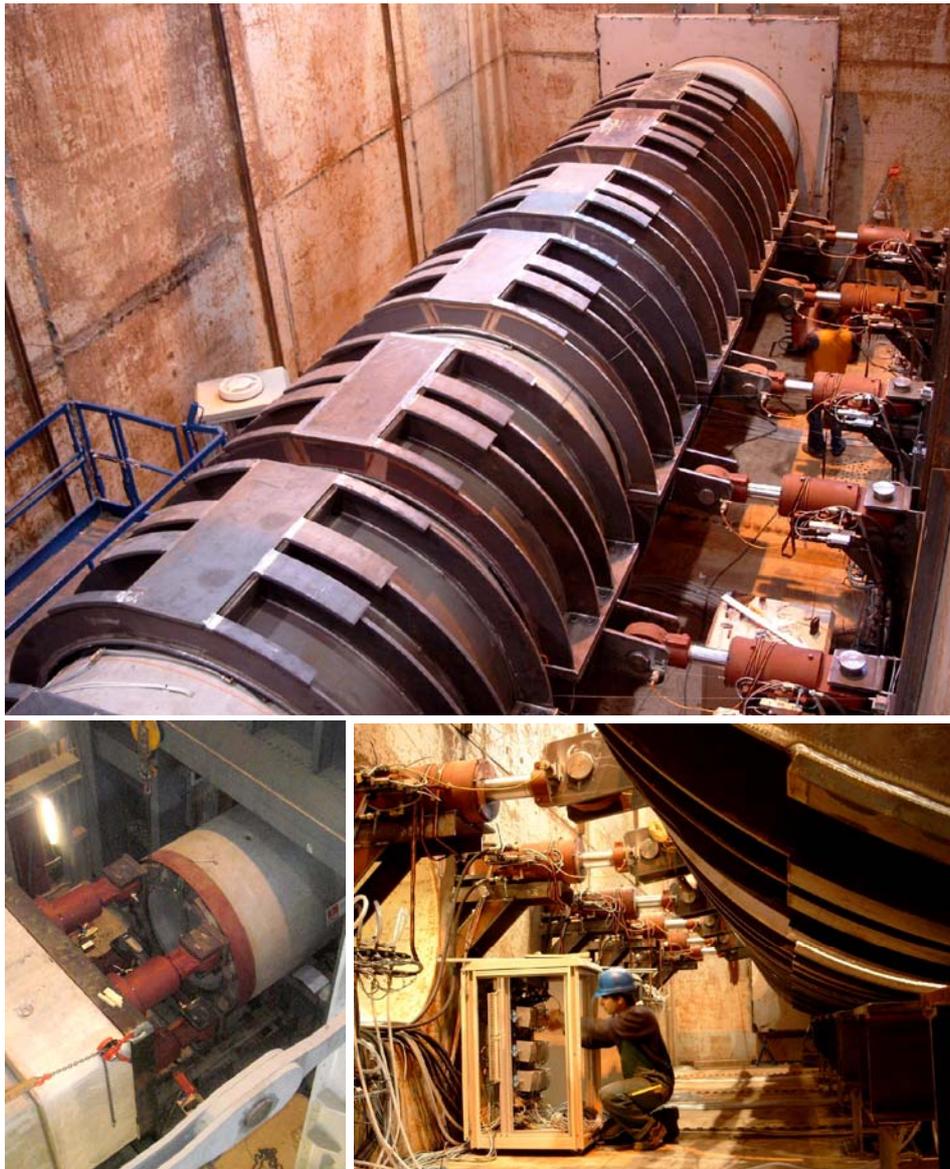


## - Der IKT-Vortriebssimulator - Entwicklung, Bau, Versuche und Ergebnisse



- Juli 2007 -

**Endbericht zu den Forschungsprojekten:**

Qualitätssicherung von Vortriebsrohren aus Stahlbeton

AZ: IV-9-041 105 0170 und AZ: IV-9-041 105 0190

**Auftraggeber:**



Ministerium für  
Umwelt und Naturschutz,  
Landwirtschaft und Verbraucherschutz  
des Landes NRW



Emschergenossenschaft und Lippeverband  
Kronprinzenstraße 24  
45128 Essen

**Auftragnehmer:**



IKT - Institut für Unterirdische Infrastruktur gGmbH  
Exterbruch 1  
45886 Gelsenkirchen

**Bearbeitung:**

Wissenschaftliche Leitung: Dr. Ing. B. Bosseler  
Projektleitung und -bearbeitung: Dipl.-Ing. M. Liebscher  
Dipl.-Ing. A. Redmann  
Dipl.-Ing. A. Downar  
Simulations- und Messtechnik: Dipl.-Ing. (FH) F. Bersuck  
Dipl.-Ing. M. Tadic

**Danksagung:**

Wir danken insbesondere Herrn Dipl.-Ing. H. Sommerhage, Emschergenossenschaft, Essen, für die fachliche Begleitung des gesamten Vorhabens sowie die Ausrichtung des Projektes auf die Anforderungen der Praxis. Die Erfahrungen aus Baumaßnahmen der Emschergenossenschaft trugen maßgeblich zum Projekterfolg bei.

Weiterhin danken wir Herrn Dr.-Ing. K. Haubrichs, Erdbaulaboratorium Essen, für die Unterstützung bei der Auswahl der Simulationseckdaten und die Interpretation der Modellversuche aus Sicht des Baugrundgutachters (vgl. Abschnitt 2.8 und 3).

Herrn Dr.-Ing. I. Spohr und Herrn Dr.-Ing. S. Heimer, Zerna Ingenieure, Bochum, danken wir für die Unterstützung bei der Auswahl der Versuchsrandbedingungen auf Basis von Finite-Element-Berechnungen und die inhaltliche Diskussion der Ergebnisse aus Modell- und Großversuchen (vgl. Abschnitt 2.8, 3 und 4.2).

Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Falter und Herrn Dipl.-Ing. F. Holthoff, Fachhochschule Münster, danken wir für die Begleitung der Großversuche durch numerische Berechnungen und die weitergehenden numerischen Analysen zum Systemverhalten bei Einsatz unterschiedlicher Druckübertragungsmittel (vgl. Abschnitt 6.3 und 8.4).

Auch gilt unser Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Achmus und Herrn Dipl.-Ing. M. Klameth, Institut für Grundbau, Bodenmechanik und Energiewasserbau, Leibniz Universität Hannover, für die Bewertung der Bettungsbedingungen im Großversuch und die vergleichenden FEM-Analysen zur Übertragung der Simulationsergebnisse auf unterschiedliche Bodenarten und zur Ermittlung der entsprechenden Reibungswiderstände (vgl. Abschnitt 4.3 und 9).

<b><u>Inhaltsverzeichnis:</u></b>	<b>Seite</b>
<b>1 VERANLASSUNG UND PROBLEMSTELLUNG.....</b>	<b>7</b>
<b>2 AUSGANGSSITUATION .....</b>	<b>8</b>
2.1 VORTRIEBsverfahren .....	8
2.2 STAHLBETONVORTRIEBsROHRE .....	10
2.3 ROHRVERBINDUNGEN UND DRUCKÜBERTRAGUNGSMITTEL .....	11
2.4 BEANSPRUCHUNGEN BEIM ROHRVORTRIEB .....	14
2.5 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN AN VORTRIEBsROHREN.....	18
2.5.1 <i>Laborversuche</i> .....	18
2.5.2 <i>Feldversuche</i> .....	20
2.5.3 <i>Numerische Berechnungen</i> .....	21
2.6 BEMESSUNGS- UND BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR DEN LASTFALL VORTRIEB ..	22
2.7 VORTRIEBsbEGLEITENDE QUALITÄTSSICHERUNG.....	24
2.8 SIMULATIONSECKDATEN .....	28
<b>3 MODELLVERSUCHE .....</b>	<b>30</b>
3.1 ZIELSTELLUNG UND KONZEPTION .....	30
3.2 VERSUCHSAUFBAU.....	32
3.3 DURCHGEFÜHRTE VERSUCHSREIHEN .....	35
3.4 VERSUCHSERGEBNISSE.....	39
3.4.1 <i>Versuche bei großen Radien</i> .....	39
3.4.2 <i>Versuche bei kleinen Radien</i> .....	41
3.5 ZUSATZUNTERSUCHUNGEN.....	43
3.5.1 <i>Nachregeln bei kleinen Radien</i> .....	43
3.5.2 <i>Reduzierung Kissendruck</i> .....	45
3.5.3 <i>Kurveneinfahrt</i> .....	47
3.5.4 <i>Wellenform</i> .....	51
3.5.5 <i>Reproduzierbarkeit</i> .....	53
3.6 SCHLUSSFOLGERUNGEN.....	55
<b>4 GROßVERSUCHE: KONZEPTION UND PLANUNG .....</b>	<b>58</b>
4.1 TRASSENBEschREIBUNG .....	58
4.2 VORTRIEBssITUATIONEN IM VERSUCH .....	63
4.2.1 <i>Randbedingungen</i> .....	63
4.2.2 <i>Geradliniger Vortrieb</i> .....	65
4.2.3 <i>Planmäßige Kurvenfahrt</i> .....	66
4.2.4 <i>Einleiten Gegensteuerung</i> .....	68

4.2.5	Fortsetzen Gegensteuerung .....	70
4.2.6	Einleiten Steuerbewegung .....	73
4.3	BETTUNGSSPANNUNGEN .....	74
4.3.1	Einleitung .....	74
4.3.2	Theoretische Analyse .....	74
4.3.3	Vergleich der Modellvorstellungen .....	81
4.3.4	Finite-Element-Modell .....	87
4.3.5	Berechnungsalgorithmus .....	88
4.3.6	Fazit .....	91
<b>5</b>	<b>VERSUCHSTECHNISCHE UMSETZUNG .....</b>	<b>91</b>
5.1	VERSUCHSKONZEPT .....	91
5.1.1	Allgemeines .....	91
5.1.2	Vorpresstation .....	92
5.1.3	Widerlagerkonstruktion .....	93
5.1.4	Rohraufleger .....	94
5.1.5	Seitliche Steuereinheit .....	95
5.1.6	Rohrbettung .....	95
5.1.7	Vortriebsrohre und Messtechnik .....	98
5.2	FUNKTIONSPRÜFUNG .....	101
5.2.1	Randbedingungen .....	101
5.2.2	Gerader Vortrieb .....	101
5.2.3	Kurvenfahrt .....	104
5.2.4	Kurskorrektur .....	108
5.3	ABLAUFOPTIMIERUNG .....	110
5.4	AUSWERTESTRATEGIE .....	112
5.5	BEWERTUNG .....	115
<b>6</b>	<b>VORTRIEBSSIMULATION - PRAXISBEISPIEL .....</b>	<b>116</b>
6.1	AUSWAHL PRAXISFALL .....	116
6.2	RANDBEDINGUNGEN UND SIMULATIONSERGEBNISSE .....	118
6.3	FEM-BERECHNUNGEN .....	128
6.3.1	Veranlassung .....	128
6.3.2	FE-Modell .....	128
6.3.3	Berechnungsergebnisse .....	133
6.3.4	Schlussfolgerungen .....	137
6.4	FACHLICHE ANALYSE UND DISKUSSION .....	137
<b>7</b>	<b>TRASSEN- UND BETTUNGSVARIATIONEN .....</b>	<b>141</b>
7.1	VARIATIONS-AUSWAHL .....	141

7.2	S-KURVE .....	141
7.3	BODENVARIATION .....	146
<b>8</b>	<b>DRUCKÜBERTRAGUNGSMITTEL IM VERGLEICH .....</b>	<b>148</b>
8.1	WERKSTOFFE .....	148
8.2	UNTERSUCHTE ANWENDUNGSFÄLLE .....	152
8.3	VERSUCHSERGEBNISSE .....	153
8.3.1	<i>Bettungsreaktionen und Beanspruchungen des Rohrwerkstoffes .....</i>	<i>153</i>
8.3.2	<i>Spannungsverteilung in der Rohrfuge .....</i>	<i>164</i>
8.4	FEM-BERECHNUNG .....	168
8.4.1	<i>Zielstellung .....</i>	<i>168</i>
8.4.2	<i>Materialverhalten .....</i>	<i>169</i>
8.4.3	<i>Ergebnisse der 3D-Berechnungen .....</i>	<i>172</i>
8.4.3.1	<i>Bettungskräfte .....</i>	<i>172</i>
8.4.3.2	<i>Normalkraftexzentrizität im Druckübertragungsring .....</i>	<i>179</i>
8.4.3.3	<i>Spannungsverteilung in den Druckübertragungsringen .....</i>	<i>184</i>
8.4.3.4	<i>Rohrspannungen bei Druckübertragungsringen aus OSB .....</i>	<i>189</i>
8.4.3.5	<i>Rohrspannungen bei Druckübertragungsringen aus PU .....</i>	<i>191</i>
8.4.4	<i>Vergleich mit Zwängungsspannungen nach ATV-A 161, 1. Auflage .....</i>	<i>192</i>
<b>9</b>	<b>REIBUNGSWIDERSTAND BEI GEKRÜMMTEN TRASSEN .....</b>	<b>192</b>
9.1	GRUNDLAGEN .....	192
9.2	MANTELREIBUNG ZWISCHEN ROHR UND BODEN BEI GERADEM VORTRIEB .....	194
9.3	BETTUNGSREAKTION DES VORTRIEBSDROHRES AN DER HOHLRAUMWAND BEI KURVENFAHRT .....	198
9.4	REIBUNG AUFGRUND VON IMPERFEKTIONEN (AUßERMITTIGER KRAFTANGRIFF) ..	202
9.5	FAZIT .....	203
<b>10</b>	<b>DICHTHEIT DER ROHRVERBINDUNGEN .....</b>	<b>204</b>
10.1	AUFGABENSTELLUNG .....	204
10.2	DICHTUNGSWERKSTOFFE .....	205
10.3	MESSUNGEN IM IKT-VORTRIEBSSIMULATOR .....	206
10.4	MATERIALPRÜFUNGEN .....	207
<b>11</b>	<b>EMPFEHLUNGEN .....</b>	<b>210</b>
<b>12</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK .....</b>	<b>213</b>
<b>13</b>	<b>LITERATUR .....</b>	<b>221</b>

### Verwendete Formelzeichen

A	Druckübertragungsfläche
$A_K$	Fläche Druckkissen
$A_R$	Auftriebskraft
$a_{o,DÜM}$	Dicke Druckübertragungsmittel nach Vorverformung
$\Delta a_{cal}$	Unebenheit der Rohrstirnfläche
$B_s$	spezifischer Brustwiderstand
$b_K$	Breite Druckkissen
c	Kohäsion
$c_F$	Federsteifigkeit
$d_a$	Außendurchmesser Rohr
$d_i$	Innendurchmesser Rohr
$d_{a,DÜM}$	Außendurchmesser Druckübertragungsring
$d_{i,DÜM}$	Innendurchmesser Druckübertragungsring
$d'$	Sekante der Kontaktfläche Rohr-Boden
E	Elastizitätsmodul
$E_{f(\sigma)}$	Elastizitätsmoduln, spannungsabhängig
$E_K$	Ersatz-E-Modul, Druckkissen
$E_S$	Steifemodul
$E_X$	Elastizitätsmodul Druckübertragungsmittel
$e_y$	Exzentrizität
F	Dichtkraft
$F_B$	Bettungskräfte
$F_u$	Auslängungskräfte
$F_y$	Zylinderkraft, seitlich Steuereinheit
$f_a$	horizontale Anfangsausmitte des statischen Systems
$f_e$	horizontale Endausmitte des statischen Systems
$f_k$	horizontale Ausmitte der Kalotte
$f_{max}$	maximaler Bogenstich
$f_m$	Bogenstich
$f_p$	rechnerische Ausmitte der Kraftpaare der Vorpresszylinder
G	Rohreigengewicht
h	Überdeckungshöhe
$h_w$	wirksamen Überdeckungshöhe

$k_a$	aktiver Erddruck
$K_{ah}$	Erddruckbeiwert, aktiv
$k_h$	horizontaler Erddruck
$k_p$	passiver Erddruck
$K_{ph}$	Erddruckbeiwert, passiv
$K_0$	Erdruhedruckbeiwert
$k_v$	vertikaler Erddruck
$L$	Vortriebslänge
$L_{Rohr}$	Rohrlänge
$M$	Biegemoment
$M_s$	spezifische Mantelreibung
$N$	Normalkraft
$P_B$	rechnerischer Brustwiderstand
$P_M$	rechnerische Mantelreibung je Rohr
$Q$	Querkraft
$R$	Kurvenradius
$r_{a,DÜM}$	Außenradius Druckübertragungsring
$r_{i,DÜM}$	Innenradius Druckübertragungsring
$r_i$	Biegeradius Druckkissen
$r_R$	Radius Vortriebsrohr
$r_{\ddot{U}}$	Radius Überschnitt
$r_K$	Radius Kernquerschnitt
$s_K$	Länge Druckkissen
$t$	Belastungsdauer
$t_R$	Wanddicke
$t_D$	Dicke Druckübertragungsmittel
$t_K$	Dicke Druckkissen
$u$	Zwangsverschiebung
$u_0$	Auslenkung ohne Überschnitt
$u_R$	Auslenkung Vortriebsrohr
$u_{\ddot{U}}$	Auslenkung mit Überschnitt
$\ddot{U}$	Überschnitt
$V$	Vorpresskraft
$W$	Reibungswiderstand

$w_e$	empirischer Parameter
$\beta$	Sicherheitsbeiwert
$\beta_{LD}$	Längsdruckfestigkeit
$\delta$	Wandreibungswinkel
$\varepsilon$	Dehnung
$\varepsilon_K$	Stauchung Druckkissen
$\varepsilon_{EI}$	Dehnung, elastisch
$\varepsilon_{PI}$	Dehnung, plastisch
$\gamma$	Wichte
$\gamma'$	Wichte unter Auftrieb
$\gamma_m$	mittlere Wichte
$\varphi'$	Winkel der inneren Reibung
$\varphi_E$	Anstellwinkel des statischen Systems
$\varphi_K$	Anstellwinkel Widerlager
$\varphi_P$	Anstellwinkel Pressstation
$\varphi_S$	Winkel zwischen den Rohren
$\mu$	Reibungsbeiwert
$\nu$	Querkontraktionszahl
$\nu_e$	Steifebeiwert
$\sigma_{at}$	atmosphärischer Druck
$\sigma_{a,v}$	vertikale Auflastspannung
$\sigma_h$	horizontale Primärspannung
$\sigma_K$	Kissendruck
$\sigma_{max}$	maximale Längsrandspannung
$\sigma_v$	vertikale Primärspannung
$\sigma/\sigma_0$	Spannungsverhältnis
$\sigma_{rad}$	Radialspannung am Rohr
$\tau$	Schubspannung
$\psi$	Dilatanzwinkel

## 1 Veranlassung und Problemstellung

Rohrvortrieb hat sich als wirtschaftlich sinnvolle und umweltschonende Alternative zur Neuverlegung in offener Bauweise bewährt. Allerdings unterliegen die Rohre insbesondere bei nicht geradliniger Trasse und schwierigen Baugrundbedingungen während des Bauvorganges besonderen Belastungen. Bisherige Prüfkonzepte beschränken sich hier nur auf die Prüfung einzelner Rohre und Verbindungen und vernachlässigen die Bettung und Krümmung des Rohrstranges. Auch die Eigenschaften der Werkstoffe für die Druckübertragungsmittel sind unter Vortriebsbelastungen nur schwer oder gar nicht zu ermitteln.

In einer Studie der Universität Hannover wurden zahlreiche Bauschadensfälle bei Rohrvortriebsmaßnahmen statistisch ausgewertet [1]. Es zeigte sich, dass Schäden an den Vortriebsrohren und den Rohrverbindungen im Vergleich zu Schwierigkeiten mit Presseinrichtung, Vortriebsschild usw. am häufigsten auftreten. Hier sind insbesondere Rissbildungen oder Abplatzungen (vgl. Bild 1) zu nennen. Besonders kritisch sind Schäden an der Rohraußenseite, da diese beim Rohrvortrieb in der Regel nicht erkannt werden können.



a) Rissbildung



b) Abplatzung innen



c) Abplatzung außen

**Bild 1** Schadensrisiken beim Rohrvortrieb

Allein in Nordrhein-Westfalen sind Investitionen von ca. 500 Millionen Euro jährlich für den Neubau von Kanalisationsnetzen geplant [2]. Einen wesentlichen Anteil hieran hat der Umbau des Emscher-Systems mit ca. 150 Millionen Euro/Jahr. Weite Kanalstrecken des Emscher-Systems werden im Rohrvortrieb mit Großrohren bis DN 2800 gebaut. Die Qualität der Vortriebsrohre und Verbindungstechnik gewinnt damit an Bedeutung. Das Umweltministerium des Landes Nordrhein-Westfalen und die Emschergenossenschaft nahmen dies zum Anlass, das nachfolgend dargestellte Forschungsvorhaben zu fördern.

Ziel dieses Vorhabens ist es, auf der Basis von Vortriebssimulationen im Maßstab 1:1 sowie begleitenden FEM-Analysen praxisnahe Empfehlungen zur Planung und Steuerung von Rohrvortrieben sowie zur Auswahl und Bemessung geeigneter Rohre und Verbindungsmittel zu entwickeln. Hierzu sind die bisherigen Erkenntnisse zum Verhalten von Rohren unter Vortriebslasten zu hinterfragen, ggf. entsprechende Belastungsmodelle zu entwickeln und die relevanten Einflussfaktoren zu identifizieren. Im Rahmen der Planungs- und Baustellenbegleitung kann das an Großversuchen kalibrierte Modell auch zur qualitätssichernden Vortriebssimulation eingesetzt werden.

## 2 Ausgangssituation

### 2.1 Vortriebsverfahren

Der Vortrieb von Rohren wird in zahlreichen Fachbüchern und –artikeln beschrieben. Insbesondere werden die verschiedenen Vortriebs- und Berechnungsverfahren ausführlich in [3] erläutert. Beim unterirdischen Rohrvortrieb im begehbaren Nennweitenbereich werden von einer Startbaugrube aus Vortriebsrohre oder Vortriebselemente mittels hydraulischer Vortriebszylinder durch das Gebirge bis in eine Zielbaugrube vorgepresst und dabei der anstehende Boden im Schutze eines Schneidschuhs bzw. Schildes abgebaut und durch die vorgepresste Rohrstrecke über Tage gefördert. Die Vortriebsrohre oder -elemente übernehmen dabei gleichzeitig die Aufgabe der Abstützung des Gebirges. Die wichtigsten Funktionsteile beim hydraulischen Rohrvortrieb sind (vgl. Bild 2):

- Schneidschuh oder Schild,
- Vortriebselement bzw. Vortriebsrohr,
- Zwischenpressstation,
- Hauptpressstation.

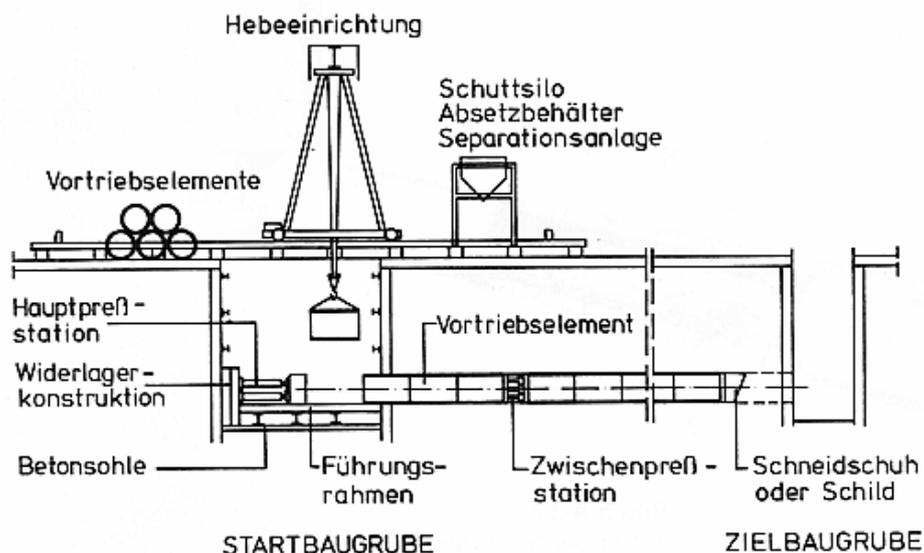


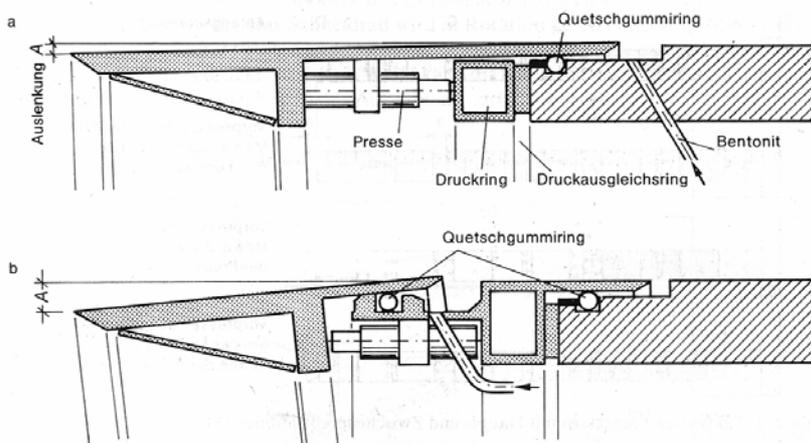
Bild 2 Hydraulischer Rohrvortrieb: Prinzipskizze der Hauptfunktionselemente [3]

Von ihrem Zusammenwirken im Gesamtsystem hängt in hohem Maß der technische und wirtschaftliche Erfolg dieses Verfahrens ab. Sie sind deshalb in ihren Abmessungen, Kräften und Geschwindigkeiten aufeinander abzustimmen. In diese, dem Rohrvortrieb unmittelbar dienenden Funktionsteile sind meist die Löse-, Lade- und Transporteinrichtungen integriert.

Wesentlicher Bestandteil des steuerbaren Rohrvortriebes ist der Schneidschuh oder Schild, der jedem einzubauendem Rohrstrang voranzustellen ist. Er hat folgende Aufgaben:

1. Das Gebirge so vorzuschneiden, dass die nachfolgende Rohrstrecke mit einem Mindestmaß an Setzungen bei geringstmöglicher Mantelreibung vorgepresst werden kann,
2. den Ausbruchraum solange gegen das andrängende Gebirge abzustützen, bis die nachgepressten Rohre endgültig alle Lasten und Kräfte aufnehmen,
3. die Ortsbrust gegen hereinbrechendes Gebirge zu sichern,
4. die Vortriebsstrecke bei Einhaltung der zugelassenen Abweichungen auf der geplanten Trasse und Gradienten zu steuern.

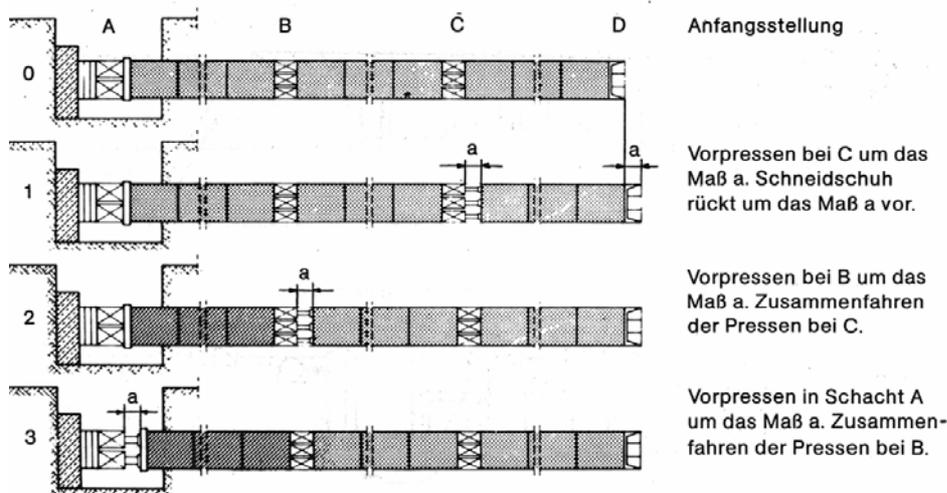
In der Regel wird der Schneidschuh in Form eines Schildes analog zum Schildvortrieb im Tunnelbau ausgebildet. Da der Vortrieb mit Hilfe der Hauptpresstation mit eventueller Unterstützung durch Zwischenpresstationen erfolgt, entfallen hier die sonst im Schild integrierten Vortriebszylinder. Er wird jedoch gegebenenfalls durch mehrere über den Gesamtumfang verteilte hydraulische Pressen, welche sich rückwärtig gegen den bereits vorgetriebenen Rohrstrang abstützen, gesteuert. Hierdurch sind Lagekorrekturen und Kurvenfahrten möglich. In Bild 3 ist die Bauweise eines einteiligen und eines zweiteiligen Schneidschuhs dargestellt.



**Bild 3** Bauweise eines einteiligen a und eines zweiteiligen Schneidschuhs b [4].

Die aufzubringenden Vortriebskräfte sind abhängig von der Bodenart, dem Rohrdurchmesser, dem Rohrwerkstoff, der Rohrlänge, dem Trassen- und Gradientenverlauf, den notwendigen Steuerkorrekturen und den Bodenaufasten. Um den Vortriebswiderstand, der sich aus dem Spitzenwiderstand und der Mantelreibung zusammensetzt, zu verringern, kann eine Bentonitsuspension in den Überschchnitt zwischen Rohr und umgebenden Boden eingepresst werden. Diese Schmierung reduziert die Mantelreibung.

Um größere Vortriebswiderstände überwinden zu können, werden in der Regel Zwischenpresstationen eingesetzt. Das Funktionsprinzip des taktweisen Vortriebes mit Zwischenpresstationen ist in Bild 4 näher erläutert.



**Bild 4** Taktweises Vortreiben mit Haupt- und Zwischenpressstationen [4].

Für den unterirdischen Rohrvortrieb werden überwiegend kreisförmige Rohrquerschnitte verwendet. Dies hat seinen Grund einerseits in der einfachen, geometrischen Form, bei welcher ein Verrollen der Vortriebsrohre, das heißt ein Drehen um die Längsachse und die resultierende Verschiebung zweier verbundener Rohre zueinander aufgrund der Rotationssymmetrie von Rohrverbindung und Dichtung deren Funktionsfähigkeit nicht beeinflussen. Andererseits bietet diese Querschnittsform statische Vorteile durch eine ausgeprägte Ringtragwirkung in Rohrquerrichtung und die Symmetrie für die Axialbelastung während des Vortriebes. So ist eine rotationsymmetrische Bewehrung möglich, welche die Übertragung und Ableitung der Vortriebskräfte bei Abwinkelungen (Kurvenfahrten) in alle Richtungen ermöglicht.

Beim Vortrieb von Rohren erfolgt der Abbau von Hand oder mechanisch teil- bzw. vollflächig mittels

- Brustverbaubühne und mobiler Abbaumaschine,
- mobiler Abbaumaschine oder
- integrierter Abbaumaschine.

## 2.2 Stahlbetonvortriebsrohre

Vortriebsrohre sind dadurch gekennzeichnet, dass sie neben den Beanspruchungen im eigentlichen Betriebszustand zusätzlich im Einbauzustand Vortriebskräfte in Längsrichtung sowie Querbeanspruchungen und Zwängungsbeanspruchungen aus der Vortriebssituation aufzunehmen haben.

Zum jetzigen Zeitpunkt sind für die Bemessung, Konstruktion und Herstellung von Vortriebsrohren aus Stahlbeton die Regelwerke DWA-A 125 [69], ATV-A 161 [19] sowie die DIN EN 1916 [5] und DIN V 1201 [6] sowie DIN V 1202 [7] gültig, wobei sich die DIN EN 1916 [5] auf Rohre bis zu einer Nennweite von DN 1750 beschränkt. Bei größeren Nennweiten gilt die DIN V 1201 [6].

Ihrer Bemessung liegt auch DIN 1045 [8] zugrunde. Die besonderen Vorteile dieser Vortriebsrohre für den Abwasserleitungsbau ergeben sich aus ihrer weitgehenden Anpassungsfähigkeit an alle statischen, konstruktiven und betrieblichen Erfordernisse, ihren guten mechanischen Eigenschaften sowie ihrer Wirtschaftlichkeit. Stahlbeton-Vortriebsrohre werden in Nennweiten von DN 250 bis über DN 4000 hergestellt. Rohre aus Stahlbeton können in Abhängigkeit von der gewünschten Konstruktion hinsichtlich der Baulänge, Wanddicke, Rohrgeometrie und Bewehrung nach verschiedenen Verfahren hergestellt werden.

Die Qualität der Werkstoffkomponenten

- Zement gem. DIN EN 197-1 [9] und DIN 1164 [10], [11], [12]
- Zuschlagstoffe mit definierter Kornzusammensetzung nach DIN EN 12620 [13],
- Zugabewasser,
- evtl. Betonzusätze

entscheiden über den Einsatzbereich der Stahlbetonrohre.

Zur Erfüllung der insbesondere im Abwasserleitungsbau unbedingt einzuhaltenden Anforderungen wie

- Wasserundurchlässigkeit,
- hoher Widerstand gegen chemischen Angriff,
- hoher Abnutzwiderstand (Abriebwiderstand)

schreibt derzeit DIN 1045-2 [8], entsprechende Rezepturen und Maßnahmen bei der Betonherstellung vor. Insbesondere bezüglich der Wasserundurchlässigkeit ist DIN 4281 [14] zu beachten.

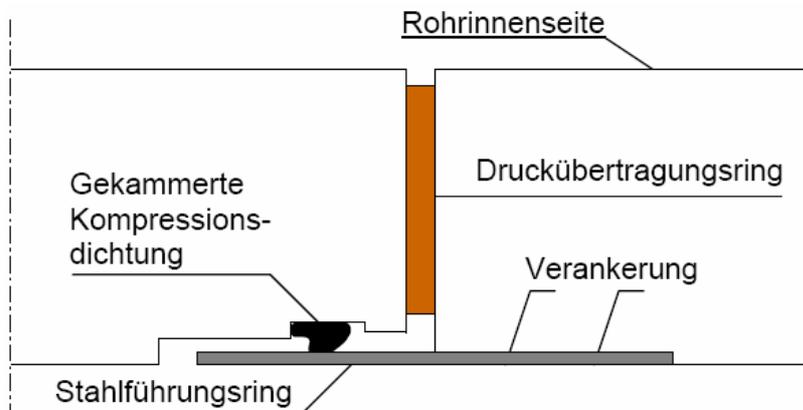
Hinsichtlich der Druckfestigkeit ist nach DIN V 1201 [6] für Vortriebsrohre aus Stahlbeton mindestens die Betonfestigkeitsklasse C40/50 zu verwenden.

Bezüglich der Betondeckung sind DIN 1045-1 [8] in Verbindung mit DIN EN 1916 [5] und DIN V 1201 [6] in Kombination mit dem Merkblatt "Betondeckung" des *Deutschen Beton-Vereins e.V.* [15] zu berücksichtigen.

### 2.3 Rohrverbindungen und Druckübertragungsmittel

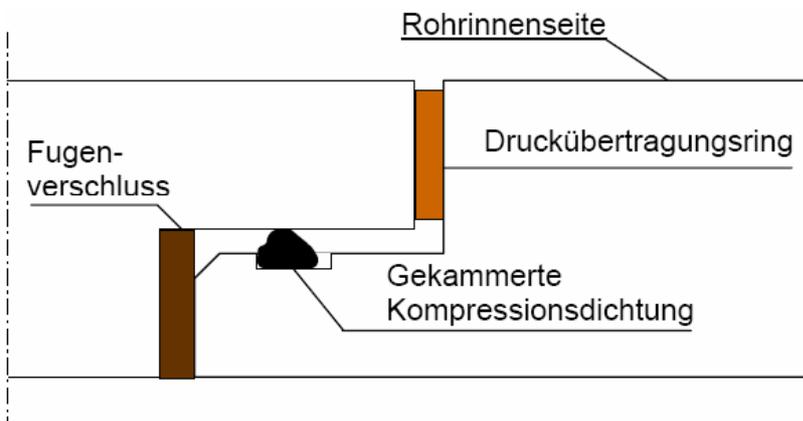
Rohrverbindungen erhalten nach ATV-A 125 [16] eine äußere und gegebenenfalls zusätzlich eine innere Dichtung. Unabhängig von einer späteren Ausführung der inneren Dichtung müssen die Rohrverbindungen so konstruiert und ausgeführt sein, dass alle Funktionen bei ordnungsgemäßem Vortrieb dauerhaft von der äußeren Dichtung übernommen werden. Man unterscheidet zwischen Rohrverbindungen mit einseitig befestigtem (vgl. Bild 5) oder loseem Stahlführungsring. Der Stahlführungsring übernimmt hierbei sowohl die Funktion eines „Dichtungswiderlagers“, als auch die Übertragung der während des Vortriebes und im Betriebszustand auftretenden Querbelastungen. Diese Rohrverbindungsstruktur ist besonders für dünnwandige

Rohre vorteilhaft, da fast die gesamte Wanddicke zur Kraftübertragung genutzt werden kann.



**Bild 5** *Prinzipskizze einer Rohrverbindung mit einseitig befestigtem Stahlführungsring*

Eine weitere Variante stellt die Falzverbindung dar (vgl. Bild 6), die vorzugsweise bei größeren Wanddicken zur Anwendung kommt. Hier wird die Funktion des Stahlführungsringes durch eine integrierte Falz übernommen. Der Nachteil dieser Verbindung ist die stark reduzierte Druckübertragungsfläche. Eine Einleitung der Kraft über beide Stirnflächen, also auch in die dichtungstragende Seite, kam zwar in Großbritannien zur Ausführung (nach [3]), ist aber mit dem Nachteil verbunden, dass durch Abwinkelungen in der Rohrverbindung Scherbeanspruchungen auftreten, welche zum Abreißen der Falz führen können [17].



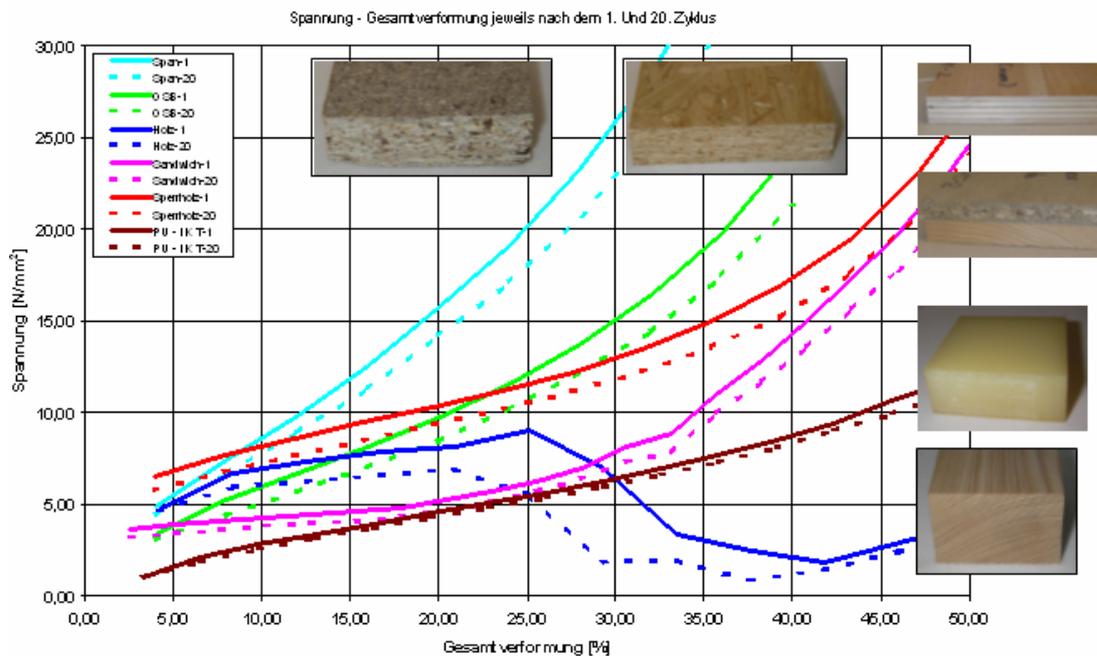
**Bild 6** *Prinzipskizze einer Falzverbindung*

Zur Übertragung von Längskräften werden Druckübertragungsmittel aus Werkstoffen mit geringstmöglicher Querdehnung verwendet, wofür sich astfreies Holz und Holzwerkstoffe, wie z. B. Span-, OSB- oder Sperrholz-Platten bewährt haben. Auch werden Sandwich-Konstruktionen aus diesen Werkstoffen verwendet. Als Richtwert für deren Dicke gibt ATV-A 125 [16] ein Maß von 10 % der Rohrwanddicke an.

Vorteile dieser Werkstoffe sind ihre geringen Kosten und gute Verformbarkeit. Letztere ist besonders bei Betonrohren zum Ausgleich von Unebenheiten an den Druck-

übertragungsflächen und maßtoleranzbedingten Abweichungen der Planparallelität der Stirnflächen von Bedeutung.

Besonderes Augenmerk muss jedoch auf die unterschiedlichen Materialeigenschaften gelegt werden.



**Bild 7** *Spannungs-Verformungsverhalten unterschiedlicher Druckübertragungsmittel*

Bild 7 verdeutlicht, dass jedes Druckübertragungsmittel unterschiedliche Verformungseigenschaften aufweist. Insbesondere bei Echtholz kann es durch eine Gefügezerstörung unter Belastung zu nicht vorhersehbaren Verformungsverläufen kommen. Daher ist den Druckübertragungsmitteln bei der Planung, beim Bau und bei der vortriebsbegleitenden Qualitätssicherung ein besonderes Augenmerk zu schenken.

Für Steuerbewegungen während des Vortriebes, z.B. für planmäßige Kurvenfahrten oder Lagekorrekturen, müssen die Rohrverbindungen eine Abwinkelung zulassen. Diese sollte nach [16] einen Wert nicht überschreiten, der sich aus der Änderung der mittleren Fugenspaltweite um die halbe Dicke des Druckübertragungsrings ergibt. Es müssen jedoch mindestens die Werte nach Tabelle 1 eingehalten werden.

Tabelle 1: Abwinkelbarkeit in mm je m Baulänge [16].

DN	max. Abwinkelung a
≤ 200	25
> 200 bis ≤ 500	15
> 500 bis ≤ 1000	10
> 1000	5

Zur Verbesserung der Kurvenfahreigenschaften im Großrohrbereich empfiehlt *Baumgartner* [18] bei Stahlbetonrohren den Einsatz von mehrlagigen, zweiseitig abgestuften Druckübertragungsringen gemäß Bild 8.

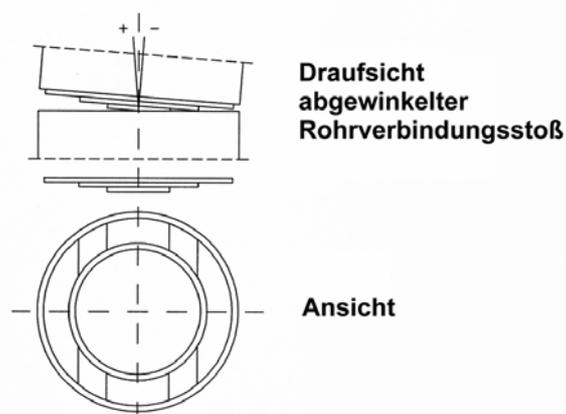


Bild 8 Abgestufter Druckübertragungsring [18]

## 2.4 Beanspruchungen beim Rohrvortrieb

Beim Rohrvortrieb unterscheidet man nach ATV-A 161 [19] zwischen den Belastungen quer zur Rohrachse in der Bauphase und Belastungen in Richtung der Rohrachse gemäß den Lastfällen nach Tabelle 2.

Tabelle 2: Lasten in Achsrichtung der Rohre wirkend [19].

Belastung	Im Bauzustand wirkend	Im Betriebszustand wirkend
Vortriebskräfte	+	
Druckluft	+	
Zusätzliche Beanspruchung z.B. infolge Steuerung des Vortriebs	+	

Im Folgenden wird die Bestimmung der Vorpressewiderstände erläutert.

Beim Rohrvortrieb müssen von der Vorpressekraft die Reibungswiderstände der Rohre im Boden (Mantelreibung) und der Eindringwiderstand des Bohr- und Steuerkopfes in den Boden überwunden werden. Wird der Boden an der Ortsbrust unter Druckluft

oder Flüssigkeitsstützung abgebaut, so wird der dabei aufgebrachte Druck bei der Ermittlung des Eindringwiderstandes berücksichtigt.

Die Vorpressekraft ist von folgenden Parametern abhängig:

- Bodenart,
- Überdeckungshöhe,
- Vortriebslänge,
- Größe und Beschaffenheit der Rohraußenfläche,
- Vortriebsgeschwindigkeit,
- Stützung Ortsbrust,
- Überschnitt
- Mantelschmierung / Ringraumstützung.

Bild 9 stellt die beim Vortrieb einwirkenden Reibungs- und Einbauwiderstände dar.

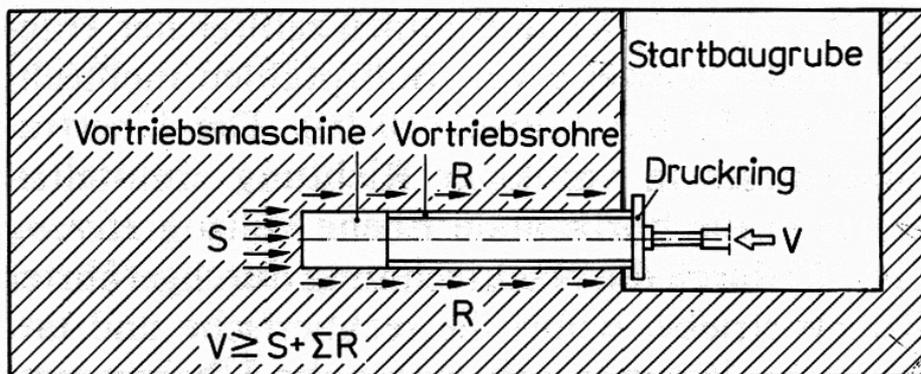


Bild 9 Reibungswiderstände und Eindringwiderstand beim Rohrvortrieb [20]

Die richtige Einschätzung der Mantelreibung und des Eindringwiderstandes und damit der erforderlichen Vorpressekraft ist von großer Bedeutung für die Auswahl und Bemessung der Vortriebsrohre.

Der Eindringwiderstand ist abhängig von der Form und der Funktionsweise des Bohr- und Steuerkopfes und wird unterschieden in:

- a) Schneidenwiderstand, insbesondere bei Hand- oder mechanisch teilflächig abbauenden Schilden und
- b) Brustwiderstand, insbesondere bei mechanisch vollflächig abbauenden Schildvortriebsverfahren.

Unter dem Schneidenwiderstand ist der Widerstand zu verstehen, der sich während des Vorprensens des Steuerkopfes in den anstehenden Boden ausbildet. Er wird durch die Erzeugung grundbruchähnlicher Fließzonen vor der Schneide des Steuerkopfes überwunden. Der Schneidenwiderstand kann über unterschiedliche Berechnungsansätze ermittelt werden.

Der Brustwiderstand bei Schildvortriebsverfahren setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Anpresskraft des Bohrkopfes an die Ortsbrust,
- in der Suspensionskammer hydraulisch erzeugte Kraft zur Stützung der Ortsbrust und zur Abförderung des Bohrkleins,
- Schneidenwiderstand des Steuerkopfes.

Der Schneidenwiderstand des Steuerkopfes wird in der Regel vernachlässigt, da der Bohrkopf entweder unmittelbar im Schneidenbereich in Abständen von etwa 0 bis 5 cm oder direkt vor der Schneide positioniert ist.

Die Anpresskraft und die hydraulisch erzeugte Stützkraft sind abhängig von den ingenieurgeologischen und hydrogeologischen Bedingungen.

Beim Rohrvortrieb sind neben dem Eindringwiderstand die Reibungskräfte zwischen der äußeren Mantelfläche der Vortriebsmaschine und der Vortriebsrohre und dem anstehenden Boden zu überwinden. Sie ergeben sich aus der Integration der Mantelreibungskraft über die äußere Mantelfläche der Vortriebsrohre.

Die Mantelreibung kann durch folgende Maßnahmen reduziert werden:

- Anordnung eines Überschnittes - Dieser beträgt i.d.R., bezogen auf den Radius, je nach Bodenart und Nennweite bis zu ca. 20 mm. Er muss bei Rohrvortrieben unter dem Bahngelände der Deutschen Bahn AG auf 5 bzw. 10 mm je nach Anwendungsfall begrenzt werden, um Setzungen an der Geländeoberkante zu vermeiden bzw. gering zu halten [16]. In standfesten Böden ist diese Maßnahme sehr wirkungsvoll, da das Vortriebsrohr nur im Sohlenbereich aufliegt. In nichtstandfesten Böden sollte sie rechnerisch nicht zur Verringerung der Mantelreibung angesetzt werden. Sie ist jedoch auch hier erforderlich, um Steuerbewegungen durchführen zu können.
- Einsatz eines Gleitmittels (Bentonitsuspension) - Einpressen der Suspension durch Injektionsstutzen mit dem Ziel, einen durchgehenden reibungsarmen Schmierfilm herzustellen, in dem das Rohr im Idealfall schwimmt. Verfahrenstechnisch sind die Auswahl des Bentonits, die Konsistenz der Suspension und der Einpressvorgang (Druck, Volumen) von Bedeutung. In Abhängigkeit des anstehenden Bodens wirkt die Verfüllung und Stützung des Ringraumes darüber hinaus Setzungen entgegen.

Tabelle 3 zeigt das Ergebnis einer Auswertung von insgesamt 398 Rohrvortrieben durch die "Working-Group No. 3 (Microtunnelling)" der ISTT [21].

Tabelle 3: Mantelreibung für unterschiedliche Böden (Mittelwerte) [21]

Bodenart	Mantelreibung [kN/m <sup>2</sup> ]
Ton	6,0
Sand	6,0
Kies-Sand	5,6

Die Vorpresskraft verringert sich ausgehend von der Hauptpressstation von Rohr zu Rohr um den Reibungswiderstand. Die größte Kraft herrscht demnach im jeweils ersten Rohr vor der Hauptpressstation. Folgende Faktoren haben auf die aufnehmbare Vorpresskraft nach ATV-A 161 [19] einen maßgebenden Einfluss:

- Querschnittsfläche an der schwächsten Stelle,
- Festigkeit des Rohrwerkstoffes,
- Maß der Exzentrizität des Lastangriffes.

Bei der Berechnung der von den Vortriebsrohren aufnehmbaren und damit zulässigen Vorpresskraft ist zwischen

- druckkraftschlüssigen, abwinkelbaren und
- druck- und zugkraftschlüssigen

Rohrverbindungen zu unterscheiden. Bild 10 zeigt eine druckkraftschlüssige Rohrverbindung.

