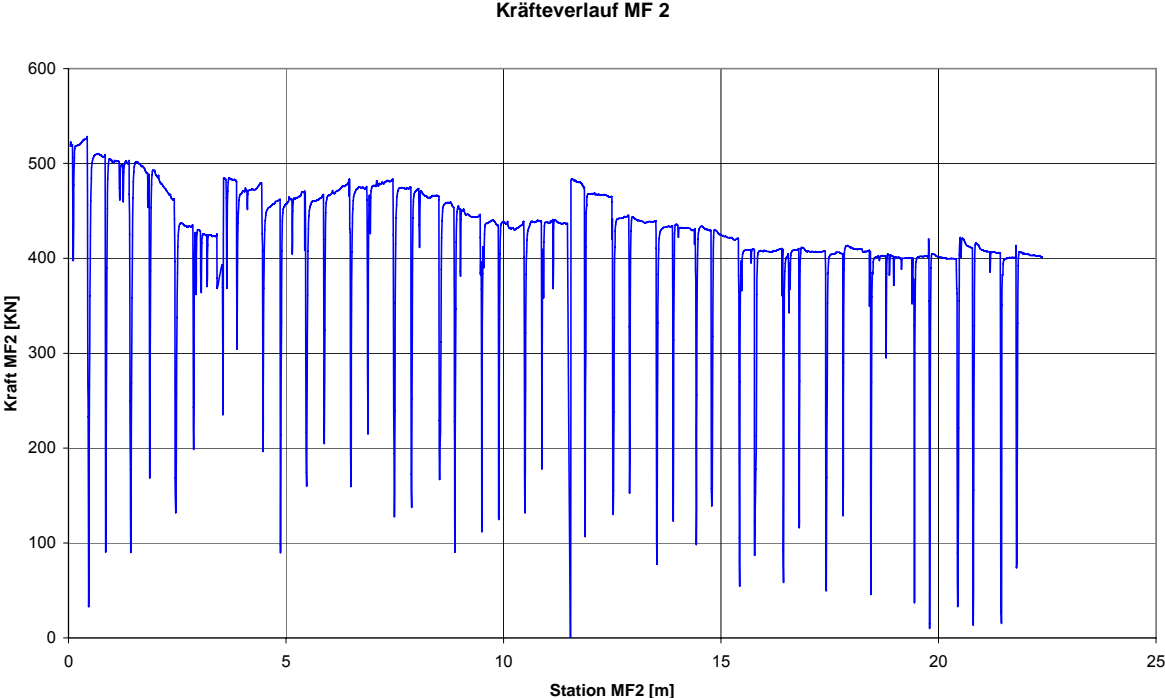


Bild 7.14: Bahnversuch 1: Kräfteverlauf in Messfuge 2

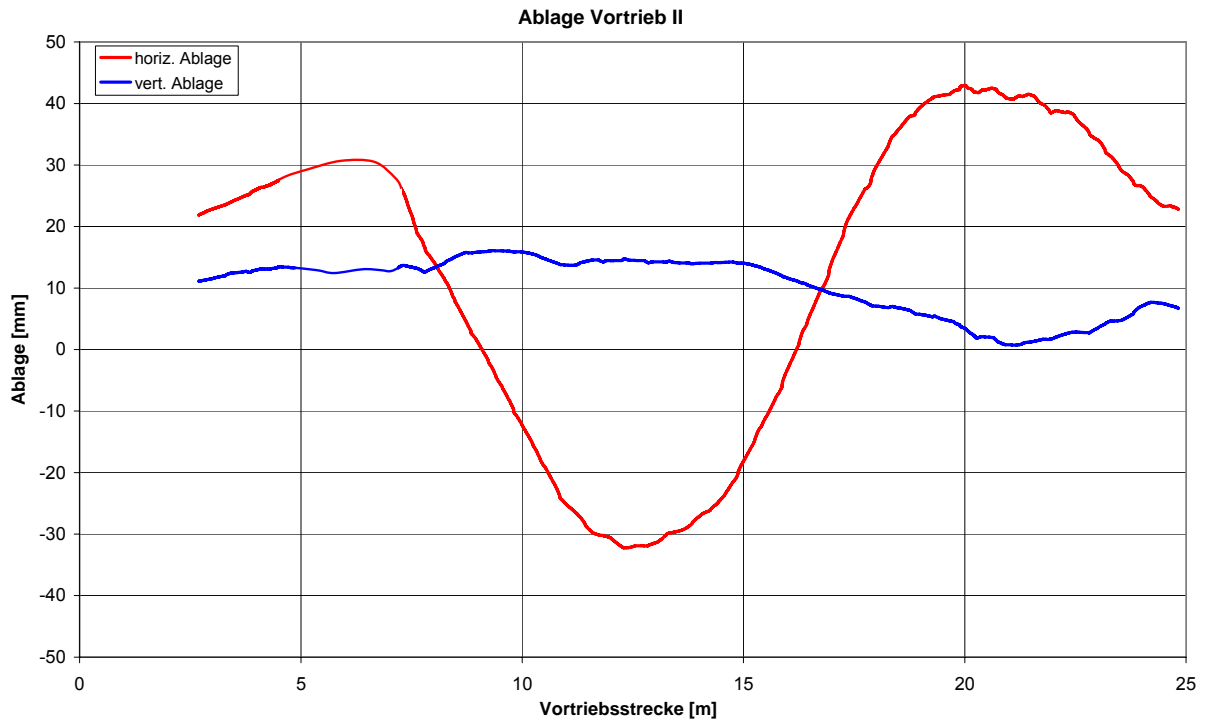


Bild 7.15: Bahnversuch 2: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