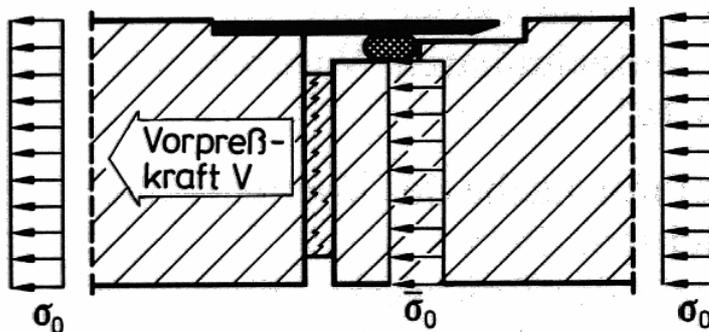


Bild 10 Kraftübertragung bei druckkraftschlüssigen Rohrverbindungen und axial zentrischer Belastung [20]

Die zulässige Vorpresskraft ergibt sich unter Berücksichtigung der Ausmitte ihres Kraftangriffes zu:

$$\text{zul } V = A \cdot \frac{\beta_{LD}}{\frac{\beta}{\max \sigma}} \cdot \sigma_0 \tag{1}$$

mit

$A$	=	Druckübertragungsfläche,
$\beta_{LD}$	=	Längsdruckfestigkeit,
max. $\sigma/\sigma_0$	=	Spannungsverhältnis,
$\beta$	=	Sicherheitsbeiwert.

Die Exzentrizität ergibt sich bei druckkraftschlüssigen Rohrverbindungen insbesondere aus den Steuervorgängen, die zu gegenseitigen Abwinkelungen benachbarter Vortriebsrohre führen. Als Mindestmaß der Ausmitte der Resultierenden ist nach ATV-A 161 [19] der Radius des Kernquerschnittes anzusetzen. Hierbei tritt gerade noch keine klaffende Fuge auf (vgl. Bild 11).

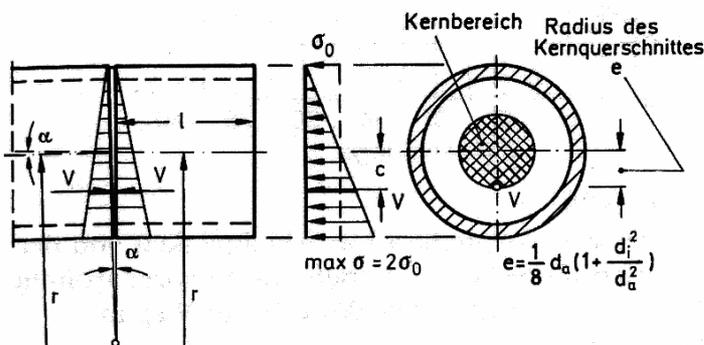


Bild 11 Spannungen in der durchgehend druckbeanspruchten Fuge [20]

## 2.5 Experimentelle Untersuchungen an Vortriebsrohren

### 2.5.1 Laborversuche

Neben zahlreichen theoretischen Betrachtungen liegen auch bereits Ergebnisse aus experimentellen Untersuchungen an Vortriebsrohren vor. Husein ([22] nach [23]) führte in zwei Versuchsständen Belastungsversuche („in-air-test“ und „in-soil-test“, vgl. Bild 12) an vorgepressten und verwinkelten Steinzeugrohren durch und analysierte die Werkstoffspannungen an den Rohren für verschiedene Fugenzwischenlagen und Verwinkelungen. Die Messungen zeigten einen maßgeblichen Einfluss der Fugenausbildung der Rohre, der Materialeigenschaften der Fugenzwischenlagen und der Querkrafteinleitung zur Verwinkelung der Rohre auf die axiale Belastung der Rohre.

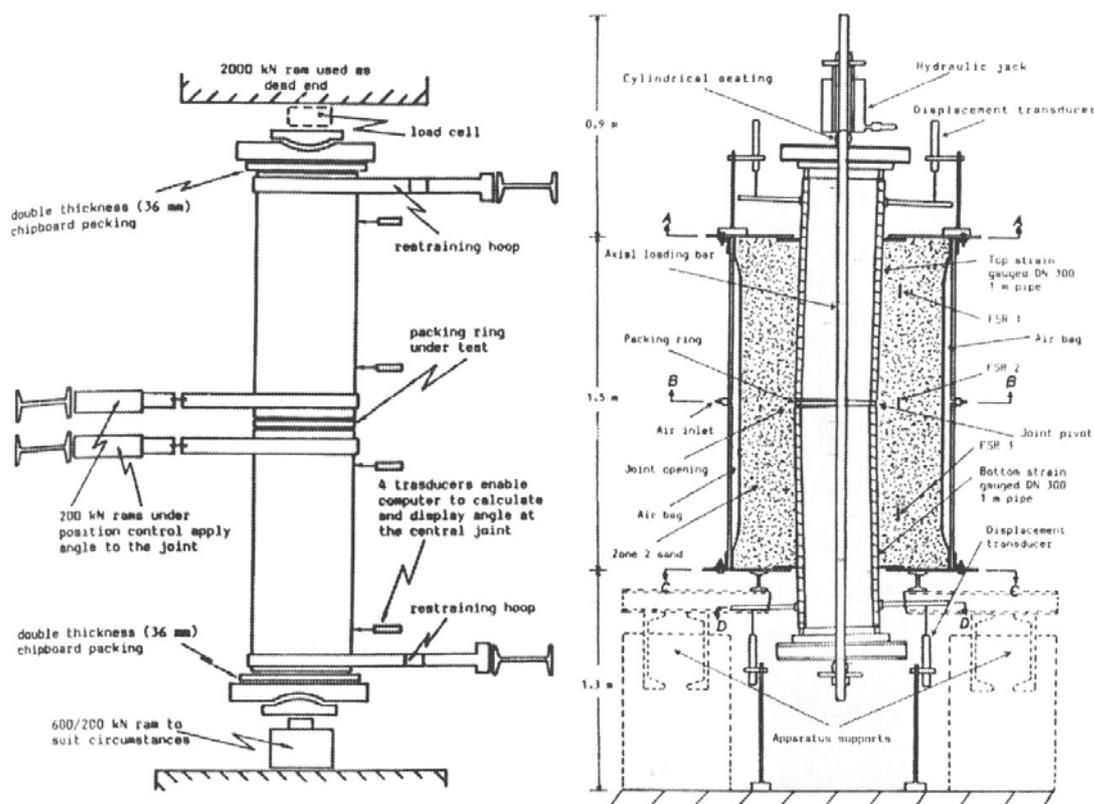


Bild 12 Versuchseinrichtung zur Durchführung des "in-air-" und "in-soil-tests" [23]

Ripley und Milligan ([24], [25], [26] nach [23]) führten Laboruntersuchungen an maßstäblichen Modellrohren aus Beton durch und analysierten das Verformungs- und Bruchverhalten der Rohre, das Werkstoffverhalten verschiedener Fugenzwischenlagen und die Längskraftübertragung in den Rohrfugen. Das Hauptaugenmerk lag auf der Untersuchung der Lastkonzentration zwischen vorgepressten und verwinkelten Rohren und der Suche nach Möglichkeiten zur Reduzierung der Lastkonzentration. Im Ergebnis konnte ein entscheidender Einfluss der Zwischenlage (z.B. Dicke, Wassergehalt) auf die Spannungskonzentration in der Rohrfuge sowie ein direkter Zusammenhang zwischen Vortriebskraft und Bodenspannungen bzw. zwischen Bodenspannungszustand und Reibungswiderstand beim Rohrvortrieb festgestellt werden.

In [23] wurden in experimentellen Untersuchungen (vgl. Bild 13) Steinzeug- und Beton-Vortriebsrohre der Baulänge 2 m in den Nennweiten DN 250, DN 300 und DN 400 jeweils paarweise zyklisch belastet und dabei wechselseitig zueinander verwinkelt. Mit Hilfe eines Foliendruckmesssystems bzw. von Dehnungsmessstreifen wurde die Spannungsverteilung in der Rohrfuge und die Lasteinwirkung und -ausbreitung in Rohrlängsrichtung ermittelt. Die Längslast wurde bei der Durchführung der Versuche in drei Stufen von 200 kN, 400 kN und 600 kN aufgebracht. Für jede Laststufe wurde jedes Rohr mehrmals zu beiden Seiten abgewinkelt. Die Abwinkelung der Rohre betrug in Abhängigkeit der Längslast und der Fugenzwischenlage maximal  $1^\circ$ .

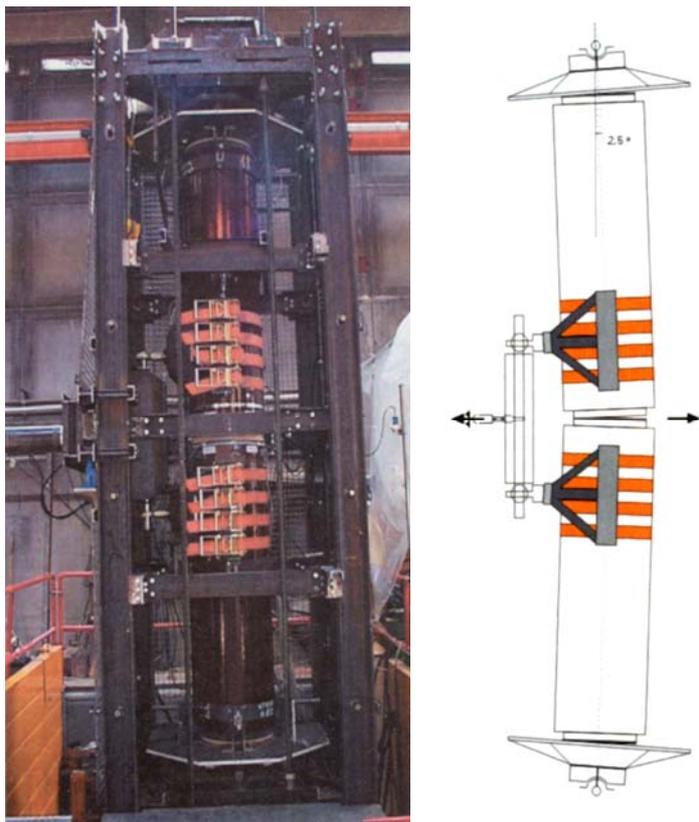


Bild 13 Versuche an Vortriebsrohren kleinerer Nennweite [45]

Im Vorfeld der Versuche wurden nach [23] Materialprüfungen an Fugenzwischenlagen aus verschiedenen Materialien (Spanplatte, Vollholz aus Fichte und Sandwichplatten) durchgeführt, um das Werkstoffverhalten der Druckübertragungsmittel während des Rohrvortriebs einschätzen und bewerten zu können. Aufgrund der Versuchsergebnisse wurde ein allgemeingültiges Werkstoffgesetz zur Abbildung des einaxialen Spannungs-Dehnungsverhaltens vorgeschlagen, mit dem das Werkstoffverhalten unterschiedlicher Zwischenlagenmaterialien beschrieben werden kann.

In [3] werden ebenfalls Untersuchungen zur Überprüfung der Materialeigenschaften der Druckübertragungsmittel beschrieben. *Scherle, Hornung, Aversch* und *Antz* haben ausführlich das Werkstoffverhalten von Fugenzwischenlagen aus Holz untersucht und teilweise entsprechende Werkstoffgesetze abgeleitet ([27], [28], [29], [30], [40] nach [3]).

## 2.5.2 Feldversuche

Neben Versuchen im Labor wurden ebenfalls Untersuchungen zur Belastung von Vortriebsrohren in Feldversuchen durchgeführt. So konnte *Norris* ([31] nach [23]) durch messtechnische Begleitung von realen Vortrieben begehrter Rohre das Verhalten, die Belastung und Bettung von Vortriebsrohren unter In-situ-Bedingungen erforschen. Durch Messung der Lastübertragung in einer Rohrfuge, der Verwinkelung von voraus- und nachlaufendem Rohr und der Spannungen zwischen Rohr und Baugrund konnte er den Nachweis erbringen, dass die Rohrspannungen im Fugenbereich nahezu unabhängig von der Bodenbeschaffenheit sind und hauptsächlich von der Genauigkeit der Vortriebssteuerung abhängen.

In weiteren Feldversuchen konnten *Marshall* [32] sowie *Marshall* und *Milligan* ([33], [34]) durch Messungen Wechselwirkungen zwischen Rohr und Boden und beim Vortrieb entstehende Bodenbewegungen ermitteln. Ebenso wurde bei Rohrvortrieben in Köln [35] an ausgewählten Rohren die Fugenwege gemessen, die tatsächlichen Verwinkelungen der Rohre ermittelt und mit Hilfe der Verformungen der Fugenzwischenlagen die Spannungsverteilung während des Vortriebs bestimmt. Weitere Ergebnisse aus In-situ-Messungen enthält [51].

### 2.5.3 Numerische Berechnungen

Begleitend zu den Laborversuchen führte *Husein* [22] auch numerische Berechnungen mit der Methode der Finiten Elemente zur Überprüfung der Versuchsergebnisse durch. Auf der Basis der Labor- und Feldversuche von *Ripley*, *Milligan* und *Norris* führte *Zhou* ebenfalls FEM-Berechnungen durch [36]. Ziel war die Sammlung neuer Erkenntnisse über das Rohrverhalten unter Vortriebsbedingungen und die Suche nach Verbesserungsmöglichkeiten für die Konstruktion der Rohre und deren Fugenausbildung. Schwerpunkt der Untersuchung war der Einfluss des Druckübertragungsmittels auf die Eigenschaften des Rohres, des Bodens und der Verwinkelungen an den Rohrverbindungen. Unter anderem untersuchte er den Einfluss verschiedener Größen auf die Spannungskonzentrationen und erarbeitete Vorschläge zur Reduzierung von Spannungsspitzen.

Begleitend zu den Laborversuchen führte *Buchhardt* [23] zur Modellierung der Belastungsversuche und zur Verifikation der analytisch bestimmten Zwängungsbeanspruchungen von Vortriebsrohren numerische Berechnungen mit der Methode der Finiten Elemente durch. Anhand der Berechnungsergebnisse konnte er die zuvor aufgestellten analytischen Verfahren für Beanspruchungen in Rohrlängs- und -querrichtung verifizieren.

In [37] wurde das Lastübertragungsverhalten von Stahlbetonvortriebsrohren im Bauzustand bei Korrektur- bzw. Kurvenfahrten am Beispiel eines Vier-Rohrstrang-Systems untersucht. Als Einflussgröße in dieser mittels FEM-Modellrechnung durchgeführten Parameterstudie wurden gemäß [37] variiert:

1. Tangentialsteifigkeit der Kontaktfläche zwischen Rohrstirnfläche und Holzring,
2. Erdwiderstand im Stirnbereich,
3. Elastizitätsmodul des Holzrings und
4. Überschnitt beim Vortrieb.

Ziel war die rechnerisch-analytische Ermittlung der Einflüsse der o.a. Parameter auf die Lastumlagerungs- bzw. Spannungskonzentration in Vortriebsrichtung sowie der Rohrverschiebungen in Längs- und Querrichtung. Die FEM-Simulation wurde für Stahlbetonrohre der Nennweite DN 1800, der Wanddicke 20 cm und einer Länge von 3 m eingesetzt.

## 2.6 Bemessungs- und Berechnungsverfahren für den Lastfall Vortrieb

Zur statischen Berechnung von Vortriebsrohren mit Kreisquerschnitt ist das ATV-Arbeitsblatt A 161 [19] anzuwenden. Die dortigen Berechnungsansätze gehen bei der Berechnung der Vorpresskraft von der Annahme ebener Rohrendflächen und einer linear-elastischen Spannungsverteilung in der Rohrfuge aus.

Alternativ zur Berechnungsmethode nach ATV A 161 [19] und prEN 1916 [38] werden in [23] weitere Modelle von *Scherle*, *Antz*, *Monfront*, *Averesch*, *Milligan/Norris* und *Haslem* ([39], [40], [41], [30], [42], [43] und [44]) zur Bestimmung der zulässigen Vortriebskraft vorgestellt sowie ein neues analytisches Berechnungsverfahren für Vortriebsrohre entwickelt. Mit diesem neuen Verfahren von *Buchhardt* können die während des Vorpressvorgangs in Locker- und Festgestein auf die Rohre wirkenden Beanspruchungen in Längs- und Querrichtung sowie die maximal zulässige Vortriebskraft bestimmt werden. In [3] wird ein weiteres Berechnungsverfahren für Vortriebsrohre, das „Allgemeine Berechnungsverfahren nach S&P“ dargestellt. Im Gegensatz zu vielen anderen Modellen berücksichtigt dieses Verfahren, wie auch *Buchhardt* ([23], [45]), das nichtlineare und vom Belastungsverlauf abhängige Spannungs- und Stauchungsverhalten des Fugenzwischenlagenwerkstoffs.

Maßgeblichen Einfluss auf die Spannungsverteilung in der Rohrfuge hat nach [23] und [45] das Maß der Fugenklaffung. Diese Größe ist jedoch bei der Bemessung unbekannt und kann nur grob abgeschätzt werden. Ebenso wird das Werkstoffverhalten der Fugenzwischenlagen als linear-elastisch angenommen. Diese Annahme entspricht nur mit Einschränkungen den realen Bedingungen, da die üblichen als Fugenzwischenlage verwendeten Materialien wie Holz, Holzwerk- und Kunststoffe unter Einfluss der Parameter Höhe und Dauer der Belastung, Anzahl der Lastwechsel und Aufbau der Fugenzwischenlage sowohl ein elastisches als auch ein plastisches Werkstoffverhalten aufweisen.

In [23] und [45] wurden weitergehende Untersuchungen zur Spannungsverteilung zwischen Vortriebsrohren beim Lastfall Vortrieb dargestellt, die sich wie folgt zusammenfassen lassen:

Auf der Grundlage der Ergebnisse der Materialprüfungen konnte zunächst ein analytisches Berechnungsmodell zur Bestimmung der Spannungsverteilung zwischen verwinkelten und vorgepressten Rohren entwickelt werden. Dieses Modell wurde anschließend anhand von experimentellen Untersuchungen und numerischen Berechnungen verifiziert. Bei der Analyse der Spannungsverteilung zwischen den Rohren stellte sich heraus, dass der Verlauf und die Spannungsmaxima sowie das Maß der Fugenklaffung von folgenden Kenngrößen abhängig sind:

- Höhe der Vorpresskraft,
- Nennmaß der Rohre (DN) und Breite des Rohrspiegels ( $d_i/d_a$ ),
- Grad der Verwinkelung der Rohre,
- Dicke der Fugenzwischenlage nach Verformung (d.h. ohne plastische Verformungsanteile),

- Materialverhalten der Fugenzwischenlage in Abhängigkeit der Feuchtigkeit und der Anzahl und Höhe der Belastungsspiele.

Die Spannungsverteilung in der Fuge zwischen den abgewinkelten Rohren verläuft nicht über die Höhe des Querschnitts linear, sondern weist einen parabelförmigen oder kubischen Spannungsverlauf auf. Im Gegensatz zum Berechnungsansatz nach ATV A 161 [19] wird das Maß der Fugenklaffung nicht nur grob abgeschätzt, sondern kann nach [23] erstmals berechnet werden zu:

$$\frac{z}{d_{a,DÜM}} = \frac{a_{o,DÜM} \cdot \sqrt[p]{\sigma_{max}} \cdot \frac{R}{L_{Rohr}}}{\sqrt[p]{E_x} \cdot d_a} \quad (2)$$

mit

$p = 1, 2, 3$	linearer ( $p = 1$ ), parabelförmiger ( $p = 2$ ) oder kubischer ( $p = 3$ ) Spannungsverlauf
$z$ [m]	Randmaß des druckkraftübertragenden Anteils der Querschnittsfläche der Fugenzwischenlage
$d_{a,DÜM}$ [m]	Außendurchmesser des Druckübertragungsrings im Fugenbereich
$a_{o,DÜM}$ [m]	Ausgangsdicke der Fugenzwischenlage nach Vorverformung
$\sigma_{max}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Maximale Längsrandspannung durch Kantenpressung in der Fuge bei Verwinkelung der Vortriebsrohre
$R$ [m]	Krümmungsradius der Raumkurve der Rohrtour
$L_{Rohr}$ [m]	Rohrlänge
$E_x$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Elastizitätsmodul der Fugenzwischenlage, bestimmt durch entsprechende Druckprüfung ( $E_L$ bei linearer, $E_p$ bei parabelförmiger und $E_k$ bei kubischer Spannungs-Dehnungsverteilung)

Zwischen der Vorpresskraft und der Randspannung  $\sigma_{max}$  besteht nach [23] folgender Zusammenhang:

$$V = \frac{2 \cdot \sigma_{max}}{(r_{a,DÜM} - a)^p} \cdot \left[ \int_a^{r_{a,DÜM}} (x - a)^p \cdot \sqrt{r_{a,DÜM}^2 - x^2} dx - \int_a^{r_{i,DÜM}} (x - a)^p \cdot \sqrt{r_{DÜMi}^2 - x^2} dx \right] \quad (3)$$

mit

$p = 1, 2, 3$	linearer ( $p = 1$ ), parabelförmiger ( $p = 2$ ) oder kubischer ( $p = 3$ ) Spannungsverlauf
$r_{i,DÜM}$ [m]	Innenradius des Druckübertragungsrings im Fugenbereich
$r_{a,DÜM}$ [m]	Außenradius des Druckübertragungsrings im Fugenbereich
$a$ [m]	Maß zwischen Mittelpunkt des Rohrquerschnitts und Lage des Nullpunkts der Längsdruckspannungsverteilung
$x$ [m]	Laufvariable, ausgehend vom Mittelpunkt des Rohrquerschnitts

Mit diesen Gleichungen kann die zulässige Vorpresskraft über das Kriterium der einzuhaltenden maximalen Längsdruckspannung des Rohrwerkstoffs in Abhängigkeit der verschiedenen Kenngrößen berechnet werden. Darüber hinaus wurden die Gleichungen durch Umformung in Bemessungsnomogramme zur Bestimmung der zulässigen Vorpresskraft durch Längsbelastung von Vortriebsrohren umgewandelt.

Diese neuen Berechnungsansätze berücksichtigen gemäß [23] im Vergleich zur ATV A 161 [19] die maßgeblichen Kenngrößen Materialeigenschaft und Dicke der Fugenzwischenlage, Krümmung der Rohrtour und die tatsächliche Spannungsverteilung zwischen den Rohren.

Offen bleibt allerdings mit Blick auf die o.a. Bemessungs- und Berechnungsverfahren, ob diese allein ausreichen, die vorhandenen Probleme im Bauzustand beim Vorpressen der Rohre wie Abplatzungen und Risse zu vermeiden.

## 2.7 Vortriebsbegleitende Qualitätssicherung

Eine Voraussetzung für die fachgemäße Erstellung von Abwasserkanälen in geschlossener Bauweise ist die Einhaltung der für die Dimensionierung der Rohre maßgebenden Parameter Vorpresskraft und Kurvenradius. Eine zulässige Abweichung in Sollrichtung und -höhenlage ist in der Planung festzulegen. Um Schäden an den Rohren zu vermeiden, müssen diese Parameter während des Vortriebs überwacht werden. Dies geschieht auch vor dem Hintergrund, etwaige Gegenmaßnahmen frühzeitig einleiten zu können. Stand der Technik der vortriebsbegleitenden Qualitätssicherung ist z.B. die präzise Höhenbestimmung mittels elektronischer Schlauchwasserwaagen, der Einsatz von Laser- und Kreiseltechnologie zur Navigation oder die Überwachung der Vorpresskraft. Die auf dieser Basis erstellten Vortriebsprotokolle sollten Aufzeichnungen über die Vorpresskräfte sowohl für Haupt- und Zwischenpressstationen, die Abweichung nach Höhe und Seite, die Verrollung sowie die Vortriebsgeschwindigkeit und -länge enthalten. Soweit verfahrensbedingt möglich, sollten die Daten kontinuierlich gemessen und aufgezeichnet werden [16].

Neben den in die Vortriebsmaschinenteknik integrierten Komponenten zu Überwachung von Rohrvortrieben werden ebenfalls „externe“ Systeme angeboten, die die Abwinkelung der Rohrfugen messen und auf dieser Basis z.B. zulässige Vorpresskräfte ermitteln. Bekannte Beispiele für eine derartige vortriebsbegleitende Qualitätssicherung sind das am Institut für Baubetrieb und Projektmanagement (ibb) der RWTH Aachen entwickelte System zur Online-Überwachung der Rohrbelastung (vgl. [46]) sowie das Berechnungsprogramm *CoJack* (Computing and Controlling Pipe Jacking) der Prof. Dr.-Ing. Stein & Partner GmbH, Bochum (vgl. [47]).

Bei dem System zur Online-Überwachung der Rohrbelastung des ibb dient die Verformung des Druckübertragungsmittels als Messgröße zur Ermittlung der Spannung im Rohrspiegel. Voraussetzung ist daher die genaue Kenntnis des Verhaltens des Druckübertragungsmittels unter den im Rohrvortrieb auftretenden Beanspruchungen. Die Verformungseigenschaften der verwendeten Holzwerkstoff- oder Vollholz-Druckübertragungsmittel zeichnen sich im niedrigen Beanspruchungsbereich nach [46] durch ein elastisches Materialverhalten aus. Unter höheren Lasten ist mit einem nicht linearen Materialverhalten mit elastischen und plastischen Verformungsanteilen zu rechnen.

Die Berechnung des Spannungs-Verformungsverhaltens mit einem konstanten E-Modul scheint somit nicht zielführend. Das Materialverhalten des Drucküber-

tragungsmittels wird daher unter vortriebspezifischen Belastungen untersucht, um Eingangsparameter für ein empirisches Materialmodell zu erhalten. Im Berechnungsmodell wird das Druckübertragungsmittel in kleine Elemente zerlegt, denen eine Verformung zugewiesen wird. Mit Hilfe des Materialmodells kann so für jedes Element eine Druckspannung berechnet werden. Eine „Parallelberechnung“ für alle Elemente ergibt die Spannungsverteilung im Druckübertragungsmittel. Eingangsparameter ist allein die jeweilige Stauchung der einzelnen Druckübertragungsmittel-elemente. Die Werte dieser Stauchung des Druckübertragungsmittels werden durch Vermessung des Fugenspalts zwischen zwei Vortriebsrohren bestimmt. Zur praktischen Umsetzung dieser im ibb entwickelten Methode wurde eine für den Baustellenbetrieb geeignete Messtechnik entwickelt.

Nach [46] wird an ausgewählten Fugen des Rohrstranges mit vier Wegsensoren das Fugenspaltmaß gemessen. Die Sensoren - induktive Wegaufnehmer - werden in den um 45° versetzten Viertelpunkten angeordnet (Bild 14).

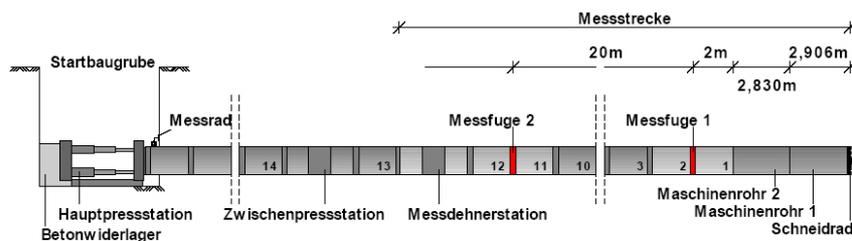


Bild 14 Anordnung der Messtechnik im Rohrstrang [46], [51]

Während des Rohrvortriebs werden die Messwerte kontinuierlich aufgezeichnet, ausgewertet und visualisiert. Aus der aktuellen Rohrverwinkelung wird die Verformung des Druckübertragungsmittels und die Spannung in der Messfuge berechnet. Die sog. Verformungsgeschichte des Druckübertragungsmittels wird dabei über die maximalen plastischen Verformung aus den Vorbelastungen berücksichtigt.

Auf der Basis der ermittelten Spannungsverteilung in der Rohrfuge wird eine zulässige Vorpressekraft angegeben (Bild 15). Nach [46] können so Überbeanspruchungen der Vortriebsrohre erkannt und vermieden werden.

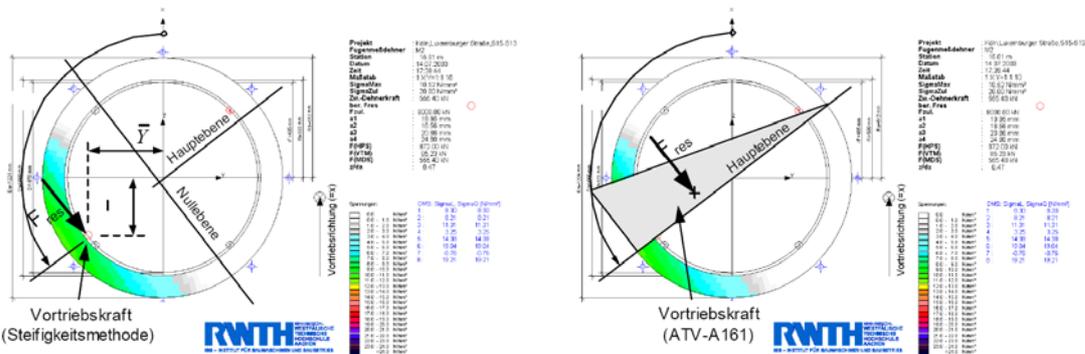
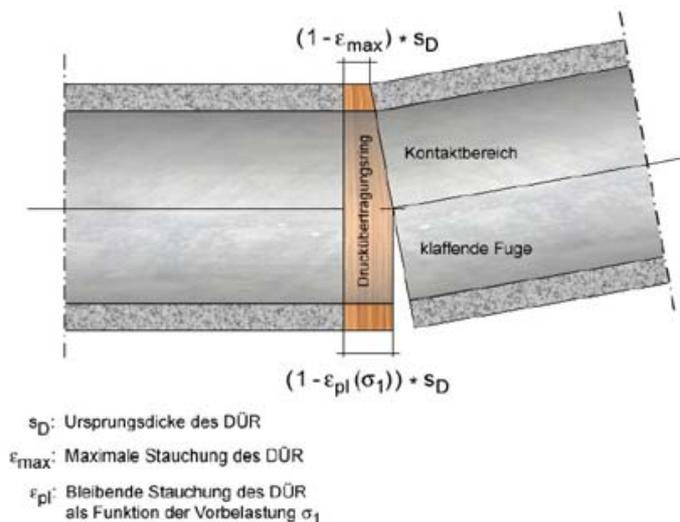


Bild 15 Spannungsverteilung in der Rohrfuge und Lage der resultierenden Vortriebskraft [46]

Eine ähnliche Methode zur Berechnung und Kontrolle von Rohrvortrieben stellt das Berechnungsprogramm *CoJack* (Computing and Controlling Pipe Jacking) der Prof. Dr.-Ing. Stein & Partner GmbH, Bochum dar. Nach [47] werden mit dem Berechnungsprogramm *CoJack* das nichtlineare Materialverhalten des Druckübertragungsmittels, die Beanspruchungsgeschichte, geometrische Veränderungen der Druckübertragungsfläche (Bild 16) im Vortriebsverlauf sowie Änderungen der Längskraft oder der Trasse berücksichtigt.



**Bild 16** Lastverteilende Wirkung des Druckübertragungsringes bei Abwinklung der Rohrfuge [47]

Nach [48] liegt das Hauptanwendungsgebiet des Berechnungsprogramms *CoJack* in der baubegleitenden Simulation von Rohrvortrieben. Die dazu erforderlichen Messdaten, Pressenkräfte und Steuerdaten werden in der Regel arbeitstäglich per E-Mail von der Baustelle übermittelt. Wie bei dem Verfahren der RWTH Aachen können auch hier die messtechnisch aufgezeichneten Abwinkelungen der Rohre ausgewertet werden.

Darüber hinaus stellt *CoJack* nach [47] ein Simulationsprogramm dar, mit dem bereits im Vorfeld der Bauausführung die Plandaten überprüft und Vorgaben für die Bauausführung hinsichtlich Vortriebskraftentwicklung und Steuerbewegungen gemacht werden können. Als Instrument der Bauüberwachung lässt sich das Sicherheitsniveau für die bereits zurückgelegte Vortriebsstrecke überprüfen und eine Prognose für die noch aufzufahrende Strecke erstellen. Bild 17 zeigt beispielhaft eine Auswertung, bei der der Baufortschritt durch den Übergang von Mess- zu Plandaten erkennbar ist.

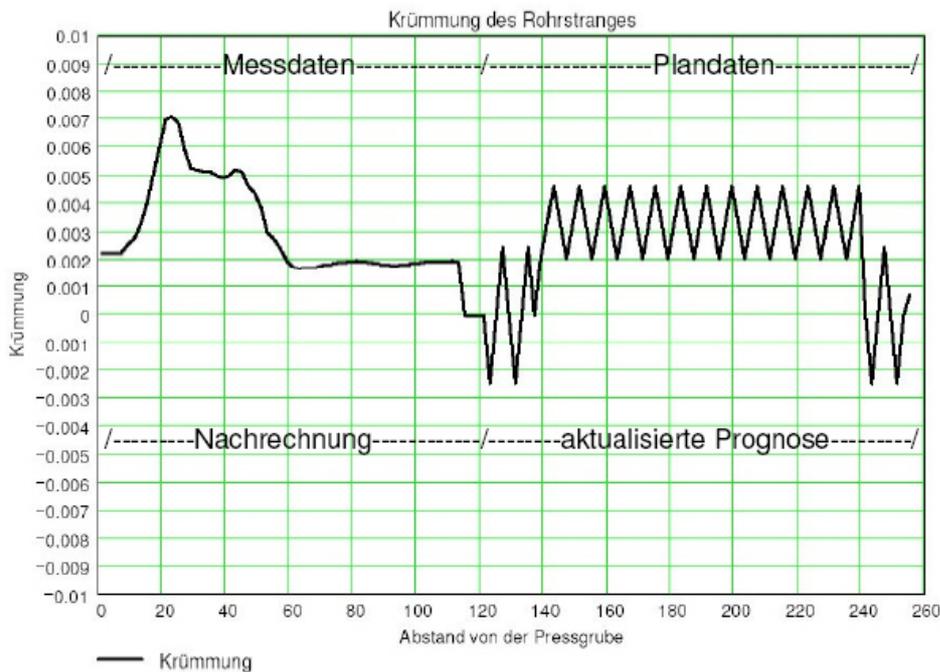


Bild 17 Auswertung mit dem Übergang von Mess- zu Plandaten [47]

Der Einsatz des Systems *CoJack* ermöglicht so eine kurzfristige Festlegung neuer Grenzwerte für den weiteren Vortrieb. Im Rahmen der Bauabnahme kann der gesamte Vortrieb anhand von Messdaten rechnerisch nachgefahren werden. Dadurch ist es nach [47] möglich, einzelne überbeanspruchte Rohre zu erkennen, um dort gegebenenfalls weitergehende Untersuchungen auf mögliche Schäden einzuleiten. Bild 18 zeigt das Schema einer vollständigen Begleitung einer Vortriebsmaßnahme mit *CoJack* von der Planung über die Bauausführung bis zur Bauabnahme.

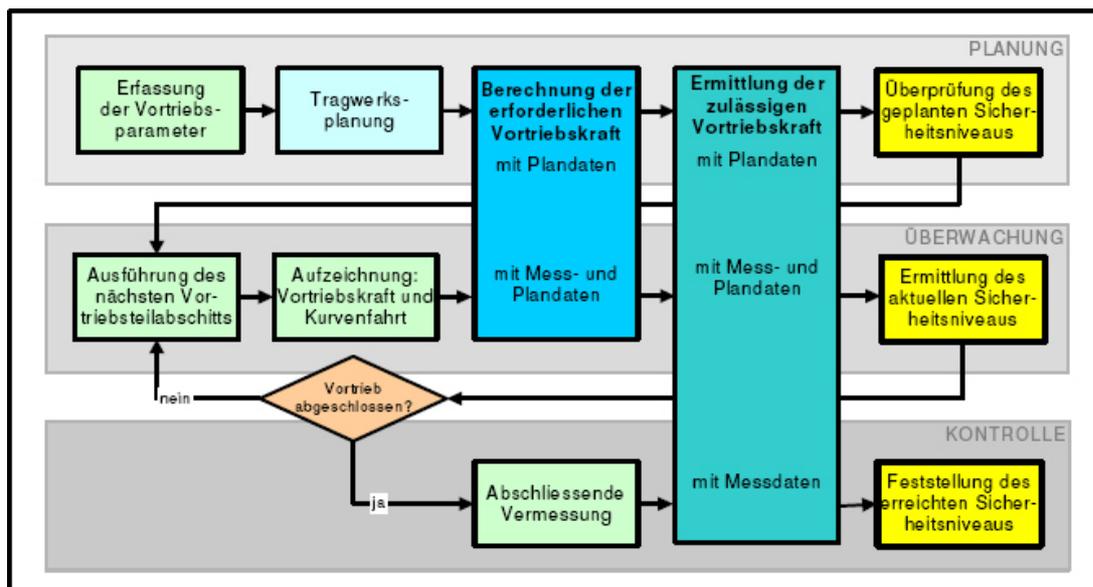


Bild 18 Ablaufschema der Begleitung eines Vortriebsprojekts mit *CoJack* [47]

## 2.8 Simulationseckdaten

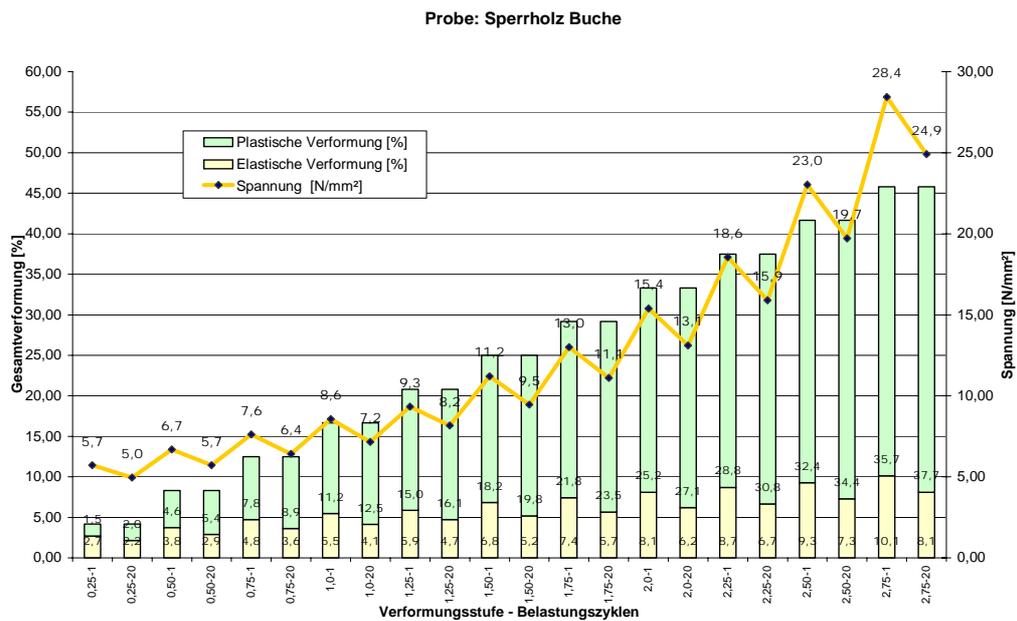
Schwerpunkt des Forschungsvorhabens bildet die Untersuchung von Vortrieben mit Rohren aus Stahlbeton im begehbaren Bereich. Im Vergleich zu den im Abschnitt 2.5.1 beschriebenen Laborversuchen sollen nicht nur einzelne kleinformatige Rohre oder Rohrsysteme aus maximal zwei Rohren mit nur einer Verbindung den typischen Belastungen des Rohrvortriebs ausgesetzt werden, sondern Rohrstränge unter Einbeziehung mehrerer Verbindungen das Belastungsszenario eines kompletten Rohrvortriebs durchlaufen. Die Vorgehensweise sieht zunächst die Planung, Konzeption und Umsetzung einer Versuchseinrichtung im Modellmaßstab vor. An dieser sollen sämtliche mess-, steuer- und regeltechnischen Fragestellungen erprobt und optimiert werden. Auch soll sie die Quantifizierung der Belastungen in Längs- und Querrichtung ermöglichen. Auf Basis dieser Versuchserfahrungen soll der Simulator im Maßstab 1:1 konstruiert und gebaut werden.

Daher wurden zunächst von den Projektbeteiligten relevante Randbedingungen von Vortrieben mit Stahlbetonrohren recherchiert und in mehreren Projektbesprechungen diskutiert. Der Maßstab für die Modellversuche wurde auf 1:4 festgelegt. Schließlich wurden auf dieser Basis die wesentlichen Randbedingungen herausgefiltert und Eckdaten für die Modell- und Großversuche unter Berücksichtigung der versuchstechnischen Möglichkeiten und des geltenden Normen- und Regelwerkes nach Tabelle 4 festgelegt.

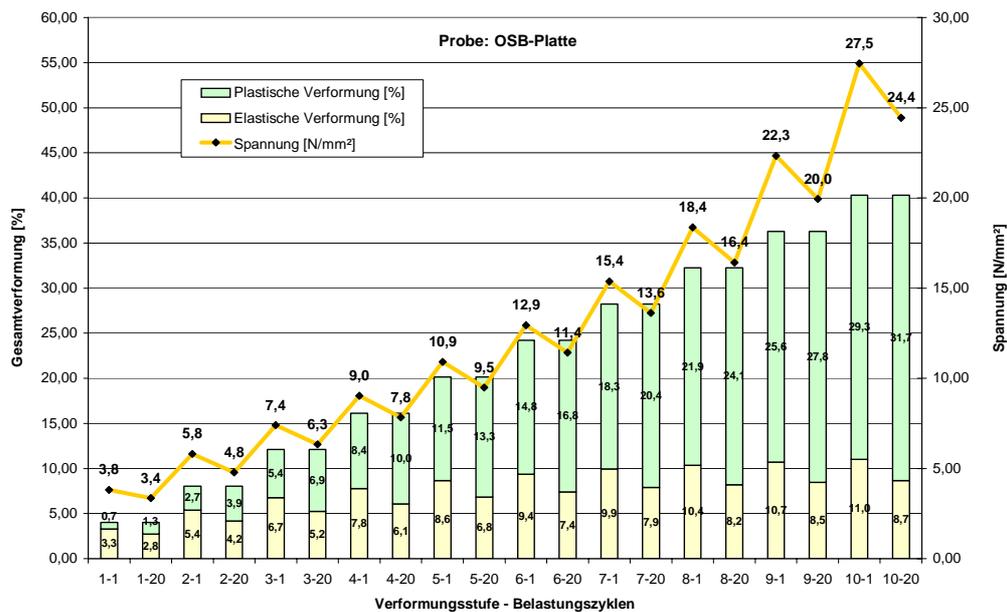
*Tabelle 4 Eckdaten für die Modell- und Großversuche*

Kriterium	Großversuche	Modellversuche
Rohrinnenweite:	DN 1600	DN 400
Rohrlänge:	3,2 m	0,8 m
Wanddicke:	25 cm	6,25 cm
Dicke Druckübertragungsmittel	25 mm	6 mm
Exzentrizität Lastangriff	Kernquerschnitt	Kernquerschnitt
Vortriebskraft:	max. 8 MN	max. 0,5 MN
Dicke Stahlführungsring:	12 mm	3 mm
Beton Güte / Größtkorn:	B 55 / 32 mm	B 55 / 8 mm

Für die Wahl des Druckübertragungsmittels im Modellversuch wurde ein auf die geringe Dicke abgestimmtes Versuchsprogramm entwickelt. Die Prüfergebnisse sind exemplarisch im Bild 19 dargestellt. Ziel war hierbei die Vergleichbarkeit der Eigenschaften des Druckübertragungsmittels im Modell- und Großversuch. Hier konnte eine gute Übereinstimmung mit einer 25 mm dicken OSB-Platte (oriented strand board) (Bild 20) festgestellt werden.

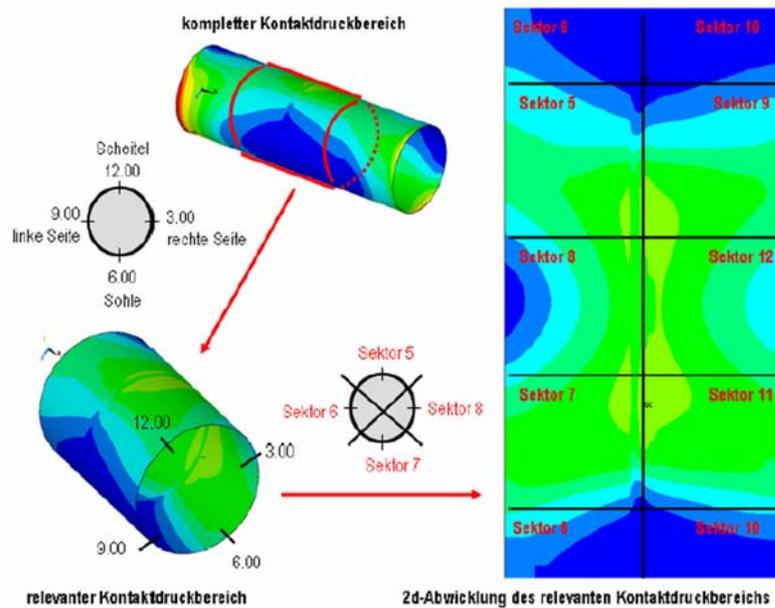


**Bild 19** Ergebnisse der Druckübertragungsmitteluntersuchung – Sperrholz Buche (6 mm)



**Bild 20** Ergebnisse der Druckübertragungsmitteluntersuchung – OSB (25 mm)

Zur Dimensionierung der Prüfbelastungen wurden die im Rohrvortrieb auftretenden Belastungen anhand von Finite-Element-Berechnungen abgeschätzt (vgl. [49]). Die Bodeneigenschaften wurden auf Basis einer entsprechenden Baugrundbetrachtung [50] für übliche Einsatzfälle im Emscher-System modelliert. Im Ergebnis konnten die an der Rohrmantelfläche wirkenden Kontaktspannungen in ihrer Größenordnung und -verteilung abgeschätzt und entsprechende Dimensionierungsvorschläge für die Versuchseinrichtung abgeleitet werden (vgl. Bild 21).



Dunkelblau = 0 N/mm<sup>2</sup>

Hellgrün = 0,2 N/mm<sup>2</sup>

Bild 21 Qualitative Ergebnisse der FEM-Untersuchungen, aus [49]

### 3 Modellversuche

#### 3.1 Zielstellung und Konzeption

Vor der Planung und dem Bau der Versuchskonstruktion im Maßstab 1:1 wurde zunächst untersucht, ob das erarbeitete Versuchskonzept und die geplante Versuchskonstruktion grundsätzlich geeignet sind, den Vortrieb von Stahlbetonrohren realitätsnah und zuverlässig zu simulieren. Hierzu wurde eine der 1:1-Konstruktion entsprechende Modellvariante im Maßstab 1:4 geplant und bemessen. Anschließend wurde im IKT die kleinmaßstäbliche Variante aufgebaut. Insbesondere sollte schon zu diesem Zeitpunkt geklärt werden, ob die vorgesehenen Auflager- und Bettungskonstruktionen die angestrebten Rohrbelastungen auch tatsächlich mit ausreichender Genauigkeit erzeugten. Auch konnte hierbei die Mess-, Steuer- und Regeltechnik erprobt und modifiziert werden. Die Ergebnisse der Modellversuche wurden ausgewertet und ggf. die Versuchskonzeption entsprechend angepasst. Sämtliche Ergebnisse flossen unmittelbar in Planung, Bau und Betrieb der Versuchseinrichtung im Maßstab 1:1, den IKT-Vortriebssimulator ein.

Zur Umsetzung dieser Zielstellung wurden zwei unterschiedliche Varianten für die Konzeption der Modellversuche diskutiert. Zur versuchstechnischen Vereinfachung erschien zunächst eine übergreifende Lagerung der Vortriebsrohre im Rohrverbindungs-bereich zweckmäßig (Bild 22). Hierbei besteht allerdings die Gefahr von übermäßigen Zwängungen bei Abwinkelung der Rohrverbindungen. Favorisiert wurde daher die erheblich aufwändigere Mehrfachlagerung der Rohre an Muffe und Spitze (Bild 23). Grundsätzlich können durch diesen Aufbau auch Querkrafteinträge im Verbindungsbereich simuliert werden.

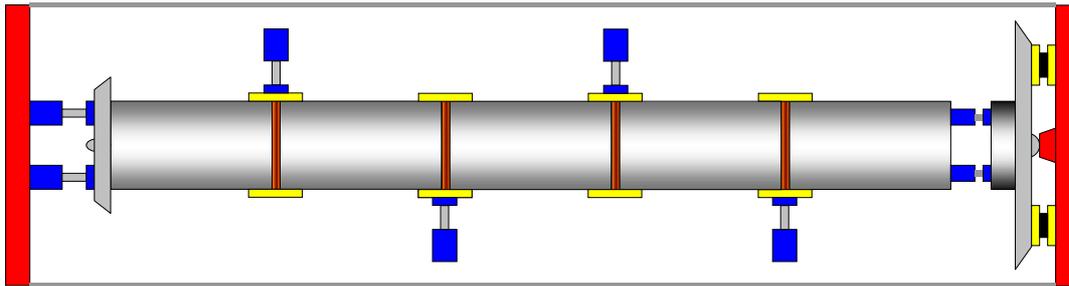


Bild 22 Lagerung im Rohrverbindungsbereich

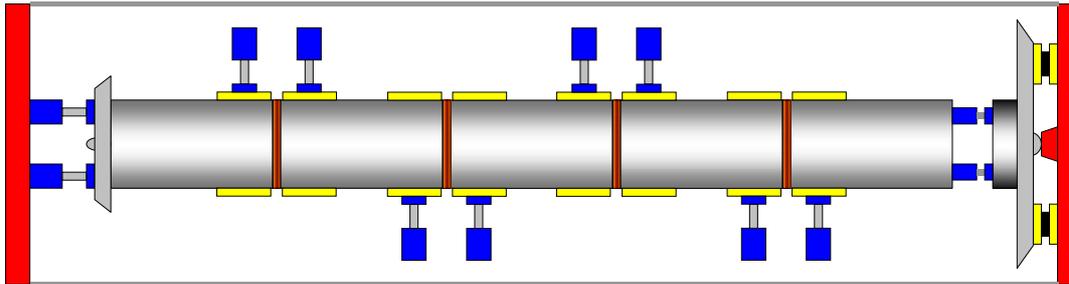
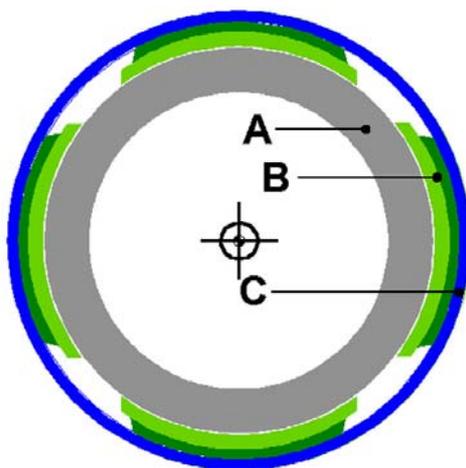


Bild 23 Mehrfachlagerung an Muffe und Spitzende

Die einzelnen Auflager wurden so dimensioniert, dass die entstehenden Reaktionskräfte in Größe und Kraftangriff etwa denen der nach [49] berechneten Kontaktspannungen am Rohrmantel entsprachen. Zur gleichmäßigen Kraffteinleitung wurden Druckkissen verwendet, welche an die Krümmung des Rohres angepasst sind und sich nach außen an einem Stahlring abstützen (Bild 24). So kann der Kontaktdruck in Scheitel, Kämpfer und Sohle getrennt für den Spitzend- und Muffenbereich eingestellt bzw. aufgenommen werden.