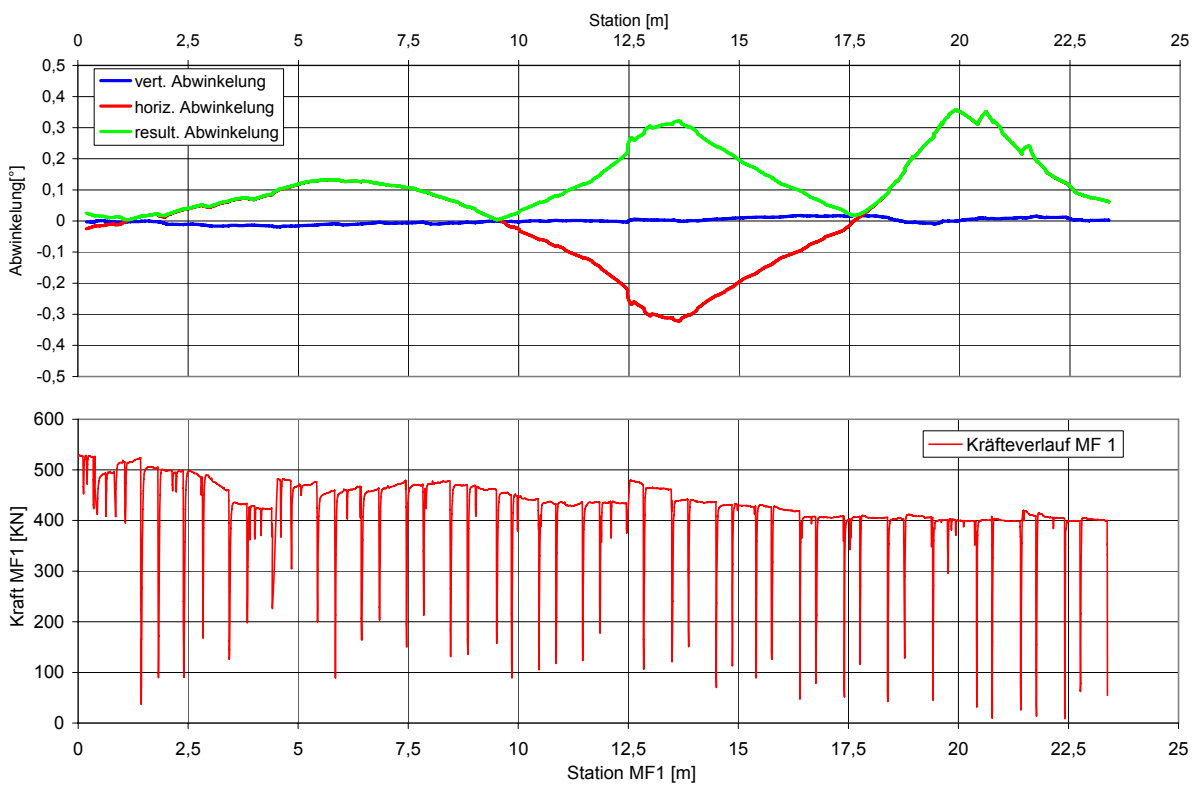


Bild 7.16: Bahnversuch 2: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1

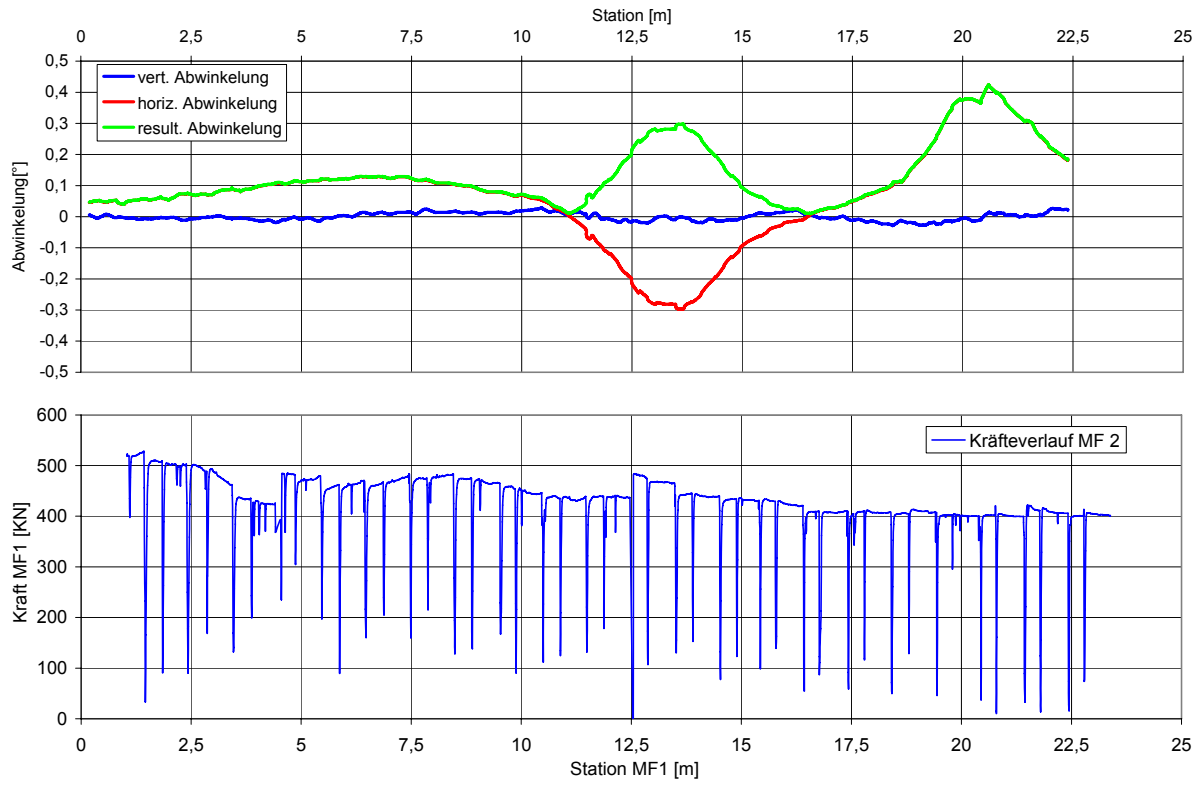


Bild 7.17: Bahnversuch 2: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 2

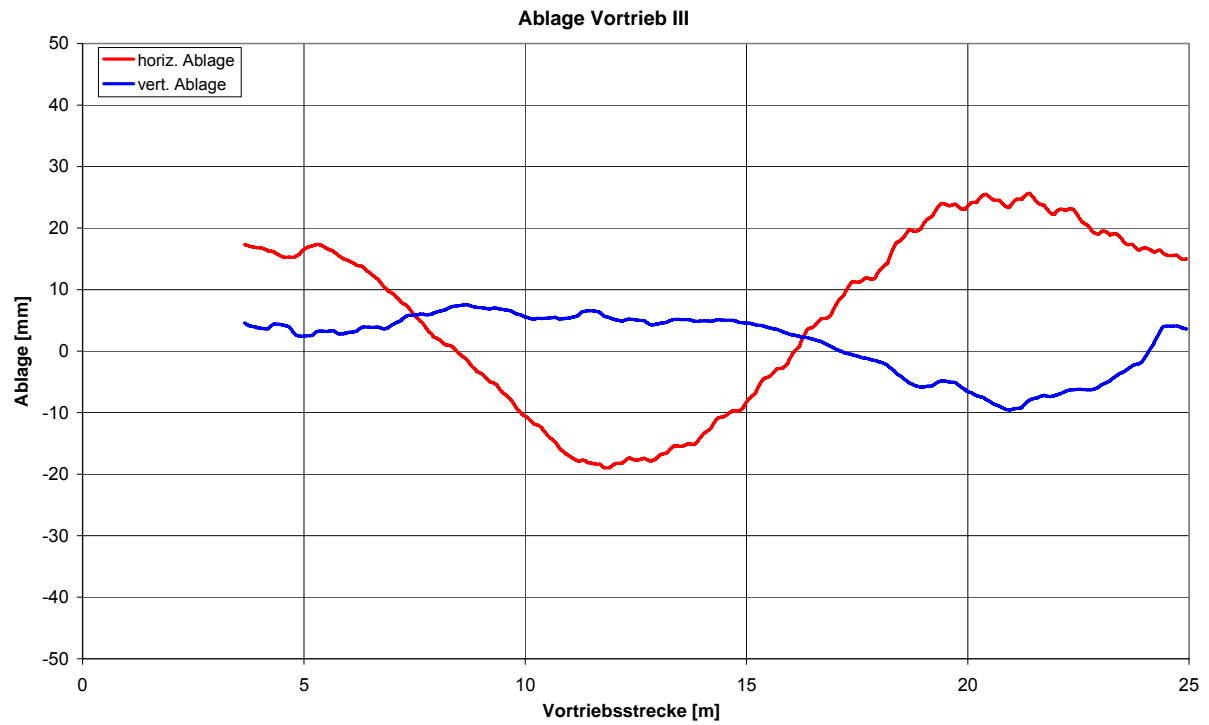


Bild 7.18: Bahnversuch 3: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