Legende: A: Vortriebsrohr / B: Druckkissen / C: Stahlring

Bild 24 Simulation der Kontaktspannungen am Rohrumfang – Zwei Bettungsringe pro Rohr

Die Abwinkelungen oder Scherbelastungen wurden über Hydraulikzylinder eingeleitet, welche radial auf das Rohr einwirken. In den Modellversuchen mussten konstruktionsbedingt Vertikalverschiebungen aufgebracht werden.

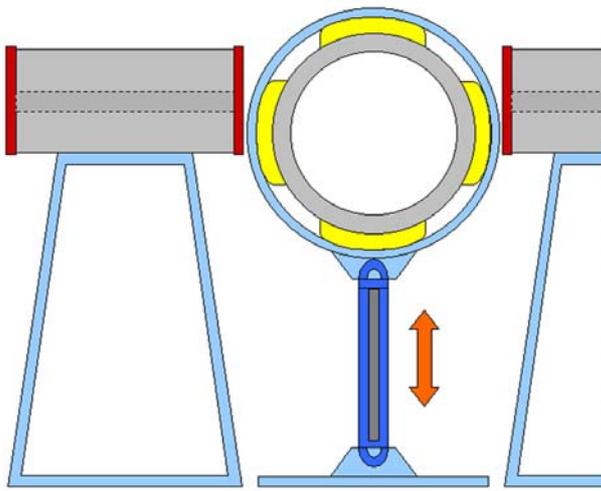


Bild 25 Krafteinleitung zur Auslenkung der Rohre, Modellversuch

Um die Bewegung eines Rohrstrangs über mehrere Rohrverbindungen sowohl in Rohrlängs- als auch in Querrichtung realitätsnah zu simulieren, wird sowohl im Groß- als auch im Modellversuch ein Strang aus 5 Rohren (4 Verbindungen) eingesetzt. An jeder Verbindung werden zwei Bettungsringe mit eingelegten Druckkissen positioniert. An den Rohrstrang-Enden werden die axialen Vorpresskräfte bei den Modellversuchen durch einen 2-MN-Hydraulikzylinder bzw. ein damit verspanntes Widerlager aufgebracht und über gelenkige Lasteinleitungsstrukturen in den Rohrstrang geführt (Bild 26).

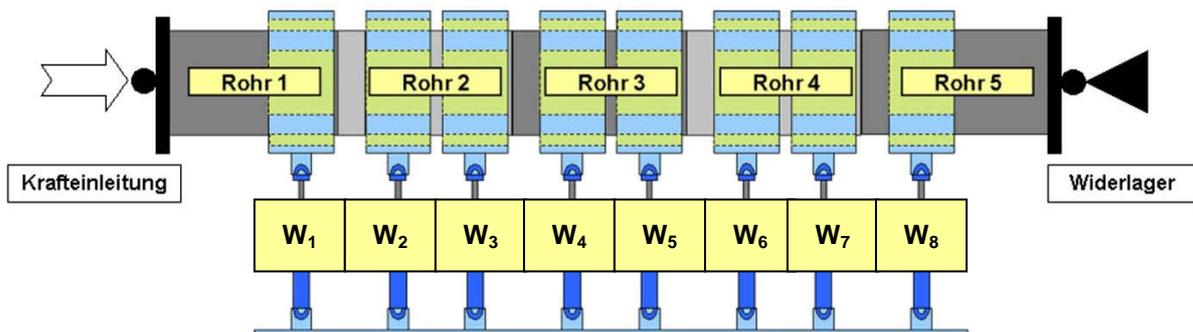


Bild 26 Prinzipskizze des Rohrstranges mit Bettungsringen, Krafteinleitung, Widerlager und Wegaufnehmern  $W_{1-8}$

### 3.2 Versuchsaufbau

Bild 27 zeigt den fertig gestellten Vortriebssimulator für die „Modellversuche“ DN 400. Die Ausführung der gelenkigen Lagerung der Krafteinleitung und des Widerlagers sind Bild 28 zu entnehmen. Bild 29 zeigt neben den Hydraulikzylindern zur Einstellung der unterschiedlichen Kurvenradien auch die Wasserversorgungsleitungen für die insgesamt 32 Druckkissen.



**Bild 27** Gesamtansicht des Vortriebssimulators, Modell DN 400



a) Krafteinleitung

b) Widerlager

**Bild 28** Details des Vortriebssimulators, Modell DN 400



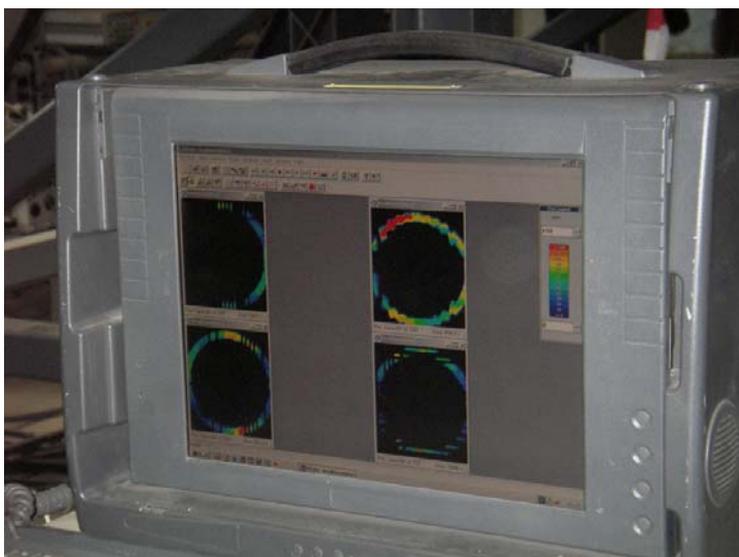
**Bild 29** Hydraulikzylinder zur Positionierung der Vortriebsrohre (Kurvenfahrt)

Im Rahmen der Versuche DN 400 wird eine umfangreiche Messtechnik zur Erfassung aller vortriebsrelevanten Daten eingesetzt. An jedem der insgesamt 32 Druckkissen ist ein Geber zur Aufzeichnung des Kontaktdruckes montiert. Auch wird die Lage des Rohrstranges in der Vertikalen über die Position der 8 Hydraulikzylinder und über 16 zusätzlich montierte Wegaufnehmer bestimmt (Bild 30).



*Bild 30 Wegaufnehmer zur Erfassung der Relativverschiebung zwischen Stahlring und Vortriebsrohr*

Kraft und Weg des 2-MN-Hydraulikzylinders zur Simulation der axialen Vorpresskraft werden ebenfalls kontinuierlich gemessen. Zudem werden in jeder Rohrfuge Druckmessfolien zur Ermittlung der Druckverteilung in Rohrlängsrichtung eingesetzt (Bild 31). An 3 der 5 Rohre werden Dehnungsmessstreifen appliziert, um die Spannungsverteilung über den Rohrquerschnitt und die Rohrlänge zu erfassen (Bild 32).



*Bild 31 Spannungsmessung mit Druckmessfolien im Verbindungsbereich*



Bild 32 Versuchsrohr DN 400 mit Dehnungsmessstreifen

### 3.3 Durchgeführte Versuchsreihen

Bei der Fertigung der Vortriebsrohre im Modellmaßstab wurden vom verwendeten Beton Würfel mit einer Kantenlänge von 150 mm und Zylinder mit einem Durchmesser von 150 mm und einer Länge von 250 mm hergestellt. Die Würfel dienten zur Ermittlung der zum Versuchszeitpunkt erzielten Betondruckfestigkeit (Tabelle 5). Im Mittel ergab sich hier ein Wert von ca. 100 N/mm<sup>2</sup>. Dieser liegt deutlich über der Festigkeit des hier angestrebten B 55.

Tabelle 5 Ermittelte Druckfestigkeiten

Herstelldatum	Bezeichnung	Gewicht Meßmittel: Sartorius LC34 [kg]	Abmessungen: Meßmittel: MS2			Dichte [kg/cm <sup>3</sup> ]	Prüfdatum und Uhrzeit	Bruchkraft [kN]	Kennwerte	
			Breite b [mm]	Tiefe t [mm]	Höhe H [mm]				Fläche [mm <sup>2</sup> ]	Spannung [N/mm <sup>2</sup> ]
15.08.04	Prog <sup>13</sup> 12	8,192	149,55	149,45	149,65	0,00245	05.07.05 / 9:20 Uhr	2457	22350,25	109,9317
07.09.04	Prog <sup>13</sup> 1	8,083	149,70	151,10	149,75	0,00239	05.07.05 / 11:05 Uhr	2165	22619,67	95,7132
07.09.04	Prog <sup>13</sup> 3	8,167	149,75	152,40	149,80	0,00239	05.07.05 / 10:50 Uhr	2389	22821,90	104,6802
06.09.04	Prog <sup>13</sup> 6	8,064	150,00	151,85	150,00	0,00236	05.07.05 / 10:25 Uhr	1920	22777,50	84,2937
08.09.04	Prog <sup>13</sup> 5	8,024	149,70	150,45	149,70	0,00238	05.07.05 / 10:10 Uhr	2049	22522,37	90,9762
08.09.04	Prog <sup>13</sup> 4	8,068	149,80	153,00	149,90	0,00235	05.07.05 / 10:00 Uhr	2049	22919,40	89,4002
13.09.04	Prog <sup>13</sup> 9	8,137	149,85	149,90	149,90	0,00242	05.07.05 / 9:50 Uhr	2369	22462,52	105,4646
15.09.04	Prog <sup>13</sup> 10	8,197	149,80	150,60	150,25	0,00242	05.07.05 / 9:40 Uhr	2497	22559,88	110,6832
15.09.04	Prog <sup>13</sup> 11	8,174	149,70	150,55	149,65	0,00242	05.07.05 / 9:40 Uhr	2348	22537,34	104,1827
15.09.04	Prog <sup>13</sup> 7	8,154	149,70	151,40	149,80	0,00240	05.07.05 / 9:10 Uhr	2376	22664,58	104,8332
15.09.04	Prog <sup>13</sup> 8	8,167	149,70	150,50	149,70	0,00242	05.07.05 / 10:25 Uhr	2476	22529,85	109,8986
07.09.04	Prog <sup>13</sup> 2	8,114	147,00	151,00	148,00	0,00247	13.06.05 / - Uhr	2324	22197,00	104,6988
									Maximum:	110,6832
									Minimum:	84,2937
									Mittelwert	101,2297

Die Zylinder wurden u. a. zur Ermittlung des Elastizitätsmoduls verwendet. Hierzu wurden um 120° versetzt Dehnungsmessstreifen an der Zylinderwand appliziert. Zusätzlich kam zum Abgleich auch eine der in den Modellversuchen eingesetzten Dehnungsmessrosetten zum Einsatz. Anschließend wurden unterschiedliche Druckspannungen angefahren und die Dehnungen aufgezeichnet. Im Ergebnis konnte ein E-Modul von 45000 N/mm<sup>2</sup> ermittelt werden. Bild 33 zeigt die Verformungsverläufe einer der Messstreifen in Abhängigkeit von der Druckspannung bei Mehrfachbelastung.

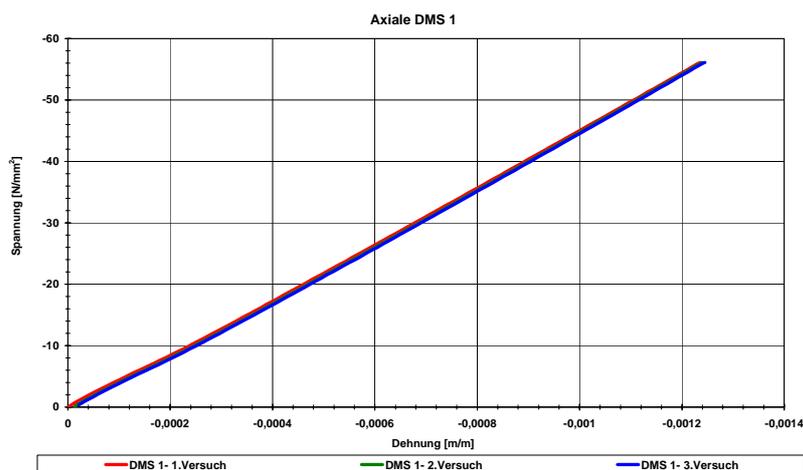


Bild 33 Druck-Stauchung-Diagramm zur Ermittlung des E-Moduls des Rohrbetons

Aufgrund von Vorberechnungen wurde in den elastomeren Druckkissen ein Ausgangsdruck von 300 mbar eingestellt. Die zunächst in den **Gruppen I** und **II** durchgeführten Versuche dienten der Erprobung des Vortriebssimulators bei großen Kurvenradien zwischen 1100 und 2200 m. Hierbei wurde der Kurvenradius nach einer Versuchswiederholung abwechselnd nach oben und unten gefahren (Tabelle 6).

Tabelle 6 Modellversuche Gruppe I und II: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

I a		II a		I b		II b	
V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
	Wie V1		Wie V3	Wie V1	Wie V1	Wie V3	Wie V3
Oben	Oben	Unten	Unten	Oben	Oben	Unten	Unten
0-50kN							
50-100kN							
100-200kN							
200-300kN							
300-400kN							
400-500kN							
500-300kN							
300kN - 2200m							
300kN - 1800m							
300kN - 1100m							
400kN - 1100m							
500kN - 1100m							
500kN - 1800m							
500kN - Gerade							
500-50kN							

Die Radien wurden unter einer Axialbelastung von 300 kN eingestellt. Im Vorfeld wurden Vortriebskräfte von bis zu 500 kN aufgebracht, um eine gerade Vortriebsstrecke zu simulieren.

Die beiden Versuche der **Gruppe III** unterschieden sich von den ersten Versuchen darin, dass vor dem Einleiten der Radien die Rohre axial entlastet und anschließend wieder belastet wurden (Tabelle 7).

Tabelle 7 Modellversuche Gruppe III: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

III	
V9	V10
	<b>Wie V9</b>
<b>Unten</b>	Unten
<b>0-50kN</b>	0-50kN
<b>50-100kN</b>	50-100kN
<b>100-200kN</b>	100-200kN
<b>200-300kN</b>	200-300kN
<b>300-400kN</b>	300-400kN
<b>400-500kN</b>	400-500kN
<b>500-0kN</b>	500-0kN
<b>0kN - 2200m</b>	0kN - 2200m
<b>300kN - 2200m</b>	300kN - 2200m
<b>0kN - 2200m</b>	0kN - 2200m
<b>0kN - 1800m</b>	0kN - 1800m
<b>300kN - 1800m</b>	300kN - 1800m
<b>0kN - 1800m</b>	0kN - 1800m
<b>0kN - 1100m</b>	0kN - 1100m
<b>300kN - 1100m</b>	300kN - 1100m
<b>0kN - 1100m</b>	0kN - 1100m
<b>400kN - 1100m</b>	400kN - 1100m
<b>0kN - 1100m</b>	0kN - 1100m
<b>500kN - 1100m</b>	500kN - 1100m
<b>0kN - 1100m</b>	0kN - 1100m
<b>0kN - 1800m</b>	0kN - 1800m
<b>500kN - 1800m</b>	500kN - 1800m
<b>0kN - 1800m</b>	0kN - 1800m
<b>0kN - Gerade</b>	0kN - Gerade
<b>500kN</b>	500kN
<b>0kN</b>	0kN

In den Versuchen der **Gruppe IV** wurden kleine Radien von 650 bis 150 m angefahren. Hierbei wurde je Versuch nur ein Radius bei 50 kN Axialkraft eingestellt und anschließend die Vortriebskraft auf 500 kN gesteigert, wieder auf 50 kN reduziert und in die Ausgangsposition (Gerade) zurückgefahren.

Tabelle 8 Modellversuche Gruppe IV: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

IV						
V11	V12	V13	V14	V15	V16	V17
						<b>Wie V16</b>
Unten	Unten	Unten	Unten	Unten	Unten	Unten
<b>0-50kN</b>	0-50kN	<b>0-50kN</b>	0-50kN	0-50kN	0-50kN	0-50kN
50kN - 650m	50kN - 350m	<b>50kN - 300m</b>	50kN - 250m	50kN - 200m	50kN - 150m	50kN - 150m
<b>200kN - 650m</b>	200kN - 350m	<b>50-200kN - 300m</b>	50-200kN - 250m	50-200kN - 200m	50-200kN - 150m	50-200kN - 150m
<b>300kN - 650m</b>	300kN - 350m	<b>200-300kN - 300m</b>	200-300kN - 250m	200-300kN - 200m	200-300kN - 150m	200-300kN - 150m
<b>400kN - 650m</b>	400kN - 350m	<b>300-350kN - 300m</b>	300-350kN - 250m	300-350kN - 200m	300-350kN - 150m	300-350kN - 150m
<b>500kN - 650m</b>	500kN - 350m	<b>350-400kN - 300m</b>	350-400kN - 250m	350-400kN - 200m	350-400kN - 150m	350-400kN - 150m
<b>50kN - 650m</b>	50kN - 350m	<b>400-450kN - 300m</b>	400-450kN - 250m	400-450kN - 200m	400-450kN - 150m	400-450kN - 150m
<b>50kN - Gerade</b>	50kN - Gerade	<b>450-500kN - 300m</b>	450-500kN - 250m	450-500kN - 200m	450-500kN - 150m	450-500kN - 150m
		<b>500-50kN - 300m</b>	500-50kN - 250m	500-50kN - 200m	500-50kN - 150m	500-50kN - 150m
		<b>50kN - Gerade</b>	50kN - Gerade	50kN - Gerade	50kN - Gerade	50kN - Gerade

Zur Verdeutlichung der in den Modellversuchen eingeleiteten Verformungen sind in Tabelle 9 die zu den unterschiedlichen Kurvenradien gehörenden geometrischen Eckdaten zusammengefasst.

Tabelle 9 Abwinkelungen bei den Modellversuchen

Kurvenradius [m]	Alpha * <sup>1)</sup> [°]	z/D <sub>a</sub> * <sup>2)</sup> [-]	Delta f * <sup>3)</sup> [mm]
2200	0,02	3,87	0,18
1800	0,03	3,16	0,27
1100	0,04	1,93	0,36
650	0,07	1,14	0,64
500	0,09	0,88	0,82
350	0,13	0,62	1,18
300	0,15	0,53	1,36
250	0,18	0,44	1,63
200	0,23	0,35	2,09
150	0,30	0,26	2,72

\*1) Alpha = gegenseitige Abwinkelung der Vortriebsrohre

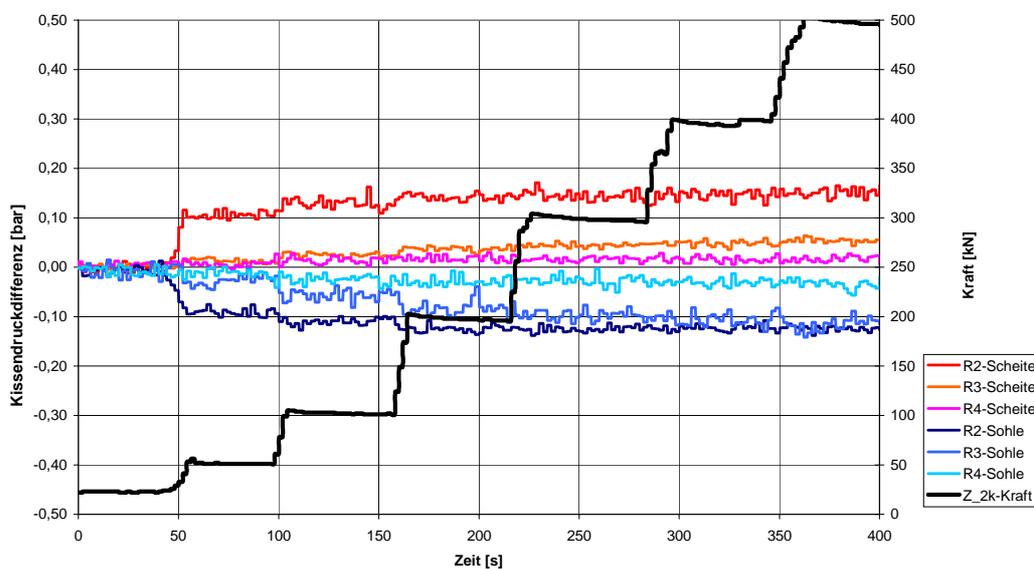
\*2) z/D<sub>a</sub> = Kraftausmitte nach ATV-A 161 [19]

\*3) Delta f = Differenz der Abstände der Rohrstirnflächen

### 3.4 Versuchsergebnisse

#### 3.4.1 Versuche bei großen Radien

Die Versuche unter großen Radien ( $> 1000$  m) in den Gruppe I, II und III ergaben einige interessante Erkenntnisse. Schon bei der Steigerung der Vortriebskraft in der Geraden auf 50 kN, konnten deutliche Druckänderungen in den Scheitel- und Sohlkissen festgestellt werden (vgl. Bild 34). Sobald die Belastung über 200 kN ansteigt, scheint kein weiterer Zuwachs mehr aufzutreten. Dies könnte an den Unebenheiten in den Rohrspiegeln liegen, welche bei zunehmender Druckbeanspruchung vom Druckübertragungsmittel ausgeglichen werden.



**Bild 34** Kissendruckänderung bei zentrischer Belastung (V6)

Bei der nun folgenden Einstellung der entsprechenden Kurvenradien waren nur geringfügige Relativverschiebungen zwischen Stahlring und Vortriebsrohr festzustellen. Dies ließ den Schluss zu, dass in diesem Bereich die Radien zielsicher eingestellt werden können. Bild 35 zeigt die Rohrverschiebungen mit den zugehörigen, hierdurch simulierten Kurvenradien. Deutlich ist zu erkennen, dass nach Rückverformung in die Gerade und anschließender Entlastung des Rohrstranges dieser nahezu in die Ausgangslage zurückkehrt.

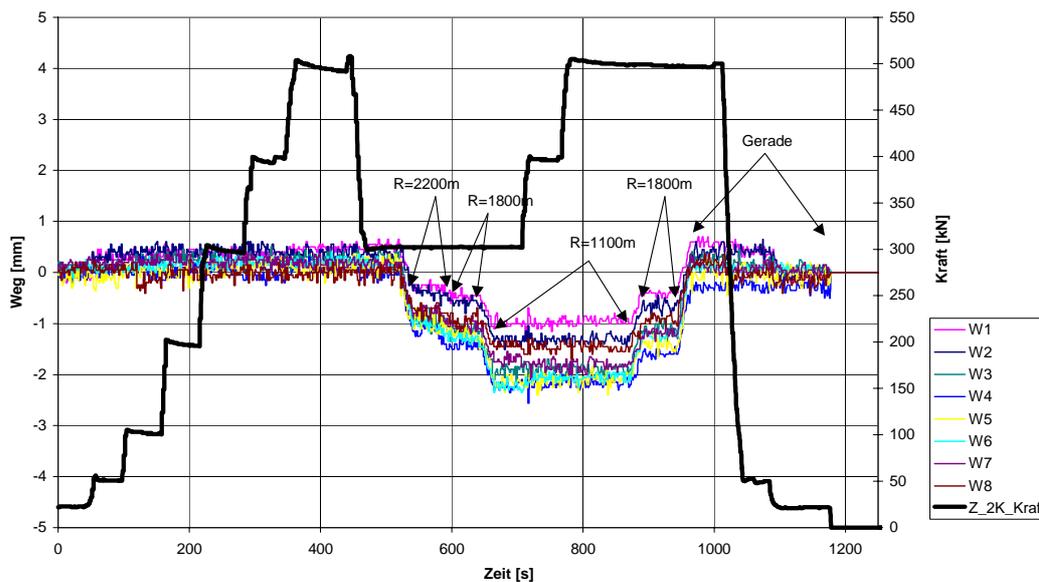


Bild 35 Rohrverschiebungen (vgl. Bild 26) bei Kurvenfahrt (V6)

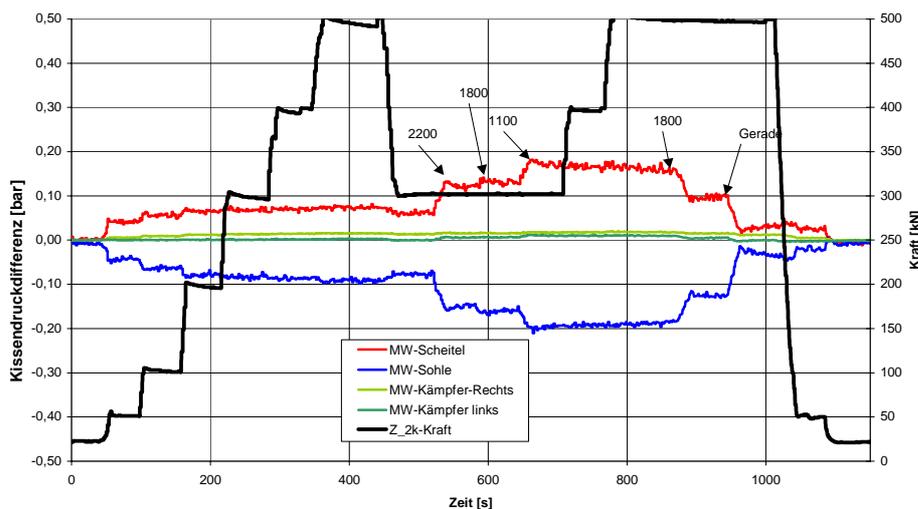


Bild 36 Kissendruckänderungen bei Kurvenfahrt (V6)

Ähnliches war bei den Verläufen der im Bild 36 dargestellten Änderungen der Drücke in den Scheitel- und Sohlkissen festzustellen. Während bei der Einleitung der Kurven durch eine Verschiebung des Rohrstranges nach unten der Druck in den Scheitelkissen zunahm, konnte im selben Maße eine Reduzierung der Drücke in den Sohlkissen festgestellt werden. Eine komplette Entlastung der Druckkissen stellte sich bei den hier angefahrenen Radien noch nicht ein. Nach Beendigung des Versuches wurden wieder die Ausgangsdrücke erreicht. Dies konnte auch bei Versuchswiederholungen beobachtet werden und lässt auf eine Reproduzierbarkeit der Versuche schließen.

Die Auswertung der Dehnungswerte ist exemplarisch ebenfalls für Versuch 6 im Bild 37 dargestellt. Deutlich ist hierbei die Zunahme der Dehnungen bei anwachsender Vortriebskraft festzustellen. Erstaunlich ist hierbei jedoch, dass im Kämpfer deutlich geringere Dehnungen gemessen wurden als in Scheitel und Sohle. Diesbezüglich

wurden Vermessungen der Rohrspiegel durchgeführt, um diesem Effekt nachzugehen. Hierzu wurden die Reserverohre auf einer waagerechten Grundfläche mit der Mantelfläche lotrecht ausgerichtet und anschließend die Höhen zu den Rohrspiegeln in den Viertelspunkten ermittelt. Die Vermutung einer konkaven Wölbung im Kämpferbereich konnte nicht bestätigt werden.

Durch das Einleiten der Kurven nach unten konnten erwartungsgemäß deutliche Zuwächse in den Scheiteldehnungen und Reduktionen in den Sohldehnungen festgestellt werden. Die Kämpferdehnungen blieben nahezu konstant. Nach Beendigung des Versuchs stellten sich die Ausgangswerte wieder ein.

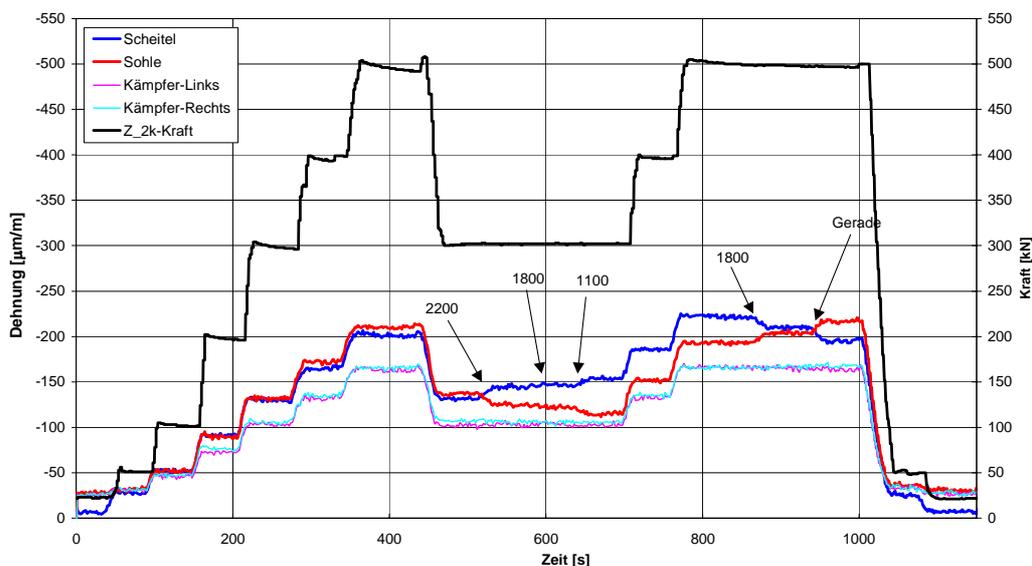


Bild 37 Dehnungsmessungen Rohr 3 bei Kurvenfahrt (V6)

### 3.4.2 Versuche bei kleinen Radien

Bei den Versuchen der Gruppe IV konnte bei abnehmendem Kurvenradius und anschließender axialer Belastung ein zunehmendes „Geradeziehen“, also eine Rückverformungstendenz des Rohrstrangs bis zu einer Vortriebskraft von ca. 200 kN beobachtet werden (vgl. Bild 38,  $t = 180$  s). Darüber hinaus traten keine signifikanten Rückverformungen mehr auf. Nach der Reduktion der Kraft auf 50 kN, ging der Rohrstrang in die Kurvensolllage zurück (vgl. Bild 38,  $t = 620$  s).

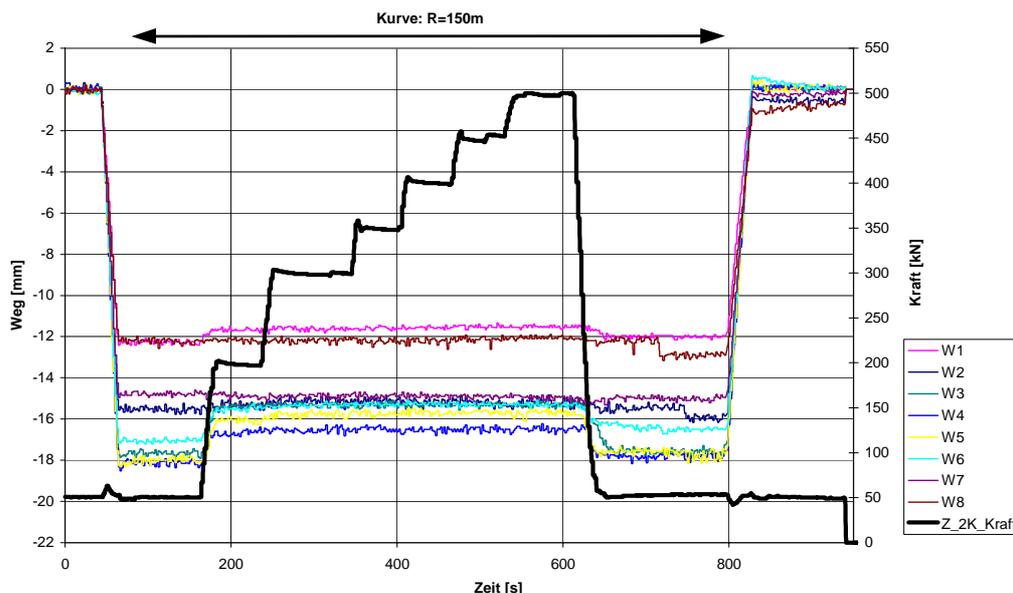


Bild 38 Rohrverschiebungen bei Kurvenfahrt (V16)

Bei den hier simulierten Kurvenradien unter 650 m konnten erwartungsgemäß deutlich größere Änderungen in den Kissendrücken beobachtet werden als bei den größeren Radien. So kam es beispielsweise bei der 150 m Kurve (Bild 39) zu einem vollständigen Druckverlust an der Kurvenaußenseite in der Sohle (-0,3 bar). Im Scheitel hingegen konnte ein Zuwachs von fast 200 % beobachtet werden (+0,6 bar).

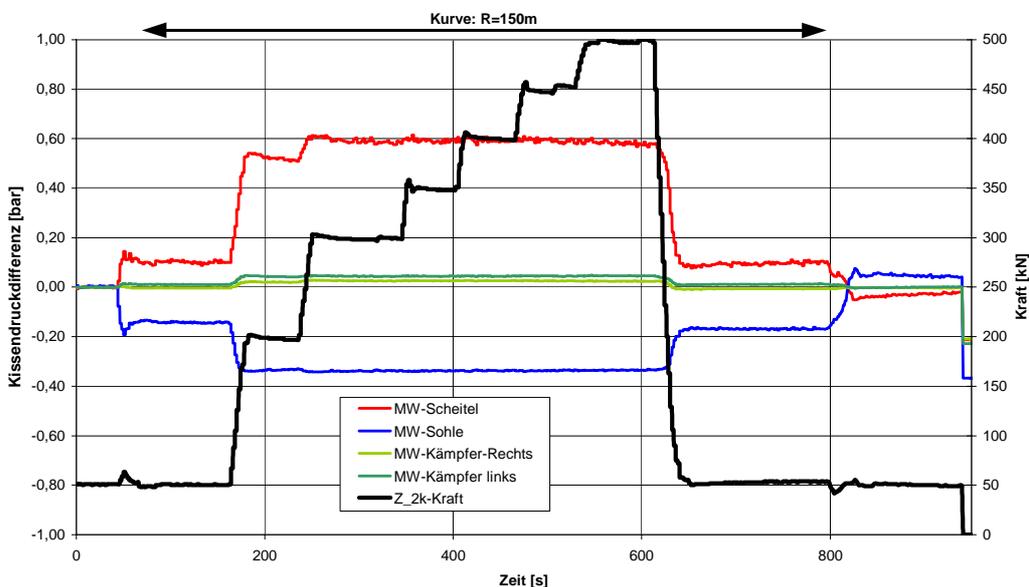


Bild 39 Kissendruckänderungen bei Kurvenfahrt (V16)

Bild 40 zeigt die Dehnungen bei Kurvenfahrt im Versuch Nr. 16. Deutlich ist wiederum die exzentrische Spannungsverteilung erkennbar. Die Scheiteldehnungen liegen deutlich über den Sohldehnungen, wobei die beiden Kämpferdehnungen zwischen Scheitel- und Sohldehnung liegen. Die Erhöhung der axialen Kraft auf 200 kN bewirkte zunächst einen deutlich stärkeren Dehnungszuwachs im Scheitel. Bei den

weiteren Lasterhöhungen zeigten sich allerdings kaum Unterschiede zwischen den Dehnungszuwächsen in Scheitel, Kämpfer und Sohle.

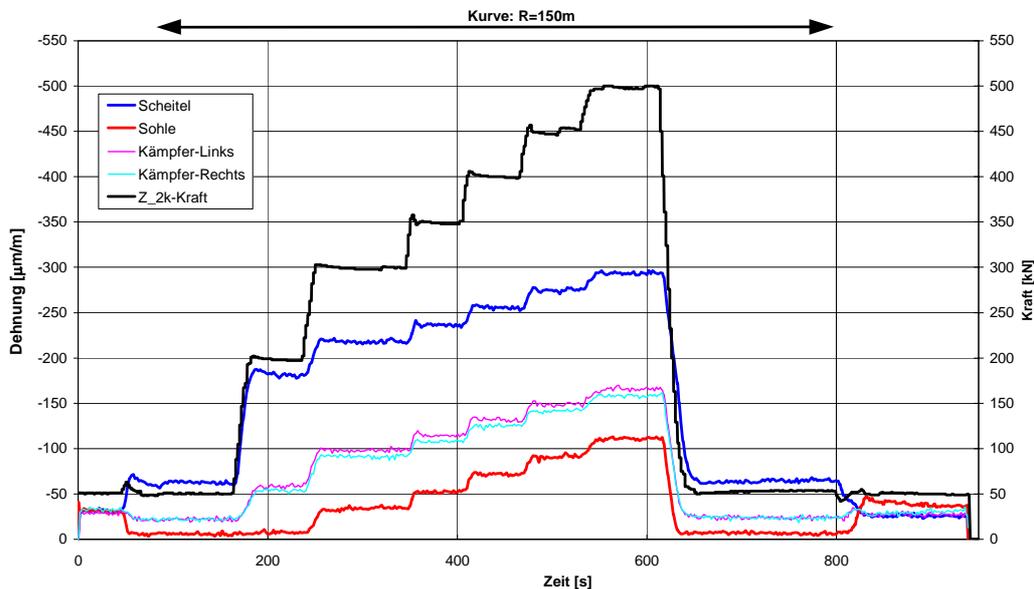


Bild 40 Dehnungsmessungen Rohr 3 bei Kurvenfahrt (V16)

### 3.5 Zusatzuntersuchungen

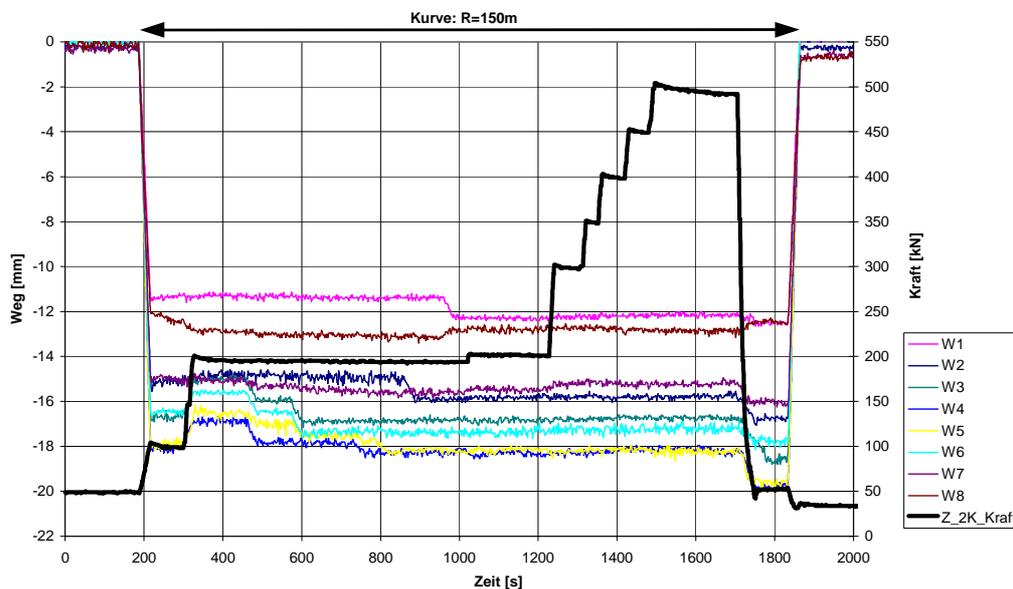
#### 3.5.1 Nachregeln bei kleinen Radien

Die Versuche der Gruppe IV zeigten, dass bei engen Kurvenradien und axialer Kraftsteigerung eine Tendenz zur Rückverformung des Rohrstranges zu beobachten ist. Ziel der Versuche der Gruppe IVa (vgl. Tabelle 10) war das Nachregeln dieser Verformungen, um den Rohrstrang in die Ziellage zu bewegen.

Tabelle 10 Zusatzversuche Gruppe IVa: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

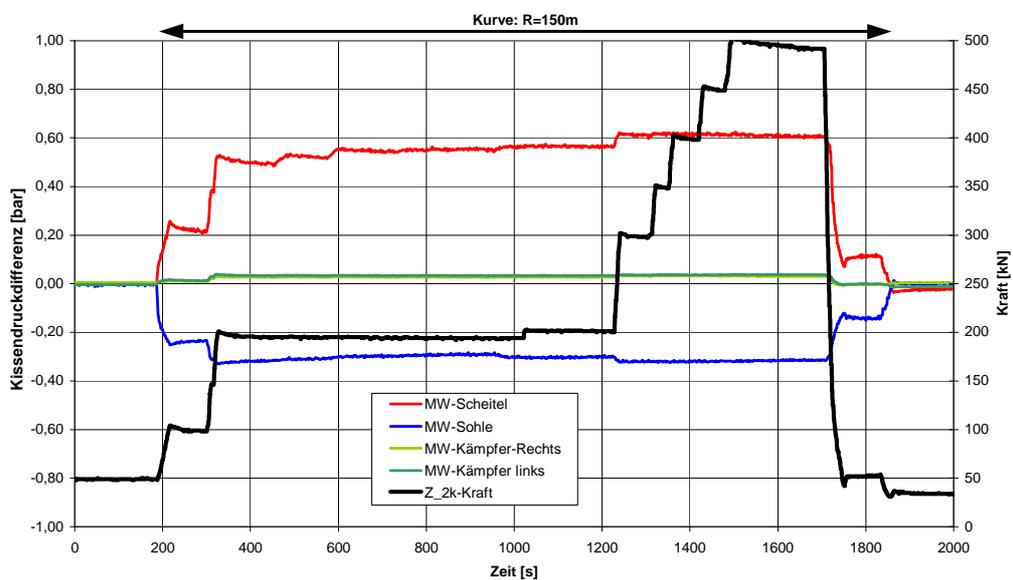
IVa	
V18	V19
V16 mit Nachregeln	V13 mit Nachregeln
Unten	Unten
0-50kN	0-50kN
50kN - 150m	50kN - 300m
50-200kN - 150m	50-200kN - 300m
Nachregeln Wege	Nachregeln Wege
200-300kN - 150m	200-300kN - 300m
300-350kN - 150m	300-350kN - 300m
350-400kN - 150m	350-400kN - 300m
400-450kN - 150m	400-450kN - 300m
450-500kN - 150m	450-500kN - 300m
500-50kN - 150m	500-50kN - 300m
50kN - Gerade	50kN - Gerade

Bild 41 zeigt im Bereich von  $t = 400$  s bis  $t = 1200$  s den Nachregelvorgang. Ab einer Axialbelastung von über 200 kN war keine Rückverformung mehr zu beobachten.



**Bild 41** Rohrverschiebungen bei Kurvenfahrt mit Nachregeln (V18)

Bei den Kissendruckänderungen (Bild 42) ist hingegen bei der Kraftsteigerung von 200 auf 300 kN noch eine geringfügige Zunahme im Rohrscheitel zu verzeichnen.



**Bild 42** Kissendruckänderung bei Kurvenfahrt mit Nachregeln (V 18)

Die Rohrdehnungen lagen bei diesen Versuchen (Bild 43) in derselben Größenordnung, wie bei den Versuchen ohne Nachregeln (vgl. Bild 40). Während des Nachregelns kam es lediglich zu geringen Veränderungen.

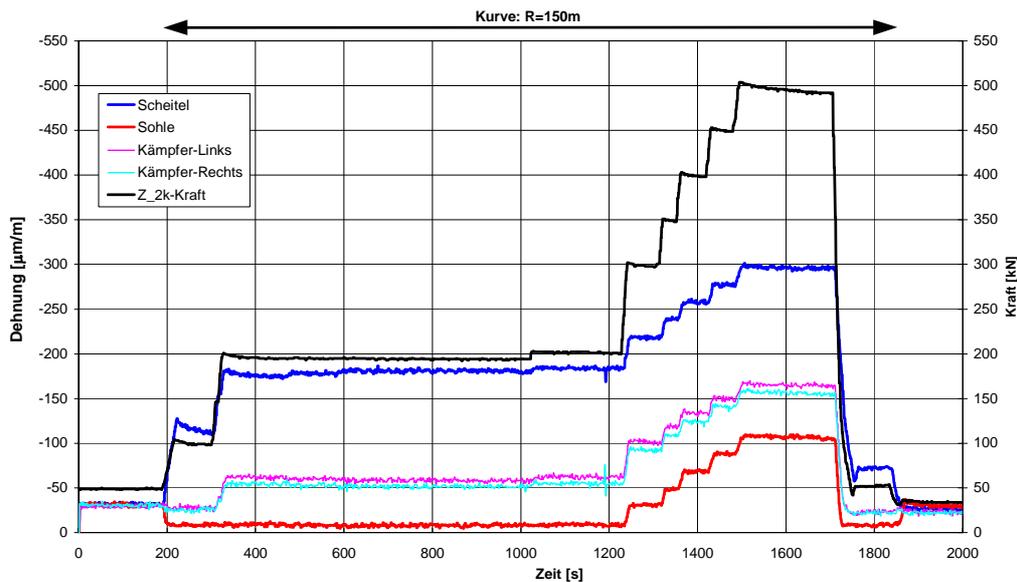


Bild 43 Dehnungsmessungen bei Kurvenfahrt mit Nachregeln (V 18)

### 3.5.2 Reduzierung Kissendruck

In den Versuchen der Gruppen IV und IVa konnte ab einer Axialbelastung von 300 kN keine Veränderung der Kissendrucke mehr beobachtet werden. Es stellte sich daher die Frage, ob die Einzelrohre unter Axialbelastung einen relativ „steifen“ Stabzug bilden. Daher wurden im Versuch der Gruppe VII (Tabelle 11) ein Radius von 150 m eingestellt, die Axialkraft auf 500 kN gesteigert und anschließend die Kissen im Rohrscheitel entlastet.

Tabelle 11 Zusatzversuch Gruppe VII: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

VII
V31
50kN 150m
50-100kN
100-200kN Regelung Weg
200-300kN
300-400kN
400-500kN
Entlastung Scheitelkissen
500-50kN
50kN - 150m Ausgangsradius
50kN

Bild 44 zeigt die Reduzierung der Kissendrucke im Scheitel in der Zeit von t = 900 s bis 1500 s auf das Niveau des Versuchsbeginns. Die Sohlkissen zeigen hingegen keine signifikanten Veränderungen.

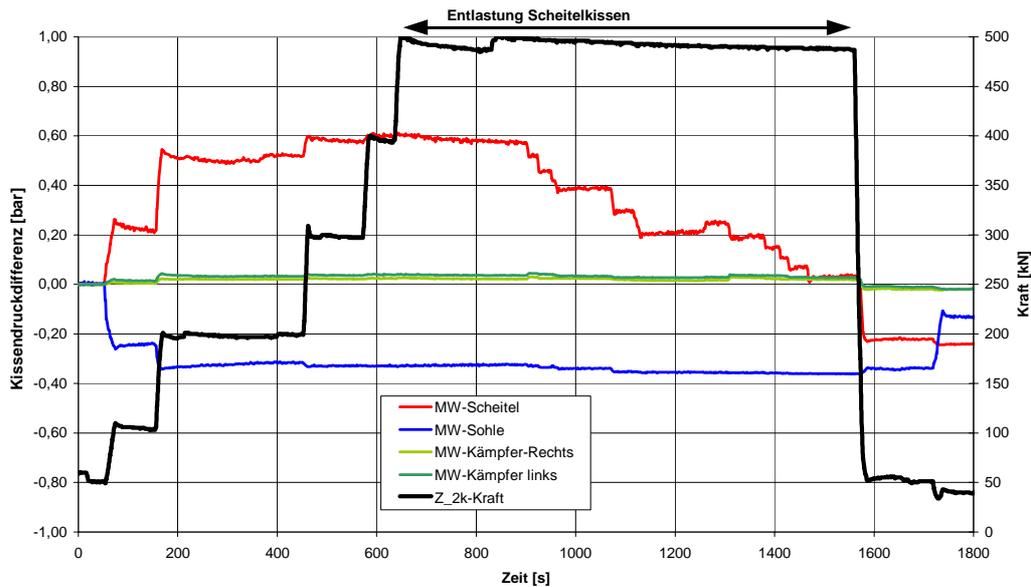


Bild 44 Kissendruckänderungen bei „Kissendruckreduzierung“ (V31)

Bild 45 zeigt die Rohrverschiebungen in den unterschiedlichen Versuchsphasen. Die Entlastung der Scheitelkissen zieht Rückverformungen von etwa 1 bis 2 mm nach sich. Diese im Gegensatz zur eingeleiteten Verformung sehr geringe Rückverformung lässt auf einen stabilen Zustand schließen, welcher die Vermutung des „steifen Stabzuges“ bestätigt.

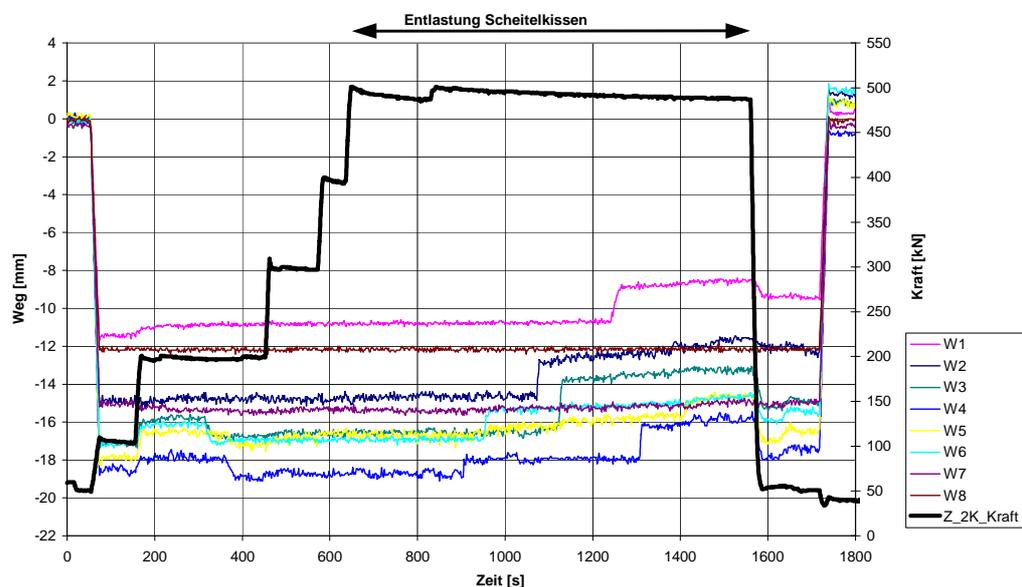


Bild 45 Rohrverschiebungen (vgl. Bild 26) bei „Kissendruckreduzierung“ (V31)

Die im Bild 46 dargestellten Dehnungsmessungen bestätigen lediglich den durch die Rückverformung geringfügig reduzierten Kurvenradius durch eine Zunahme der Sohldehnungen bei gleichzeitiger Abnahme der Scheiteldehnungen.