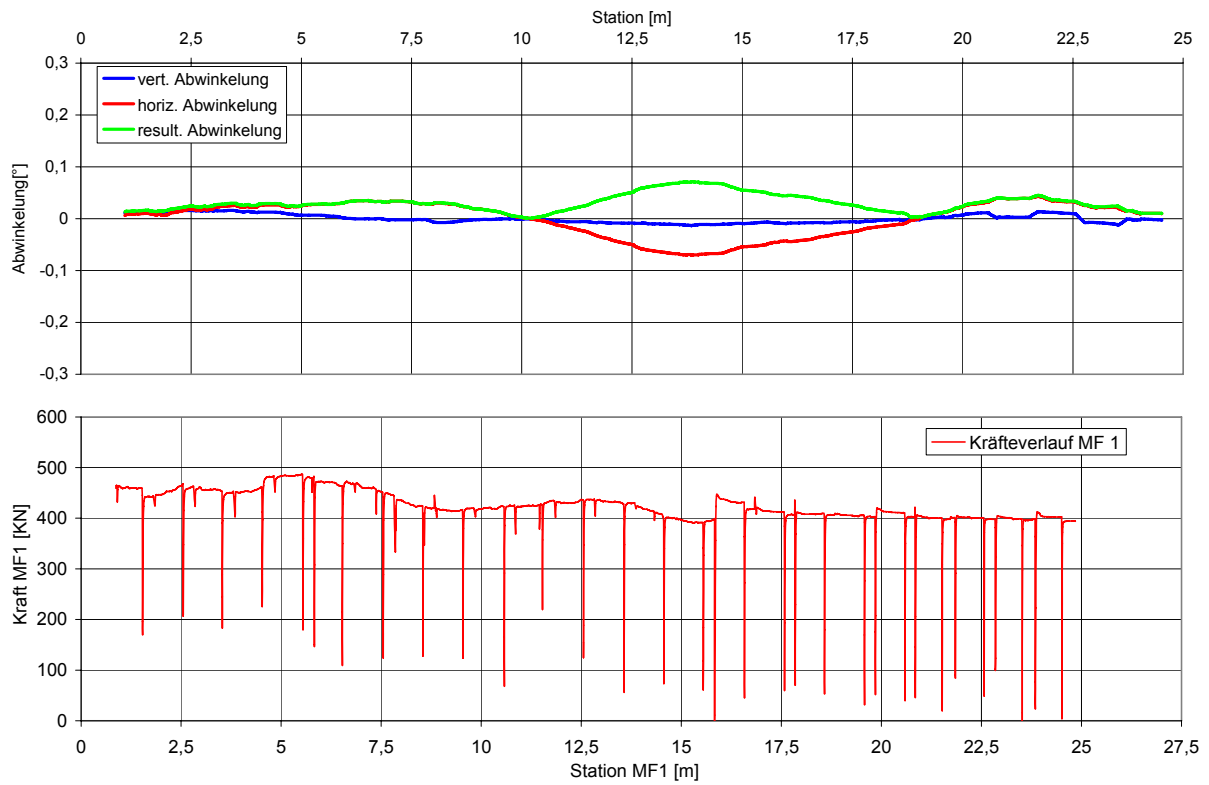


Bild 7.19: Bahnversuch 3: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1

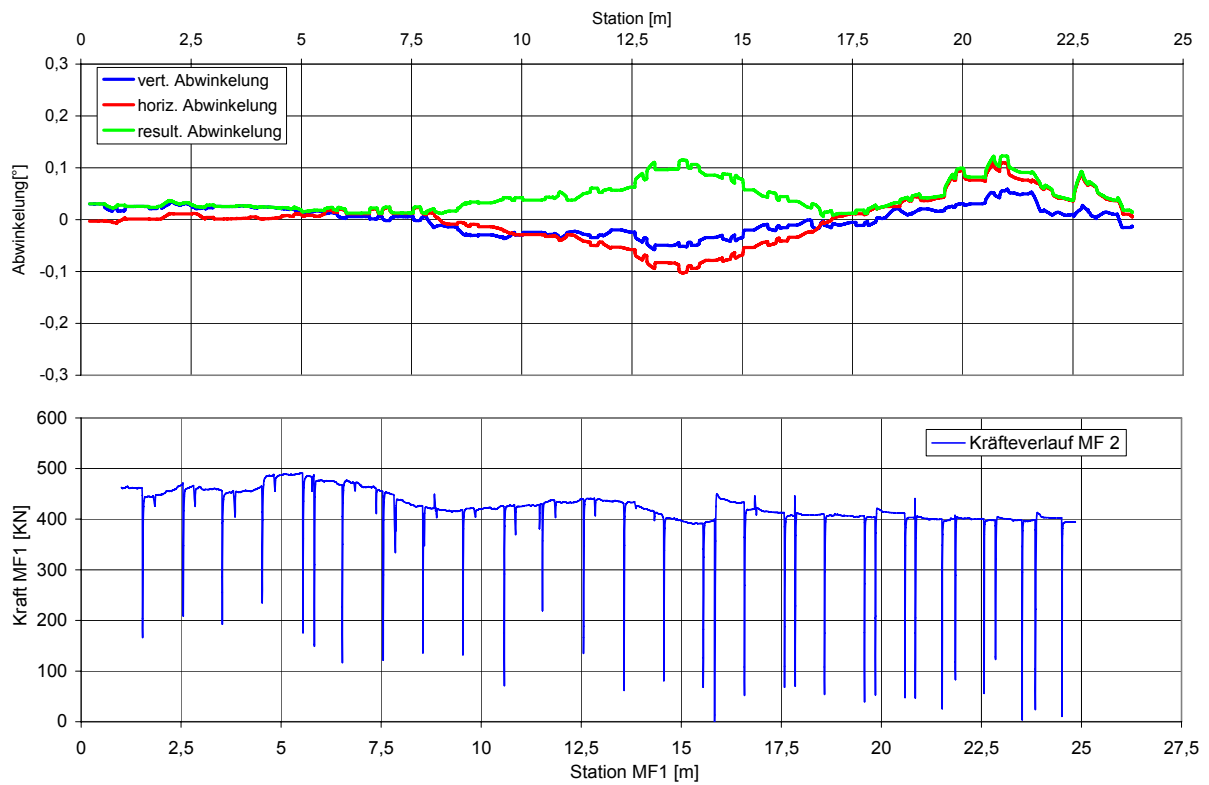


Bild 7.20: Bahnversuch 3: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 2

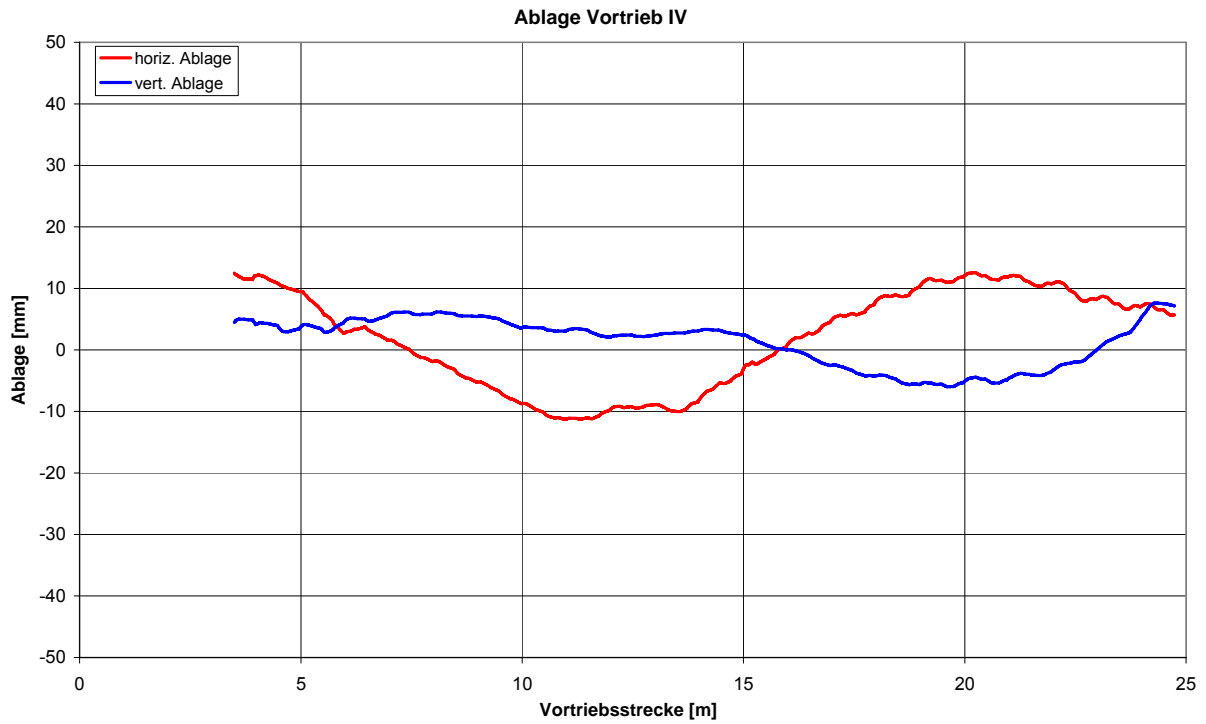


Bild 7.21: Bahnversuch 4: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

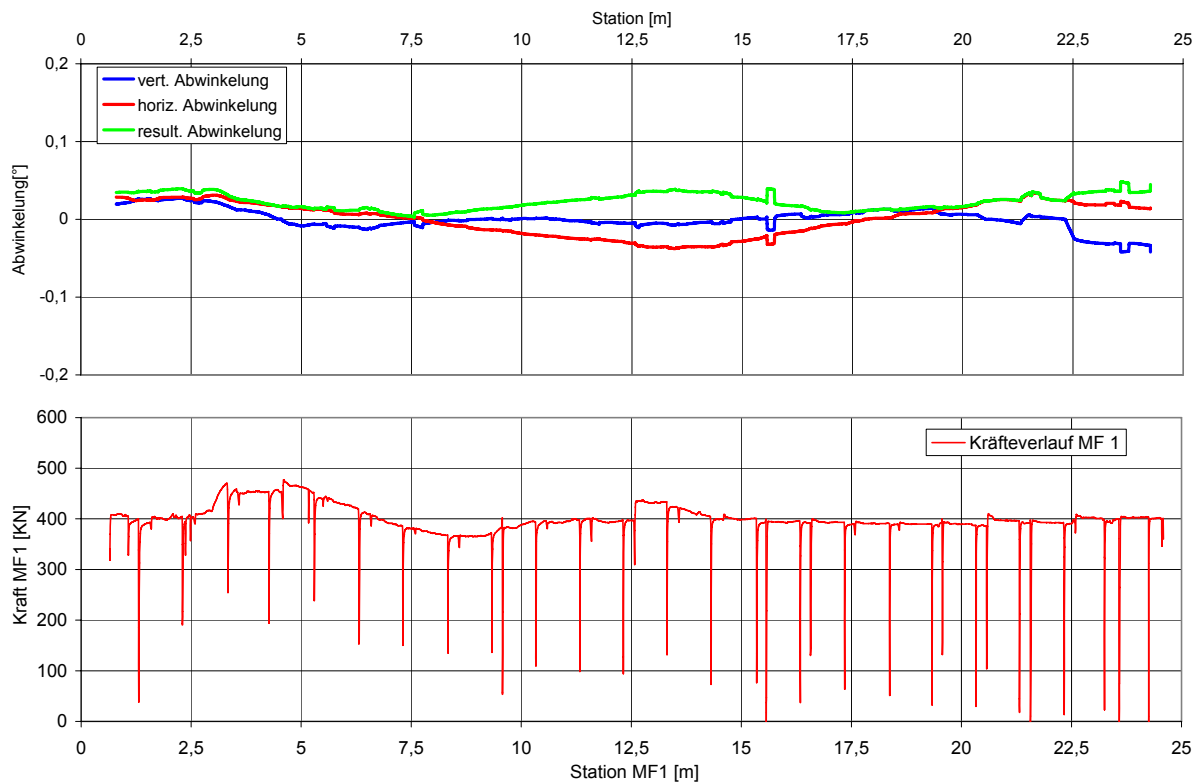