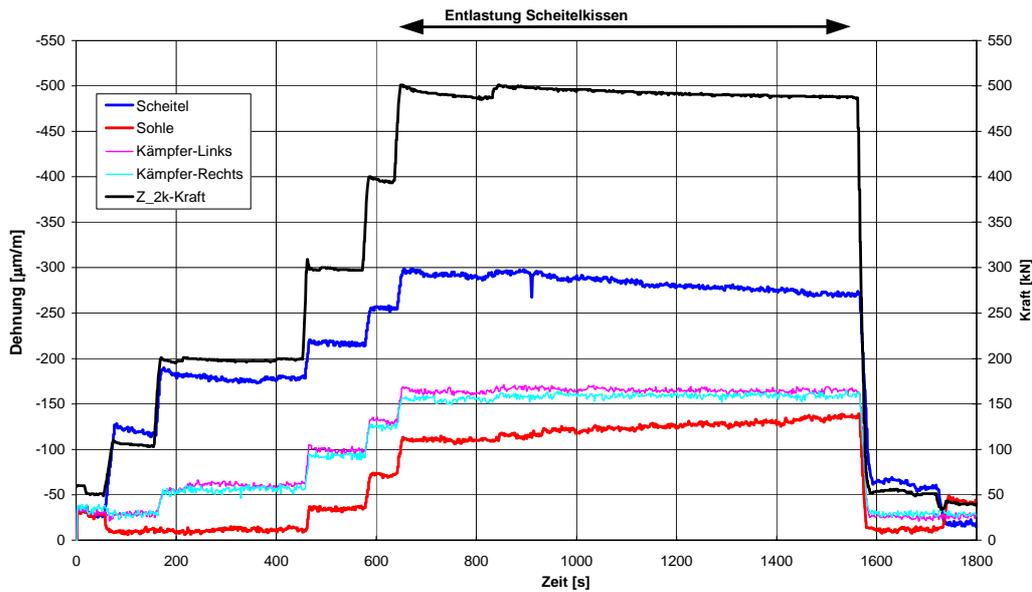


Bild 46 Dehnungsmessungen Rohr 3 bei „Kissendruckreduzierung“ (V31)

### 3.5.3 Kurveneinfahrt

In den Versuchen der Gruppe V wurden unterschiedliche Möglichkeiten der Einfahrt des Rohrstranges in eine Kurve untersucht. Bei der Kurveneinleitung „R“ wurde von dem Idealfall ausgegangen, dass nacheinander alle Rohre von der Geraden in den Kurvenradius abknicken (Bild 47).

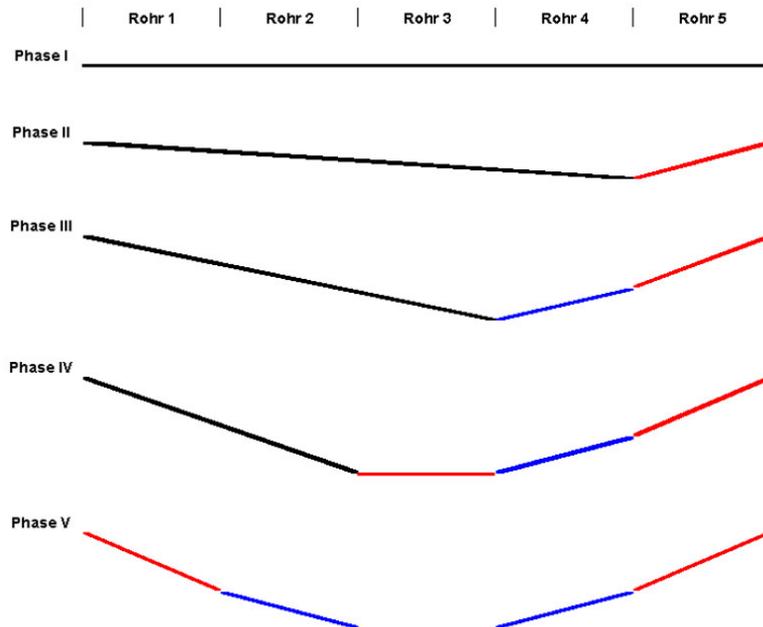


Bild 47 Phasen der Kurveneinleitung „R“ - Skizze

Die Kurveneinleitung „KR“ hingegen berücksichtigte ein Gegensteuern – also eine Art Ausholbewegung – vor dem Einleiten der Kurve (Bild 48).

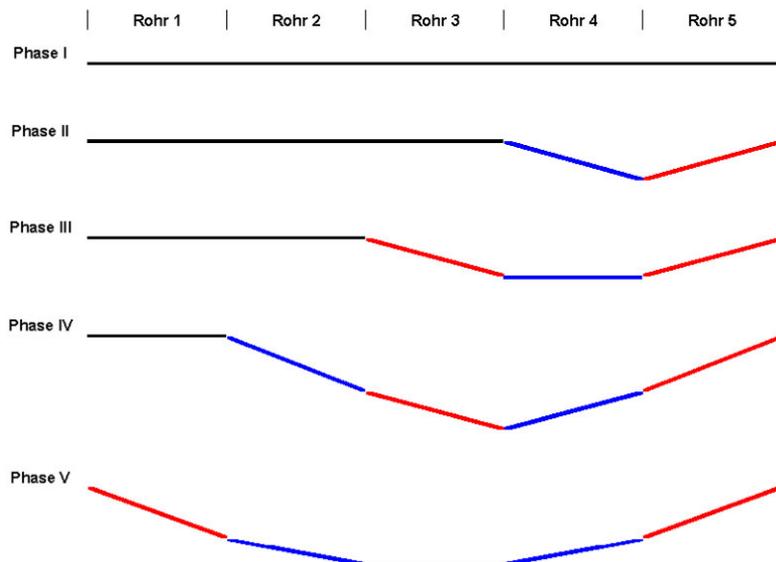


Bild 48 Phasen der Kurveneinleitung „KR“ - Skizze

In Tabelle 12 sind die Versuche der Gruppe Va für die Kurveneinleitung „R“ und Vb für die Kurveneinleitung „KR“ zusammengestellt.

Tabelle 12 Zusatzversuche Gruppe V: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

Va			Vb		
V21	V22	V23	V24	V25	V26
Typ "R"	Typ "R"	Typ "R"	Typ "KR"	Typ "KR"	Typ "KR"
Unten	Unten	Unten	Unten	Unten	Unten
50kN - Gerade					
100kN - Gerade					
200kN - Gerade					
300kN - Gerade					
400kN - Gerade					
500kN - Phase I (Gerade)					
500kN - Phase II (500m)	500kN - Phase II (300m)	500kN - Phase II (150m)	500kN - Phase II (500m)	500kN - Phase II (300m)	500kN - Phase II (150m)
500kN - Phase III (500m)	500kN - Phase III (300m)	500kN - Phase III (150m)	500kN - Phase III (500m)	500kN - Phase III (300m)	500kN - Phase III (150m)
500kN - Phase IV (500m)	500kN - Phase IV (300m)	500kN - Phase IV (150m)	500kN - Phase IV (500m)	500kN - Phase IV (300m)	500kN - Phase IV (150m)
500kN - Phase V (500m)	500kN - Phase V (300m)	500kN - Phase V (150m)	500kN - Phase V (500m)	500kN - Phase V (300m)	500kN - Phase V (150m)
500kN - Gerade					
500kN - 50kN					

Im folgenden werden nun die Versuche V23 und V26 näher betrachtet. Die Dehnungsmessungen in Rohr 3 zeigten für den Endzustand, also nach Beendigung der Kurveneinleitung, bei „R“ (Bild 49) und „KR“ (Bild 50) vergleichbare Werte.

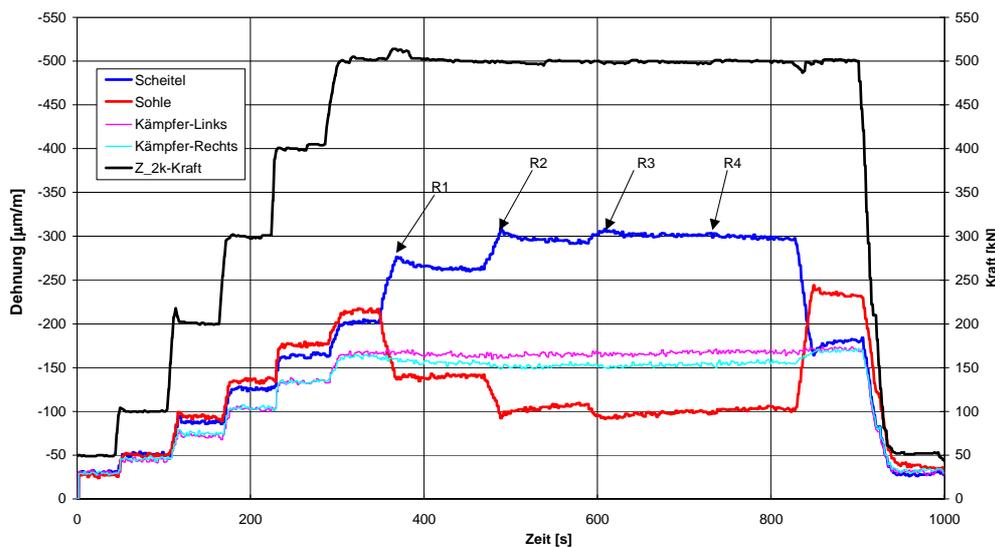


Bild 49 Dehnungsmessungen Rohr 3 bei Kurveneinfahrt „R“ (V23)

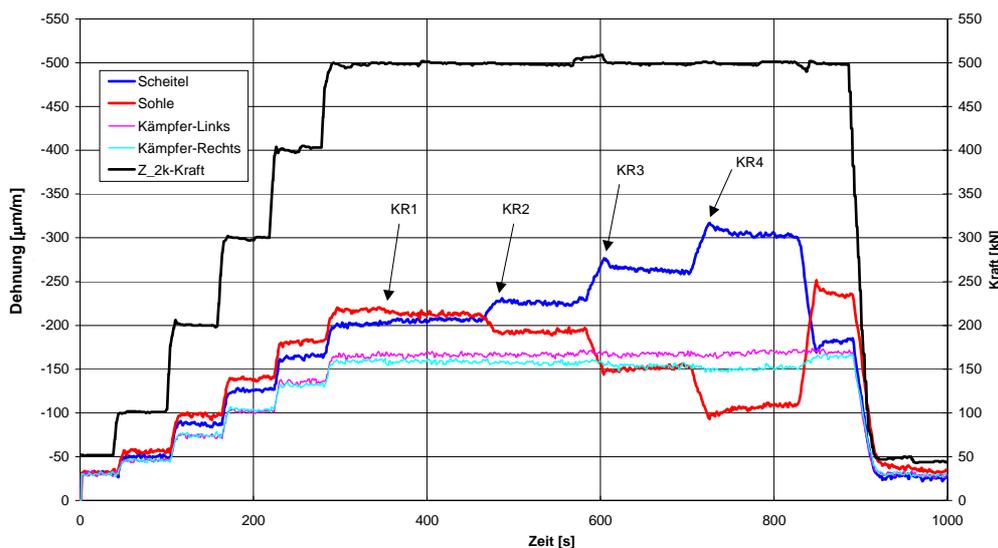
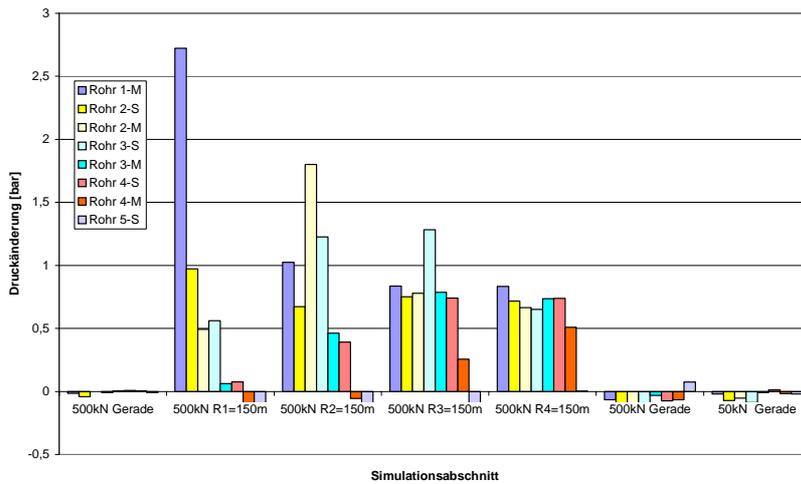
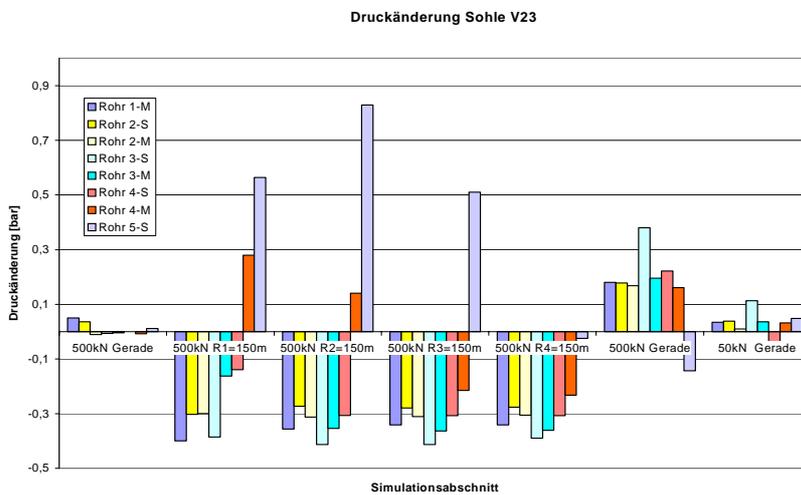


Bild 50 Dehnungsmessungen Rohr 3 bei Kurveneinfahrt „KR“ (V26)

Da in diesen Versuchen erstmals keine kontinuierliche Krümmung eingeleitet wurde, werden im Folgenden die Veränderungen der Einzelkissendrucke in Scheitel und Sohle betrachtet. In den Bildern bezeichnet „M“ die Muffe und „S“ das Spitzende des jeweiligen Rohres. Die Einleitung der Kurve „K“ spiegelt sich in den entsprechenden Kissendrucken wieder (Bild 51). Nach Abschluss der Kurveneinleitung beim Erreichen der Phase V waren recht gleichmäßige Druckverteilungen über die Rohrstranglänge gesehen zu beobachten. Auffällig waren die punktuell sehr hohen Spitzendrücke in Scheitel und Sohle im Verlaufe der Kurveneinleitung.



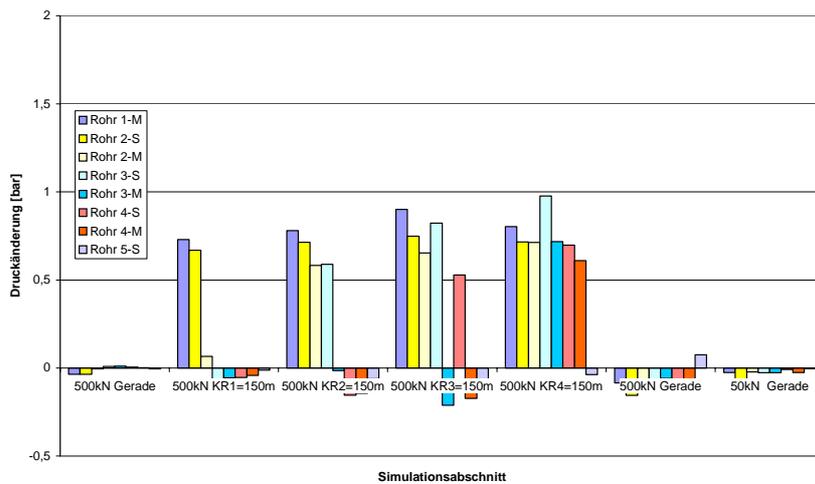
a) Scheitel



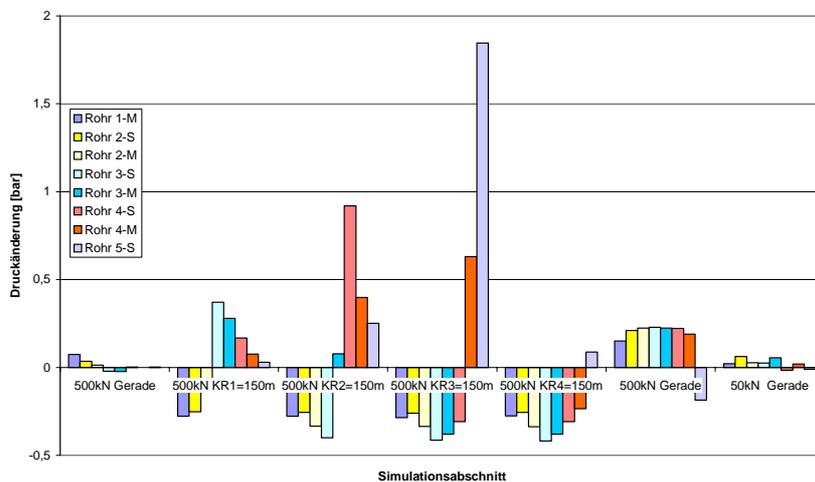
b) Sohle

Bild 51 Kissendruckänderungen bei Kurveneinfahrt „R“ (V23)

Bild 52 zeigt die Kissendruckänderungen bei der Kurveneinfahrt „KR“. Hier kann sehr gut das aufeinanderfolgende „Abklappen“ der Einzelrohre in Form von Vorzeichenwechseln beobachtet werden. Auch hier stellen sich punktuell hohe Spitzendrücke ein. Nach Beendigung der Kurveneinleitung stellt sich wie bei der Kurveneinfahrt „R“ im Mittel eine Druckzunahme im Scheitel von etwa 0,7 bar ein.



a) Scheitel



b) Sohle

Bild 52 Kissendruckänderungen bei Kurveneinfahrt „KR“ (V26)

3.5.4 Wellenform

Um beispielhaft die Bewegungsfreiheit des Rohrstranges im Überschnitt nachzustellen, wurden in den Zusatzversuchen der Gruppe VI mit Hilfe der Hydraulikzylinder unterschiedliche Zick-Zack-Wellen angefahren. Die beiden Phasen dieser Wellen verdeutlicht Bild 53. Die Abwinkelungen zwischen den Rohren wurden in Anlehnung an vergleichbare Abwinkelungen bei Kurvenfahrten für unterschiedliche Radien ermittelt und eingestellt (Tabelle 13).

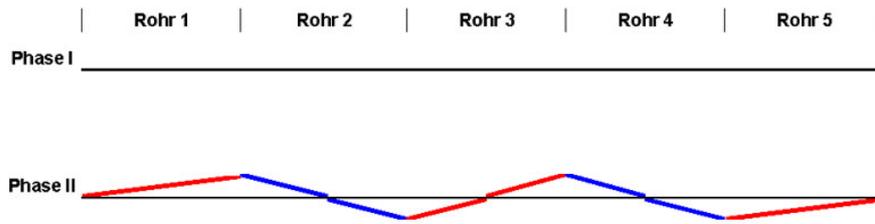


Bild 53 Phasen der "Welle"

Tabelle 13 Zusatzversuche Gruppe VI: Angefahrene Kraftstufe bzw. Krümmung

VI				
V27	V28	V29	V30	V33
				V29 mit Nachregeln
Welle	Welle	Welle	Welle	Welle
50kN - Gerade	50kN - Gerade	50kN - Gerade	50kN - Gerade	50kN - Gerade
50kN - W-500m	50kN - W-300m	50kN - W-150m	100kN - Gerade	50kN - W-150m
100kN - W-500m	100kN - W-300m	100kN - W-150m	200kN - Gerade	100kN - W-150m
200kN - W-500m	200kN - W-300m	200kN - W-150m	300kN - Gerade	200kN - W-150m
300kN - W-500m	300kN - W-300m	300kN - W-150m	400kN - Gerade	Wege Nachregeln
400kN - W-500m	400kN - W-300m	400kN - W-150m	500kN - Gerade	300kN - W-150m
500kN - W-500m	500kN - W-300m	500kN - W-150m	300kN - W1-500m	400kN - W-150m
500kN - Gerade	500kN - Gerade	500kN - Gerade	300kN - W2-300m	500kN - W-150m
50kN - Gerade	50kN - Gerade	50kN - Gerade	300kN - W3-150m	500kN - Gerade
			400kN - W3-150m	50kN - Gerade
			500kN - W3-150m	
			500kN - Gerade	
			50kN - Gerade	

Es stellte sich im Laufe der Versuche heraus, dass insbesondere bei großen Abwinkelungen nachgeregelt werden musste, um die vorgegebenen Verschiebungen zu erreichen (Bild 54).

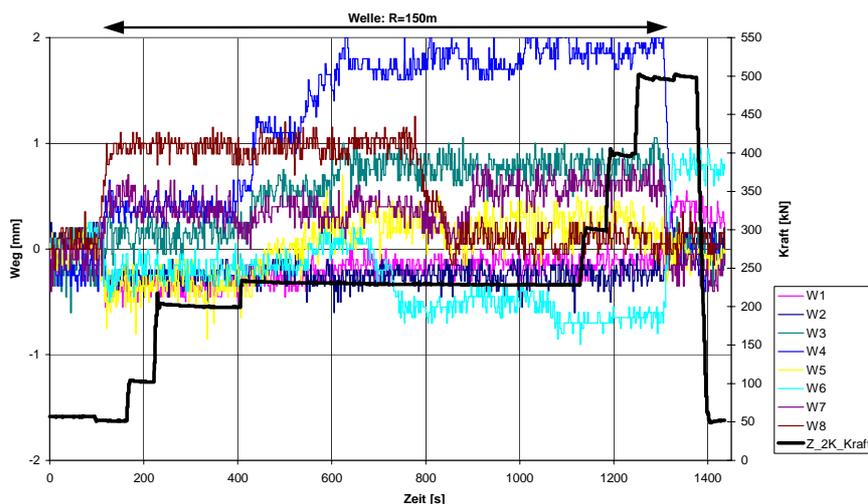
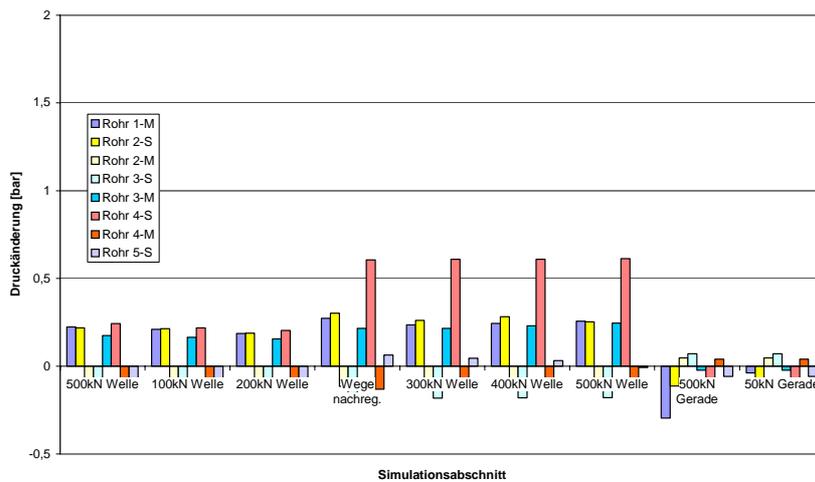
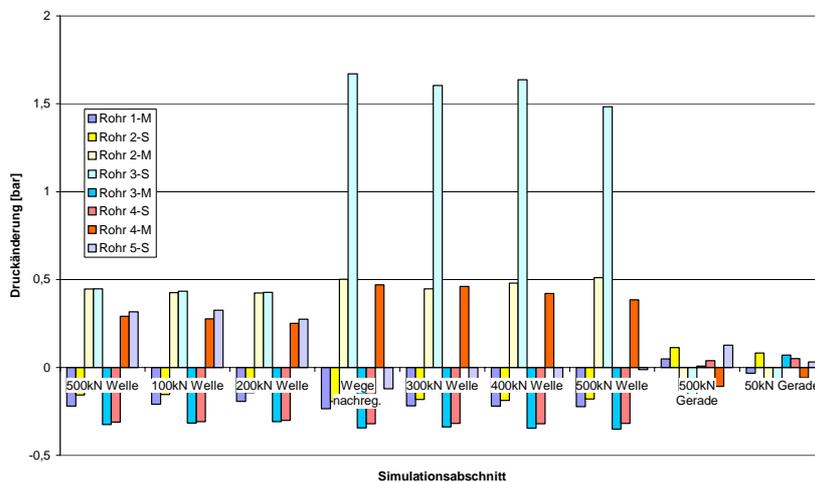


Bild 54 Rohrverschiebungen (vgl. Bild 26) bei „Welle“ mit Nachregeln (V33)

Bild 55 zeigt die Druckänderungen in den einzelnen Scheitel- und Sohlkissen. Deutlich ist die eingestellte Wellenform in den Druckdifferenzen wiederzuerkennen. Zudem lässt sich das erhebliche Nachregeln am Hydraulikzylinder am Spitzende des Rohres 3 (vgl. Bild 54, W4) sehr gut an den Druckspitzen in der Sohle nachvollziehen.



a) Scheitel



b) Sohle

Bild 55 Kissendruckänderungen bei „Welle“ mit Nachregeln (V33)

### 3.5.5 Reproduzierbarkeit

Nachdem das hier beschriebene umfangreiche Versuchsprogramm durchlaufen war, stellte sich die Frage, ob die Wiederholung einer der ersten Versuche vergleichbare Ergebnisse liefern würde wie bei der Erstdurchführung oder ob die Reproduzierbarkeit durch wiederholten Wechsel der Druckübertragungsmittel sicherzustellen ist. Es war zu erwarten, dass sich die Ergebnisse deutlich voneinander unterscheiden, da die Druckübertragungsmittel während der Versuche nicht gewechselt werden konnten und somit erhebliche plastische Vorverformungen zu anderen Spannungsverteilungen in der Rohrfuge führen müssten. Daher wurde der Versuch V2 wiederholt (V32).

Ein Vergleich der gemessenen Dehnungen beider Versuche bestätigte die o.g. Vermutung. Während beim Erstversuch (V2, Bild 56) Sohl- und Scheiteldehnungen noch in der selben Größenordnung lagen, konnten bei der Wiederholung (V32, Bild 57) deutliche Unterschiede festgestellt werden, was auf eine exzentrische Krafteinleitung schließen lässt.

Ähnliches ist bei den Kissendruckänderungen zu beobachten. Während der Kissendruck bei der Aufbringung der axialen Belastung im Erstversuch (V2, Bild 58) im Scheitel zu- und in der Sohle abnehmen, kehrte sich dieser Effekt bei der Wiederbelastung (V32, Bild 59) um.

Für die Untersuchung unterschiedlicher Belastungs- und Vortriebszustände ist also die Austauschbarkeit des Druckübertragungsmittels von großer Bedeutung.

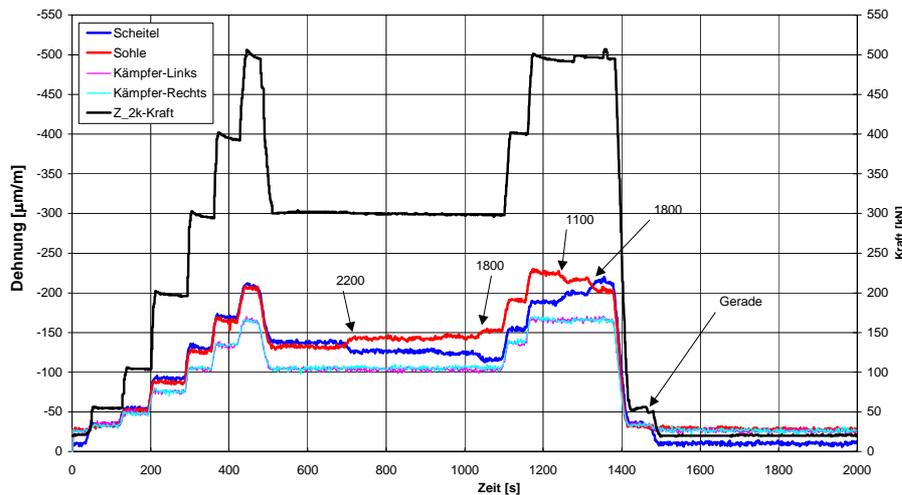


Bild 56 Dehnungsmessungen Rohr 3 Kurvenfahrt (V2)

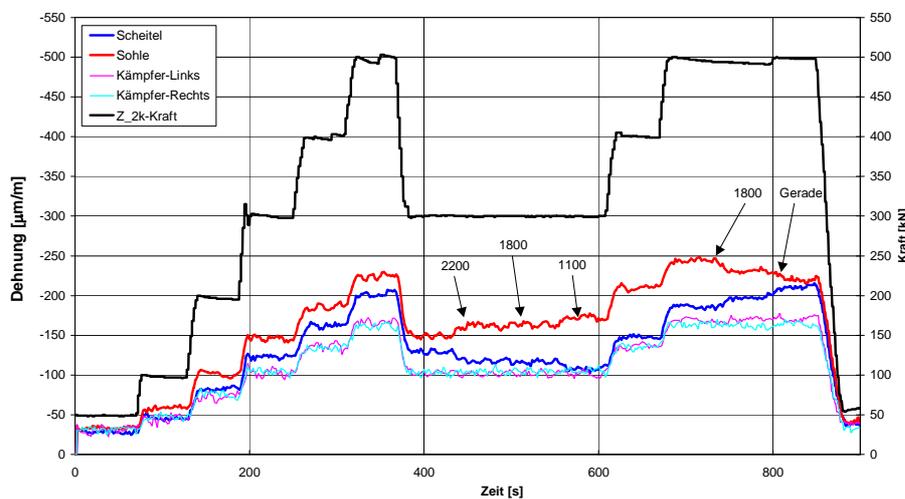


Bild 57 Dehnungsmessungen Rohr 3 bei „Wiederholung V2“ (V32)

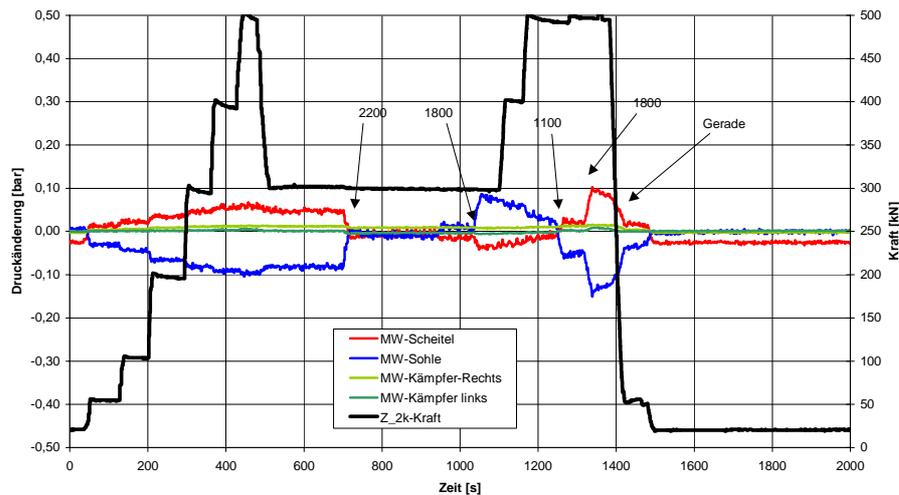


Bild 58 Kissendruckänderungen Rohr 3 bei Kurvenfahrt (V2)

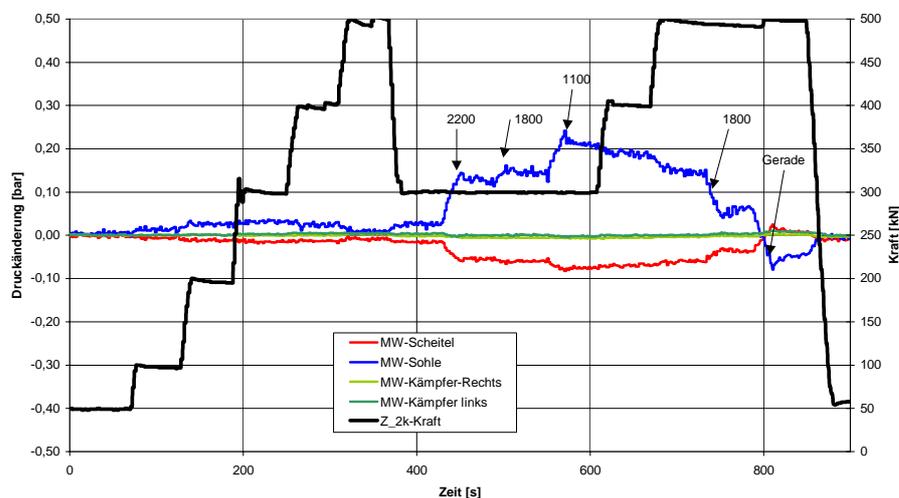


Bild 59 Kissendruckänderungen Rohr 3 bei „Wiederholung V2“ (V32)

### 3.6 Schlussfolgerungen

Im Rahmen der Modellversuche im Maßstab 1:4 (DN 400) konnte die Mess-, Steuer- und Regeltechnik schrittweise so erprobt und verfeinert werden, dass das Versuchskonzept und die mess- bzw. steuer- und regeltechnischen Erkenntnisse und Entwicklungen auf die Großversuche übertragen werden können. Das Ziel der Modellversuche, nämlich die Entwicklung und Anpassung der Versuchstechnik, wurde damit erreicht.

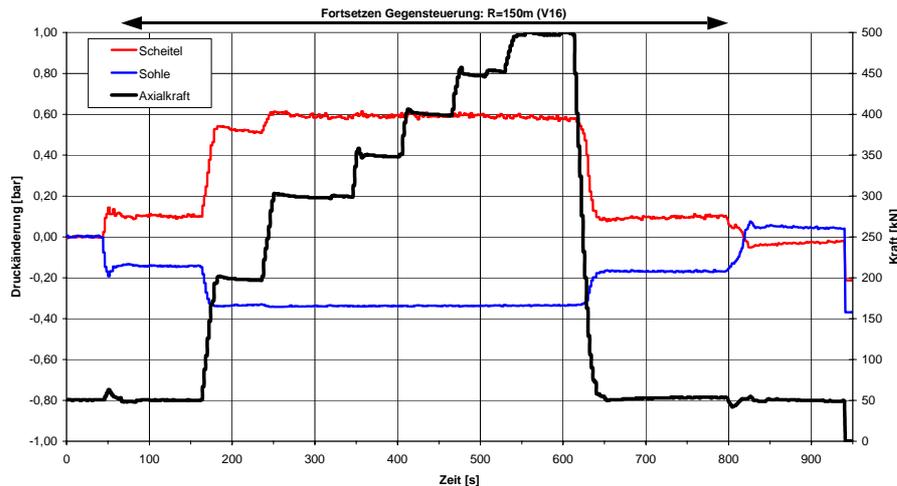
Die wesentlichen Erkenntnisse können mit Blick auf die Großversuche folgendermaßen zusammengefasst werden:

- Anordnung und Anzahl der Dehnungsmessstreifen in den Modellversuchen ergaben nachvollziehbare Ergebnisse, welche den Spannungszustand der Rohre ausreichend darstellten.

- Die qualitative Spannungsverteilung in den Rohrfugen konnte mit den Druckfolien-Messsystem „Tekscan“ ausreichend genau ermittelt werden.
- In den Großversuchen muss die direkte Messung der Verformung des Druckübertragungsmittels möglich sein. Eine indirekte Ermittlung über Abwinkelungen und Lageveränderungen erscheint nicht ausreichend genau.
- Wesentlichen Einfluss auf die Rohrbelastung scheint das Druckübertragungsmittel zu haben. Ein Wechsel des Druckübertragungsmittels sollte daher in den Großversuchen mit vertretbarem Aufwand realisiert werden können.
- Die manuelle Regelung der Drücke in den Elastomerkissen erwies sich als sehr zeitaufwändig, da geringste planmäßige Druckänderungen in einem Kissen zur Beeinflussung von Nachbarkissen führte. Für die Großversuche sollte eine elektronische Regelung dieser Drücke entwickelt werden.
- Bei den Modellversuchen dienten die senkrecht zur Bewegungsrichtung angeordneten Kämpferkissen lediglich der Fixierung des Rohrstranges. Signifikante Druckänderungen im Versuchsverlauf konnten nicht beobachtet werden. Da in den Großversuchen die Hauptbewegungen in der Horizontalen durchgeführt werden, kann von einer untergeordneten Rolle der Sohl- und Scheitelkissen ausgegangen werden.

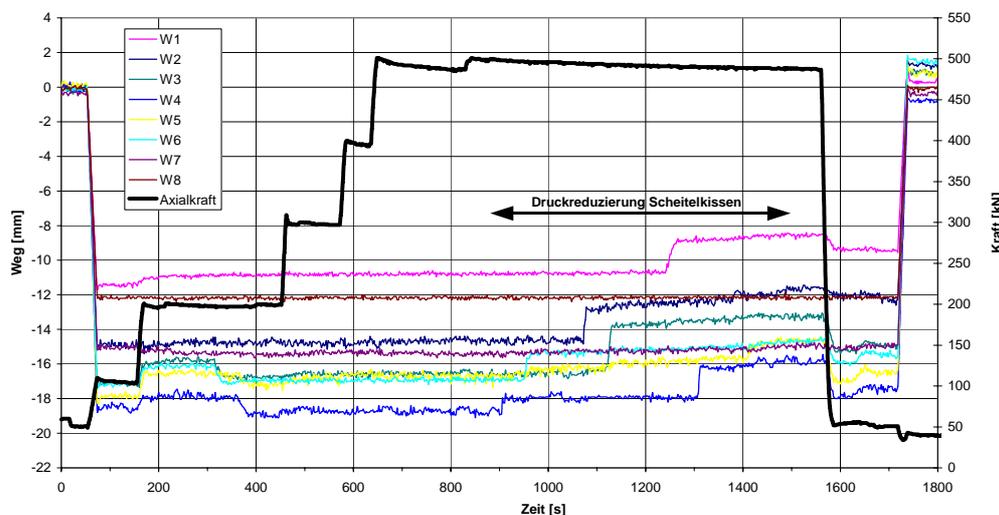
Darüber hinaus offenbarten die Modellversuche allerdings auch erste Einblicke in das tatsächliche Verhalten eines gebetteten Rohrstranges aus Rohren und Verbindungsmitteln unter Vortriebslasten. Hier zeigten sich insbesondere für den Fall „Fortsetzen der Gegensteuerung“ auch in Wiederholungsversuchen wesentliche Abweichungen von den erwarteten Ergebnissen.

Zunächst war zu erwarten, dass sich der gekrümmte Rohrstrang ähnlich einer Gelenkkette unter Axialdruckbelastung in die kurvenäußere Bettung drückt (vgl. [52]). In den über 20 Modellversuchen zeigte sich jedoch grundsätzlich eine Bettungsdruckerhöhung an der gegenüberliegenden, kurveninneren Rohrseite. Bild 60 zeigt beispielhaft die Druckänderungen in den Scheitel- und Sohlkissen bei steigender Axialbelastung im Versuch V16, d.h. bei einer simulierten Steuerkurve mit  $R = 150$  m. Die Erhöhung der Axialkraft führte hier zunächst zu einer Zunahme der Kissendrucke an der Kurveninnenseite (Scheitel). Gleichzeitig fielen die Drücke auf der Kurvenaußenseite (Sohle) bis zur vollkommenen Entlastung ab (Bild 60,  $t = 175$  s, Anfangsdruck ca. 0,35 bar). Die weitere Steigerung der Axialkraft bewirkte nur noch eine geringe Zunahme der Kissendrucke auf der kurveninneren Seite (Bild 60,  $t = 250$  s) und bei weiterer Erhöhung der Axialkraft um ca. 60 % zeigten sich keine weiteren Zuwächse der Kissendrucke (Bild 60,  $t = 300-600$  s). Offensichtlich führte die Axialbelastung zu einer Aktivierung von Biegemomenten in den abgewinkelten Rohrverbindungen, so dass der resultierende „Biegebalken“ aus Rohren und Verbindungsmitteln schließlich entsprechenden Rückstellmomenten unterliegt bzw. bei unveränderter Rohrlage die Aktivierung von Auflasten im Scheitelbereich fordert.



**Bild 60** Kissendruckänderung im Rohrstrang – Fortsetzen der Gegensteuerung

In einem weiteren Versuch wurden nach Erreichen der maximalen Axialkraft die Druckkissen auf der kurveninneren Seite (Scheitel) entlastet (Bild 61,  $t = 900-1400$  s). In der Folge kam es zu einer Rückverformung des „Biegebalkens“ von ca. 10-15 % der Anfangskrümmung. Offensichtlich dominierten in den Druckübertragungsmitteln die plastischen Anteile an der Gesamtverformung, so dass die Rückstellbewegung aus elastischen Anteilen vergleichsweise gering blieb (Bild 61,  $t = 1500$  s).



**Bild 61** Rohrverschiebung (vgl. Bild 26) – Fortsetzen der Gegensteuerung

Die o.a. Eindrücke unterstreichen, dass labortechnische Versuche einen umfassenden Einblick in das Beanspruchungsverhalten der Rohrleitung und die Wechselwirkungen mit den Bettungsreaktionen erlauben. Allerdings zeigen die ersten Ergebnisse auch, dass die derzeitigen theoretischen Annahmen, z.B. zur Rohrstrang-Kinematik, grundsätzlich zu hinterfragen sind. Mit Blick auf die Großversuche betrifft dies insbesondere das Verhalten der Rohrleitungen in verschiedenen Vortriebs-situation (Krafteinleitungsrichtung, Krümmung), die maximal zu erwartenden bzw. notwendigen Bettungsreaktionen und den Einfluss des Druckübertragungsmittels (Steifigkeit, elastisch/plastisches Verhalten) auf das Verhalten des Gesamtsystems.

## 4 Großversuche: Konzeption und Planung

### 4.1 Trassenbeschreibung

Die Idee zur Entwicklung des IKT-Vortriebssimulators entstand vor dem Hintergrund bestehender Unsicherheiten in der Beurteilung von Schäden und Schadensrisiken beim Rohrvortrieb sowie der derzeitigen, breitgefächerten Fachdiskussion über geeignete Bemessungsansätze. Durch gezielte Untersuchungen der Rohrstrangreaktionen unter Vortriebslasten sollen weitergehende Erkenntnisse zu den Beanspruchungen von Rohren und Rohrverbindungen, zu möglichen kritischen Vortriebsituationen sowie der Aussagekraft statischer Modellvorstellungen gewonnen werden. Bild 62 stellt die unterschiedlichen Denkansätze einander gegenüber.

**Bemessung:** Die Bemessung von Rohren und Rohrverbindungen für den Rohrvortrieb fußt im Wesentlichen auf In-situ-Erfahrungen und rechentechnischen Modellen. So entwickeln sich aus den Erfahrungen mit früheren Rohrvortrieben fortlaufend Planungsgrundsätze, Techniken zur Bauausführung und Qualitätssicherungsstrategien. Ingenieurtechnische Modellvorstellungen, meist analytisch, empirisch oder mittels numerischer Berechnungsmethoden untermauert, stellen wiederum Zusammenhänge zwischen Baustellenbedingungen und -belastungen und den Beanspruchungen der Bauteile her. Zur vollständigen Beschreibung einzelner Baumaßnahmen greifen diese Erklärungsansätze auf entsprechende Annahmen zu den örtlichen Randbedingungen zurück. Dies betrifft die Wahl der geplanten Trasse, Vortriebskräfte und zu erwartenden Betriebslasten sowie die anzusetzenden Bodeneigenschaften, z.B. auf Basis eines Baugrundgutachtens. Im Ergebnis lassen sich die Beanspruchungen der einzelnen Rohre und Rohrverbindungen rechnerisch ermitteln und als Eingangswerte für die Bauteilbemessung nutzen. Ob die Bemessungsmodelle und -annahmen mit der tatsächlichen Situation der einzelnen Baumaßnahme übereinstimmen, bleibt im Falle eines schadensfreien Vortriebs letztlich offen. Lediglich im Schadensfall werden Widersprüche offenkundig und geben Anlass, die bisherigen In-situ-Beobachtungen um weitere Erfahrungen zu ergänzen und ggf. auch einzelne Modellvorstellungen zu hinterfragen.

**IKT-Vortriebssimulator:** Das Konzept des IKT-Vortriebssimulators ergänzt die Bemessungsvorstellung eines „passiven“ Rohres – d.h. das unter äußeren Lasten stehende Rohr wird für die Reaktionen auf von außen induzierte Beanspruchungen bemessen – um einen weiteren, „aktiven“ Betrachtungsansatz. Aus In-situ-Beobachtungen von Vortriebsmaßnahmen (z.B. [51]) ist bekannt, dass der gesamte Rohrstrang in zyklischen Belastungsschritten der vom Schild aufgefahrenen Vortriebs-trasse folgt. Ein „Abschleifen“ des Bodens bei Kurvenfahrten wurde nicht festgestellt, so dass die Vortriebstrasse einschließlich planmäßiger Kurvenfahrten und Steuerkorrekturen als maßgebend für alle passierenden Rohre angesehen werden kann. Bei vorgegebener Trassengeometrie erfährt der Rohrstrang je Belastungszyklus (Vorschub eines Rohres) die zum Vortrieb notwendige Längsbelastung. Je nach Rohr- bzw. Rohrverbindungseigenschaften und Trassensituation reagiert der Rohrstrang im Belastungszyklus mit Verschiebungen senkrecht zur Trasse. Werden diese Ver-

schiebungen vollständig oder teilweise unterbunden, entstehen entsprechende Bettungsreaktionen. An diesem „aktiven“ Verhalten des Rohrstranges unter axialer Belastung setzt das Konzept des IKT-Vortriebssimulators an: Ein Rohrstrang aus fünf Rohren wird bei simulierter Trassegeometrie einer axialen Belastung ausgesetzt und die in dieser Lage notwendigen Bettungsreaktionen ermittelt. Diese Bettungsreaktionen können als erster Hinweis für die in-situ maximal möglichen Bodenreaktionen bei vorgegebenen Rohr- und Verbindungseigenschaften angesehen werden. Die 1:1-Simulation mit tatsächlichen Rohren, Druckübertragungsmitteln und Dichtelementen berücksichtigt dabei auch die rechnerisch kaum zu erfassenden - aber vielfach maßgeblichen - geometrischen Imperfektionen (z.B. Betonoberfläche) und nichtlinearen elasto-visko-plastischen Werkstoffeigenschaften (z.B. Hölzer, Kunststoffe) auch unter großen Verformungen und längeren Verformungsgeschichte.

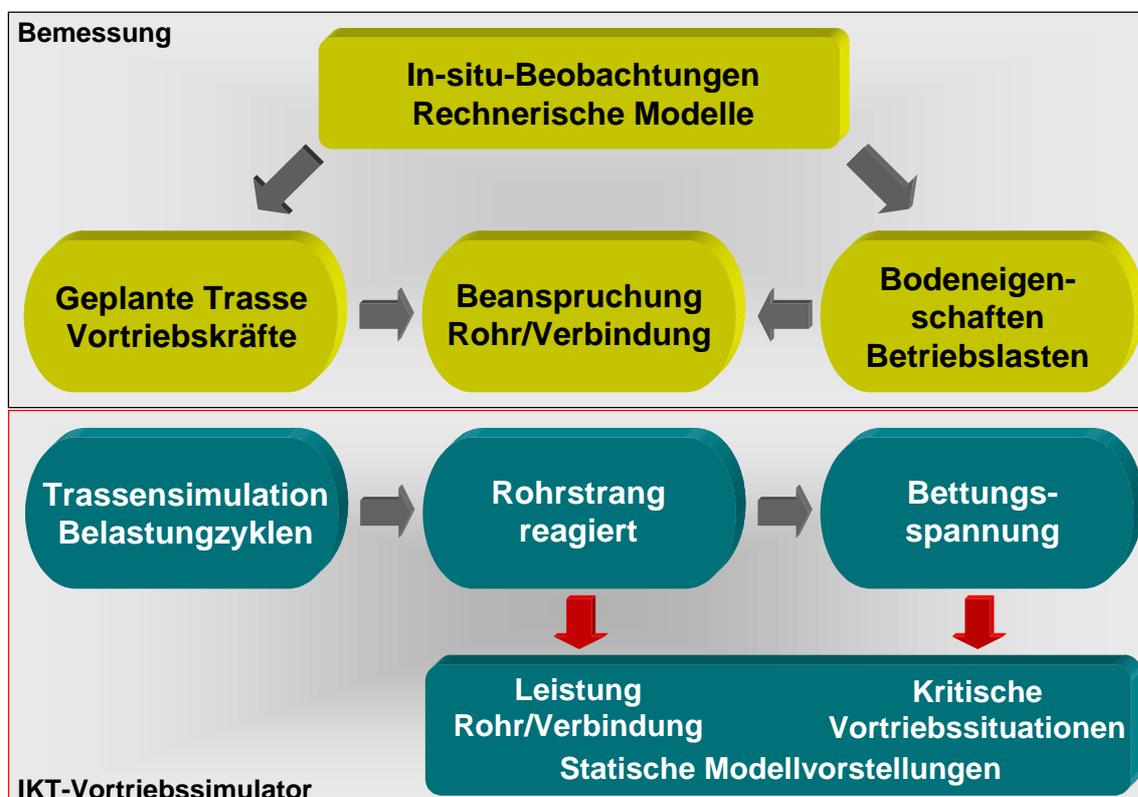


Bild 62 Vergleich der Aufgabenstellungen:  
Bemessung und IKT-Vortriebssimulator

Die Ergebnisse der durchgeführten Modellversuche (vgl. Abschnitt 3) zeigten, dass der ursprünglich gewählte vereinfachte Simulationsansatz (Gerade, Kurve) die Belastung der Vortriebsrohre nicht ausreichend erfasst. Daher wird nachfolgend ein allgemeinerer Ansatz entwickelt.

Im Verlauf eines Rohrvortriebes werden in der Literatur ([23], [52]) unterschiedliche Vortriebsituationen unterschieden, welche sich auf die Belastung des Rohres auswirken. Zunächst ist hier der **Gerade Vortrieb** zu nennen, der zu relativ gleichmäßig verteilten Axialdruckspannungen im Rohr führt (Bild 63).

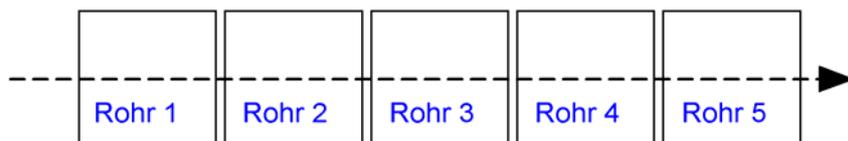
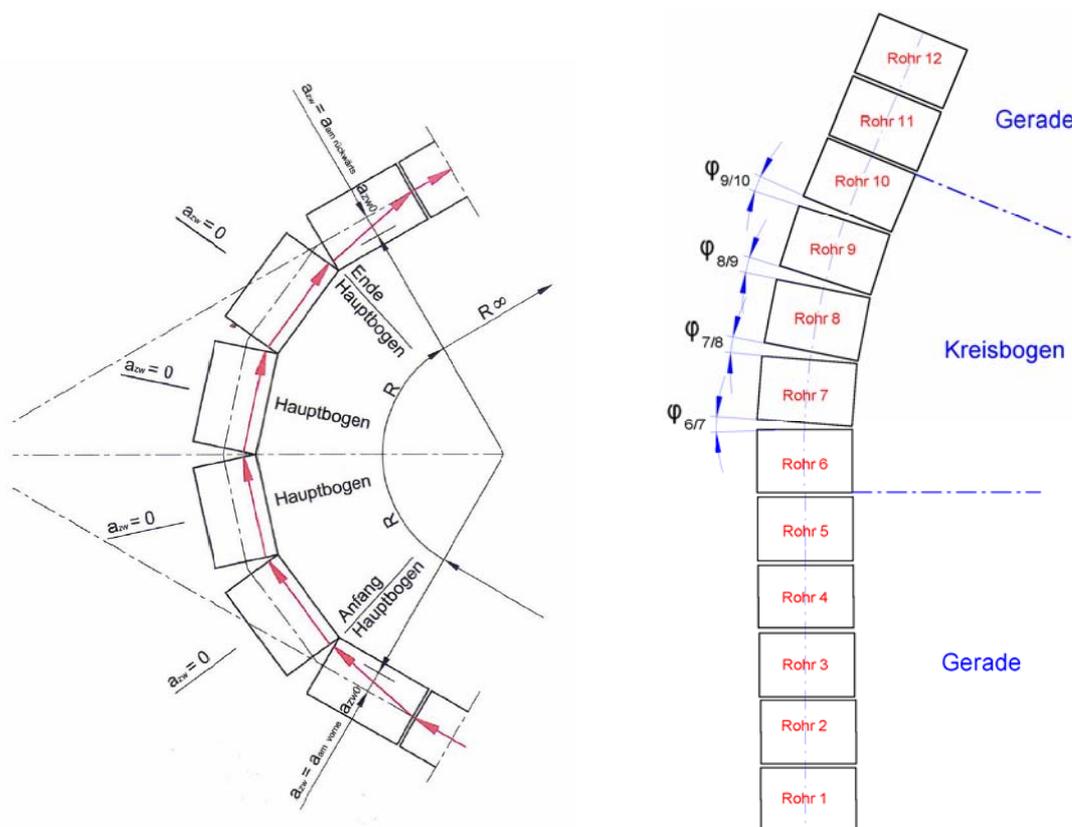


Bild 63 Gerader Vortrieb, ideale Trasse

Wird im Anschluss an eine geradlinige Trasse planmäßig eine **Kurve** aufgeföhren, so kann es zu ungleichmäßigen Belastungen der Vortriebsrohre kommen (Bild 64). Hierbei werden die zentrisch in der Geraden belasteten Rohre in der Kurve exzentrisch beansprucht, um anschließend wieder in die geradlinige Trasse einzuschwenken.

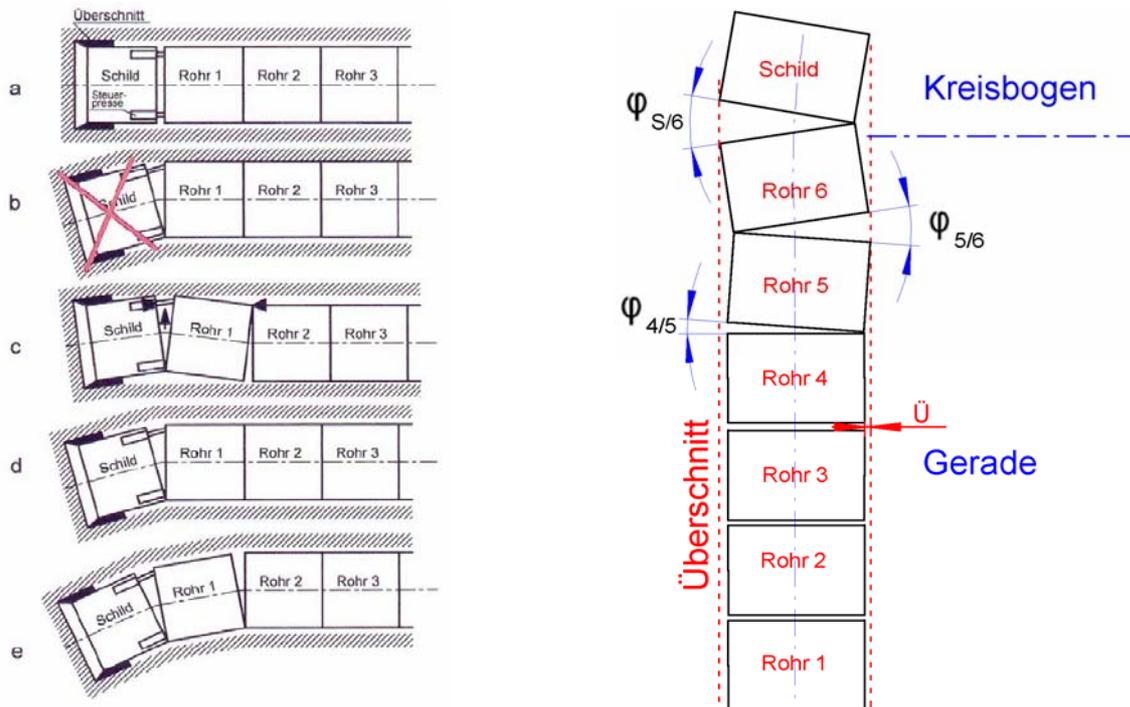


a) Übersicht aus [52]

b) Winkelbezeichnungen (überhöhte Darstellung)

Bild 64 Gerader Vortrieb und planmäßige Kurvenfahrt

Die Einleitung der Steuerbewegung stellt i.d.R. den ersten kritischen Belastungszustand dar. Hier kann es aufgrund des erforderlichen Überschnittes zu Verwinkelungen der ersten Rohre nach dem Schneidschuh kommen (Bild 65a, Fall c, Rohr 1). Im Bild 65b sind die relevanten Winkel zwischen Schild und anschließenden Vortriebsrohren bei der Kurveneinleitung bezeichnet, welche maßgeblich vom aufgeföhrenen Überschnitt abhängen.



a) Übersicht aus [52]

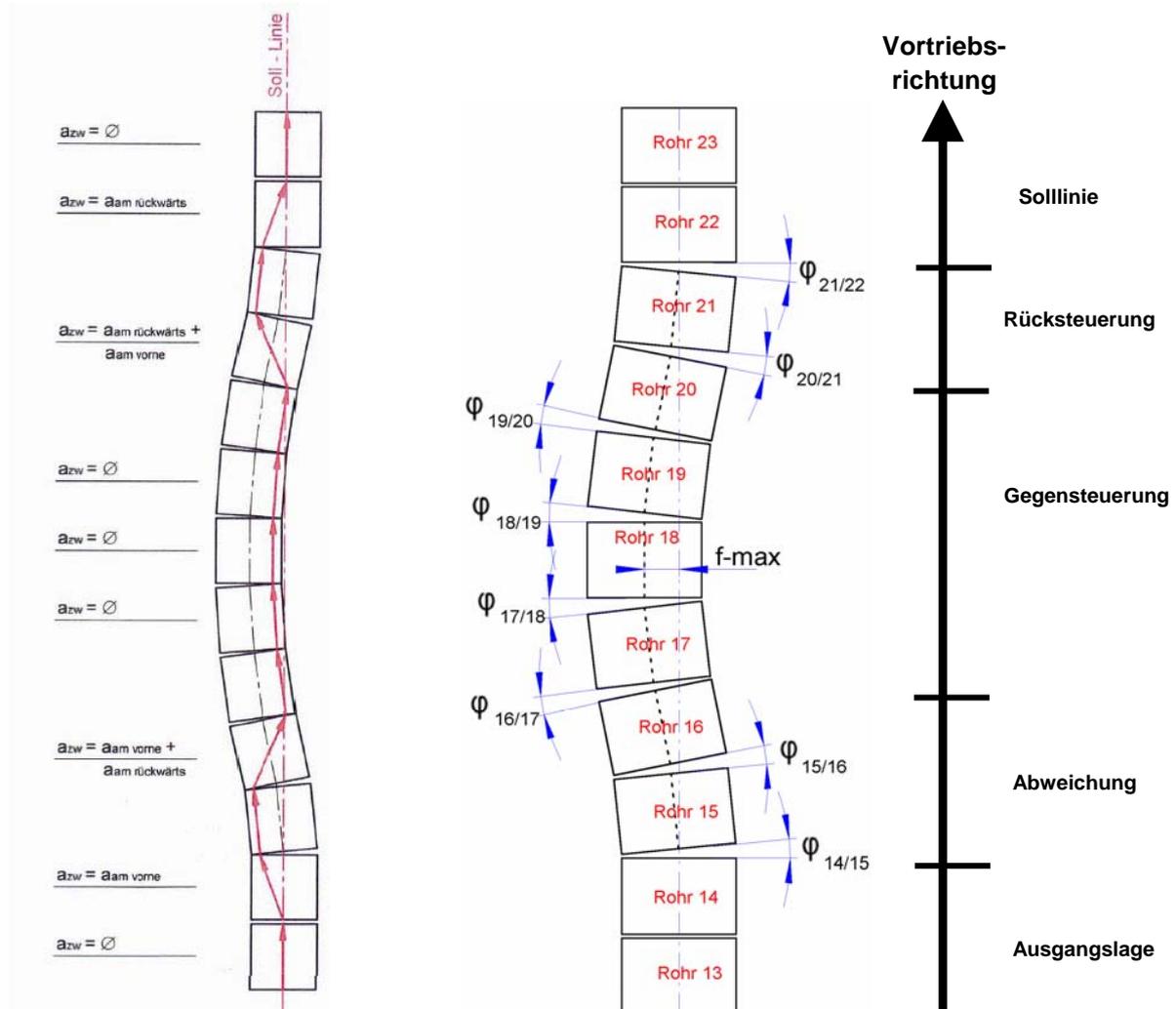
b) Winkelbezeichnungen (überhöhte Darstellung)

Bild 65 Einleitung Steuerbewegung

Selbst bei einem **planmäßig geraden Vortrieb** ist mit **Auslenkungen in Form von Steuerbewegungen** zu rechnen, welche ungleichmäßige Spannungsverteilungen in den Vortriebsrohren bewirken (Bild 66a). Hierbei kommt es zudem bei der Einleitung von Steuer- und Gegensteuerbewegungen zu Wendepunkten in der Trasse, welche zu ungleichen Ausmitten in den beiden Verbindungen eines einzelnen Rohres führen können (Bild 66b, Rohr 16 und Rohr 20).

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass bei Rohrvortrieben je nach geplanter Trasse folgende **Grundsituationen** durchfahren werden:

- Gerader Vortrieb
- Einleiten der Steuerbewegung
- Kurvenfahrt



a) Übersicht ( nach [52])

b) Winkelbezeichnungen (überhöhte Darstellung)

Bild 66 Steuerbewegungen zur Kurskorrektur beim geradlinigen Rohrvortrieb

Darüber hinaus werden bei einer unplanmäßigen Abweichung von der Solllinie folgende Rohrsituationen zur **Kurskorrektur** durchfahren:

- Einleiten der Gegensteuerung
- Fortsetzen der Gegensteuerung
- Rücksteuerung auf Solllinie

Zusätzlich zu den bisher geschilderten Rohrsituationen können Vortriebsrohre während des Einbaus so genannten **Zwängungen** unterliegen. Scherle [52] sieht hierfür zahlreiche systembedingte Ursachen, wie beispielsweise:

- Unterschiedliche Baulängen der Vortriebsrohre
- Mangelnde Rechtwinkeligkeit der Stirnflächen
- Große Abweichungen der Mantelfläche von der Geraden
- Erhebliche Toleranzen der Rohraußendurchmesser
- Unerwartete Änderung der Bodenart

- Unerwartete Änderung der Bodenparameter
- Zu großer bzw. zu kleiner Querschnitt
- Ungleichmäßige Verpressung einer Betonitschmierung

Als Grundsysteme zur Simulation von Rohrvortrieben dienen im Folgenden die o.a. Grundsituationen sowie die Vortriebssituationen zur Kurskorrektur. Zwängungen werden nicht als Eingangsparameter für die Simulation vorgegeben. Die als Reaktion auf geometrische Imperfektionen entstehenden Zwängungen werden im Versuch beispielhaft als Messwerte beim geraden Vortrieb erfasst. Die in gekrümmter Trasse entstehenden besonderen Bettungsreaktionen werden darüber hinaus gezielt provoziert und bewertet.

## 4.2 Vortriebssituationen im Versuch

### 4.2.1 Randbedingungen

Aus den bisher durchgeführten Untersuchungen lassen sich einige grundsätzliche Randbedingungen für die Großversuche ableiten. Auf Basis der unter Abschnitt 2.8 gesammelten Informationen ist bei Vortriebsrohren DN 1600 mit Vortriebskräften an der Hauptpressstation von insgesamt etwa 8 MN zu rechnen. Im Simulator werden daher 4 Hydraulikzylinder mit je 2 MN eingesetzt. Die Einleitung über 4 Zylinder bietet den Vorteil der gleichmäßigen Krafteinleitung in den Rohrspiegel.

Im Rahmen der Modellversuche konnten die Kurvenradien aufgrund des geringen Rohrgewichtes vertikal eingestellt werden. Da jedoch bei Großrohren das Eigengewicht wesentlichen Einfluss auf die Rohrbelastung haben kann und zumeist horizontale Kurvenfahrten ausgeführt werden, werden bei den Großversuchen horizontale Verschiebungen vorgesehen. Hierbei sind abweichend von Abschnitt 3 die Druckkissen im Rohrkämpfer für die Quantifizierung der Belastung maßgebend. Der Hub der seitlichen Zylinder beträgt 200 mm. Daher kann bei einseitiger Auslenkung (Stichmaß 200 mm) ein Kurvenradius von 200 m eingestellt werden. Bei wechselseitiger Auslenkung (Stichmaß jeweils 100 mm) beträgt dieser 400 m in beide Richtungen. Aufgrund der Simulation von horizontalen Bewegungen muss auch das Widerlager diese Bewegungen zulassen. Es wird daher gegen Kugelkalotten um die Hochachse drehbar gelagert.

Die Montage der Rohre in geschlossene Stahlringe bei den Modellversuchen war sehr aufwändig. Da nun 4-mal so große Rohre zum Einsatz kommen, müssen die Stahlringe in Form verschraubter Halbschalen hergestellt werden. Zur Ausrichtung des Rohrstranges in vertikaler Richtung können diese in der Höhe eingestellt werden.

Die Modellversuche zeigten, dass die manuelle Regelung der Drücke in der Elastomerkissen zeitintensiv war. Dies lag an der gegenseitigen Beeinflussung benachbarter Druckkissen. Für die Großversuche wird also eine Anlage zur automatischen Regelung der Kissendrucke entwickelt. In Anlehnung an die Modellversuche haben die Kissen in der Rohrsohle und in den beiden Kämpfern eine Größe von 1,2 x 1,2 m.

Ein wesentlicher Einflussfaktor für die Rohrbelastung beim Rohrvortrieb ist das Druckübertragungsmittel. Daher musste der Wechsel ohne komplette Demontage der Versuchseinrichtung möglich sein. Die Druckübertragungsmittel konnten von Innen – lediglich durch Auseinanderdrücken der Rohrverbindungen – gewechselt werden.

Die resultierenden Eckdaten sind in Tabelle 14 zusammengefasst.

*Tabelle 14 Eckdaten für die Großversuche*

<b>Kriterium</b>	<b>Umsetzung</b>
Rohrinnenweite:	DN 1600
Rohraußendurchmesser:	2100 mm
Rohrlänge:	3,2 m
Wanddicke:	25 cm
Dicke Druckübertragungsmittel	25 mm
Exzentrizität Lastangriff	Kernquerschnitt
Vortriebskraft:	max. 8 MN
Dicke Stahlführungsring:	12 mm
Beton Güte / Größtkorn:	B 55 / 32 mm
Kurvenradius einseitig:	ca. 200 m
Kurvenradius wechselseitig:	ca. 400 m

Für die Umsetzung ausgewählter Vortriebssituationen wurde die Versuchseinrichtung im Maßstab 1:1 konzipiert und in den Großversuchsstand des IKT - Institut für Unterirdische Infrastruktur integriert. Bild 67 und Bild 68 stellen eine Funktionsskizze in Querschnitt und Draufsicht dar.

Eingeleitet werden die Vortriebskräfte über vier Hydraulikzylinder, welche mit Bolzen horizontal drehbar an einem Druckverteilungsring angeschlagen sind. Diese Hydraulikzylinder (nachfolgend auch Vortriebsstation genannt) erzeugen die Vorpresskraft, der die Rohre im simulierten Abschnitt der Vortriebstrasse ausgesetzt sind. Das Widerlager besteht aus einer Stahlkonstruktion mit zwei übereinander angeordneten Kugelkalotten, welche einen Eintrag der Reaktionskräfte in Rohrlängsrichtung bewirken. Ein Eintrag von Biegemomenten ist im Bereich der Kalotten planmäßig ausgeschlossen. Dies ist bei der Auswahl der statischen Systeme für die unterschiedlichen Vortriebssituationen zu berücksichtigen.

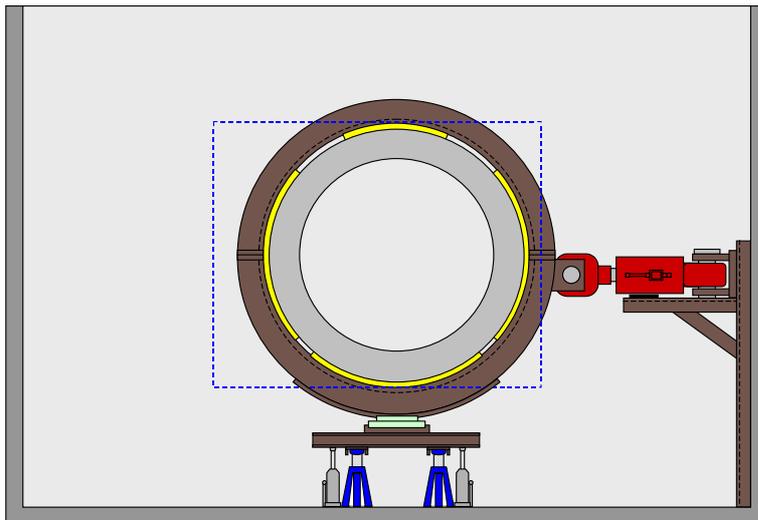


Bild 67 Großversuche – Querschnitt, Funktionsskizze

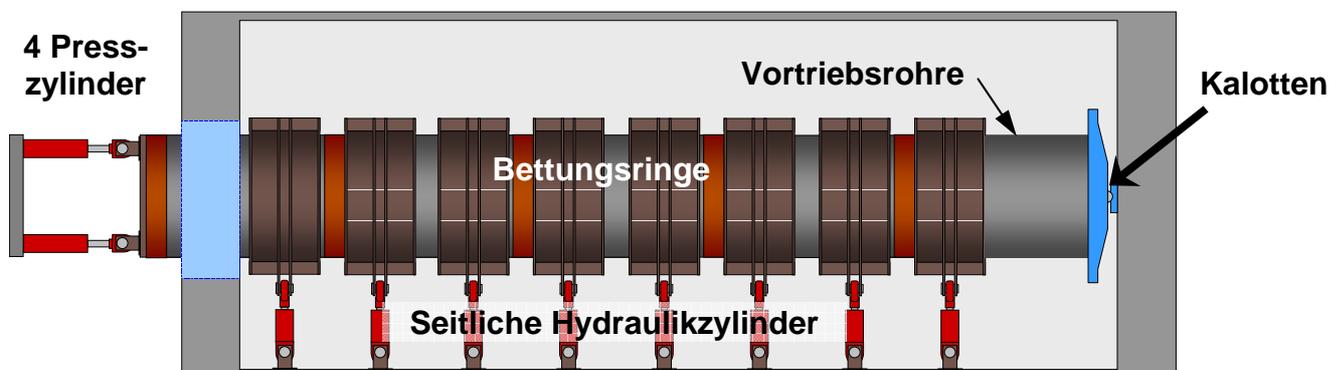


Bild 68 Aufbau der Großversuche – Draufsicht, Funktionsskizze

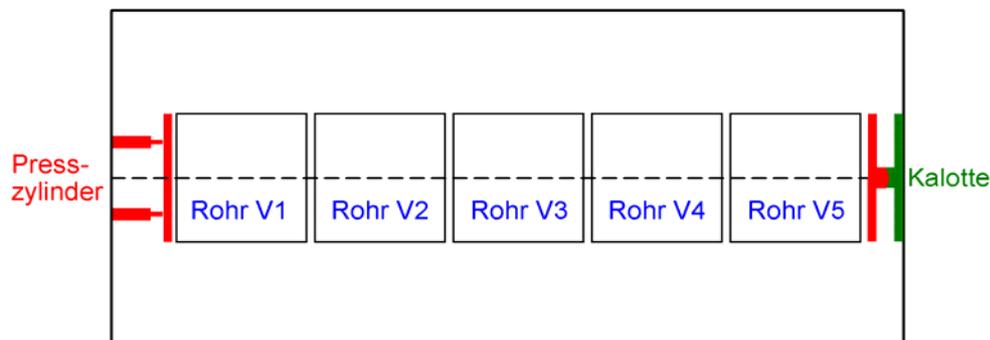
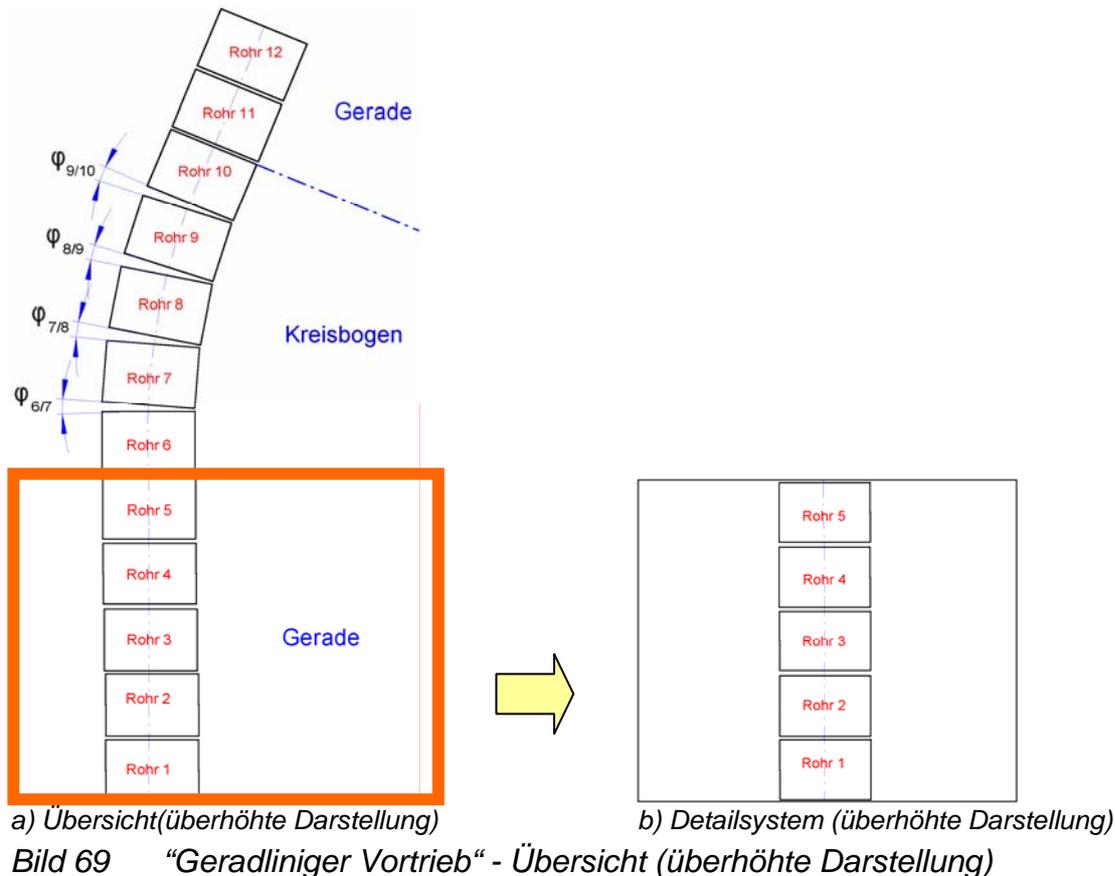
Durch die acht Hydraulikzylinder zur Einstellung der erforderlichen Horizontalverformung ist die maximale horizontale Verschiebung auf 200 mm beschränkt.

Folgende Vortriebssituationen werden in den Großversuchen näher untersucht (vgl. Abschnitt 5.2):

1. „Geradliniger Vortrieb“
2. „Planmäßige Kurvenfahrt“
3. „Einleiten einer Gegensteuerung“
4. „Fortsetzen einer Gegensteuerung“
5. „Einleiten einer Steuerbewegung“

#### 4.2.2 Geradliniger Vortrieb

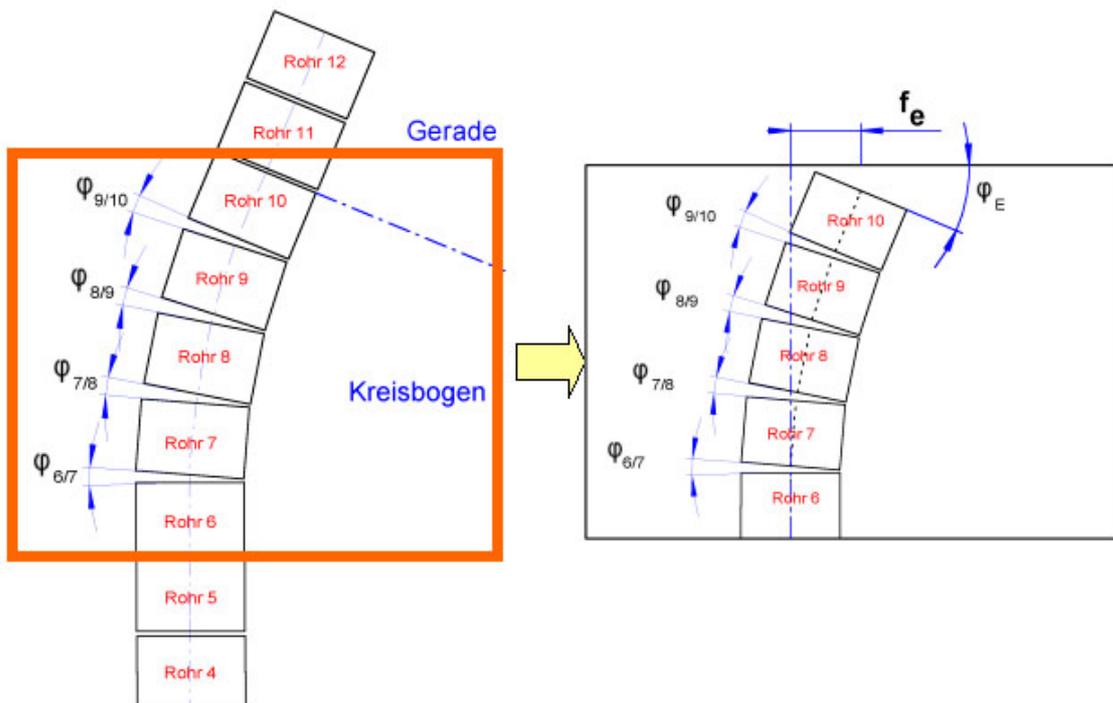
Die Vortriebsrohre werden in den IKT-Vortriebssimulator eingebaut und planparallel ausgerichtet. Die Vortriebskraft wird zentrisch über die vier Hydraulikpressen eingeleitet (Bild 69 und Bild 70).



Der einzige, hierbei variierte Versuchsparameter ist die Vortriebskraft V .

### 4.2.3 Planmäßige Kurvenfahrt

Der Rohrvortrieb wird nicht nur zur linearen Verbindung von zwei Punkten genutzt, sondern es werden auch gekrümmte Gradienten mit unterschiedlichen Kurvenradien aufgefahren. Einer der maßgebenden Parameter für diese Vortriebssituation ist der aufzufahrende Kurvenradius in Verbindung mit den sich einstellenden Abwinkelungen (Bild 71).



a) Übersicht (überhöhte Darstellung)

b) Detailsystem (überhöhte Darstellung)

Bild 71 „Planmäßige Kurvenfahrt“

Hierbei ist:

$$\varphi_E = \varphi_{6/7} + \varphi_{7/8} + \varphi_{8/9} + \varphi_{9/10} \tag{4}$$

$$f_e = (4 \cdot \tan \varphi_{6/7} + 3 \cdot \tan \varphi_{7/8} + 2 \cdot \tan \varphi_{8/9} + 1 \cdot \tan \varphi_{9/10}) \cdot L_{\text{Rohr}} \tag{5}$$

Im IKT-Vortriebssimulator wird die Vortriebskraft axial in das erste Rohr über die Hydraulikzylinder eingeleitet (Bild 72). Das Widerlager mit der Kalotte wird um das aus dem geplanten Kurvenradius resultierende Maß ( $f_k$ ) horizontal verschoben. Dazwischen wird der entsprechende Kurvenradius über Abwinkelungen eingestellt.

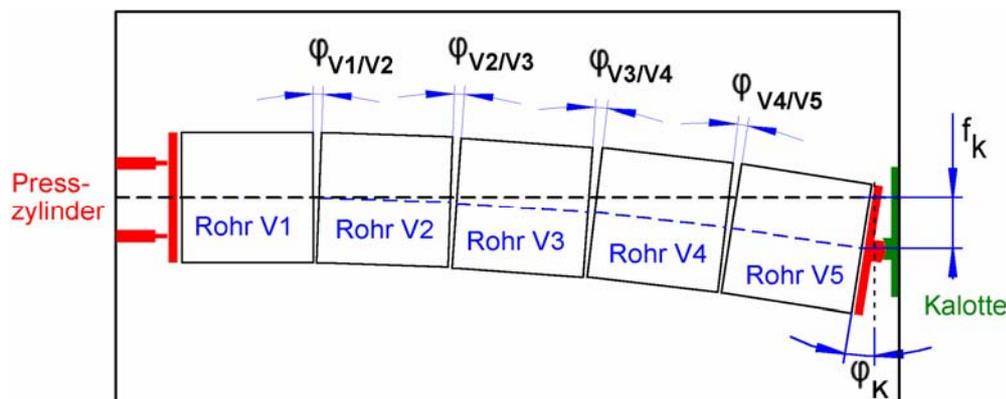


Bild 72 „Kurvenfahrt“ – untersuchtes System (überhöhte Darstellung)

Da am Ende des Rohres V5 der Übergang in die Gerade erfolgt, wird dort von einem Momentennullpunkt ausgegangen. Mit diesem Versuchsaufbau wird somit eine Kurvenfahrt für genau fünf Rohre nachgebildet.

Unter der Voraussetzung einer konstanten Krümmung ergeben sich identische Winkel zwischen den Rohren und somit folgende geometrischen Zusammenhänge zwischen dem Detailssystem des Vortriebs und dem Versuchsaufbau:

$$\varphi_S = \varphi_{V1/V2} = \varphi_{V2/V3} = \varphi_{V3/V4} = \varphi_{V4/V5} \quad (6) \quad \text{Bei konstanter Krümmung sind die Einzelwinkel identisch.}$$

$$\varphi_S = L_{\text{Rohr}} / R = \text{konstant} \quad (7) \quad \text{Dieser Winkel ergibt sich aus dem betrachteten Kurvenradius und der Rohrlänge}$$

$$\varphi_K = \varphi_E = 4 \cdot \varphi_S \quad (8) \quad \text{Summe der Winkel zwischen den Rohren im betrachteten Kurvenbereich (5 Rohre).}$$

$$f_k = f_e = 10 \cdot \tan \varphi_S \cdot L_{\text{Rohr}} \quad (9) \quad \text{Horizontale Abweichung am Ende der Kurve.}$$

Folgende Extremwerte können systembedingt eingestellt werden:

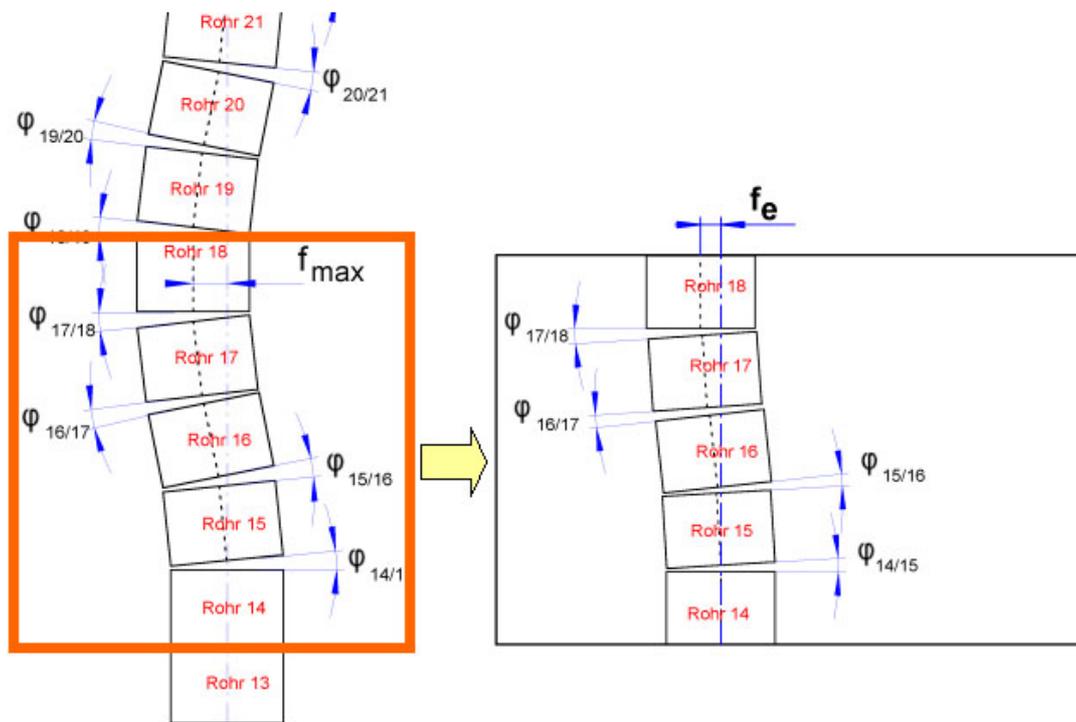
$$\begin{aligned} \max f_K &= 200 \text{ mm} && \text{(Maximaler Hub der seitlichen Pressen)} \\ \Rightarrow \min R &= 10 \cdot L_{\text{Rohr}}^2 / f_k = 512 \text{ m} && (10) \end{aligned}$$

Diese Werte beziehen sich auf eine einseitige Auslenkung mit maximalem Zylinderhub. Sollen wechselnde Auslenkungen betrachtet werden, so sind folgende Extremwerte möglich:

$$\begin{aligned} \max f_K &= \pm 100 \text{ mm} && \text{(Maximaler Hub der seitlichen Pressen)} \\ \Rightarrow \min R &= 10 \cdot L_{\text{Rohr}}^2 / f_k = 1024 \text{ m} && (11) \end{aligned}$$

#### 4.2.4 Einleiten Gegensteuerung

Der Lastfall einer ungleichen Ausmitte tritt zumeist in den Wendepunkten aufeinander folgender Kurvenfahrten oder Steuerbewegungen auf (Bild 73).



a) Übersicht (überhöhte Darstellung)

b) Detailsystem (überhöhte Darstellung)

Bild 73 „Einleitung Gegensteuerung“

Hierbei ist:

$$f_e = (4 \cdot \tan \varphi_{14/15} + 3 \cdot \tan \varphi_{15/16} - 2 \cdot \tan \varphi_{16/17} - 1 \cdot \tan \varphi_{17/18}) \cdot L_{\text{Rohr}} \quad (12)$$

Bei der Umsetzung in den Großversuchen wird die Vortriebskraft axial in das erste Rohr über die Hydraulikzylinder eingeleitet und über die Kalotte in das Widerlager abgeleitet (Bild 74).

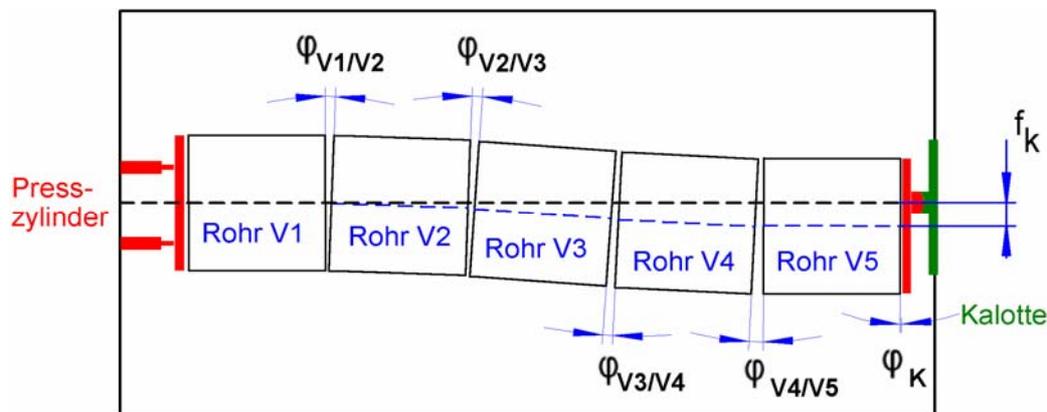


Bild 74 „Einleitung Gegensteuerung“ – untersuchtes System (überhöhte Darstellung)

Unter der Voraussetzung konstanter Winkel zwischen den Rohren ergeben sich folgende theoretische Zusammenhänge zwischen dem Detailssystem des Vortriebs und dem Versuchsaufbau:

$$\varphi_S = \varphi_{V1/V2} = \varphi_{V2/V3} = \varphi_{V3/V4} = \varphi_{V4/V5} = \text{konstant} \quad (13)$$

$$\Rightarrow \varphi_K = 0 \quad (14)$$

$$\Rightarrow f_k = f_e = 4 \cdot \tan \varphi_S \cdot L_{\text{Rohr}} \quad (15) \text{ Horizontalverschiebung am Ende des Wendepunktes}$$

Folgende Werte können systembedingt maximal eingestellt werden:

$$\max f_K = 200 \text{ mm} \quad (\text{Maximaler Hub der seitlichen Pressen})$$

$$\Rightarrow \max \varphi_S = \arctan (\max f_k / (4 \cdot L_{\text{Rohr}})) = 0,90^\circ \quad (16)$$

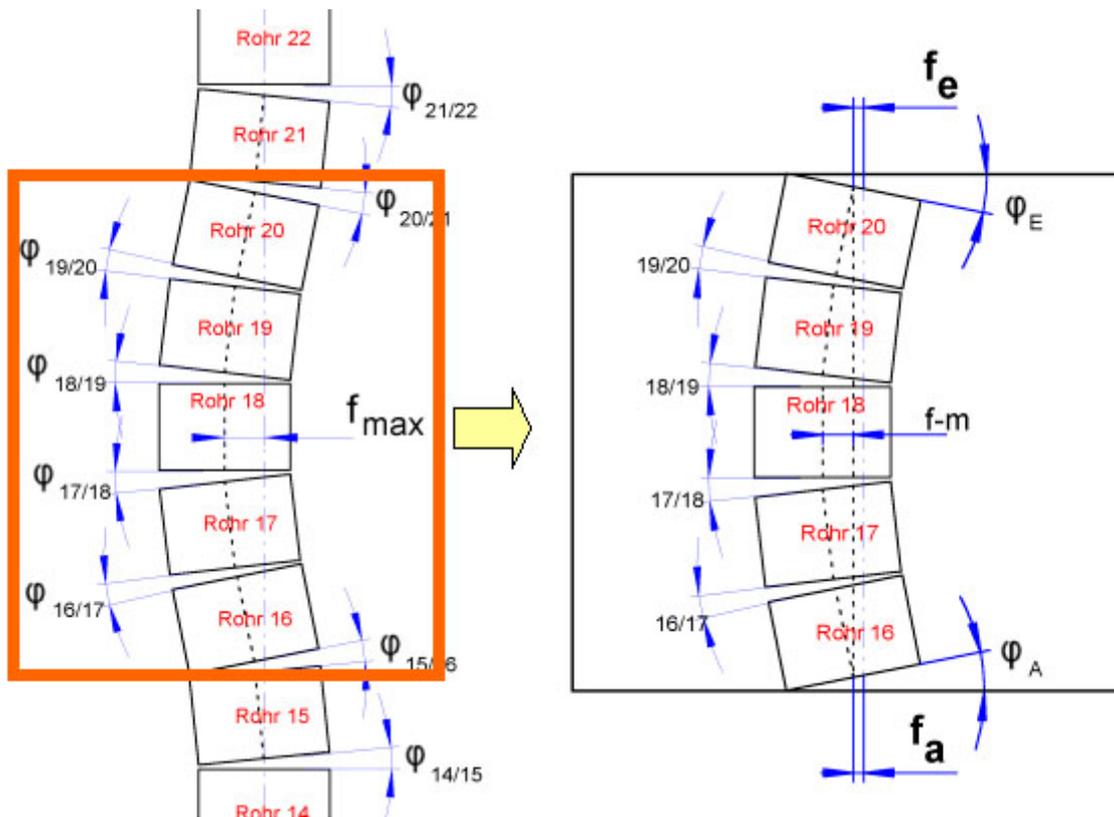
Diese Werte beziehen sich auf eine einseitige Auslenkung mit maximalem Zylinderhub. Sollen wechselnde Auslenkungen betrachtet werden, so sind folgende Extremwerte möglich:

$$\max f_K = \pm 100 \text{ mm} \quad (\text{Maximaler Hub der seitlichen Pressen})$$

$$\Rightarrow \max \varphi_S = \arctan (\max f_k / (4 \cdot L_{\text{Rohr}})) = 0,45^\circ \quad (17)$$

#### 4.2.5 Fortsetzen Gegensteuerung

Hierunter ist die Ausgleichskurve nach Abweichungen bei geradlinig geplanten Gradienten zu verstehen. Im Bild 75 veranschaulichen die Rohre Nr. 16 bis 20 dieses Teilsystem.



a) Übersicht (überhöhte Darstellung)

b) Detailsystem (überhöhte Darstellung)

Bild 75 „Fortsetzen Gegensteuerung“

Hierbei ist:

$$\varphi_A = \varphi_{14/15} + \varphi_{15/16} \quad (18)$$

$$\varphi_E = \varphi_{20/21} + \varphi_{21/22} \quad (19)$$

$$f_a = (1 \cdot \tan \varphi_{14/15}) \cdot L_{Rohr} \quad (20)$$

$$f_e = (1 \cdot \tan \varphi_{21/22}) \cdot L_{Rohr} \quad (21)$$

$$f_m = (2 \cdot \tan \varphi_A - 1 \cdot \tan \varphi_{16/17}) \cdot L_{Rohr} \quad (22)$$

$$f_{max} = f_A + f_m \quad (23)$$

Für die Umsetzung in den Großversuchen sind einige Grundannahmen zu treffen. Die Vortriebskraft wird auf das abgewinkelte erste Rohr über unterschiedliche Zylinderhübe eingeleitet. Die Kalotte ermöglicht die Verdrehung des Widerlagers um die Hochachse. Dazwischen werden Winkel zwischen den Rohrstirnflächen eingestellt, welche von der maximalen Abweichung ( $f_{max}$ ) und vom Anfangswinkel ( $\varphi_A$ ) abhängen (Bild 76).

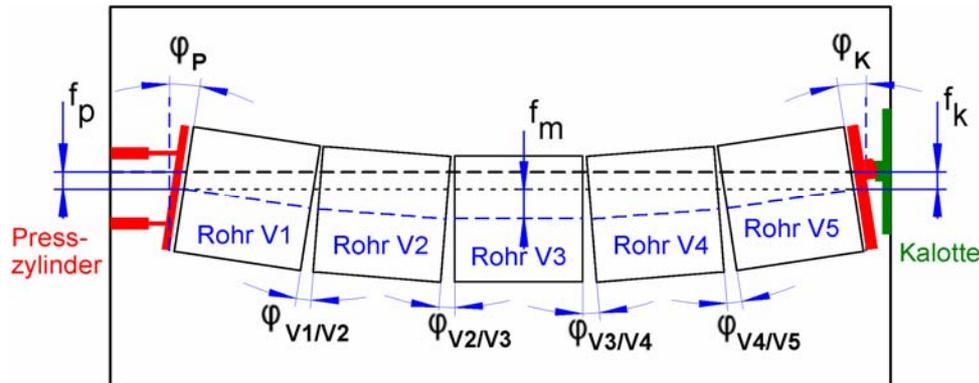


Bild 76 „Fortsetzen Gegensteuerung“ – Versuchsaufbau (überhöhte Darstellung)

Für den dargestellten Fall muss die Vortriebskraft exzentrisch in den Rohrspiegel eingeleitet werden. Da der Druckring, anders als die Kalotte, nicht relativ zum Rohrspiegel verschoben werden kann, muss die Exzentrizität durch eine Ausmitte der Kraftresultierenden der Zylinderkräfte erzeugt werden. Für das jeweilige Maß der Ausmitte sind die anteiligen Pressenkräfte für das linke und rechte Zylinderpaar zu berechnen.

In den Großversuchen wird zunächst eine gleichmäßige Krümmung als sinnvoll angesehen. Unter dieser Voraussetzung ergeben sich die folgenden geometrischen Zusammenhänge zwischen dem Detailsystem des Vortriebs und dem Versuchsaufbau:

$$\varphi_P = \varphi_K = \varphi_A \quad (24) \quad \text{Summe der Winkel zwischen den Rohren vom Beginn der Abweichung bis zur Einleitung der Gegensteuerung (Wendepunkt).}$$

$$\varphi_S = \varphi_{V1/V2} = \varphi_{V2/V3} = \varphi_{V3/V4} = \varphi_{V4/V5} = \frac{1}{2} \cdot \varphi_P \quad (25) \quad \text{Bei dem hier geplanten Versuchsaufbau stehen zwei Rohrverbindungen zur Rücksteuerung zur Verfügung.}$$

$$f_P = f_K = f_A = (1 \cdot \tan \varphi_{14/15}) \cdot L_{\text{Rohr}} \quad (26) \quad \text{Das Produkt aus dem Anfangswinkel } \varphi_A \text{ (} \varphi_P \text{) abzüglich des letzten Vorwinkels } \varphi_{15/16} \text{ und der Rohrlänge.}$$

$$f_m = (2 \cdot \tan \varphi_p - 1 \cdot \tan \varphi_S) \cdot L_{\text{Rohr}} \quad (27) \quad \text{Dies gilt unter der Voraussetzung: } \varphi_S = \frac{1}{2} \cdot \varphi_P$$

Folgende Werte können systembedingt maximal eingestellt werden:

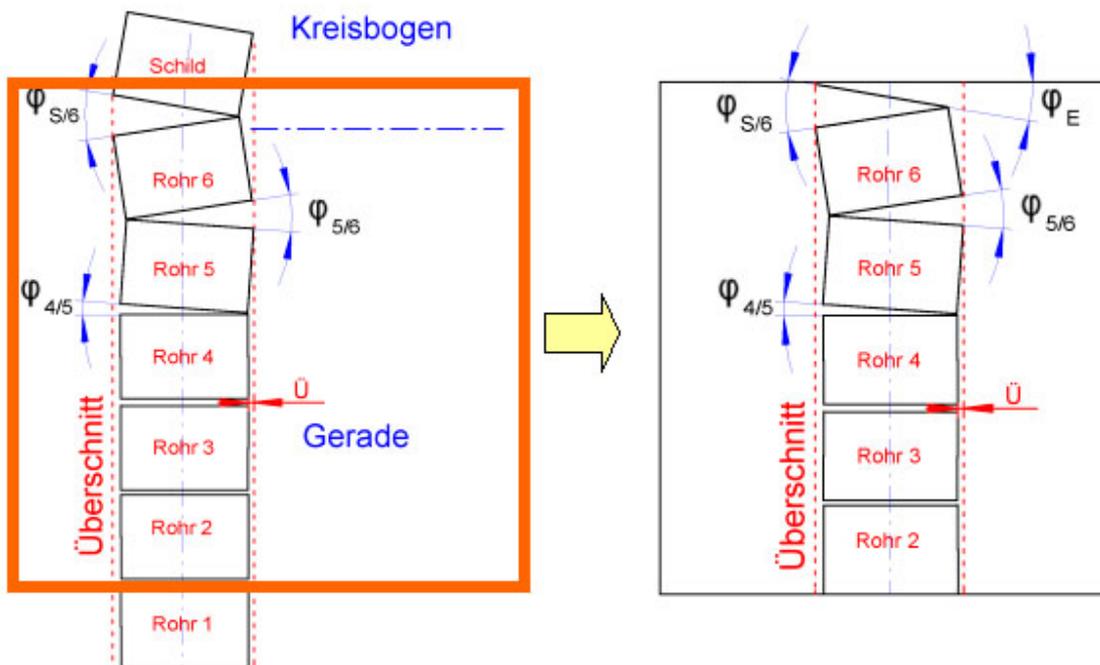
- $\max \varphi_K = 6^\circ$  (Maximaler Winkel bis zum Anschlag der Widerlagerplatte)
- $\max f_m = 200 \text{ mm}$  (Maximaler Hub der seitlichen Pressen)

Diese Werte beziehen sich auf eine einseitige Auslenkung mit maximalem Zylinderhub. Sollen wechselnde Auslenkungen betrachtet werden, so sind folgende Extremwerte möglich:

- $\max \varphi_K = 6^\circ$  (Maximaler Winkel bis zum Anschlag der Widerlagerplatte)
- $\max f_m = \pm 100 \text{ mm}$  (Maximaler Hub der seitlichen Pressen)

### 4.2.6 Einleiten Steuerbewegung

Beim Einleiten einer Steuerbewegung kommt es aufgrund des Überschnitts zu einer Verwinkelung des dem Schneidschuh folgenden Rohres (Bild 77, Rohr 6).



a) Übersicht (überhöhte Darstellung)

b) Detailsystem (überhöhte Darstellung)

Bild 77 „Einleitung Steuerbewegung“

In den Großversuchen wird die Vortriebskraft über die abgewinkelt angeordneten Presszylinder in das erste, gegenseitig abgewinkelte Rohr V1 eingeleitet. Die Rohre V3 bis V5 werden gerade eingebaut (Bild 78).