Bild 7.22: Bahnversuch 4: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1

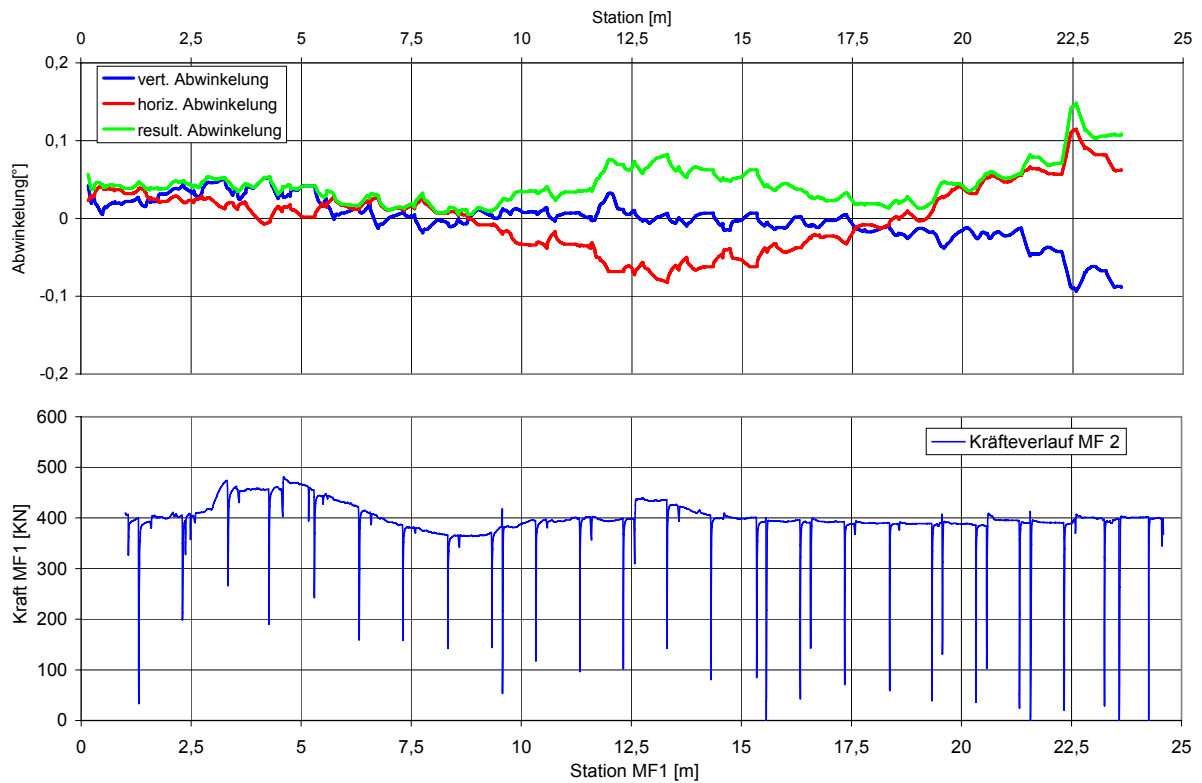


Bild 7.23: Bahnversuch 4: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 2