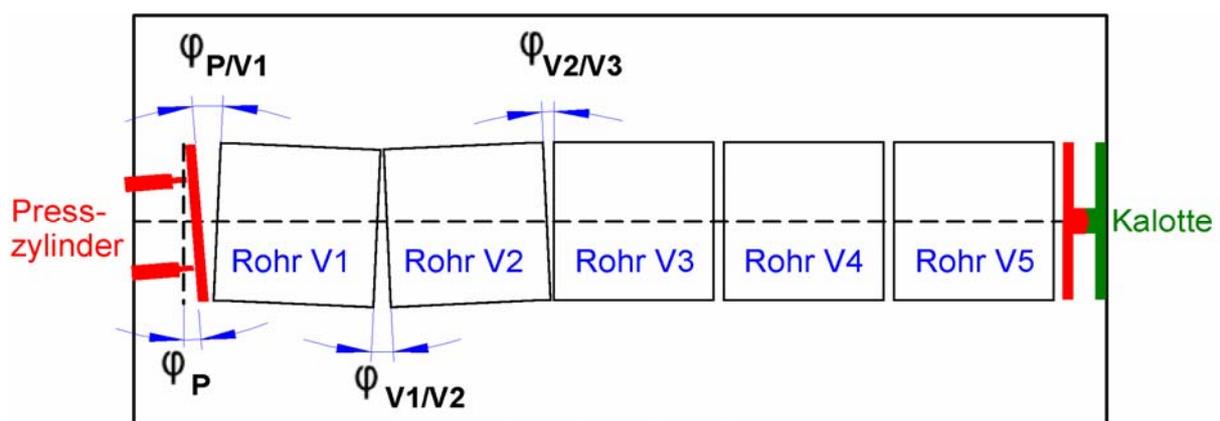


Bild 78 „Einleitung Steuerbewegung“ – untersuchtes System (überhöhte Darstellung)

Unter dieser Voraussetzung ergeben sich die folgenden geometrischen Zusammenhänge zwischen dem Detailsystem des Vortriebs und dem Versuchsaufbau:

$\varphi_{V1/V2} = \varphi_{5/6} = 2 \cdot \ddot{U} / L_{\text{Rohr}}$  (28) Dieser Winkel ist abhängig von der Rohrlänge und dem doppelten Überschnitt ( $\ddot{U}$ ).

$\varphi_{V2/V3} = \varphi_{4/5} = \ddot{U} / L_{\text{Rohr}}$  (29) Dieser Winkel ist abhängig von der Rohrlänge und dem Überschnitt ( $\ddot{U}$ ).

$\varphi_P = \varphi_E = L_{\text{Rohr}} / R$  (30) Hierbei handelt es sich um den Anstellwinkel der Pressstation, welcher vom aufzufahrenden Kurvenradius abhängt.

$\varphi_{P/V1} = \varphi_{S/6} = \varphi_P + \varphi_{V1/V2} - \varphi_{V2/V3} = \varphi_P + \ddot{U} / L_{\text{Rohr}}$  (31) Dies ist der Winkel zwischen der Pressstation und dem ersten Vortriebsrohr.

### 4.3 Bettungsspannungen

#### 4.3.1 Einleitung

Mit Hilfe des Programms PLAXIS wurden am Institut für Grundbau, Bodenmechanik und Energiewasserbau (IGBE) der Universität Hannover FE-Berechnungen durchgeführt [53]. Ziel dieser Untersuchungen war die Quantifizierung der Interaktion eines Vortriebsrohres mit dem umgebenden Erdreich für verschiedene Böden und Überlagerungshöhen. Zu diesem Zweck wurden der Ausgangszustand theoretisch analysiert, Modellvorstellungen verglichen und ein FE-Modell entwickelt. Anhand der Ergebnisse soll es zukünftig möglich sein, die im IKT-Vortriebssimulator gewonnenen Erkenntnisse auf das Durchfahren verschiedener Böden in unterschiedlichen Tiefen zu übertragen. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden nachfolgend zusammengefasst.

#### 4.3.2 Theoretische Analyse

Der IKT-Vortriebssimulator und eine bodenmechanischen FE-Simulation am Computer unterscheiden sich in mehreren Punkten voneinander. Um trotzdem die spätere Vergleichbarkeit gewährleisten zu können, muss untersucht werden, wie diese Unterschiede einander angepasst werden können. Zunächst soll dabei das Verhalten eines vollständig im Boden gebetteten Rohres betrachtet werden. Ausgehend von dieser Situation wird weiter untersucht, wie sich das Vortriebsrohr bei einer horizontalen Auslenkung verhält und welche Bodenreaktion es dadurch hervorruft. Eine Simulation von verschiedenen Böden soll dabei zeigen, wie sich das Bettungsverhalten des Rohres ändert. Nach dieser ersten Analyse soll ein Weg gefunden werden, um die beiden Modelle (Vortriebssimulator, FE-Modell) miteinander zu koppeln. Ziel ist es, die Ergebnisse des bodenmechanischen FE-Modells auf den Vortriebssimulator zu übertragen. Die verschiedenen Ausgangsbedingungen sind dabei zu berücksichtigen, so dass die Ergebnisse miteinander verglichen werden können.

Zunächst wird das grundsätzliche bodenmechanische System Rohr-Boden im Ruhezustand betrachtet. Ähnlich der Belastung eines Tunnels wirkt der umgebende Boden auf das Rohr ein, wobei die Größe der Beanspruchung maßgeblich durch die Mächtigkeit und Art der überlagernden Erdschicht vorgegeben wird.

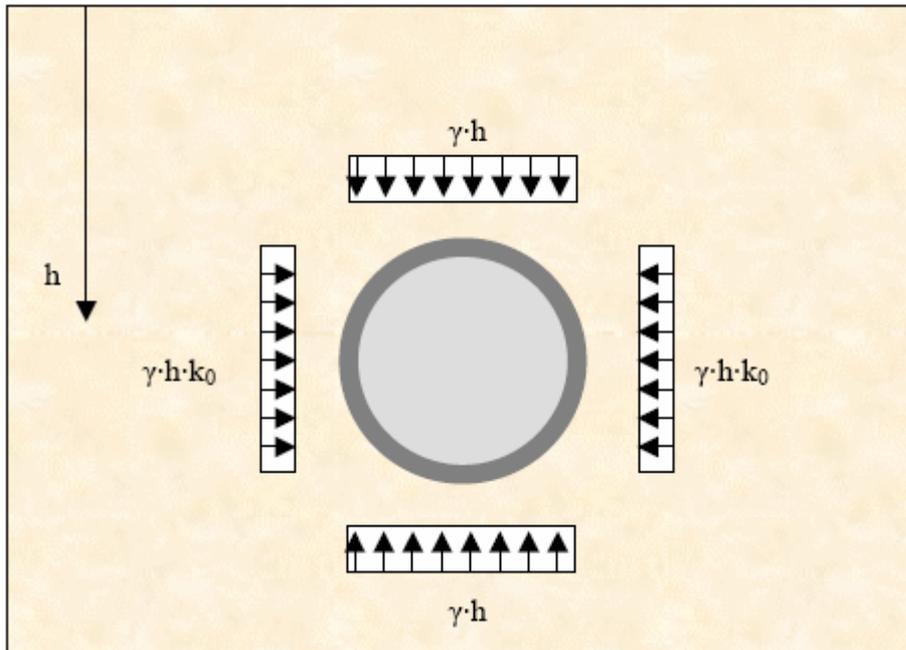


Bild 79 Horizontale und vertikale Spannungen auf das Rohr im Ruhezustand

Die in einer bestimmten Tiefe auf das Rohr einwirkenden vertikalen und horizontalen Primärspannungen werden ausgedrückt durch den Zusammenhang (Bild 79):

$$\sigma_v = \gamma \cdot h \quad \text{und} \quad \sigma_h = \gamma \cdot h \cdot k_0 \quad (32)$$

mit:  $\gamma$  = Wichte des Bodens in [kN/m<sup>3</sup>]

$h$  = Überlagerungshöhe in [m]

$k_0$  = Beiwert für den Erdruchdruck [-]

Der Beiwert für den Erdruchdruck  $k_0$  hängt maßgeblich von der Spannungsgeschichte des Bodens ab. Üblich ist der Ansatz:

$$k_0 = 1 - \sin \varphi' \quad (33)$$

mit:  $\varphi'$  = Winkel der inneren Reibung in [°]

Für den Erdruchdruck bedeutet dies konkret, dass der horizontale Erddruck in der Regel immer kleiner als der vertikale Erddruck ist. Die qualitative Verteilung der Radialspannung um das Rohr sieht demnach in der Regel so aus, wie im Bild 80 dargestellt.

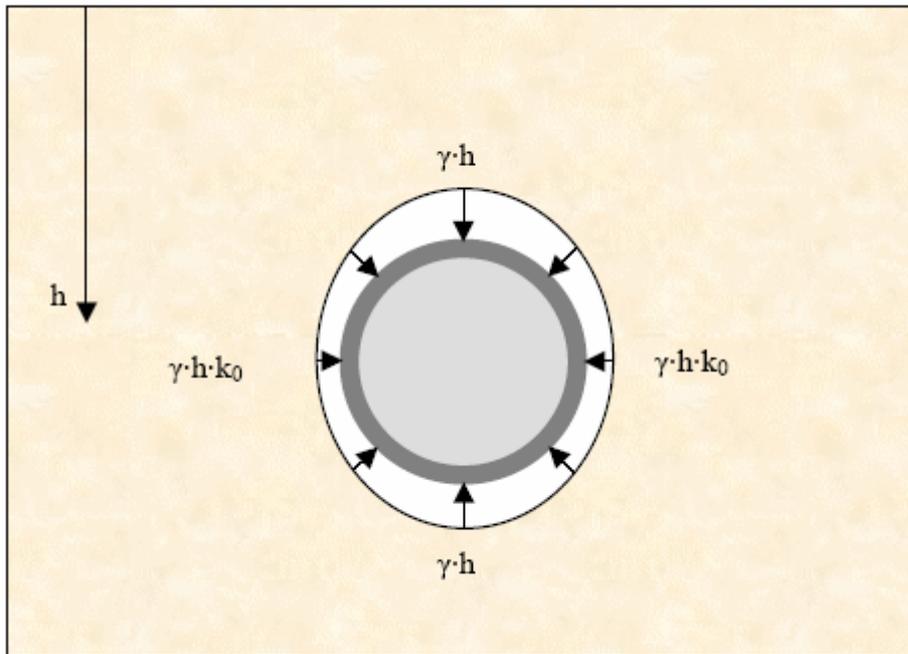


Bild 80 Radiale Spannungsverteilung im Ruhezustand

Verschiebt sich das Rohr im Boden horizontal, z.B. durch Aufbringen einer Zwangsverschiebung ( $u$ ) oder einer Horizontalkraft ( $F_u$ ), so verändert sich der Ruhedruckbeiwert  $k_0$  zu  $k_a$  und  $k_p$ .

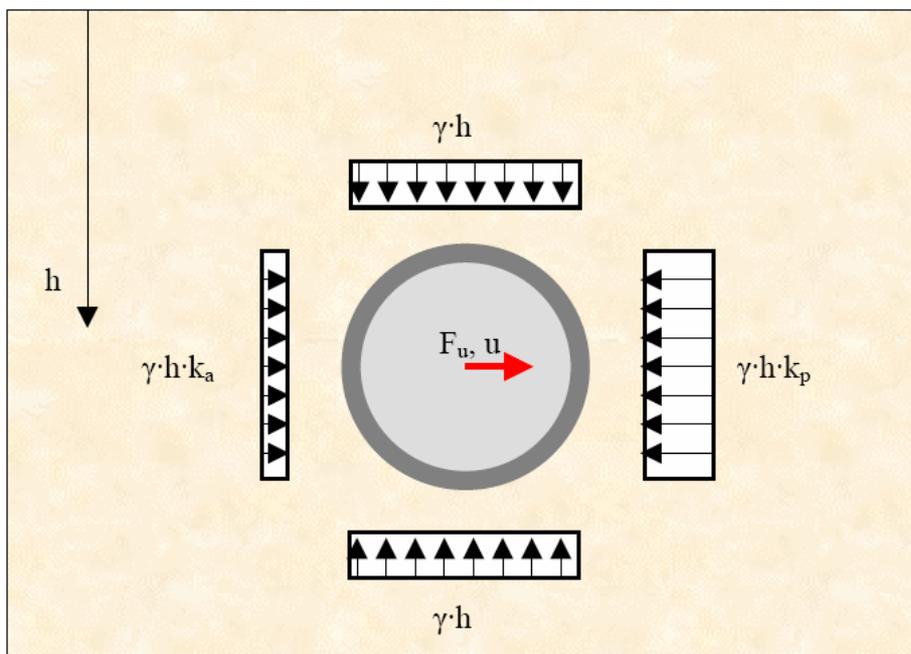


Bild 81 Idealisierter Spannungszustand unter horizontaler Auslenkung

Als  $k_a$  bezeichnet man dabei den aktiven Erddruckbeiwert für die der Verschiebung abgewandten Seite, da sich hier das Erdreich „aktiv“ verhält und dem Rohr bei einer Auslenkung folgen muss. Auf der anderen Seite des Rohres setzt man den passiven Erddruckbeiwert  $k_p$  an, da hier das Rohr den Boden verdrängen muss und sich der Boden somit „passiv“ verhält. Die Werte für  $k_a$  sind kleiner als für  $k_0$ , während sie für  $k_p$  erheblich größer sind. Auch der aktive und der passive Erddruckbeiwert sind vom

Winkel der inneren Reibung des Bodens abhängig und können für den Grundfall ohne Ansatz einer Wandreibung durch die folgenden Formeln ausgedrückt werden:

$$k_{ah} = \left( \frac{\cos \varphi'}{1 + \sin \varphi'} \right)^2 \quad (34)$$

$$k_{ph} = \left( \frac{\cos \varphi'}{1 - \sin \varphi'} \right)^2 \quad (35)$$

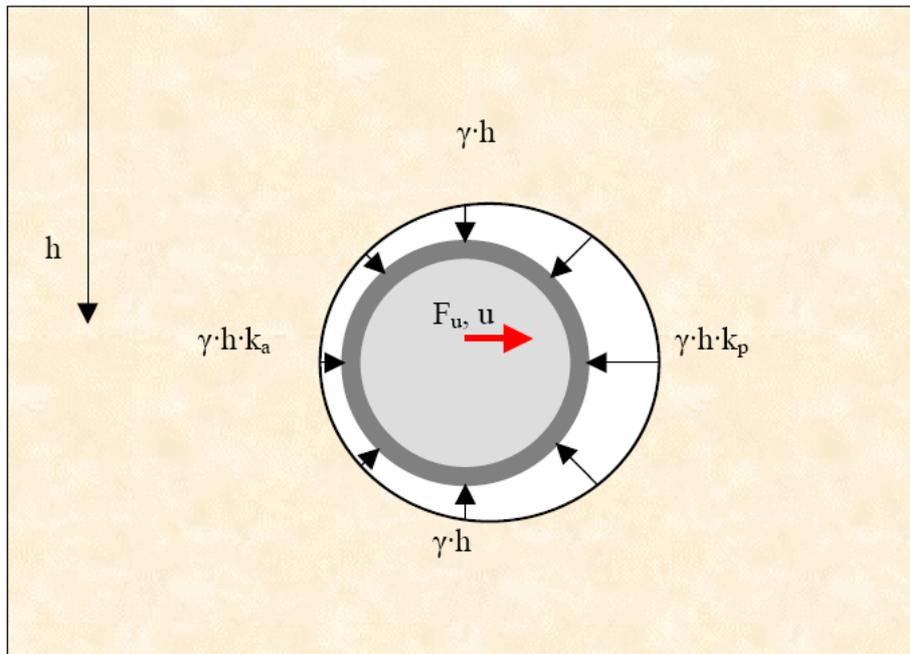


Bild 82 Idealisierte Darstellung der radialen Spannungsverteilung mit  $k_a$  und  $k_p$

Durch diese unsymmetrische Verteilung der radialen Spannung (vgl. Bild 82) über den Umfang bei einer Auslenkung lässt sich erkennen, dass bei einer FE-Berechnung des Vorgangs eine Simulation des kompletten Rohres und nicht nur einer Rohrhälfte (zur Reduzierung der Rechenzeit) nötig ist.

Durch die eingeleitete Horizontalkraft und die daraus entstehende Verschiebung entstehen Schubspannungen zwischen dem Rohr und dem umgebenden Erdreich. Die maximal mobilisierbare Schubspannung  $\tau$  wird dabei nach folgender Formel berechnet:

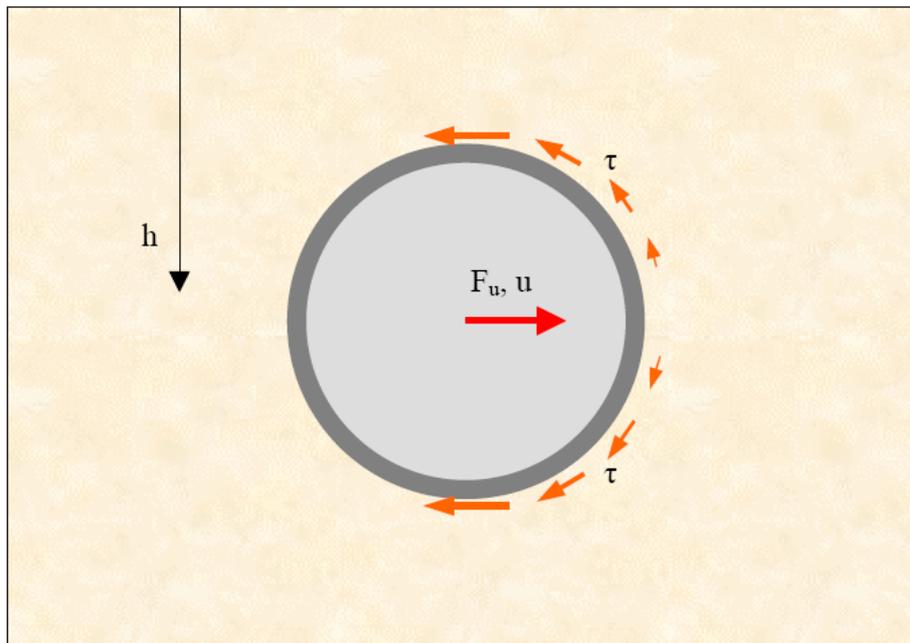
$$\tau = \sigma_{rad} \cdot \tan \delta \quad (36)$$

mit:  $\sigma_{rad}$  = Radialspannung am Rohr [kN/m<sup>2</sup>]

$\delta$  = Winkel der Reibung zwischen Rohr und Boden [°]

Um diese Schubspannung voll zu aktivieren, bedarf es jedoch einer bestimmten tangentialen Mindestverschiebung. Da tangentiale Verschiebungen im „Staupunkt“ im Kämpfer auf 90° nicht zu erwarten sind, sollten hier theoretisch auch keine Schubspannungen auftreten. Die größten Schubspannungen hingegen werden im First- und Sohlbereich erwartet, da hier die Verschiebungsrichtung direkt tangential zur Rohr-

wand verläuft. Im Bild 83 ist schematisch die theoretisch zu erwartende Verteilung der Schubspannungen an der Wandung des Vortriebsrohres dargestellt.



**Bild 83** Theoretische Verteilung der Schubspannung bei Auslenkung

Der anzusetzende Winkel der Reibung  $\delta$  zwischen Rohr und Boden hängt von der Beschaffenheit der Oberfläche des Vortriebsrohres ab. Für das vorliegende Vortriebsrohr wurde der Reibungswinkel gewählt zu:

$$\delta = 0,8 \cdot \varphi' \quad (37)$$

Mit diesem Wert wird eine reduzierte aufnehmbare Reibung infolge Schubspannung zwischen dem Boden und einem mittelrauhem Rohr simuliert.

Beim realen Rohrvortrieb wird hingegen mit einem Überschnitt gearbeitet. Das Rohr ist dabei in einer Stützsuspension gebettet. Der Ansatz von Schubspannungen scheint daher zunächst nicht zweckmäßig. Spätere Proberechnungen ergaben, dass die entstehenden Scherspannungen bezüglich der auftretenden Bettungsspannungen des Rohres klein sind. Im Abschnitt 4.3.3 findet zudem die analytische Berücksichtigung des Überschnitts statt. Dort wird weiter erläutert, dass der Ansatz der Schubspannungen auch bei Überschnitt angewendet werden kann.

Um eine größtmögliche Bandbreite verschiedener realer Böden abbilden zu können, werden zwei bindige (Schluff und Ton) und zwei nichtbindige Böden (Fein- und Grobsand) mit jeweils drei verschiedenen Konsistenzen bzw. Lagerungsdichten simuliert. Die dazu benötigten Bodenparameter wurden entnommen aus den Tabellen der „Empfehlungen des Arbeitsausschusses Ufereinfassungen / Häfen und Wasserstraßen, 1996“.

$$\gamma / \gamma' = \text{Wichte [kN/m}^3\text{]}$$

$$\varphi' = \text{Winkel der inneren Reibung des Bodens [}^\circ\text{]}$$

$$c = \text{Kohäsion [kN/m}^2\text{]}$$

Die Steifemoduln werden abhängig von der Tiefe angesetzt und nach *Ohde* als Funktion der Tiefe und Art des Bodens ermittelt (Tabelle 15, Tabelle 16).

$$E_s = v_e \cdot \sigma_{at} \cdot \left( \frac{\sigma_{a,v}}{\sigma_{at}} \right)^{w_e} \tag{38}$$

- mit  $\sigma_{at}$  = atmosphärischer Druck (= 100 kN/m<sup>2</sup>)
- $\sigma_{\alpha,v}$  = vertikale Auflastspannung  $\gamma \cdot h$  [kN/m<sup>2</sup>]
- $v_e$  = Steifebeiwert, empirischer Parameter
- $w_e$  = empirischer Parameter
- $E_s$  = Steifemodul [kN/m<sup>2</sup>]

Für alle Böden steigen mit zunehmender Lagerungsdichte bzw. festerer Konsistenz die Wichte und der Winkel der inneren Reibung an. Für die nichtbindigen Böden wurde die Kohäsion nicht zu Null gesetzt, sondern ein sehr kleiner Wert gewählt. Dies dient lediglich einer stabileren numerischen Berechnung. Die geringe Kohäsion hat keinen messbaren Einfluss auf die Berechnungsergebnisse.

Tabelle 15 Bodenparameter für die ausgewählten Sande

	Feinsand			Grobsand		
	locker	mittel	dicht	locker	mittel	dicht
$\gamma$ [kN/m <sup>3</sup> ]:	17	18	19	17	18	19
$\phi'$ [°]:	32,5	35	37,5	32,5	35	37,5
$c'$ [kN/m <sup>2</sup> ]:	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$k_0$ [-]:	0,463	0,426	0,391	0,463	0,426	0,391
$k_a$ [-]:	0,301	0,271	0,243	0,301	0,271	0,243
$k_p$ [-]:	3,322	3,690	4,112	3,322	3,690	4,112
$\nu$ [-]:	0,316	0,299	0,281	0,316	0,299	0,281
$\psi$ [°]:	2,5	5,0	7,5	2,5	5,0	7,5
$v_e$ :	150	225	300	250	475	700
$w_e$ :	0,75	0,65	0,6	0,7	0,6	0,55
Tiefe:	Steifemodul $E_s$ [kN/m <sup>2</sup> ]:			Steifemodul $E_s$ [kN/m <sup>2</sup> ]:		
5	13.300	21.000	29.100	22.300	44.600	68.100
10	22.300	33.000	44.100	36.200	67.600	99.600
20	37.600	51.700	66.800	58.900	102.400	145.900
30	50.900	67.300	85.200	78.200	130.700	182.300
40	63.200	81.200	101.300	95.700	155.300	213.600

Tabelle 16 Bodenparameter für die ausgewählten bindigen Böden

	Schluff			Ton		
	weich	steif	fest	weich	steif	fest
$\gamma$ [kN/m <sup>3</sup> ]:	17	18,5	20	19	20	21
$\phi'$ [°]:	25	27,5	30	22,5	25	27,5
$c'$ [kN/m <sup>2</sup> ]:	5	10	15	10	20	30
$k_0$ [-]:	0,577	0,538	0,500	0,617	0,577	0,538
$k_a$ [-]:	0,406	0,368	0,333	0,446	0,406	0,368
$k_p$ [-]:	2,464	2,716	3,000	2,240	2,464	2,716
$\nu$ [-]:	0,366	0,350	0,333	0,382	0,366	0,350
$\psi$ [°]:	0	0,0	0	0	0,0	0
$v_e$ :	20	50	110	10	20	30
$w_e$ :	1,0	0,8	0,6	1,0	0,97	0,95
Tiefe:	Steifemodul $E_s$ [kN/m <sup>2</sup> ]:			Steifemodul $E_s$ [kN/m <sup>2</sup> ]:		
5	1.700	4.700	11.000	1.000	2.000	3.100
10	3.400	8.200	16.700	1.900	3.900	6.100
20	6.800	14.200	25.300	3.800	7.700	11.700
30	10.200	19.700	32.200	5.700	11.400	17.200
40	13.600	24.800	38.300	7.600	15.000	22.700

Rohrvortriebe werden in Tiefen von bis zu 40 m durchgeführt. Es kann teilweise jedoch auch notwendig sein, einen Vortrieb mit einer geringen Überdeckung auszuführen. Für die verschiedenen Überlagerungshöhen ist es daher wichtig festzustellen, wie sich die Interaktion Rohr-Boden in unterschiedlichen Tiefen und Böden verändert. Der Steifemodul des Bodens  $E_s$  und der Winkel der inneren Reibung  $\phi'$  sind ein Maß für den Widerstand, den der Boden dem Vortriebsrohr bei Auslenkung entgegenbringt. Beide sind abhängig von der Bodenart und nehmen mit der Tiefe zu. Der Steifemodul  $E_s$  erhöht sich durch die mit der Tiefe zunehmenden Auflastspannung  $\sigma_v$ . Dies wurde in den Berechnungen nach *Ohde* entsprechend berücksichtigt und umgesetzt. Der Winkel der inneren Reibung  $\phi'$  erhöht sich mit zunehmender Tiefe durch die erhöhte Lagerungsdichte aufgrund der erhöhten Auflastspannung. Im Vergleich zum Einfluss des Steifemoduls auf die horizontale Auslenkung des Rohres, ist der Effekt eines erhöhten Winkels der inneren Reibung als vernachlässigbar klein zu betrachten. Eine Anpassung von  $\phi'$  über die Tiefe wurde daher nicht vorgenommen und in den Berechnungen auch nicht berücksichtigt.

Es ist zu erwarten, dass für den jeweiligen zu untersuchenden Boden die zu einem Gleichgewichtszustand gehörigen Auslenkungen mit zunehmender Tiefe immer geringer werden. Gewählt wurden Überdeckungen von 5 m, 10 m, 20 m, 30 m und 40 m bezüglich der Rohrachse.

Für größere Vortriebstiefen ist mit dem Antreffen von Grundwasser zu rechnen. Unter Auftrieb reduziert sich die Wichte des Bodens  $\gamma$  zur Wichte unter Auftrieb  $\gamma'$ . Es ist daher in den numerischen Simulationen zu untersuchen, in wie fern sich der Auftriebseffekt auf die Auslenkung des Vortriebsrohres im Boden auswirkt. Für die Be-

rechnung des Steifemoduls muss hierbei die reduzierte Wichte unter Auftrieb  $\gamma'$  berücksichtigt werden. Die vertikale Auflastspannung  $\sigma_{a,v}$  ergibt sich zu:

$$\sigma_{a,v} = \sum \gamma_i \cdot h_i + \sum \gamma'_j \cdot h_j \quad (39)$$

Sämtliche Versuche werden ohne Grundwasser gerechnet. Eventuell anstehendes Grundwasser kann berücksichtigt werden, indem nach o.a. Formel die vertikale Auflastspannung reduziert wird. Dadurch verringert sich auch der nach *Ohde* berechnete Steifemodul entsprechend. Der neu ermittelte Steifemodul unter Berücksichtigung von Grundwasser kann linear interpoliert bei einer reduzierten Tiefe abgelesen werden.

Für die numerische Simulation wird das FE-Program PLAXIS verwendet. Innerhalb der Software stehen verschiedene Stoffgesetze zur Verfügung. Das zu verwendende Stoffgesetz sollte für die geforderte Genauigkeit des geplanten Vorhabens angemessen, gleichzeitig jedoch so einfach wie möglich sein, um die Übersichtlichkeit zu erhalten. Im vorliegenden Fall handelt es sich um eine grundsätzliche Betrachtung des Interaktionsverhaltens von Böden mit unterschiedlichen Steifigkeiten und Scherfestigkeiten. Für die Berechnungen wurde das linear-elastische und ideal-plastische Stoffgesetz nach *Mohr-Coulomb* gewählt. Dieses Stoffgesetz benötigt lediglich sechs Parameter. Die Spannungsabhängigkeit des Steifemoduls des Bodens wurde durch eine tiefenabhängige Festlegung der Steifigkeiten der einzelnen Elemente berücksichtigt:

- $E_s$  = Steifemodul [kN/m<sup>2</sup>] (als Erstbelastungsmodul)
- $\gamma / \gamma'$  = Wichte [kN/m<sup>3</sup>]
- $\varphi'$  = Winkel der inneren Reibung des Bodens [°]
- $c$  = Kohäsion [kN/m<sup>2</sup>]
- $\nu$  = Querkontraktionszahl [-]
- $\psi$  = Dilatanzwinkel [°]

Der für die Berechnungen jeweils verwendete Steifemodul entspricht dabei dem Erstbelastungsmodul des Bodens. Durch die zyklische Wiederbelastung der Hohlraumwand im Zuge des Rohrvortriebs, vergrößert sich theoretisch die Eindringtiefe des Rohres. Bei einer simulierten Zyklenanzahl von ca. 50 während des gesamten Vortriebs im IKT-Vortriebssimulator ist diese Größe jedoch vernachlässigbar klein.

### 4.3.3 Vergleich der Modellvorstellungen

Das versuchstechnische Modell des IKT-Vortriebssimulators und die bodenmechanische FE-Simulation unterscheiden sich in ihren Ansätzen voneinander. Dies muss beim Vergleich der späteren Berechnungsergebnisse berücksichtigt werden.

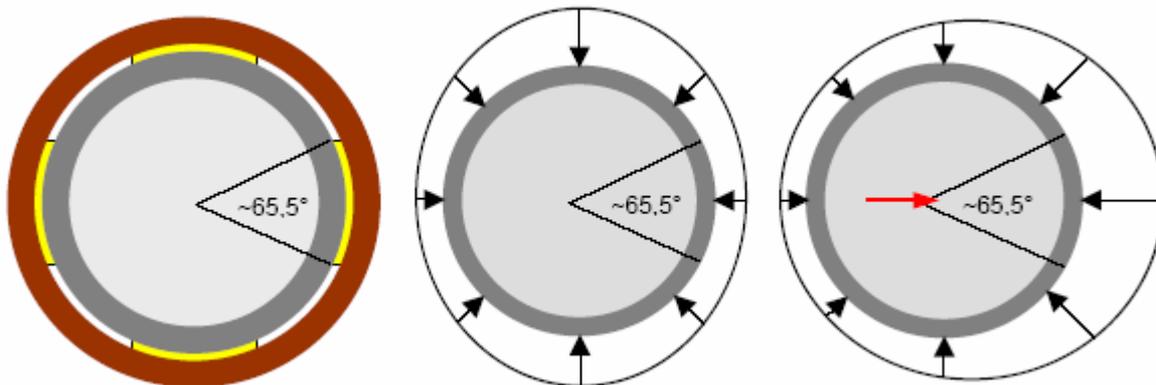
#### Vortriebssimulator:

- Die Rohre haben eine Länge von 3,2 m.
- Pro Rohr gibt es zwei horizontal gelagerte Hydraulikpressen, mit denen die Auslenkung über eine entsprechend aufzubringende Kraft eingestellt wird.

- Pro Rohr werden die horizontalen Auslenkungskräfte von je zwei Druckkissen im Kämpfer mit einer Fläche von je 1,44 m<sup>2</sup> aufgenommen. Die Druckkissen umschließen nicht das gesamte Rohr, sondern haben nur bereichsweise Kontakt damit. Sämtliche auftretenden Kräfte bei einer horizontalen Auslenkung können nur durch diese Druckkissen in Form von Spannungen abgetragen werden (s. Bild 84).

### FE-Simulation

- Die Rohre werden als unendlich lang betrachtet.
- Die in der Simulation ermittelten horizontalen Auslenkungskräfte, die bei einer bestimmten Bettung entstehen, werden pro laufenden Meter angegeben.
- Die Auslenkungskräfte werden vom umgebenden Erdreich aufgenommen. Das Rohr ist darin vollständig gebettet (s. Bild 84).



**Bild 84** Erfassungsbereich des Druckkissens und Spannungsverteilung bei vollständiger Bettung im Boden

Die Art der zu simulierenden Auslenkung im bodenmechanischen Modell wird als kraftgesteuert gewählt. Der Vorteil dieser Methode besteht darin, dass aufgebrachte Horizontalkräfte durch Auslenkung und unter Berücksichtigung der o.a. Randbedingungen direkt in die Pressungen der Druckkissen umgerechnet werden können.

In Bild 85 sind die beteiligten Kraftgrößen dargestellt. Im IKT-Vortriebssimulator wirken die Pressenkräfte ( $F_y$ ) in [kN] und die Kissendrucke ( $\sigma_K$ ) in [kN/m<sup>2</sup>], wobei für die Berechnungen der in den Versuchen aufgebrachte Ausgangsdruck in den Kissen von diesem Gesamtdruck abgezogen werden muss.

$$\Delta\sigma_K = \sigma_{\text{Gesamt}} - \sigma_{\text{Ausgangszustand}} \quad (40)$$

In der bodenmechanischen FE-Simulation sind es die Auslenkungskräfte ( $F_u$ ) in [kN/m] und die als Reaktionskraft entsprechend ebenso großen Bettungskräfte ( $F_B$ ) in [kN/m].

Die Pressenkräfte können entsprechend in Kissendrucke (1,44 m<sup>2</sup> je Kissen) umgerechnet werden. Kraftverluste durch Querkraftübertragung in die vor- bzw. nachgelagerten Rohre sind hierbei unberücksichtigt. Die Wirkungsrichtung der Kissen wird

näherungsweise als horizontal angenommen und die horizontale Projektionsfläche der Kissen (1,36 m<sup>2</sup>) angesetzt.

$$F_y = 1,36 \cdot \Delta\sigma_K \quad (41)$$

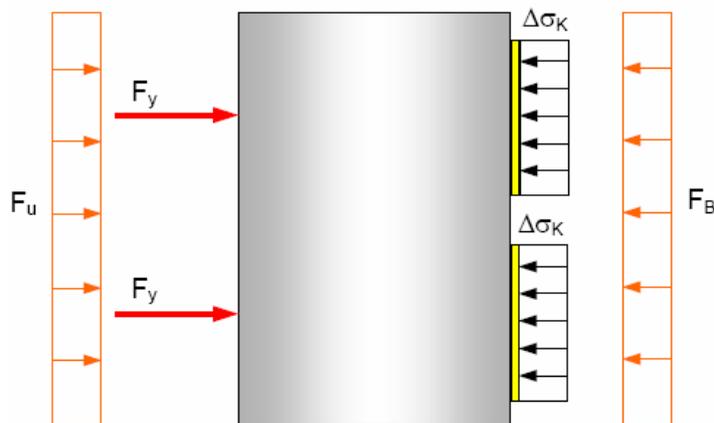
Um die Auslenkungskräfte des FE-Modells in [kN/m] in die Pressenkräfte des IKT-Vortriebssimulators umrechnen zu können, bezieht man die beiden Pressen eines Rohres auf dessen Länge von 3,2 m.

$$F_y = 1,6 \cdot F_u \quad (42)$$

Daraus folgt der Zusammenhang zwischen den Kissendrücker des IKT-Vortriebssimulators und den Auslenkungskräften des FE-Modells:

$$1,36 \text{ m}^2 \cdot \Delta\sigma_K [\text{kN/m}^2] = 1,6 \text{ m} \cdot F_B [\text{kN/m}] = 1,6 \text{ m} \cdot F_B [\text{kN/m}] \quad (43)$$

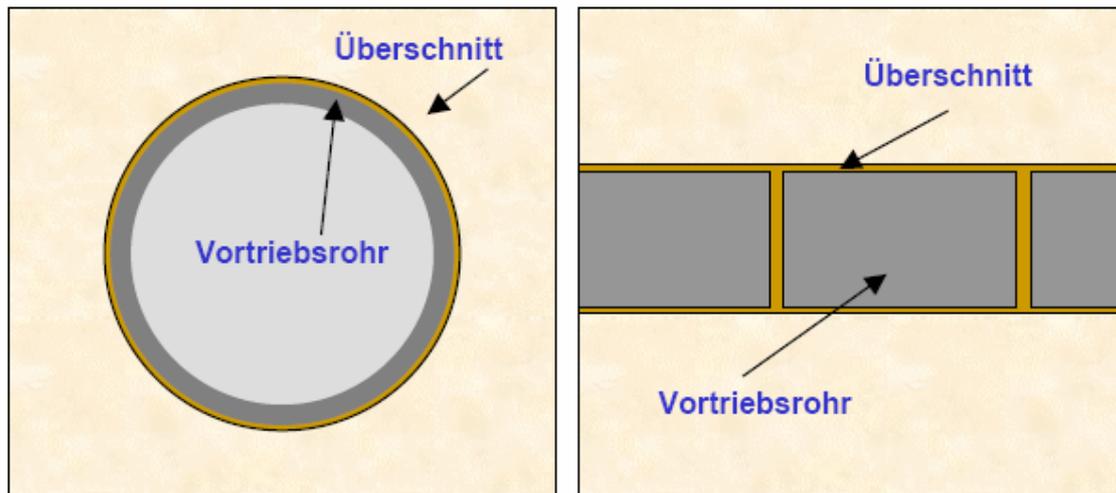
$$\Rightarrow 0,85 \text{ m} \cdot \Delta\sigma_K [\text{kN/m}^2] = F_B [\text{kN/m}] \quad (44)$$



**Bild 85** Verteilung der Horizontalkräfte und -drücke am Vortriebsrohr

In der zweidimensionalen FE-Simulation von PLAXIS kann das Vortriebsrohr nur als unendlich langes starres Rohr simuliert werden. Die Kraft, mit der das Vortriebsrohr seitlich ausgelenkt wird, ist in [kN/m] angegeben. Beim IKT-Modell entstehen die maximalen Kissendrücker bei Kurvenfahrt an der Hohlraumwandung am mittleren Rohr. Der Unterschied zwischen den beiden Varianten ist die unbekannte Querkraftübertragung zwischen den einzelnen Rohren. Dieser Vorgang kann im zweidimensionalen Bodenmodell von PLAXIS nicht simuliert werden und wäre gegebenenfalls noch einmal gesondert auf die entsprechende Genauigkeit zu überprüfen. Für eine Einhaltung der größenordnungsmäßigen Genauigkeit sollte es jedoch zunächst ausreichen, die auftretenden Kräfte nach den o.a. Formeln in die Pressenkräfte und Kissendrücker des IKT-Modells umzurechnen.

Im bodenmechanischen Modell wurde für die Darstellung einer entsprechenden Bettung zunächst ein direkt an das Erdreich angrenzendes Vortriebsrohr simuliert. Im realen Vortriebsprozess jedoch wird durch den Schneidkopf ein Überschneid erzeugt. Dieser liegt in der Größenordnung von einigen Zentimetern und bewirkt, dass das Rohr nicht direkt an der Wandung anliegt (Bild 86). Der entstandene Ringspalt wird in der Regel mit einer Stützflüssigkeit (z.B. Bentonit) gefüllt, um ein Einbrechen des umgebenden Erdreichs in den Ringspalt zu verhindern.



**Bild 86** Quer- und Längsschnitt der Vortriebsrohre mit Überschnitt

Eine weitere Notwendigkeit des Überschnitts besteht darin, dem Vortriebsrohr eine problemlosere Kurvenfahrt bei reduzierter Wandreibung zu ermöglichen. Beim Durchfahren einer Kurve folgt der gesamte Rohrstrang zwar prinzipiell im vorgeborteten Hohlraum dem ersten Segment nach, das einzelne Rohr eines Stranges ist jedoch steif. Es benötigt daher in der Kurve ein geringfügig größeres Lichtmaß, um eine Kurve durchfahren zu können. Entsprechende geometrische Ansätze werden z.B. in [52] beschrieben. Der benötigte Mindestüberschnitt steigt bei kleineren Radien und längeren Rohren an. Der Länge der Vortriebsmaschine und Anordnung der Steuerpressen kann ebenfalls eine besondere Bedeutung zukommen. Bei den nun folgenden Berechnungen werden diese Gesichtspunkte nicht berücksichtigt und lediglich der über den Mindestüberschnitt hinausgehende Anteil des Überschnitts durch geometrische Idealisierungen berücksichtigt. Die Berechnungen in PLAXIS konnten damit für eine vollständige Bettung des Rohres im Boden ohne Überschnitt durchgeführt werden. Folgende Idealisierung wurde gewählt:

Ein voll gebettetes Rohr ohne Überschnitt mobilisiert bei horizontaler Auslenkung das anliegende Erdreich über den kompletten Rohrdurchmesser  $D$ . Beim Auffahren mit Überschnitt muss das Vortriebsrohr zunächst den Überschnitt durchwandern, bevor das Rohr Kontakt mit der Hohlraumwand bekommt. Der Kontakt findet zunächst nur in einem Punkt bei  $90^\circ$  im Kämpfer statt. Mit zunehmender weiterer Eindrückung vergrößert sich auch die Kontaktfläche zwischen Hohlraumwand und Vortriebsrohr. Der projizierte Anteil des Rohrdurchmessers  $d'$  steigt dabei gegen den Wert  $D$  des vorhandenen Durchmessers an (Bild 87). Aufgrund der geringeren Kontaktfläche bei gleicher Auslenkungskraft ist daher mit einer höheren Flächenpressung und Eindringtiefe zu rechnen.

Um die projizierte Kontaktfläche  $d'$  zu erhalten, sind zunächst die Schnittpunkte der Kreise aus dem Vortriebsrohr und dem Überschnitt nach der allgemeinen Kreisgleichung zu ermitteln:

$$(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 = r^2 \quad (45)$$

mit  $x_1$  und  $y_1$  für die Mittelpunkte des Kreises

$$\text{Überschnitt : } x^2 + y^2 = r_{\ddot{U}}^2 \quad (46)$$

$$\text{Vortriebsrohr : } (x - a)^2 + y^2 = r_R^2 \quad (47)$$

mit  $r_{\ddot{U}}$  = Radius des Überschnitts (Rohr + Überschnitt)

$r_R$  = Radius des Vortriebsrohres

$u_R$  = Auslenkung des Vortriebsrohres ( $x_1$ )

Stellt man die Kreisgleichung für den Überschnitt und das Vortriebsrohr auf und setzt diese gleich, so erhält man den x- und y-Wert der Schnittpunkte:

$$x = \frac{r_{\ddot{U}}^2 - r_R^2 + u_R^2}{2a} \quad \text{und} \quad y = \pm \sqrt{r_R^2 - x^2} \quad (48)$$

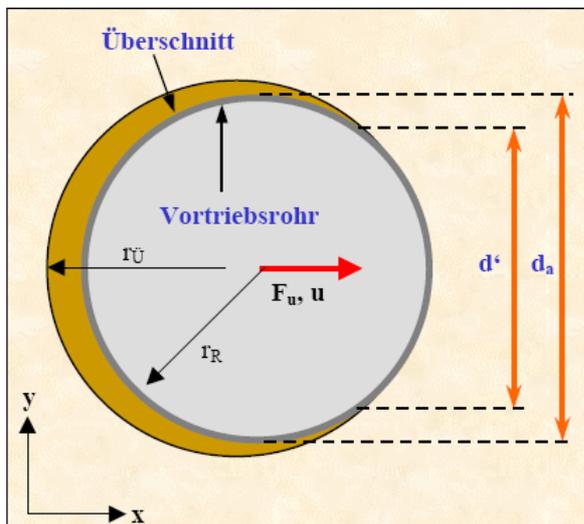


Bild 87 Reduzierte Kontaktfläche bei Überschnitt

Die Sekante zwischen den Schnittpunkten  $d'$  entspricht dabei genau  $2 \cdot y$ . Das Verhältnis von  $d'/d_a$  kann dabei als Anteil einer reduzierten Kontaktfläche interpretiert werden. Trägt man nun in einer Tabelle  $d'/d_a$  über die Auslenkung bei verschiedenen Überschnitten auf, so erhält man die Werte in Tabelle 17. Für verschiedene Überschnitte nähert sich  $d'$  bereits nach wenigen Zentimetern stark an  $d_a$  an. Die Einflüsse auf die Auslenkung bei ausreichend kleinen Überschnitten von bis zu  $\approx 5$  cm können demnach als gering angesehen werden. Weiter ist am Ende von Tabelle 17 der Grenzwert der Eindringung angegeben, an dem  $d'/d_a$  rechnerisch den Wert 1,0 erreicht.

Nach diesem Ansatz lassen sich die erhöhten Auslenkungen durch den Überschnitt näherungsweise erfassen mit:

$$u_{\ddot{U}} = \frac{u_0}{d'/d_a} + \ddot{U} \quad (49)$$

mit:  $u_0$  = Auslenkung, Verschiebung ohne Überschnitt [cm]

$u_{\ddot{U}}$  = Auslenkung, Verschiebung mit Überschnitt [cm]

Der Effekt aus der erhöhten Eindringtiefe bei kleinen Überschnitten und Eindringtiefen ist jedoch absolut betrachtet nur sehr gering.

Für größere Überschnitte würde der Einfluss theoretisch größer. Hierbei wird jedoch auch der zunächst ausulenkende Weg durch den Überschnitt immer größer, so dass es ggf. gar nicht mehr zu einer Berührung der Wandung kommt. Zur allgemeinen Handhabung kann man daher überschläglich in den Ergebnistabellen aus [53] den Überschnitt durch eine entsprechende Parallelverschiebung der Last-Verschiebungskurven um den entsprechenden Überschnitt berücksichtigen.

Bezüglich des Ansatzes der Schubspannungen im Abschnitt 4.3.3 lässt sich im Vergleich mit dem voll gebetteten Rohr erkennen, dass durch die bereits bei kleinen Eindringtiefen auftretende große anteilige Bettung auch hier sehr schnell eine ähnlich große Schubspannung erzeugt wird, wie bei voller Bettung.

Tabelle 17 Projizierte Breite  $d'/d_a$  bei versch. Überschnitten und Eindringtiefen.

Eindringung [cm]	Überschnitt [cm]:										Projizierte Breite $d'/d_a$ in [%]
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	87,01	75,24	67,10	61,10	56,57	52,95	49,99	47,52	45,41	43,59	
2	94,72	87,41	81,12	75,93	71,61	67,99	64,89	62,22	59,88	57,82	
3	97,27	92,50	87,80	83,58	79,87	76,60	73,72	71,16	68,87	66,82	
4	99,03	95,14	91,59	88,19	85,05	82,20	79,61	77,26	75,12	73,17	
5	99,39	96,69	93,96	91,21	88,57	86,10	83,80	81,68	79,72	77,90	
6	99,62	97,68	95,54	93,30	91,07	88,94	86,92	85,02	83,23	81,56	
7	99,76	98,34	96,65	94,80	92,93	91,08	89,30	87,60	85,99	84,47	
8	99,86	98,80	97,45	95,93	94,33	92,74	91,17	89,66	88,21	86,82	
9	99,92	99,14	98,05	96,78	95,43	94,04	92,67	92,68	90,01	88,75	
10	99,96	99,38	98,51	97,45	96,29	95,09	93,88	93,80	91,50	90,35	
max [cm]	14,5	20,6	25,3	29,3	32,8	36,0	40,0	41,8	44,4	46,9	

Die in Tabelle 17 aufgetragenen projizierten Breiten als dimensionsloses Verhältnis von  $d'/d_a$  gelten nur für den vorliegenden Rohraußendurchmesser von 2,1 m. Bei einer einheitenfreie Darstellung der Tabelle als  $e/d_a$  für die Eindringung und  $ü/d_a$  für den Überschnitt für beliebige Rohrdurchmesser würde sich mit der Änderung von  $d_a$  auch das Verhältnis  $d'/d_a$  ändern. Diese Änderung wird mit zunehmendem Überschnitt bzw. zunehmender Eindringtiefe größer, bewegt sich jedoch bei einer Variation des Rohrdurchmessers von  $\pm 1$  m immer noch unterhalb von 1 % und eignet sich somit in der generellen Anwendung auch für vom vorliegenden Anwendungsfall abweichende Rohrdurchmesser.

Während für locker und mitteldicht gelagerten Sand auch mit größeren Eindringtiefen des Vortriebsrohres von über 20 mm zu rechnen ist, beträgt diese für einen dicht gelagerten Sand schon bei einer Tiefe von 10 m nur noch wenige Millimeter. Bei Festgestein ist davon auszugehen, dass nahezu keine Eindrückung mehr stattfindet. Die horizontale Auslenkungskraft würde in diesem Fall theoretisch nur im Kämpferbereich übertragen werden, wobei im Extremfall je nach Ausbruchgeometrie auch punktuelle

und dadurch sehr hohe Bettungsspannungen entstehen könnten. Es wäre zu untersuchen, wie sich diese konzentrierte Krafteinwirkung auf die Belastung der Rohre auswirkt und ob diese den auftretenden Kräften widerstehen können.

#### 4.3.4 Finite-Element-Modell

Das in PLAXIS erzeugte FE-Modell des Vortriebsrohres wurde aus einem Polygonzug approximiert. Zwar stellt das Programm auch Tunnelschalen als Elemente zur Verfügung, diese lassen sich jedoch nicht verschieben, sondern nur radial dehnen oder stauchen. Ein aus 32 Punkten bestehender Polygonzug stellte sich nach Probeberechnungen zur Verifikation als hinreichend genau für die geplante Anwendung heraus. Simuliert wird nicht die komplette Wandung des Vortriebsrohrs, sondern nur die äußere Kontaktschicht mit dem Erdreich, da der interne Spannungszustand im Rohr nicht Bestandteil der bodenmechanischen Betrachtung ist. Das Rohr selbst ist gegenüber dem umgebenden Boden ein so steifes Bauteil, dass es als dehn- und biegesteif angesehen werden kann.

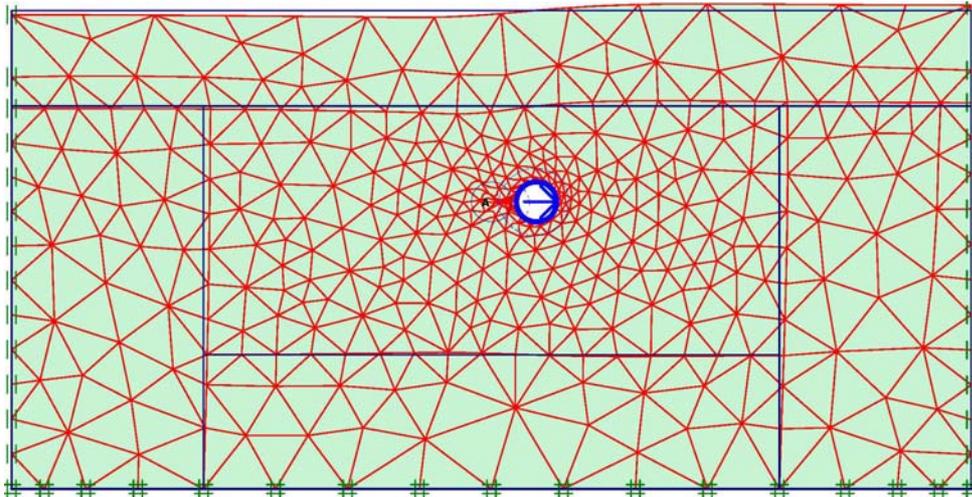
$$EI \rightarrow \infty (10^{15} \text{ kNm}^2)$$

$$EA \rightarrow \infty (10^{15} \text{ kN})$$

Das Vortriebsrohr selbst ist vertikal unverschieblich gelagert. Die Berücksichtigung dieser Bedingung war nötig, da das Rohr bei einer horizontalen Auslenkung ohne vertikale Lagerung Tendenzen zeigte - je nach Eigengewicht bzw. Systemrandbedingungen - nach oben oder unten auszuweichen.

Um den Polygonzug des Tunnels herum wurde ein FE-Netz zur Darstellung des Bodenkörpers konstruiert. Bezogen auf die Rohrachse sind die Seitenränder des Modells 25 m und der Bodenrand 15 m entfernt. Die Oberkante wurde für die jeweils zu simulierenden Überlagerungseffekte auf Höhen zwischen 5 m und 40 m eingestellt. Durch Probeberechnungen wurde zudem sichergestellt, dass die Modellgrenzen ausreichend weit entfernt liegen, um die Qualität der Ergebnisse nicht ungünstig zu beeinflussen.

Die Diskretisierung wurde im unmittelbaren Bereich um das Vortriebsrohr feiner durchgeführt, da hier die größten Verformungs- und Spannungsgradienten zu erwarten sind. Die im Bild 88 zu erkennenden blauen Linien innerhalb des Bodenkörpers zeigen die Grenzen von Bereichen verschiedener feiner Diskretisierung auf. Sie dienen zur schnellen Umgestaltung des Grundsystems für andere Überlagerungshöhen.



*Bild 88 Verformtes FE-Netz nach horizontaler Auslenkung*

Das Modell ist an den Seiten horizontal und am unteren Rand unverschieblich gelagert. Der obere Rand ist frei beweglich.

#### **4.3.5 Berechnungsalgorithmus**

Auf Basis des o.a. Modellansatzes wird in [53] ein Berechnungsalgorithmus entwickelt, mit dem sich umfassende Kraft-Verschiebungs-Beziehungen für die Querverschiebung eines Vortriebsrohres unter Vortriebsbelastungen herleiten lassen. Dabei können unterschiedliche Bodenarten, Lagerungsdichten, Überdeckungshöhen und Überschnitte berücksichtigt werden. Der Berechnungsalgorithmus ist im Bild 89 zusammengefasst und greift auf ein umfangreiches Tabellen- und Diagramm-Werk in [53] zurück.

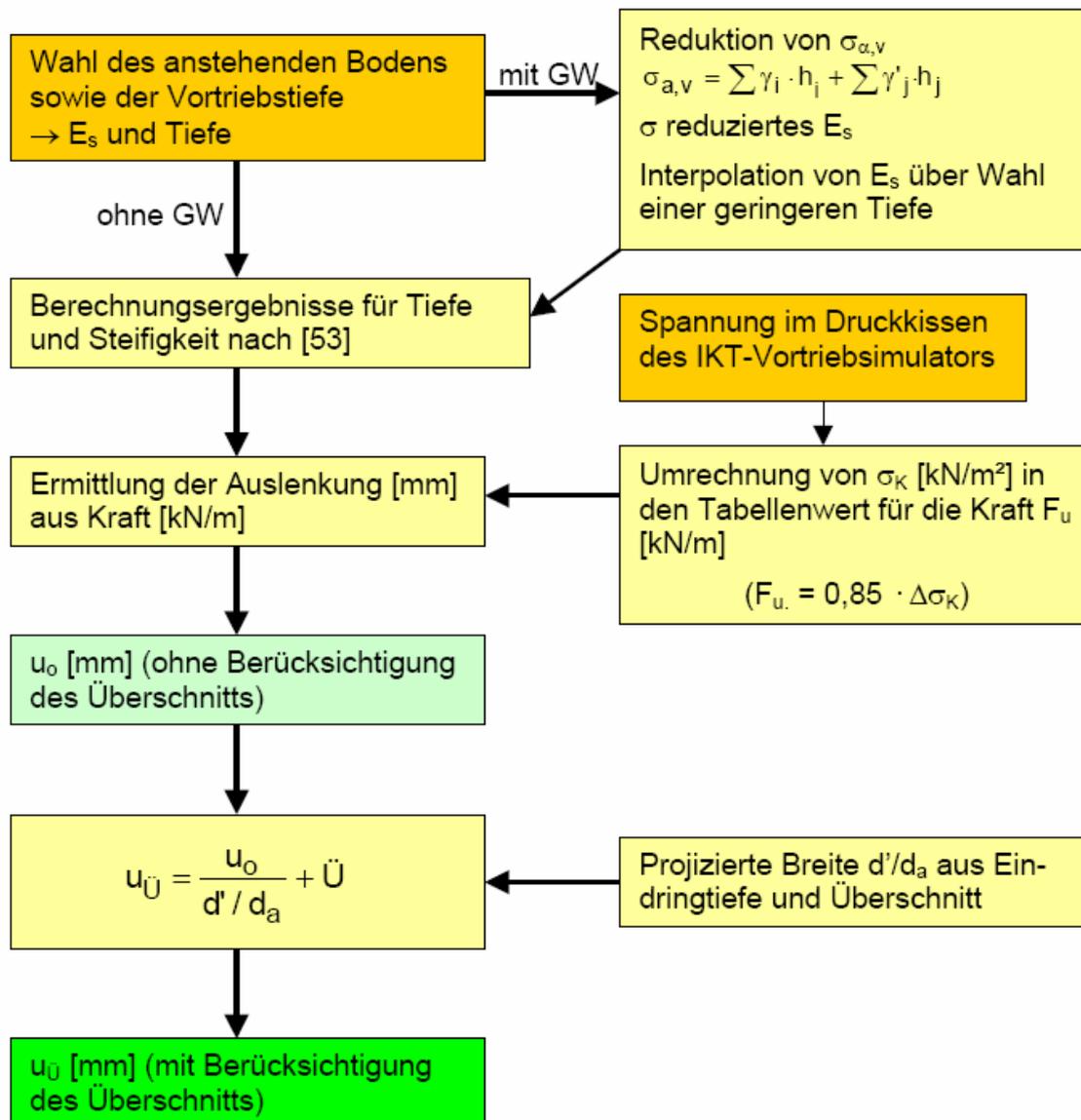


Bild 89 Berechnungsalgorithmus

Mit diesem Algorithmus können die kinematischen Auswirkungen der mit Hilfe des Vortriebssimulators gemessenen Bettungskräfte für unterschiedliche Böden abgeleitet werden. Im Folgenden wird die Vorgehensweise an einem Anwendungsbeispiel veranschaulicht.

**Anwendungsbeispiel:**

Exemplarisch soll die mögliche horizontale Auslenkung eines Vortriebsrohrs während der Kurvenfahrt in einem mitteldicht gelagerter Feinsand bestimmt werden. Die Vortriebstiefe beträgt 10 m bei einem Steifemodul des Bodens von  $E_s = 33000 \text{ kN/m}^2$ .

Im Vortriebssimulator wurde für diese Situation eine Kissendruck-Steigerung von 275 kPa gemessen, welcher nach Abschnitt 4.3.2 in eine Horizontalkraft von 233,8 kN/m ( $0,85 \cdot \Delta\sigma_K$ ) umzurechnen ist. Im Bild 90 ist die Kraft-Verschiebungs-Kurve für die entsprechenden Randbedingungen nach [53] dargestellt. Es ergibt sich demnach eine horizontale Auslenkung von 9,3 mm ohne Berücksichtigung des Überschnitts.

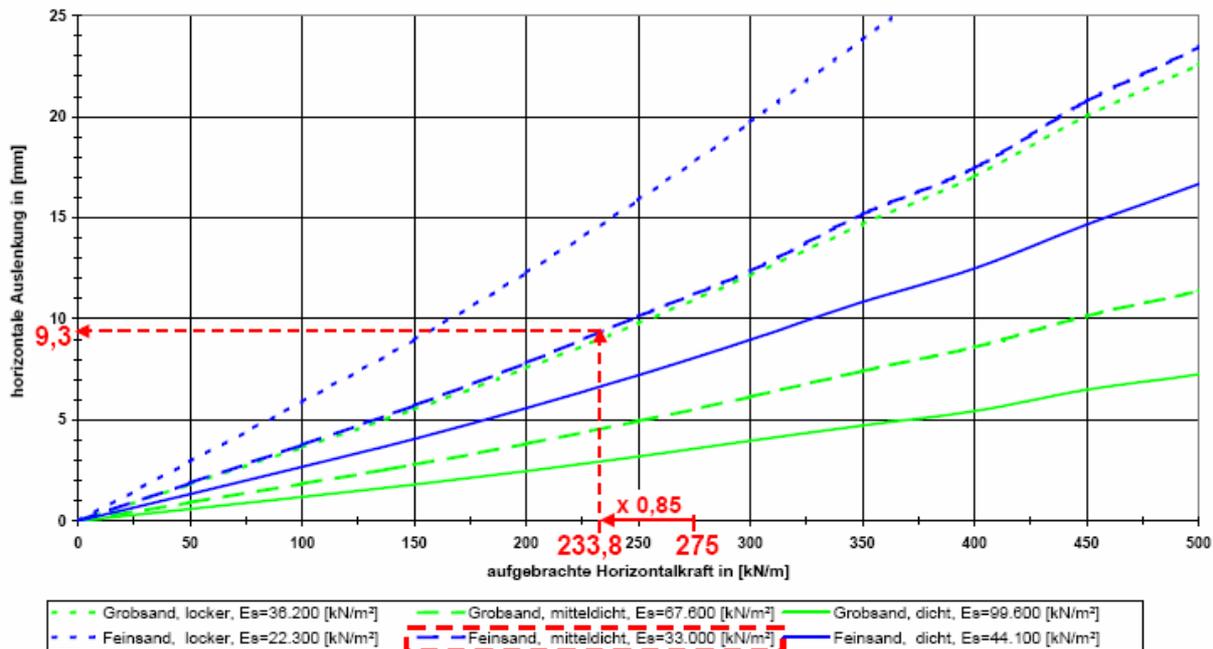


Bild 90 Kraft-Verschiebungs-Kurve für Mittelsand, mitteldicht in 10m Tiefe

Wird nun ein Überschchnitt von 3 cm angenommen, so ergibt sich für eine ermittelte Auslenkung von 9,3 mm  $\cong$  10 mm nach Tabelle 18 (vgl. Tabelle 17) ein  $d'/d_a$  von 67,10 %.

Tabelle 18 Projizierte Breite  $d'/d_a$  bei versch. Überschnitten und Eindringtiefen.

Eindringung [cm]	Überschnitt [cm]:										Projizierte Breite $d'/d_a$ in [%]
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
1	87,01	75,24	67,10	61,10	56,57	52,95	49,99	47,52	45,41	43,59	
2	94,72	87,41	81,12	75,93	71,61	67,99	64,89	62,22	59,88	57,82	
3	97,27	92,50	87,80	83,58	79,87	76,60	73,72	71,16	68,87	66,82	
4	99,03	95,14	91,59	88,19	85,05	82,20	79,61	77,26	75,12	73,17	
5	99,39	96,69	93,96	91,21	88,57	86,10	83,80	81,68	79,72	77,90	
6	99,62	97,68	95,54	93,30	91,07	88,94	86,92	85,02	83,23	81,56	
7	99,76	98,34	96,65	94,80	92,93	91,08	89,30	87,60	85,99	84,47	
8	99,86	98,80	97,45	95,93	94,33	92,74	91,17	89,66	88,21	86,82	
9	99,92	99,14	98,05	96,78	95,43	94,04	92,67	92,68	90,01	88,75	
10	99,96	99,38	98,51	97,45	96,29	95,09	93,88	93,80	91,50	90,35	
max [cm]	14,5	20,6	25,3	29,3	32,8	36,0	40,0	41,8	44,4	46,9	

Aus dem Quotienten von Eindringung und  $d'/d_a$  ergibt sich durch die reduzierte Auflagerbreite eine erhöhte Eindringtiefe von 14,9 mm. Zuzüglich des Überschnitts von 30 mm ergibt sich somit eine **gesamte rechnerische Auslenkung von ca. 45 mm bei einem Kissendruck von 275 kPa.**

Der hier entwickelte Berechnungsalgorithmus gestattet somit die Berechnung der horizontalen Auslenkung eines Vortriebsrohres in Abhängigkeit des Bodens, der Überlagerungshöhe, des Überschnitts und der resultierenden Bettungskraft.

#### 4.3.6 Fazit

Mit Hilfe der im Rahmen dieser Berechnungen ermittelten Kraft-Verschiebungsdiagramme besteht die Möglichkeit, die mit dem IKT-Vortriebssimulator gemessenen Kraftgrößen auf unterschiedliche Böden und Überdeckungshöhen zu übertragen. Die auftretenden Bettungskräfte des Simulators können mit Hilfe der FE-Simulation in bodenabhängige Rohrverschiebungen umgerechnet werden. Eine Berücksichtigung des Überschneitens beim Vortrieb durch einen analytischen Ansatz ist dabei ebenfalls möglich. Die umfangreichen Berechnungen in [53] zeigten, dass der Steifemodul  $E_s$  die maßgebliche Beeinflussungsgröße in den Kraft-Verschiebungsdiagrammen ist. Der Winkel der inneren Reibung und die Kohäsion sind dagegen von untergeordneter Bedeutung.

## 5 Versuchstechnische Umsetzung

### 5.1 Versuchskonzept

#### 5.1.1 Allgemeines

Der IKT-Vortriebssimulator (Bild 91) besteht aus den Komponenten Vorpresstation, Widerlagerkonstruktion, Rohraufleger, seitliche Steuereinheit, Rohrbettung und fünf Vortriebsrohren.

Zusätzlich sind eine Vielzahl messtechnischer Elemente Teil des Vortriebssimulators. Hier handelt es sich um induktive Wegaufnehmer bzw. Seilwegaufnehmer, Druckmesssensoren, Druckmessfolien und Dehnungsmessstreifen. Ein Teil der Messtechnik dient der Steuerung und Regelung des Vortriebssimulators während des Versuchs, ein anderer Teil der Sensoren liefert die Messwerte zur Auswertung der Versuche. Die verbauten Sensoren können gleichzeitig auch beide Funktionen übernehmen.

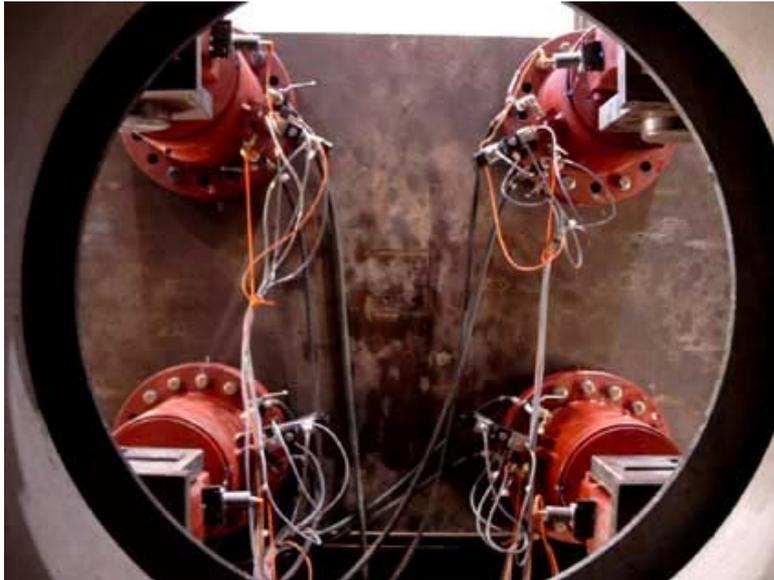
Der Vortriebssimulator wurde in den Großversuchsstand des IKT integriert. Der Großversuchsstand fungiert dabei als Widerlager für die einzelnen Komponenten des Vortriebssimulators und als „Sicherheitszelle“ für unerwartete Lastreaktionen.



Bild 91 IKT-Vortriebssimulator

### 5.1.2 Vorpressstation

Die Vorpressstation besteht aus vier 2000 kN Hydraulikzylindern, die sowohl weg- als auch kraftgeregelt gefahren werden können (Bild 92). Bei der Versuchsdurchführung ist somit eine maximale Vorpresskraft von 8 MN möglich. Die Einleitung der Vorpresskraft in den Rohrstrang erfolgt über einen stählernen Druckring. Der Anschluss der Hydraulikzylinder an den Druckring wurde sowohl horizontal als auch vertikal gelenkig ausgeführt. Für die vertikale Drehung sind die Gelenkköpfe der Zylinder mit Kugelgelenken ausgestattet. Die horizontale Drehmöglichkeit wird mittels der in den Kugelgelenken geführten Bolzen erreicht. An den Druckring geschweißte Laschen nehmen diese Bolzen auf (Bild 93). Zur gleichmäßigen Krafteinleitung liegt zwischen diesem Druckring und der Rohrmuffe ein Druckübertragungsmittel. Der Druckring wird im Stahlführungsring des Rohres geführt. Das Vortriebsrohr selbst ist durch eine Stahlkonstruktion im Bereich des Stahlführungsringes gegen horizontale Verschiebung gesichert. Bei Lasteinleitung stützt sich die Vorpressstation gegen den Großversuchsstand ab.



*Bild 92 Vorpressstation mit 4 Hydraulikzylindern, Blick aus den Rohren in die Startbaugrube*



*Bild 93 Anschluss Vorpresszylinder - Druckring*

### 5.1.3 Widerlagerkonstruktion

Die Widerlagerkonstruktion besteht aus einer rückseitig ausgesteiften Stahlplatte mit den Abmessungen 3,0 m x 3,0 m. Der Rohrstrang drückt gegen diese Platte, wobei das direkt anliegende Rohr gegen seitliche Verschiebung gesichert ist (Bild 94). Zur gleichmäßigen Lasteinleitung wurde zwischen dem Vortriebsrohr und der Widerlagerplatte ein Druckübertragungsmittel eingebaut. Die Stahlplatte lagert auf zwei, mit einem vertikalen Abstand von 1,00 m angeordneten Kugelkalotten, die sich wiederum gegen die Rückwand der IKT-Großversuchstandes abstützen. Die Kalottenlagerung ermöglicht eine Drehung der Widerlagerkonstruktion um die Hochachse (Bild 95). Der Drehpunkt, also der Momentennullpunkt der Konstruktion, liegt dabei im Spiegel des auf die Widerlagerplatte drückenden Vortriebsrohres.



Bild 94 Ansicht Widerlagerplatte

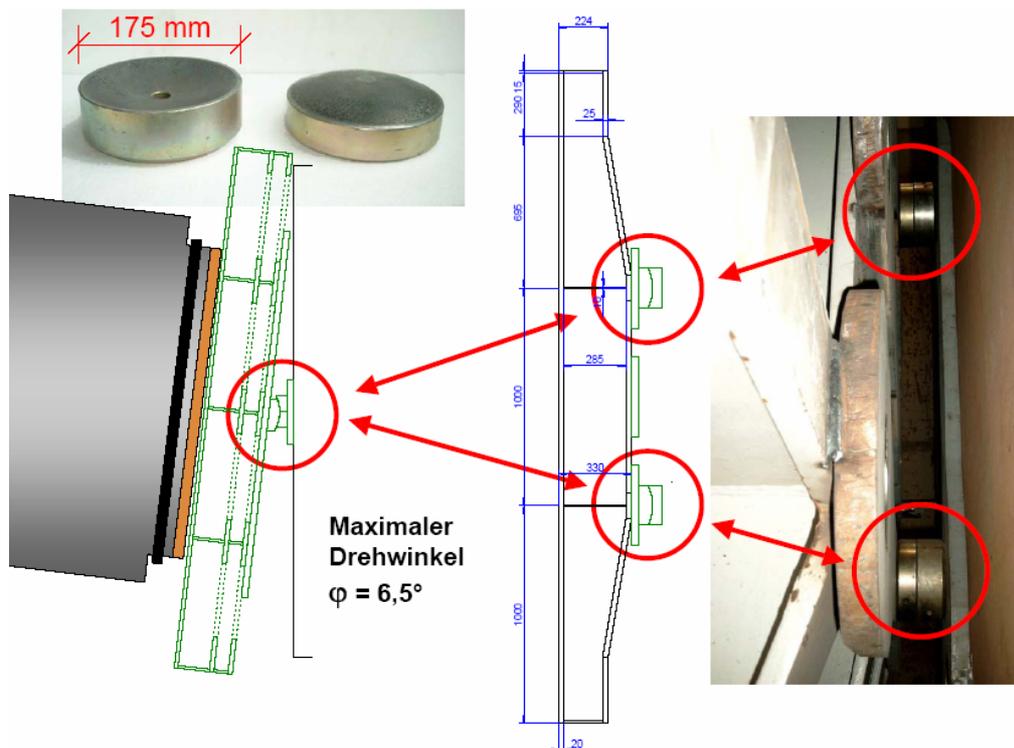


Bild 95 Drehbare Lagerung der Widerlagerplatte mit Kugelkalotten

### 5.1.4 Rohraufleger

Jedes der fünf Vortriebsrohre liegt auf zwei Lagern auf. Die zwei direkt an die Vorpresstation bzw. die Widerlagerkonstruktion anschließenden Rohrenden sind dabei auf höhenverstellbare Stützkonstruktion gelagert. Die weiteren 8 Auflagerpunkte bestehen aus Stahltischen mit fester Höhe und aufgelegten Teflonplatten für den Höhenausgleich. Auf den Teflonplatten kann die Rohrführung weitgehend reibungsfrei gleiten (Bild 96).



*Bild 96 Rohraufleger mit Teflonplatten*

### 5.1.5 Seitliche Steuereinheit

Zur horizontalen Verschiebung der Rohrführung beim Einstellen unterschiedlicher Vortriebszustände oder Kurvenradien wird eine im Wesentlichen aus acht 1000 kN Hydraulikzylindern bestehende seitliche Steuereinheit eingesetzt. Die Zylinder sind über Laschen und Bolzen gelenkig an die Rohrführung und ebenfalls gelenkig an die Seitenwand des Großversuchsstandes angeschlossen (Bild 97). Die eigens programmierte Zylindersteuerung ermöglicht sowohl das Verfahren eines einzelnen Zylinders als auch das gemeinsame, koordinierte Ansteuern aller Zylinder. Während der Versuchsdurchführung, d.h. der Aufbringung der Vorpresskraft, werden die vorgegebenen Zylinderwege der seitlichen Steuereinheit konstant gehalten.



*Bild 97 Seitliche Steuereinheit*

### 5.1.6 Rohrbettung

Die Rohrbettung besteht aus mit Wasser gefüllten Hydraulikkissen, die jeweils im Scheitel- und Sohlbereich sowie im Bereich der Rohrkämpfer an der Außenseite der Vortriebsrohre platziert sind und in Stahlringen zur Führung gelagert sind. Die in den Vortriebssimulator eingebauten Stahlbeton-Vortriebsrohre DN 1600 haben eine Wanddicke von 250 mm und somit einen Außendurchmesser von 2100 mm. Die

Stahlringe der Rohrführung wurden mit einem Innendurchmesser von 2170 mm hergestellt. Der Ringspalt von 35 mm zwischen Vortriebsrohr und Stahlring dient der Aufnahme der Hydraulikkissen. Bei der statischen Bemessung der Stahlringe musste sowohl die maximale Druckkraft der Hydraulikkissen von 5 bar als auch die Druck- bzw. Zugkraft der horizontalen Steuerhydraulik berücksichtigt werden. Ebenso muss jeder Stahlring einen Anteil des Eigengewichtes der Vortriebsrohre aufnehmen. Um die Vortriebsrohre in die Rohrführung einlegen zu können, wurden die Stahlringe als verschraubbare Halbschale ausgeführt (Bild 98).



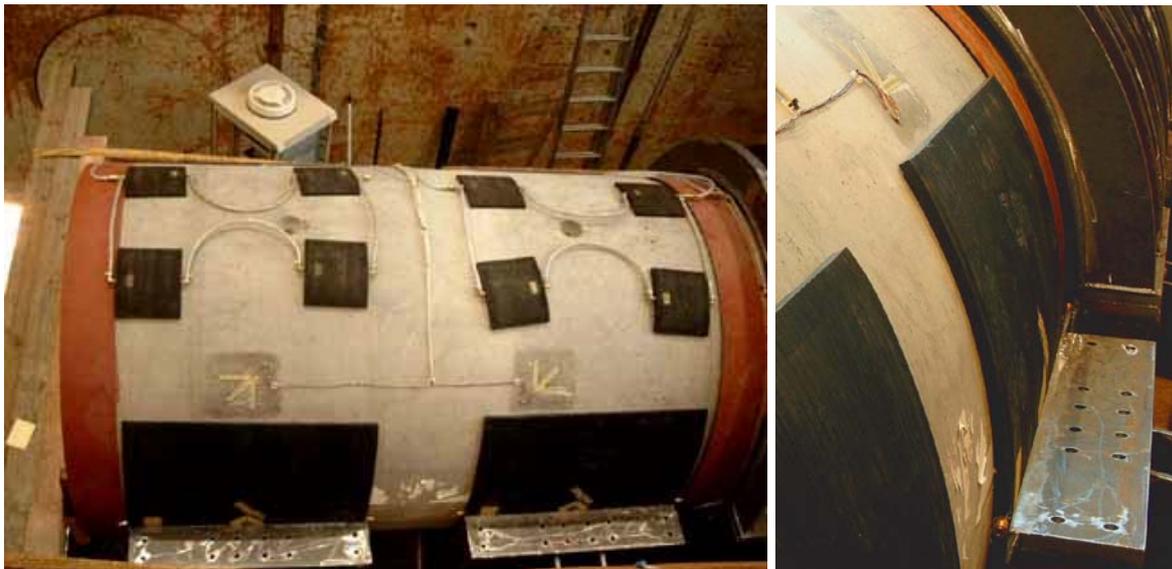
**Bild 98** Einlegen eines Vortriebsrohres in den Stahlring (mit Hydraulikkissen als Rohrbettung)

Für die Rohrkämpfer und die Rohrsohle wurden Hydraulikkissen mit den Abmessungen 1,2 m x 1,2 m hergestellt. Die Oberfläche ist dabei an die Rundung der Rohre angepasst. Im ungefüllten Zustand haben die Hydraulikkissen eine Bauhöhe von 20 mm. Bei Druckbeaufschlagung expandieren die Kissen und füllen den Ringspalt zwischen Stahlbeton-Vortriebsrohr und Stahlring (Bild 99).



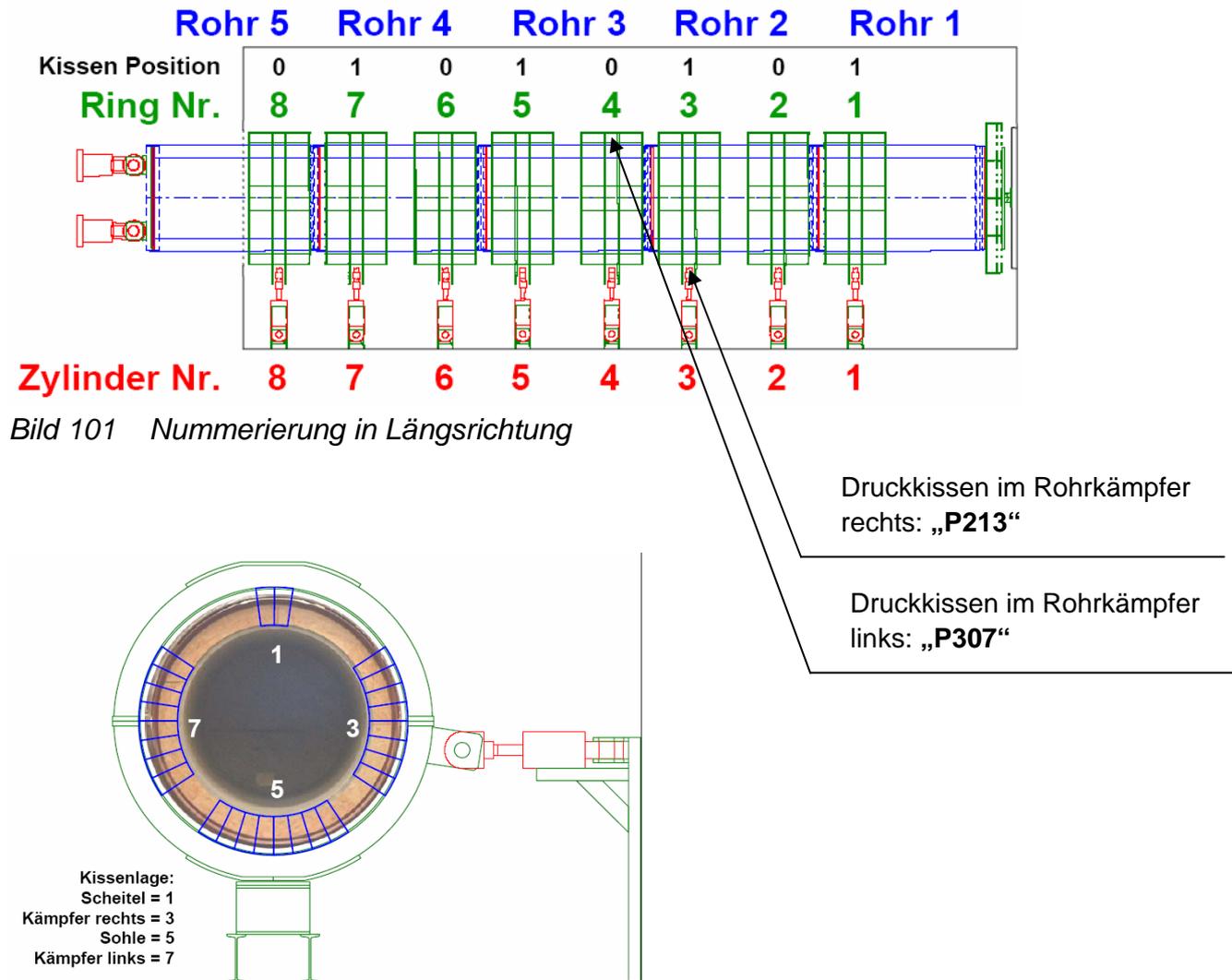
**Bild 99** Aufbau der Haltekonstruktion von Innen nach Außen: Rohrwand mit Druckübertragungsmittel / Druckkissen / Stahlring

Im Rohrscheitel wurden zur Fixierung des Rohres jeweils vier kleinere Druckkissen zu einer Einheit zusammengeschlossen und verbaut (Bild 100). Diese Kissen kamen bereits im Rahmen der Modellversuche zum Einsatz. Zur Wasserbefüllung bzw. Entleerung der Hydraulikkissen werden elektrische Steuerventile am Zu- sowie Ablauf der Kissen eingesetzt. Zur Druckmessung werden elektronische Drucksensoren verwendet. Die Ventile sind an eine zentrale Steuerung angeschlossen, die eine rechnergesteuerte Druckbeaufschlagung ermöglicht. Hier kann sowohl der Druck eines einzelnen Kissens, als auch ein gemeinsamer Druck für bestimmte Kissengruppen gewählt werden.



*Bild 100 Druckkissen in Kämpfer und Scheitel des Vortriebsrohres: Die Kämpferkissen dienen der Bettung und Druckmessung, die Scheitelkissen lediglich zur Stabilisierung gegen Auftrieb*

Die Position jedes einzelnen Hydraulikkissens wird innerhalb des Versuchsaufbaus durch eine dreistellige Nummer zugeordnet. Dabei steht die erste Ziffer für das Rohr, an dem das Kissen anliegt (1 bis 5). Die zweite Ziffer zeigt, ob das Kissen im Bereich der Rohrmuffe (1) oder des Rohrspitzendes (0) positioniert ist. Die dritte Ziffer gibt die Lage des Kissens in Umfangsrichtung an (Bild 101). Die Ziffer 1 entspricht dem Rohrscheitel, die Ziffer 3 dem in Vortriebsrichtung rechten Kämpfer, die Ziffer 5 entspricht der Rohrsohle und die Ziffer 7 dem in Vortriebsrichtung linken Kämpfer (Bild 102).

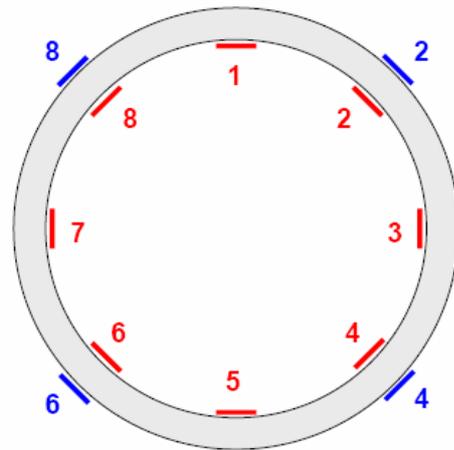
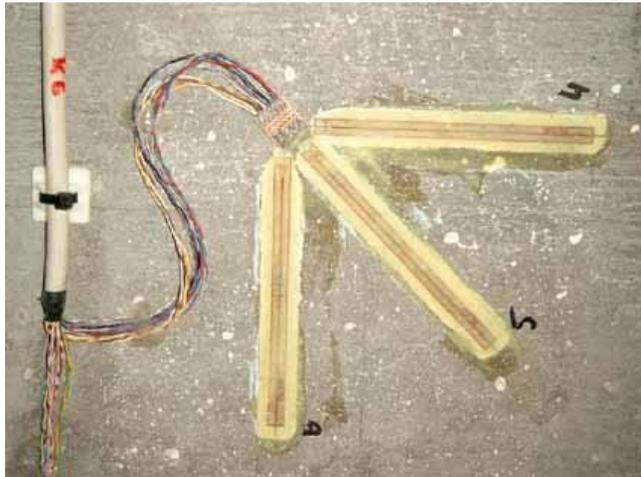


**Bild 102 Nummerierung in Querrichtung**

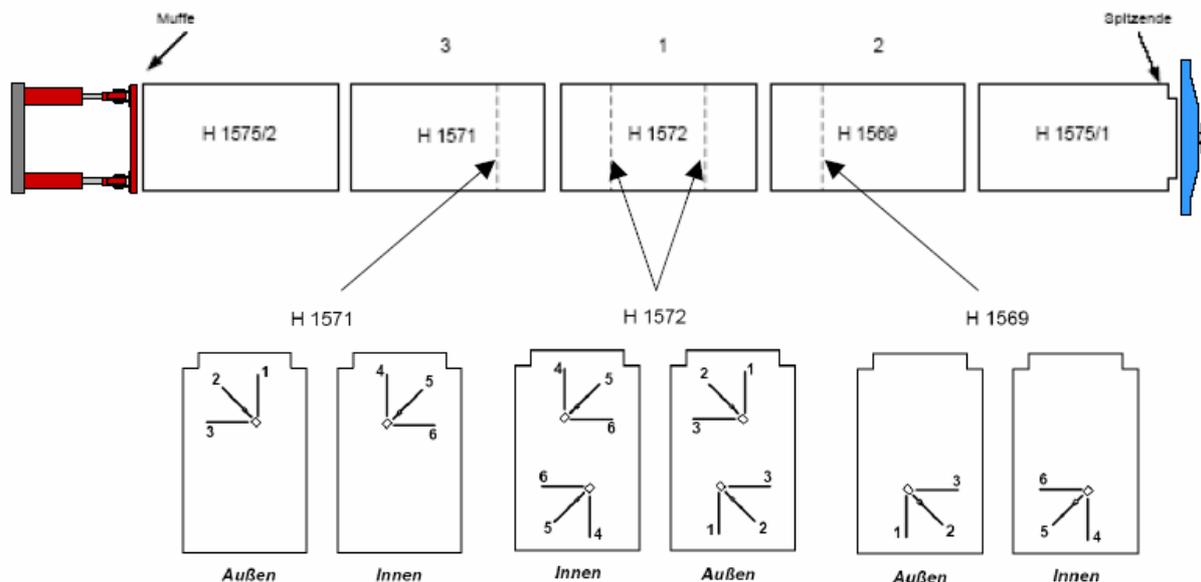
### 5.1.7 Vortriebsrohre und Messtechnik

Der Kern des IKT-Vortriebssimulators besteht aus fünf Stahlbeton-Vortriebsrohren DN 1600 ( $d_a = 2100$  mm) mit einer Baulänge von 3,2 m. Die Rohre fungieren dabei sowohl als Teil des Versuchsaufbaus als auch als Probekörper, wobei eine zerstörende Prüfung der Rohre nicht vorgesehen ist.

Zur Messung der Dehnungen am Rohrumfang wurden insgesamt 160 Dehnungsmessstreifen (DMS) auf den Rohren appliziert. Davon befinden sich 96 DMS an der Rohrinneenseite und 64 DMS an der Rohraußenseite. An der Rohrinneenseite werden die Dehnungen jeweils an den Achtels- und Viertelpunkten, an der Außenseite nur an den Achtelpunkten der Rohre aufgenommen. An jedem Messpunkt wurden drei Dehnungsmessstreifen als  $0^\circ/45^\circ/90^\circ$  - Rosette angeordnet (Bild 103). Vor der Applikation der Dehnungsmessstreifen wurden die Betonflächen angeschliffen. Zur Fixierung der Dehnungsmessstreifen auf der glatten Betonoberfläche wurde ein schnellhärtender Zweikomponentenkleber eingesetzt.

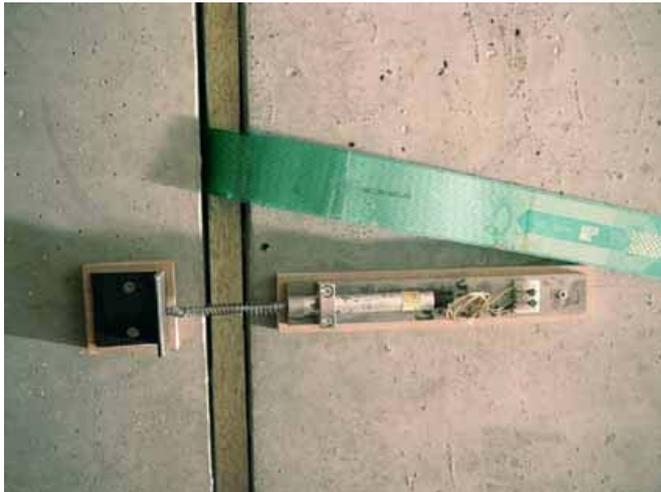


**Bild 103** Applizierte Dehnungsmessstreifen, Verteilung der DMS-Rosetten über den Rohrquerschnitt



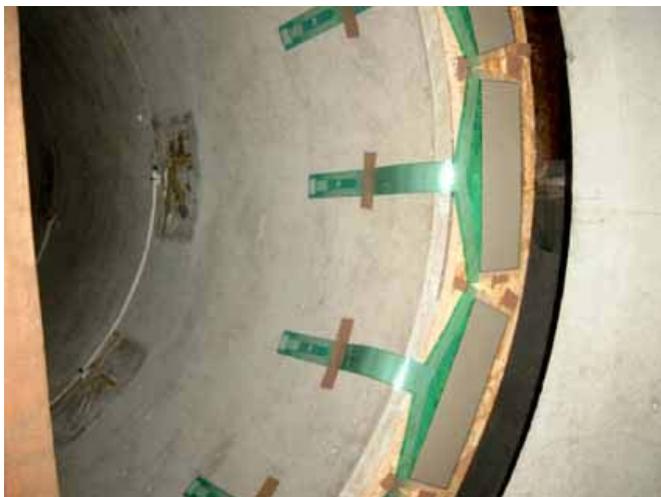
**Bild 104** Anordnung der Dehnungsmessstreifen (Messquerschnitte) im Rohrstrang

Zur Aufnahme der Abwinklung innerhalb der Rohrfugen wurden in jeder Rohrfuge 3 Wegaufnehmer angebracht. Beginnend im Rohrscheitel liegen diese jeweils gleichmäßig um 120° versetzt. Die Wegaufnehmer sind am Spitzende der Rohre mit dem Rohr verschraubt und messen den Abstand zu einem in der gegenüberliegenden Rohrmuffe fixierten Stahlwinkel (Bild 105).



*Bild 105 Wegaufnehmer in der Rohrverbindung*

Zur qualitativen Messung des Kontaktdruckes in den Rohrfugen wurden in die zwei mittleren Fugen des Rohrstranges jeweils 10 Tekscan-Foliendrucksensoren eingesetzt. Mittels dieser Druckfolien wird die Druckverteilung zwischen Druckübertragungsmittel und Rohrmuffe aufgenommen. Die eingesetzten Folien Typ 5511 haben dazu auf einer Messfläche von 307 x 86 mm jeweils 1496 Messpunkte an denen kontinuierlich der Kontaktdruck gemessen werden kann. Die Aufzeichnung und Auswertung der Messdaten erfolgt mittels eines entsprechenden Softwaremoduls.



*Bild 106 Druckmessfolien in der Rohrfuge*

## 5.2 Funktionsprüfung

### 5.2.1 Randbedingungen

Zur Funktionsprüfung des im Abschnitt 5.1 näher beschriebenen IKT-Vortriebs-simulators wurden die unterschiedlichen Vortriebssituationen einzeln eingestellt und die entsprechenden Belastungen aufgebracht. Die Last- und Verformungsreaktionen des Simulators wurden beobachtet, gegebenenfalls wurde die Gesamtkonstruktion ergänzt bzw. verstärkt. Alle Versuche wurden mit demselben Druckübertragungsmittel - einer 25 mm dicken OSB-Platte - durchgeführt. Zudem stellte sich die Frage, wie sich die Ergebnisse im Vergleich zu den Modellversuchen darstellen (vgl. Abschnitt 3).

Aufgrund der grundsätzlichen Bedeutung für die weitere Versuchsauswertung werden die erzielten Ergebnisse und Messdaten der Vortriebssituationen „Gerader Vortrieb“ und „Kurvenfahrt“ detailliert dargestellt. Bei den Zuständen der Kurskorrektur („Einleiten Gegensteuerung“, „Fortsetzen Gegensteuerung“ und „Einleiten Steuerbewegung“) werden wesentliche Erkenntnisse zusammengefasst.

### 5.2.2 Gerader Vortrieb

Zunächst wurden die fünf Vortriebsrohre axial gerade ausgerichtet. Die Drücke in den elastomeren Druckkissen wurden auf einen Ausgangsdruck von 0,6 bar eingestellt. Die Vortriebskraft wurde anschließend zentrisch über die vier Hauptpressen in den Rohrstrang kraftgeregelt eingeleitet (Bild 107).

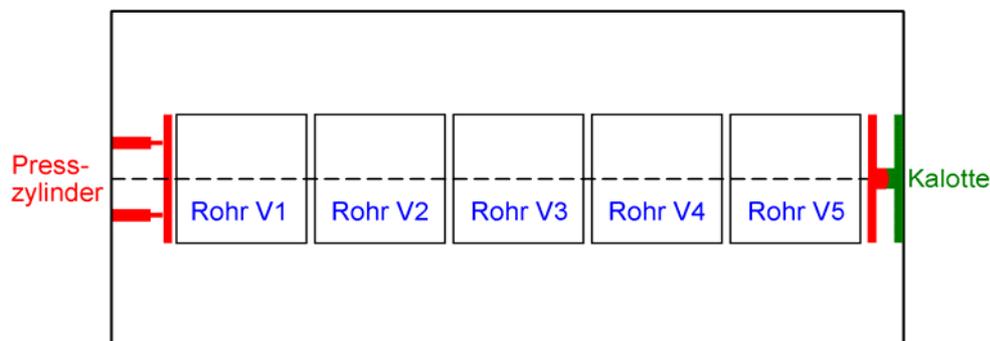


Bild 107 „Geradliniger Vortrieb“ – Prinzipielle Umsetzung (überhöhte Darstellung)

Die Summe der Kräfte in den vier Hauptpresszylindern betrug bei dieser Funktionsprüfung maximal 7200 kN. Im Bild 108 sind die Verläufe der Kissendrucke in den Rohrkämpfern über die Versuchszeit dargestellt. Die bereits in den Modellversuchen beobachteten Druckverläufe stellten sich grundsätzlich auch hier ein. Es kam während der Steigerung der Vortriebskraft zu Druckerhöhungen bzw. Druckreduzierungen in den Rohrkämpfern. Dies ist vermutlich auf die Maßabweichungen der Stahlbetonrohre zurückzuführen (s. a. Abschnitt 6.2). Nach dem Entlasten stellten sich die Ausgangskissendrucke wieder ein.

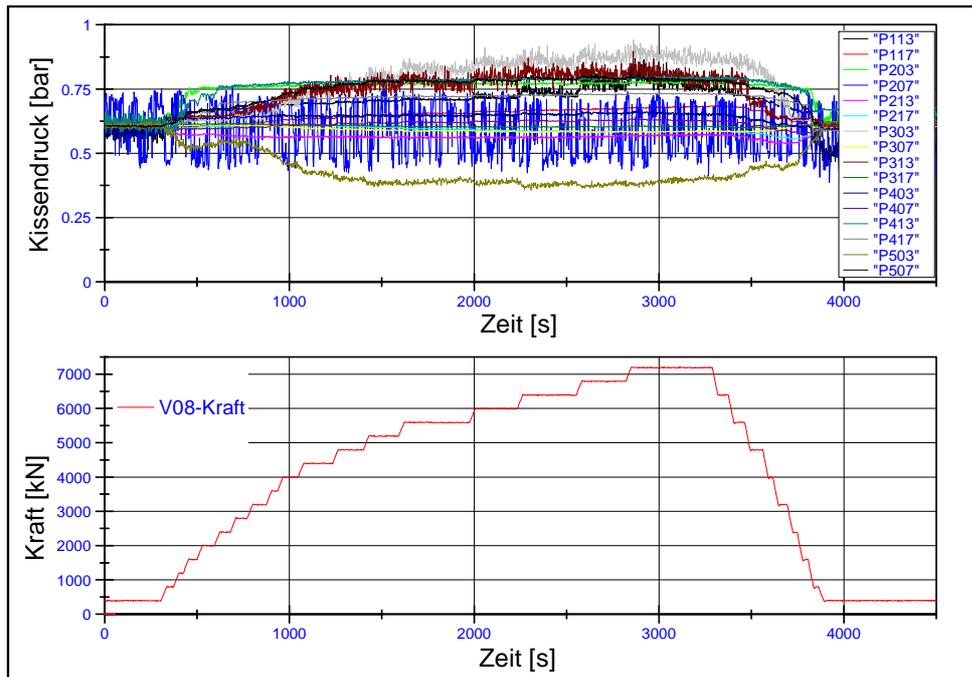


Bild 108 Kämpferkissen bei axialer Belastung

Über die an jeder Rohrverbindung von außen montierten Seilwegaufnehmer konnte die Axialverschiebung des Rohrstrangs gemessen werden. Deutlich sind im Bild 110 unterschiedliche Axialverschiebungen an den Messpunkten erkennbar (Bild 109).

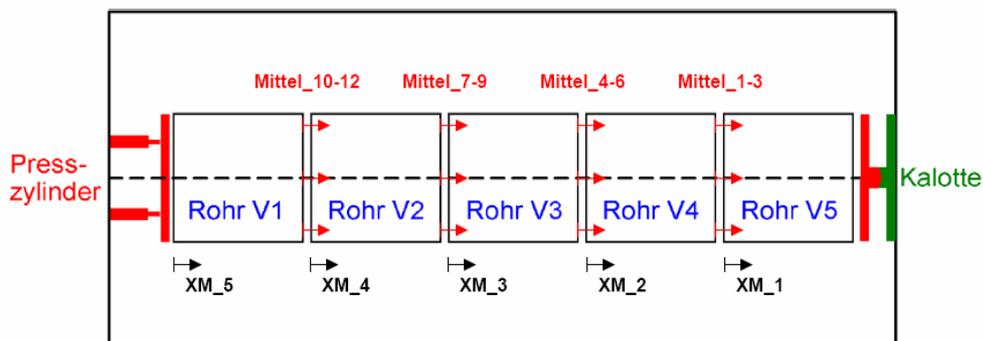


Bild 109 Bestimmung der Axialverschiebung:  
 XM\_1 bis XM\_5 – Messpunkte der Seilwegaufnehmer;  
 Induktive Wegaufnahme 1-12, Mittelwertbildung über 3 Werte

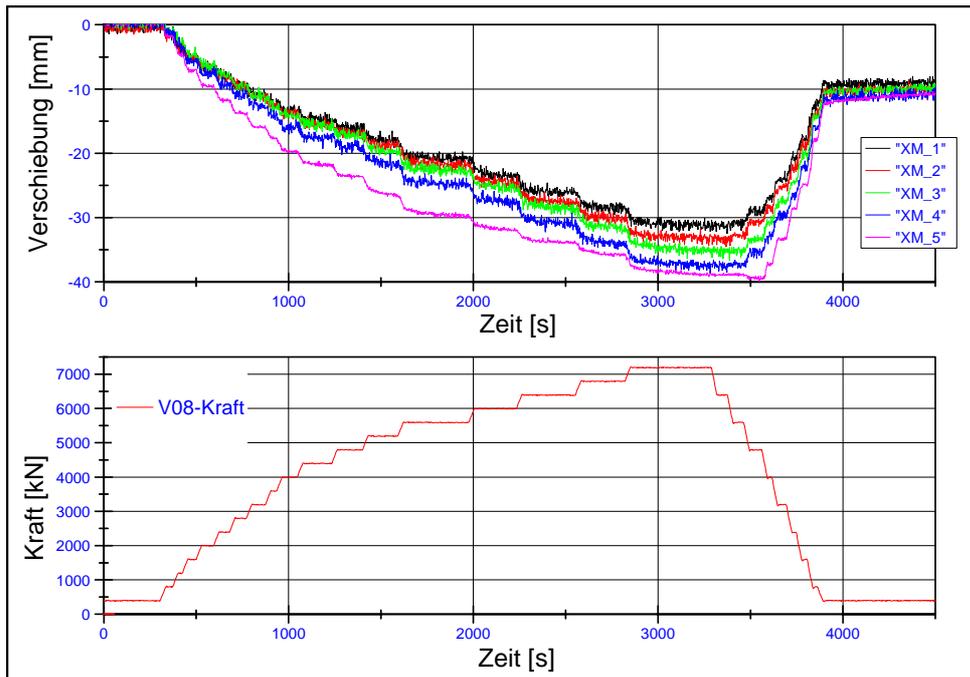


Bild 110 Axialverschiebungen bei axialer Belastung

Dies hat seinen Grund in der schrittweisen Addition der Druckübertragungsmittelverformungen. Auffällig ist die bleibende Gesamtverformung nach der Entlastung. Hier machen sich deutlich die plastischen Verformungsanteile des Druckübertragungsmittels bemerkbar. Dieser Effekt spiegelt sich auch in den Messwerten der Wegaufnehmer in den Rohfugen wider (Bild 109). Bild 111 zeigt die Mittelwerte der drei in jeder Verbindung angeordneten Wegaufnehmer. Grundsätzlich bewegen sich die Werte - erwartungsgemäß für die Gerade - in derselben Größenordnung.