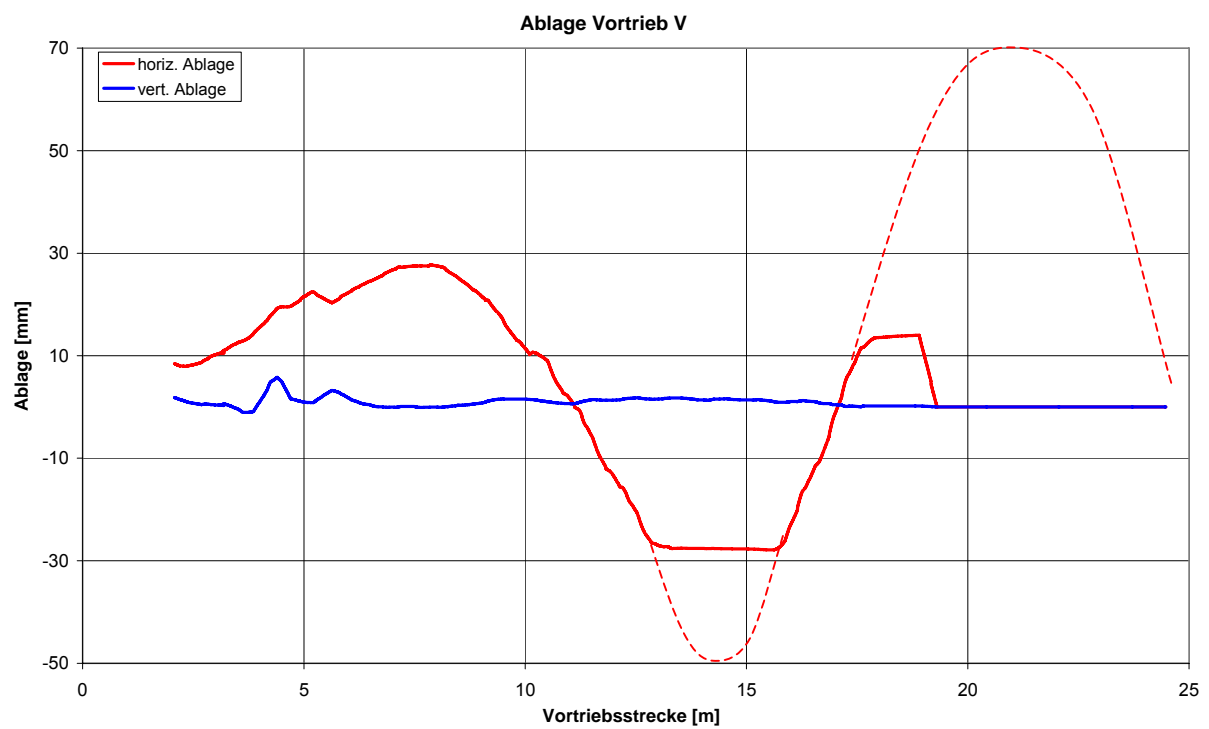


Bild 7.24: Bahnversuch 5: horizontale und vertikale Ablage des Zieltargets

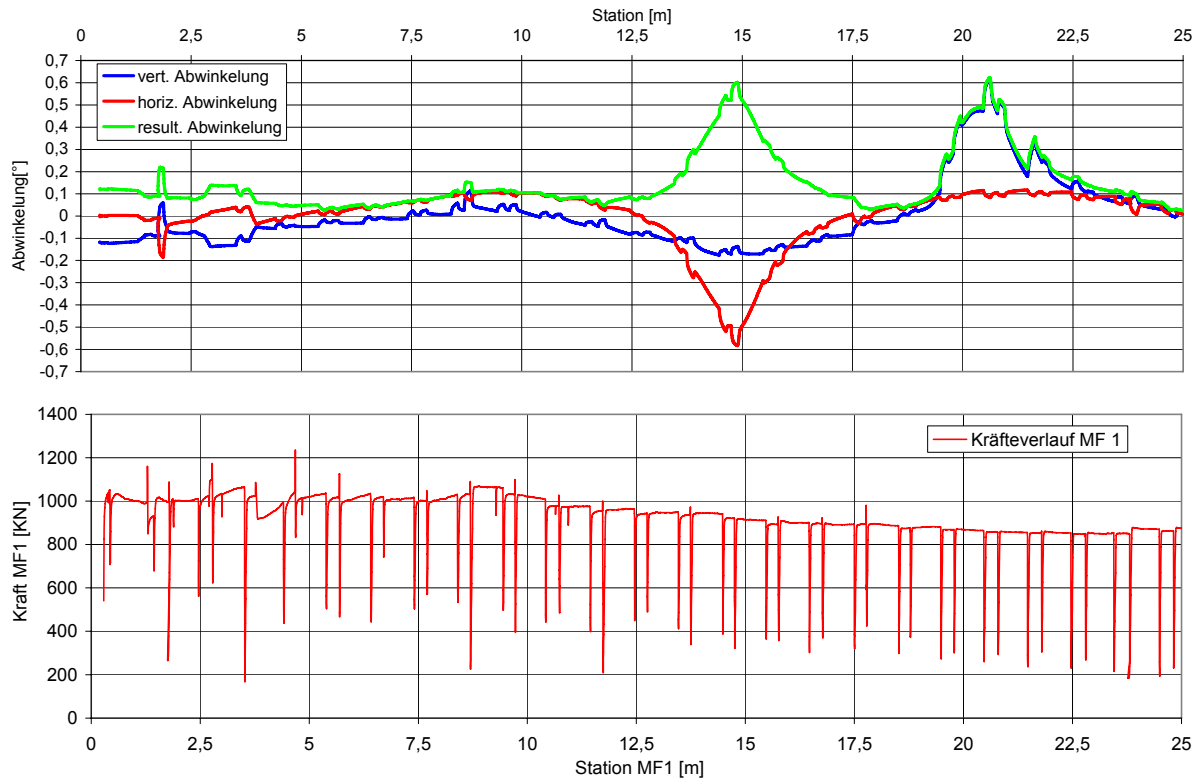
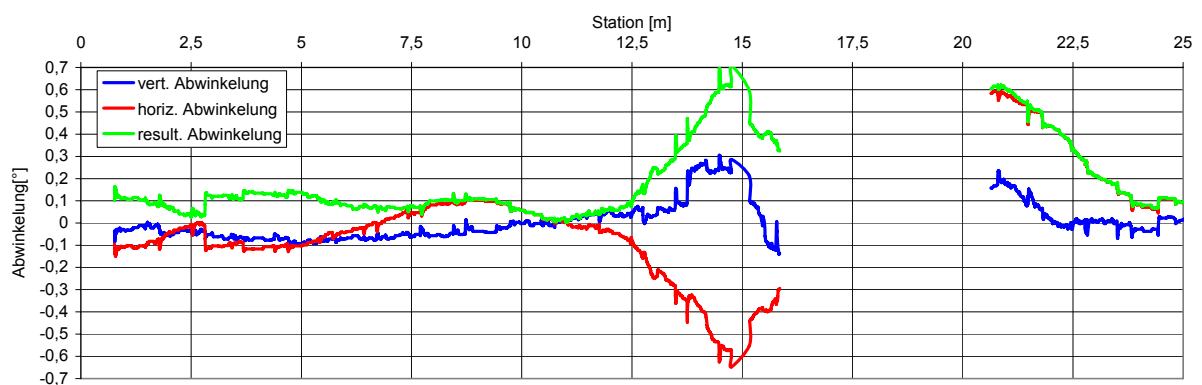


Bild 7.25: Bahnversuch 5: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 1



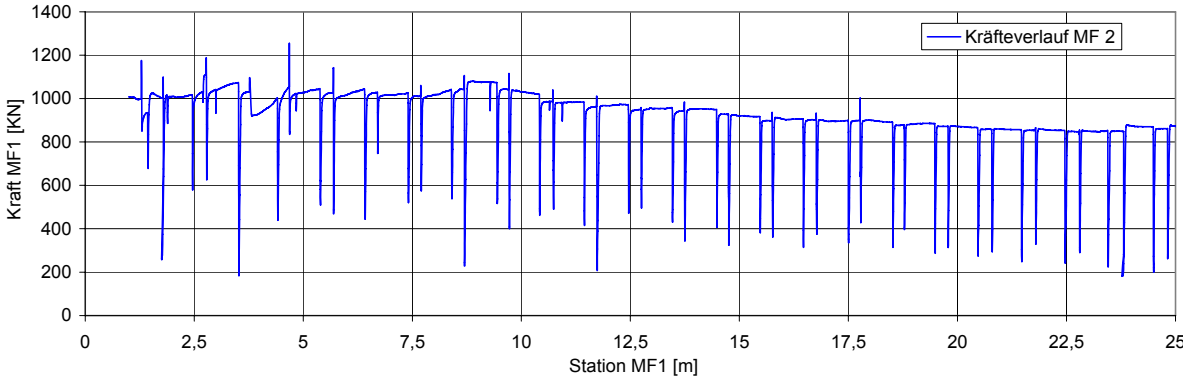


Bild 7.26: Bahnversuch 5: Abwinkelung und Kräfteverlauf in Messfuge 2