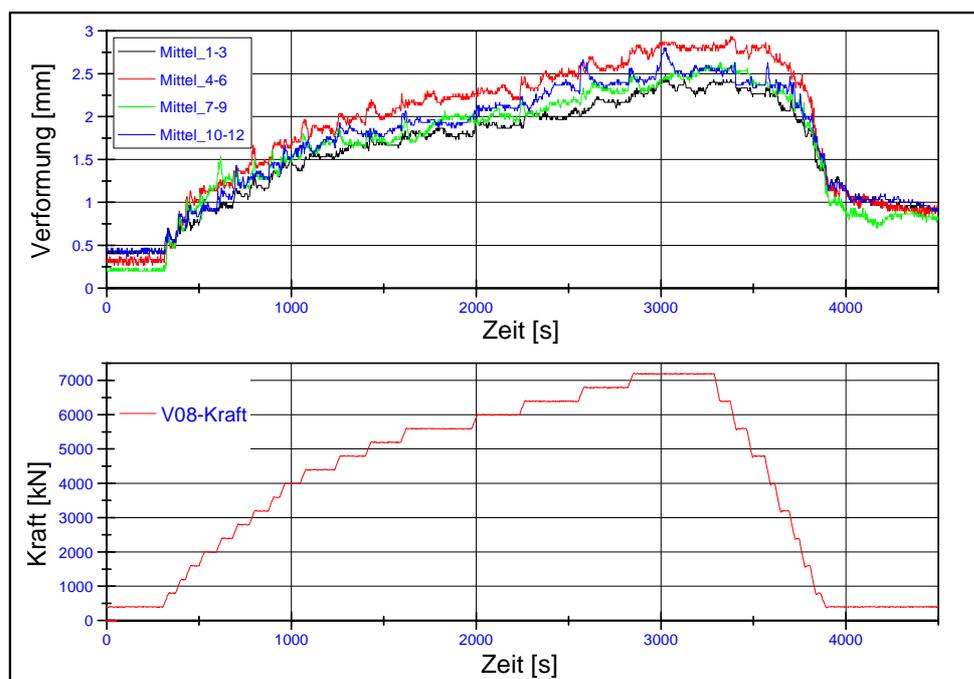


Bild 111 Fugenverformung bei axialer Belastung

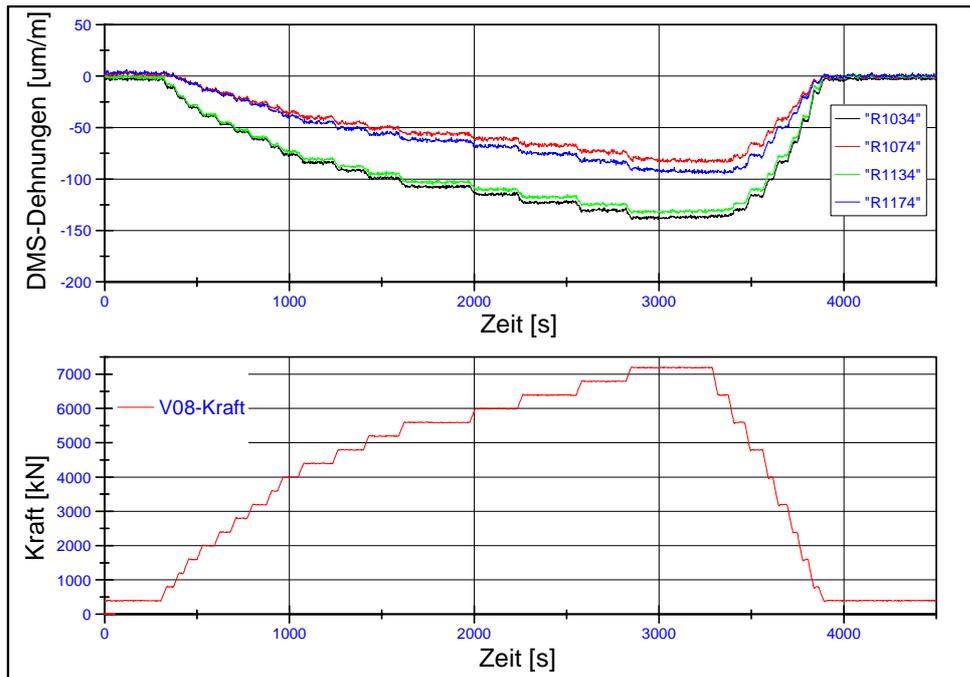


Bild 112 DMS Rohr 3 – Kämpfer links und rechts, innen  
- Nach einigen Vorversuchen (Gerade)

Bild 112 zeigt die Dehnungsverläufe im mittleren Rohr (Rohr 3) in den beiden Kämpfern. Obwohl die Rohre gerade ausgerichtet waren, ergaben sich deutliche Unterschiede in den Messwerten. Dieser Effekt konnte bereits bei den Ergebnissen der Kissendrucke beobachten werden. Deren Verlauf ließ bereits eine ungleichmäßige Belastung der Rohre vermuten. Hierfür sind vermutlich Abweichungen bei der Rechtwinkeligkeit der Stirnflächen verantwortlich (vgl. [54]).

### 5.2.3 Kurvenfahrt

Zur Simulation des Vortriebszustandes Kurvenfahrt werden die Rohre mit einer dem jeweiligen Radius entsprechenden konstanten gegenseitigen Abwinkelung im Vortriebssimulator positioniert (Bild 113).

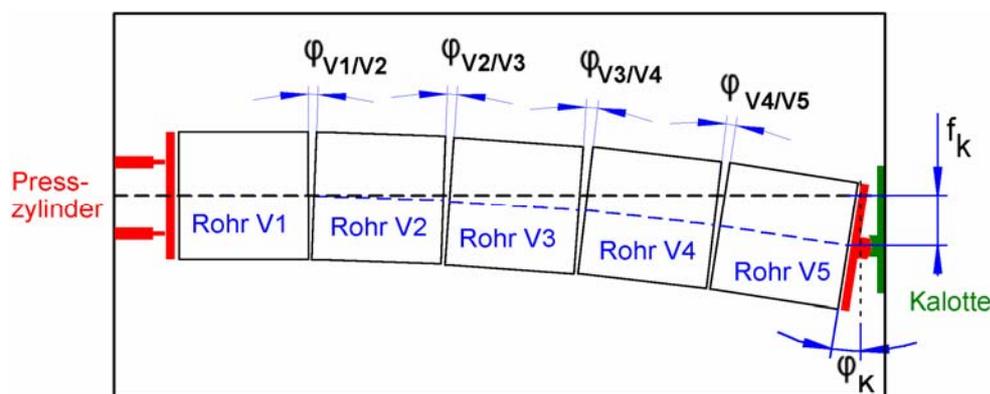


Bild 113 „Kurvenfahrt“ – Untersuchtes System (überhöhte Darstellung)

Für die durchgeführten Funktionsprüfungen wurden unterschiedliche Radien gewählt (vgl. Tabelle 19). Die Krafteinleitung erfolgte zentrisch.

Tabelle 19 Randbedingungen der Funktionsprüfung „Kurvenfahrt“

Versuch Nr.	Kurvenradius	$\varphi_{Vi/Vj}$	$\varphi_K$	$f_K$
V 21	650 m	0,28°	1,12°	158 mm
V 22	512 m	0,36°	1,44°	203 mm

Zunächst werden die Messwerte der Dehnungsmessstreifen ausgewertet. Schon bei einem Kurvenradius von 650 m ist deutlich die Dehnungserhöhung auf der kurveninneren Seite zu erkennen (R1134 und R1174). Gleichzeitig wird das Rohr auf der gegenüberliegenden Seite komplett entlastet (Bild 114). Die Dehnungswerte sind bei einer Belastung von 4 MN im Mittel mit ca. -130  $\mu\text{m}/\text{m}$  ungefähr doppelt so groß wie die vergleichbaren Messwerte in der Geraden (vgl. Abschnitt 5.2.2, Bild 112).

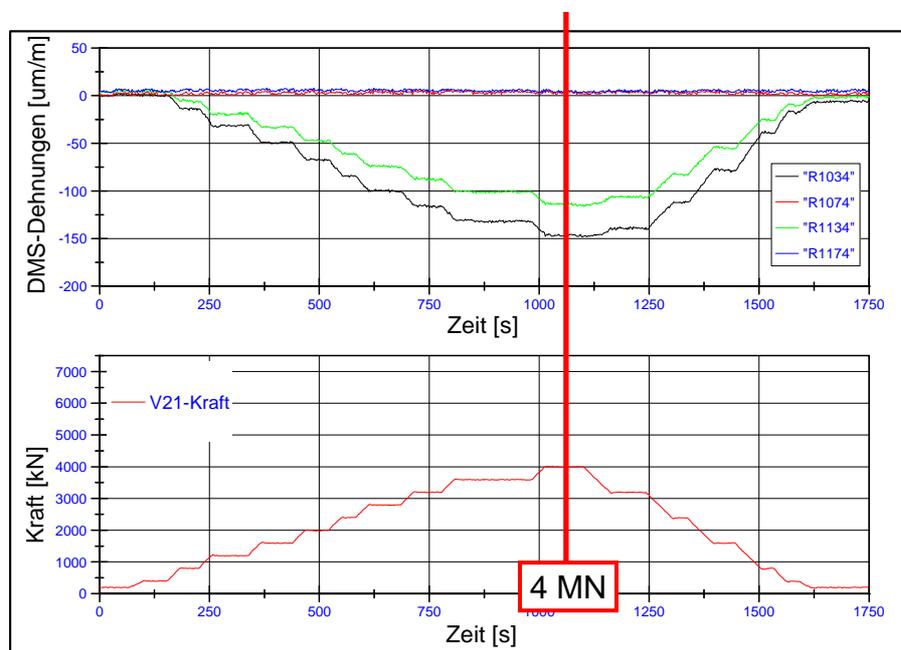


Bild 114  $R = 650 \text{ m}$ : DMS Rohr 3 – Kämpfer links und rechts, innen (V21)

Aus Bild 115 geht hervor, dass erwartungsgemäß beim Radius von 512 m die Rohrdehnungen bei 4 MN Axialbelastung weiter auf im Mittel ca. -150  $\mu\text{m}/\text{m}$  ansteigen. In diesem Versuch wurde auch die Axialbelastung über die 4 MN hinaus gesteigert. Die Dehnungswerte nahmen proportional zur Laststeigerung weiter zu.

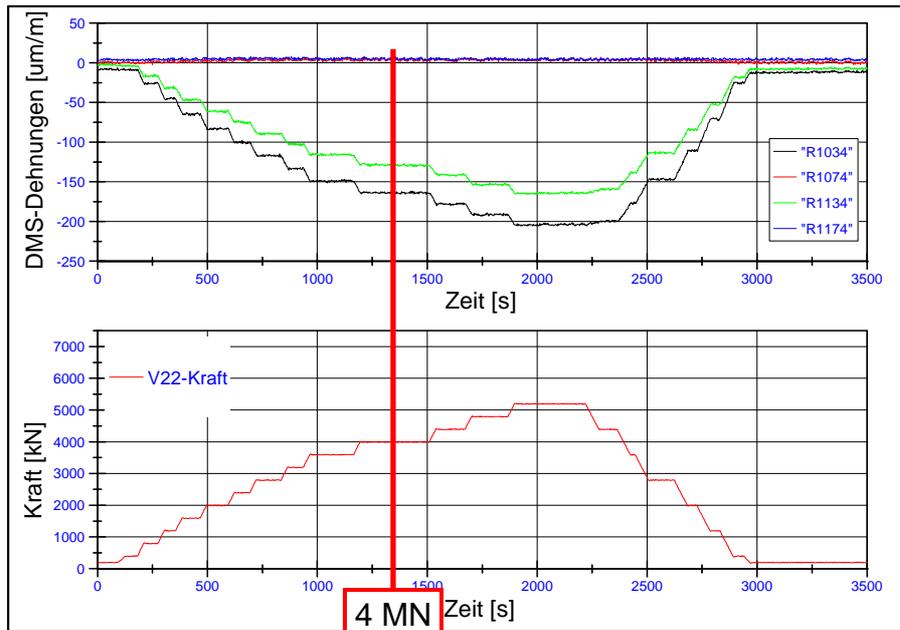


Bild 115 R = 512 m: DMS Rohr 3 – Kämpfer links und rechts, innen (V22)

Die Verläufe der Kissendrucke im Bild 116 und Bild 117 zeigen deutlich die Kontakt-druckzunahme an der kurveninneren Seite (P113, P203, P213, P303 und P313). Die Verringerung des Kurvenradius hat eine Umlagerung der Kissendrucke zur Folge. Während sich der Maximaldruck geringfügig reduziert, steigen benachbarte Kissendrucke an.

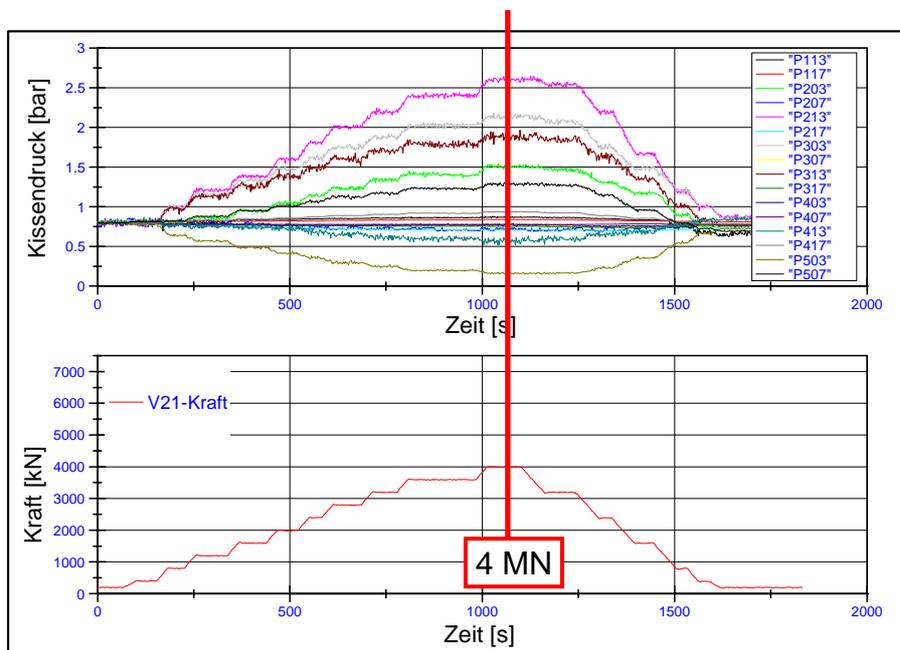


Bild 116 R = 650 m: Einzelwerte Kissendruck Kämpfer links und rechts, innen (V21)

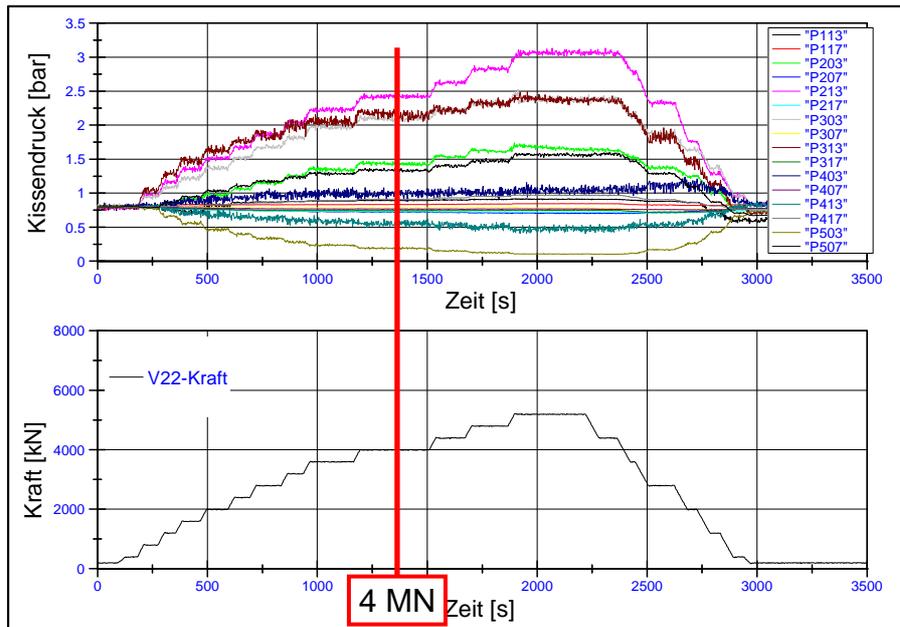


Bild 117  $R = 512$  m: Einzelwerte Kissendruck Kämpfer links und rechts, innen (V22)

Schon in den Modellversuchen konnten „Geradezieheffekte“ bei gekrümmten Versuchsstrecken beobachtet werden (vgl. Abschnitt 3.5.1). Die an den Rohrverbindungen angebrachten Seilwegaufnehmer dienten zur Aufnahme der horizontalen Verschiebung des Rohrstrangs. Die Messergebnisse sind im Bild 118 und Bild 119 dargestellt. Auch hier ist ein derartiger Effekt zu beobachten. Dieser verstärkt sich erwartungsgemäß bei kleineren Kurvenradien. Insgesamt haben diese Verformungen jedoch lediglich einen Anteil von 3 - 4 % an der Gesamtverformung.

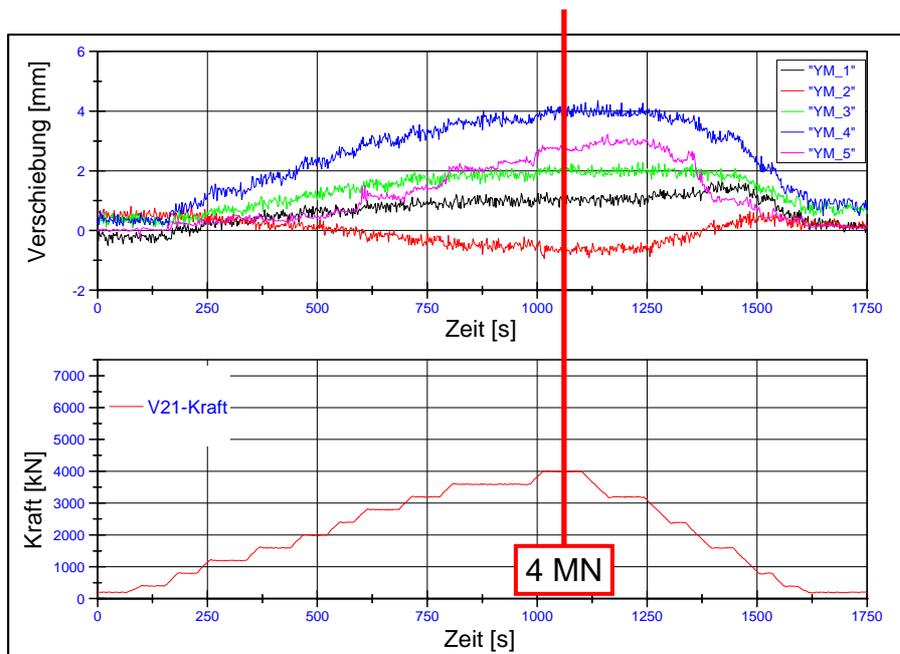


Bild 118  $R = 650$  m: Horizontalverschiebungen an den Rohrverbindungen - Ohne Grundverschiebung (V21)

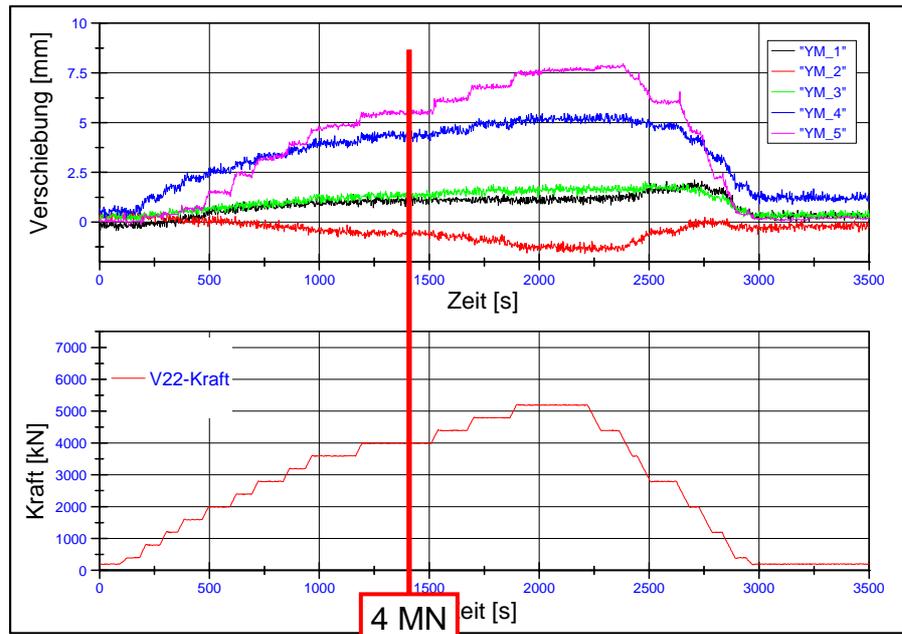


Bild 119 V 22: Horizontalverschiebungen an den Rohrverbindungen - Ohne Grundverschiebung

### 5.2.4 Kurskorrektur

Bei den Vortriebszuständen der Kurskorrektur wurden das Einleiten der Gegensteuerung, das Fortsetzen der Gegensteuerung und das Einleiten einer Steuerbewegung in insgesamt 21 Einzelversuchen näher untersucht. Die wesentlichen Erkenntnisse werden im Folgenden zusammengefasst. Bei der Fortsetzung der Gegensteuerung (Bild 120) wurden die Ausmitte der Kalotte  $f_k$  und der Gegensteuerungsradius variiert. Bei zentrischer Ausrichtung der Kalotte ( $f_k = 0$ ) war so ein Radius von 300 m möglich.

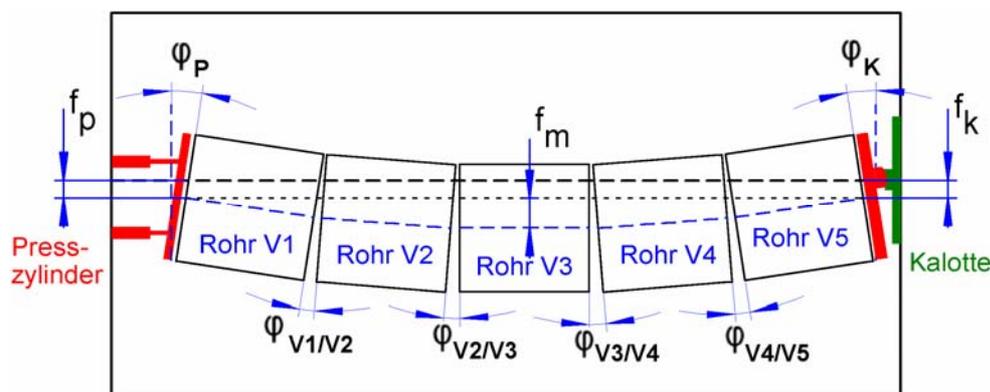


Bild 120 „Fortsetzen Gegensteuerung“ – Untersuchtes System (überhöhte Darstellung) – vgl. Abschnitt 4.2.5

Bei einem Radius der Gegensteuerung von 650 m und einer Ausmitte der Kalotte  $f_k = 0$  mm ergaben sich die im Bild 121 dargestellten Kissendrucke. Sowohl die Drücke als auch die gemessenen Dehnungen (Bild 122) zeigten eine größere Spannweite als bei einer Kurvenfahrt mit vergleichbarem Radius (vgl. Abschnitt 5.2.3). Da bei den Funktionsprüfungen die Druckübertragungsmittel nicht gewechselt wurden,

konnte deren Einfluss in den unterschiedlichen Vortriebsituationen noch nicht geklärt werden. Hierfür wurden weiterführende Versuche durchgeführt (vgl. Abschnitt 8).

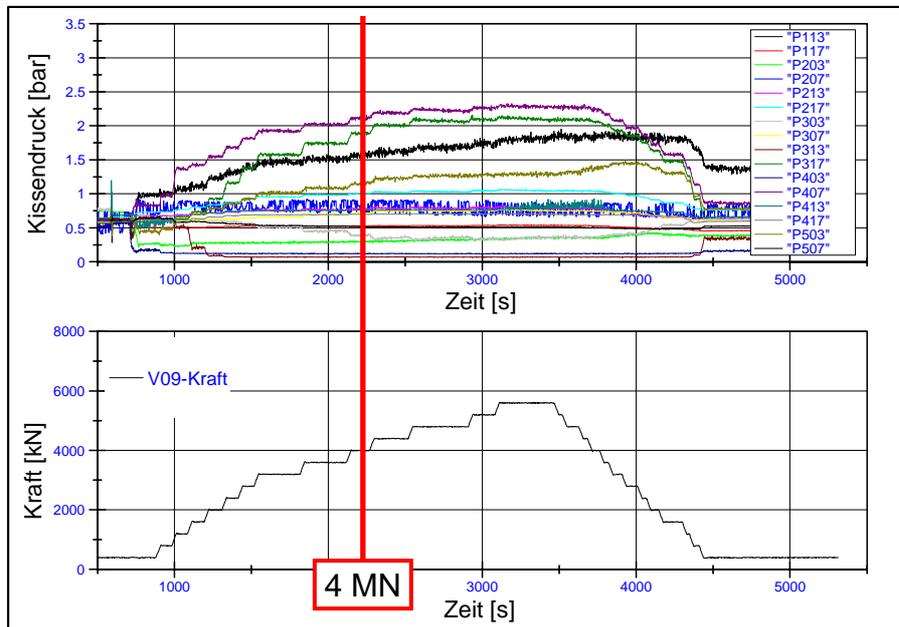


Bild 121 Fortsetzen Gegensteuerung  $f_k = 0 \text{ mm}$ ,  $R = 650 \text{ m}$ :  
Kissendrucke Kämpfer links und rechts, innen (V09)

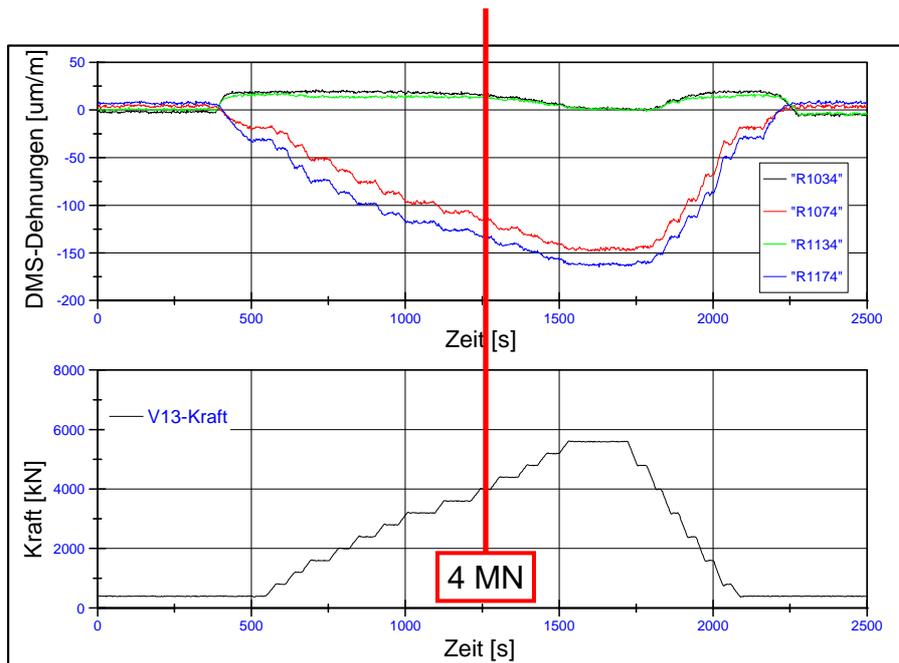


Bild 122 V 13: DMS Rohr 3 – Kämpfer links und rechts, innen  
– 3. Anfahren nach „Belastung Gerade“

Im Rahmen der Versuche zum **Einleiten einer Steuerbewegung** wurde das System nach Bild 123 zugrunde gelegt.

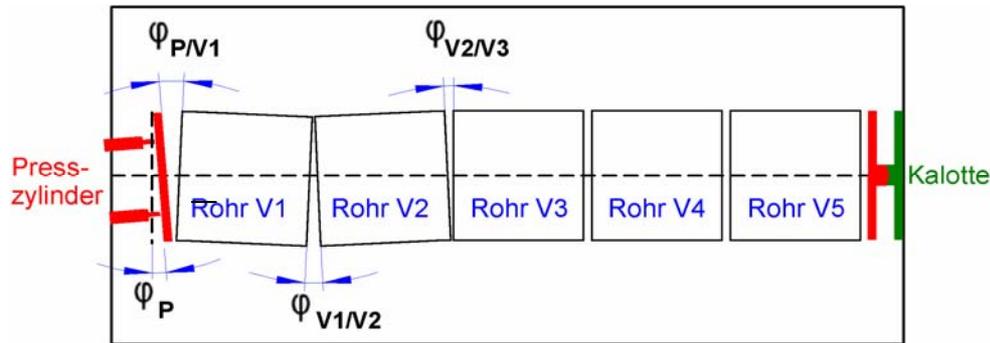


Bild 123 „Einleitung Steuerbewegung“ – Untersuchtes System (überhöhte Darstellung) – vgl. Abschnitt 4.2.6

Die ausgeführten Randbedingungen lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

- Einzuleitender Kurvenradius: 512 m
- Überschnitt: 24 mm
- $\varphi_P = 0,361^\circ$  /  $\varphi_{PV1} = 0,787^\circ$  /  $\varphi_{V1V2} = 0,853^\circ$  /  $\varphi_{V2V3} = 0,426^\circ$

Da bei diesem Versuch bereits im Bereich der Krafteinleitung eine Abwinkelung eingestellt werden sollte, mussten die Presszylinder weggeregelt gegen das Rohr V1 gefahren werden. So sollte eine einseitige Krafteinleitung ermöglicht werden. In der Versuchsdurchführung zeigten sich jedoch erhebliche Schwierigkeiten, da die vier Hauptpressen auf einen starren Druckring wirken und so eine Wegregelung weitgehend behindern. Es kommt zu Kraftverteilungen, welche aufgrund von entstehenden Zwängungen nicht mehr kontrollierbar sind. Im Rahmen der weiteren Simulationen musste daher auf diese Vortriebssituation, welche eine Wegregelung der Presszylinder erforderlich macht, verzichtet werden.

### 5.3 Ablaufoptimierung

Das Konzept der Vortriebssimulation sah die zyklische Prüfung von einem Rohrstrang vor, welcher aus 5 Rohren besteht. Das heißt, der Vortriebsvorgang wird durch mehrmalige Belastung der Versuchseinrichtung in Axialrichtung nachgebildet. Jeder Zyklus beschreibt dabei den Vortrieb eines Rohres. Anschließend wird entlastet, um den Rohreinbau nachzuempfinden. In der Praxis dauert der Vortrieb eines Rohres von etwa 3 m Länge und 2,1 m Außendurchmesser etwa vier Stunden (Belastungsphase). Der anschließende Rohreinbau benötigt etwa eine Stunde (Entlastungsphase). Um die Dauer der Versuche auf ein vertretbares Maß zu reduzieren, werden Untersuchungen zum zeitabhängigen Kriechverhalten des Druckübertragungsmittels durchgeführt. Hierfür werden Proben in einer Druckprüfmaschine mit unterschiedlichen Spannungen vier Stunden lang belastet. Je Spannungsstufe wird eine Probe verwendet. Die Spannungsstufen werden an die erwarteten Spannungszustände in der Simulation angepasst. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind beispielhaft für eine OSB-Probe von 25 mm Dicke im Bild 124 dargestellt.

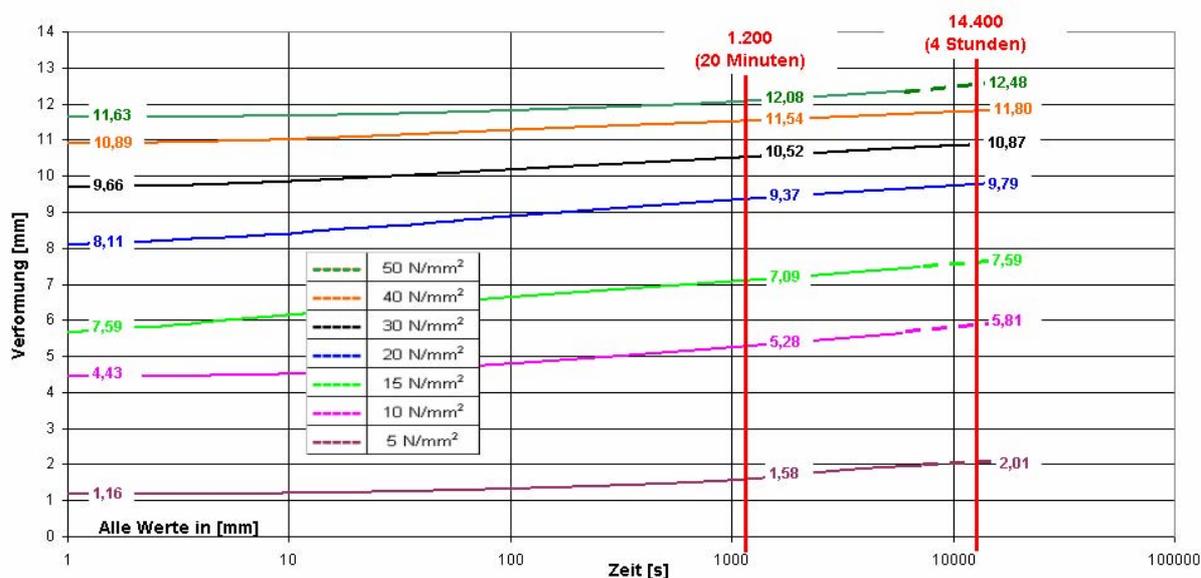


Bild 124 Kriechversuche – OSB 25 mm

Für die Wahl einer geeigneten Versuchsdauer wird nun der Zeitpunkt bestimmt, bei dem schon ein Großteil der Kriechverformungen abgeschlossen sind. Wählt man im vorliegenden Fall z.B. eine Versuchszeit von 20 Minuten, so ergeben sich die in Tabelle 20 dargestellten Verhältniszerte.

Tabelle 20 Verformungsverhältnisse – OSB 25 mm

	Werte in [mm]	$V_0$	$V_{1200}$	$V_{14400}$	$V_0 / V_{14400}$	$V_{1200} / V_{14400}$
50 N/mm <sup>2</sup>	11,6	12,1	12,5	93,2%	96,79%	
40 N/mm <sup>2</sup>	10,9	11,5	11,8	92,3%	97,80%	
30 N/mm <sup>2</sup>	9,7	10,5	10,9	88,9%	96,78%	
20 N/mm <sup>2</sup>	8,1	9,4	9,8	82,8%	95,71%	
15 N/mm <sup>2</sup>	5,4	7,1	7,6	71,7%	93,41%	
10 N/mm <sup>2</sup>	4,4	5,3	5,8	76,2%	90,87%	
5 N/mm <sup>2</sup>	1,2	1,6	2,0	57,8%	78,64%	

Es ist zu erkennen, dass zu diesem Zeitpunkt (t = 20 Minuten) in fast allen Spannungsstufen bereits über 90 % der Gesamtverformung (nach 4 Stunden) erreicht sind. Lediglich in der Stufe der geringsten Spannung sind es etwa 80 %. Hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Gesamtverformungen in dieser Laststufe mit 2 mm auch sehr gering sind. Für den Werkstoff OSB wurde daher eine Belastungszeit pro Zyklus von 20 Minuten gewählt.

## 5.4 Auswertestrategie

Zur Steuerung und Überwachung des Vortriebssimulators und zur Auswertung der Versuche wird kontinuierlich eine Vielzahl von Sensoren eingesetzt. Während der gesamten Versuchsdurchführung werden die Messwerte dieser Sensoren aufgezeichnet. Zur Eingrenzung der maßgeblichen Messstellen und –zeitpunkte wurde die nachfolgende Auswertestrategie entwickelt. Diese ist die Grundlage für alle weiteren Auswertungen und Darstellungen in den Abschnitten 6 bis 8.

Zu den eingesetzten Sensoren zählen Wegaufnehmer zur Messung der Bewegung des Rohrstranges bzw. der Abwinkelung in den Rohrfugen, Dehnungsmessstreifen zur Erfassung der Dehnungen bzw. Stauchungen des Rohrwerkstoffes, Druckmessfolien zur Aufzeichnung der Spannungsverteilung in den Kraftübertragungsflächen der Rohrfugen und Drucksensoren zur Messung der vom Rohrstrang geforderten Bettungsreaktionen. Insgesamt werden während der Versuchsdurchführung etwa 250 Messgrößen in einer Taktung von 0,5 Hz parallel aufgezeichnet. Die Messwerte dokumentieren somit den vollständigen Versuchsablauf. Bereits in den Simulationen der Funktionsprüfung zeigte sich, dass eine Verdichtung dieser zahlreichen Messwerte zur Darstellung wesentlicher Ergebnisse unerlässlich ist. Sowohl die Modellversuche im Maßstab 1:4 als auch die Funktionsprüfung im Maßstab 1:1 zeigten darüber hinaus, dass bestimmte Messwerte für die Ergebnisdarstellung und weiterführende Analysen von entscheidender Bedeutung sind. Hierzu zählen insbesondere die während der Simulation aufgezeichneten Bettungsreaktionen in Form der Bettungskissendrucke und die Kräfte der seitlichen Hydraulikzylinder. Zudem sind für die Analyse der Rohrbelastung auch die Messwerte der Dehnungsmessstreifen in den Rohrkämpfern von besonderer Bedeutung. Nach dieser Vorauswahl der für die weitere Auswertung relevanten Messeinrichtungen mussten zusätzlich sinnvolle Messzeitpunkte für die weitere Analyse gewählt werden, um die Datenmenge gezielt auszuwerten.

Hierfür wurde zunächst der für weitere Versuche geplante Ablauf analysiert. Die Vorpresskraft wird künftig in Zyklen aufgebracht, um den Vortriebsvorgang realitätsnah zu simulieren. Jeder Belastungszyklus beginnt jeweils bei einer Vorpresskraft von 400 kN (100 kN je Zylinder). Von diesem Ausgangswert wird die Belastung auf 6000 kN gesteigert, gleich bleibend gehalten und anschließend auf 400 kN zurückgefahren und dort wiederum unveränderlich gehalten. Anschließend beginnt der nächste Belastungszyklus. Die Längen der einzelnen Belastungsphasen werden in Abhängigkeit des Werkstoffs des Druckübertragungsmittels festgelegt (vgl. Abschnitt 5.3). Jeder Vortriebszustand besteht aus einer unterschiedlichen Anzahl von Belastungszyklen, die jeweils kontinuierlich aufeinander folgen. Nach Durchfahren eines Vortriebszustandes wird der Versuchsaufbau für den nächsten Vortriebszustand umgesetzt. Die jeweilige Erstbelastung einer Vortriebssituation wurde manuell gesteuert, um eine mögliche Überbeanspruchung des Versuchsaufbaus frühzeitig zu erkennen und darauf reagieren zu können. Anschließend ermöglicht die Steuerungssoftware des Vortriebssimulators einen Automatikbetrieb zum Fahren der weiteren Belastungszyklen. Bild 125 stellt beispielhaft den Vorpresskraftverlauf für die ersten drei Belastungszyklen des Vortriebszustandes „Gerade“ dar.

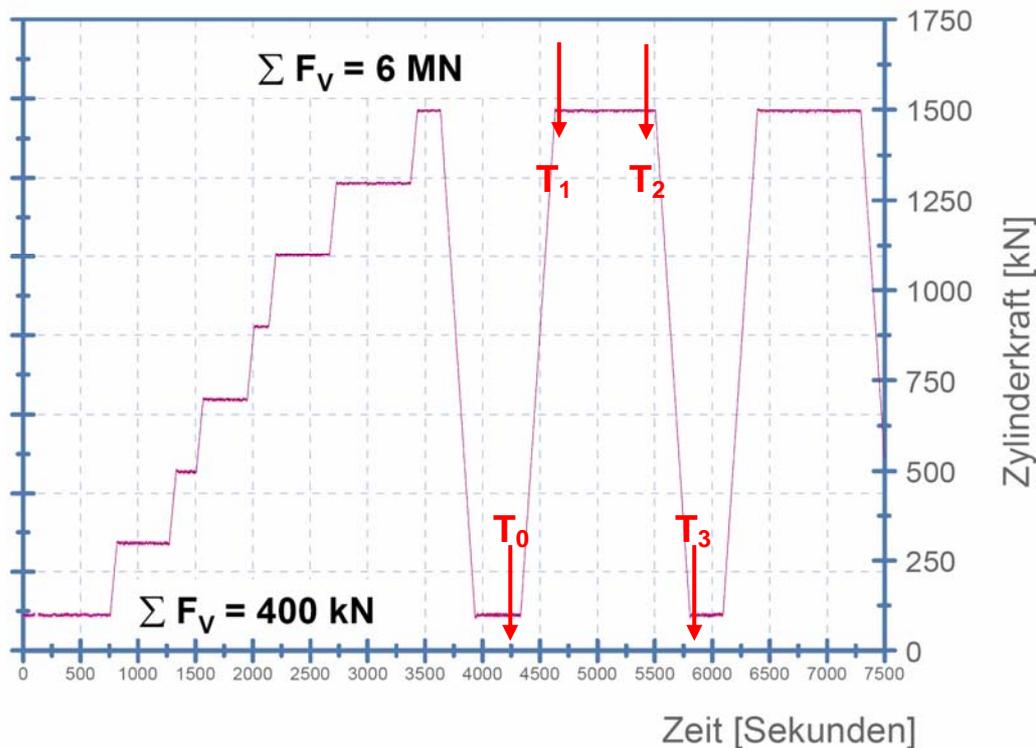


Bild 125 Vorpressekraftverlauf, Vortriebssituation „Gerade“

Bei diesem Belastungsbild sind prinzipiell für jeden Lastzyklus vier Zeitpunkte als charakteristisch anzusehen. Dies ist zunächst der Zeitpunkt unmittelbar vor der Belastungssteigerung ( $T_0$ ), das Erreichen der vollständigen Vorpressekraft von 6000 kN ( $T_1$ ), das Ende dieser Belastungsphase ( $T_2$ ) sowie das Ende des Belastungszyklus nach Entlastung des Rohrstranges auf 400 kN ( $T_3$ ). Die bisherigen Versuche zeigten, dass gerade der Zeitpunkt  $T_2$  des ersten Belastungszyklus zu wesentlichen Ergebnissen für die Rohrbelastung führt. Hier sind die Effekte aus wechselnden Vortriebsituationen sehr ausgeprägt. Mit zunehmender Anzahl der Zyklen schwächen sich diese allerdings ab. Ausgewertet wurde daher der Zeitpunkt  $T_2$  für den ersten Belastungszyklus einer Vortriebssituation.

Bild 126 zeigt für die oben dargestellten ersten drei Belastungszyklen der Vortriebsituation „Gerade“ die aufgezeichneten Messwerte des Druckes der jeweils 8 Bettungskissen in den linken (blau) und rechten (grün) Rohrkämpfern. Um diese, die horizontale Bettungsreaktion beschreibenden Messwerte der Auswertung zuzuführen, werden die Messdaten zum Zeitpunkt  $T_2$  ausgelesen.

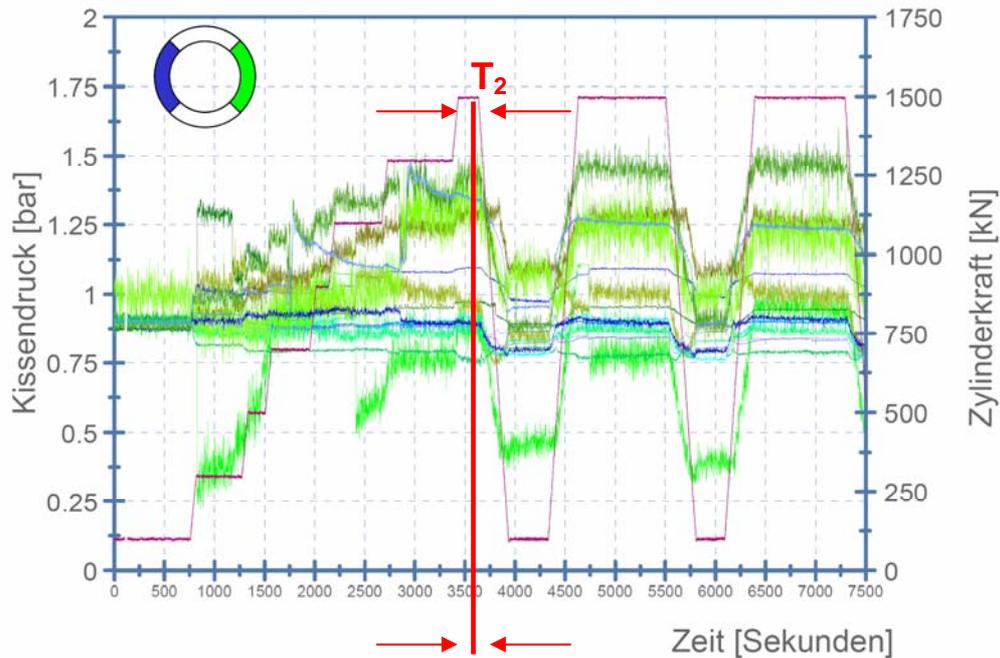


Bild 126 Kissendruckverteilung in den Rohrkämpfern, Vortriebssituation „Gerade“

Aus den kontinuierlich aufgezeichneten Werten werden somit Momentaufnahmen herausgelöst. Die bei der Vortriebssimulation auftretenden maßgebenden Phänomene können so anschaulich dargestellt werden. Bild 127 zeigt exemplarisch die Kissendruckverteilung in den Rohrkämpfern, die Zylinderkraftverteilung und die Messwerte der Dehnungsmessstreifen zum Zeitpunkt  $T_2$ , das heißt am Ende des ersten Belastungszyklus. Zur anschaulichen Darstellung wird hierbei der jeweilige geometrische Vortriebszustand überhöht in die Darstellung integriert. Über farbige Balken lassen sich Ort und Größe der entsprechenden Messgröße ablesen.

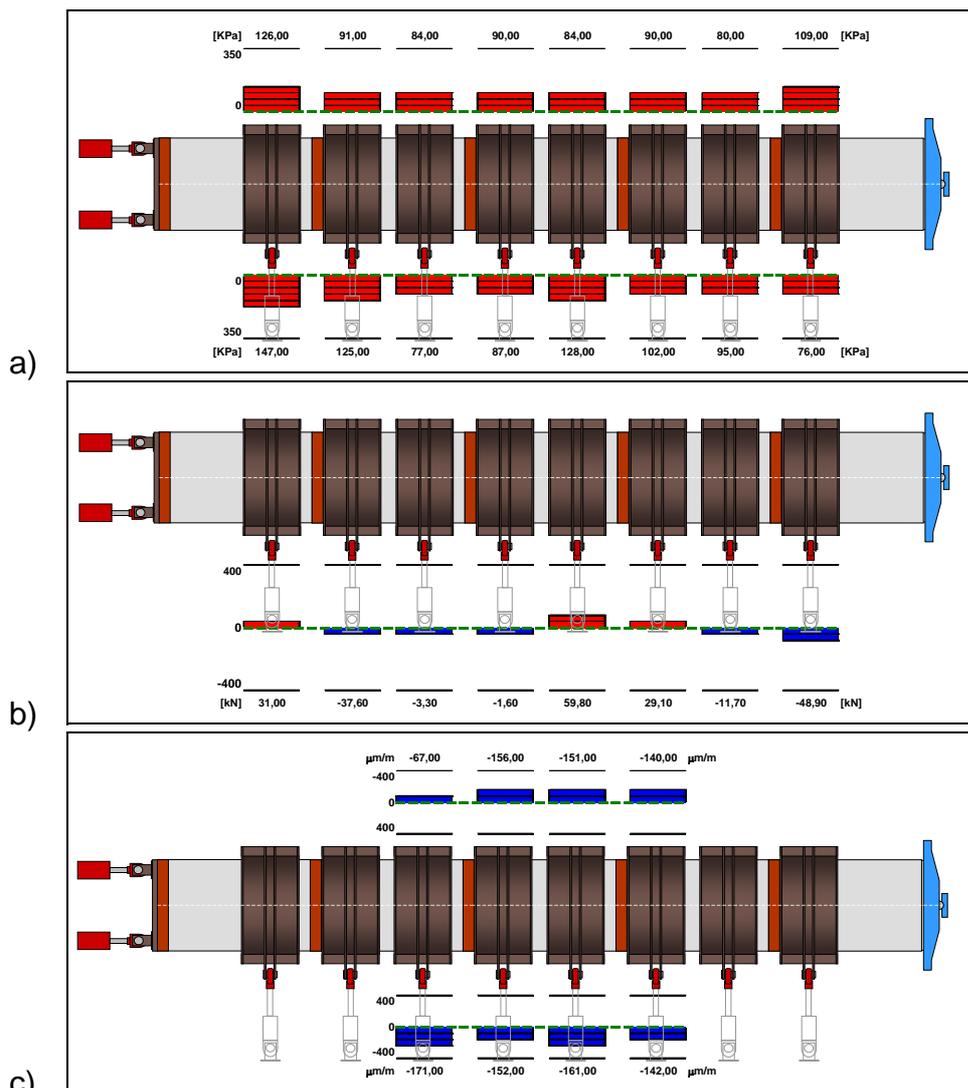


Bild 127 Vortriebssituation „Gerade“, 2. Belastungszyklus, Zeitpunkt  $T_2$   
 a) Kissendrucke b) Zylinderkräfte c) Dehnungen, axial im Kämpfer innen

Die o.a. Auswertestrategie und Darstellungsweisen werden in den folgenden Kapiteln wiederholt aufgegriffen.

### 5.5 Bewertung

Die mess-, steuer- und regeltechnischen Einrichtungen wurden einem ersten Funktionstest unterzogen. Die Messtechnik lieferte zuverlässig die geforderten Messdaten und die Hydraulikanlage erfüllte die erwarteten Anforderungen bezüglich Geschwindigkeit und Regelgenauigkeit. Eine Auswertestrategie und anschauliche Darstellungsformen zur Analyse der umfangreichen Datenmengen wurden entwickelt.

Die Vortriebssituationen Gerade, Kurvenfahrt, Einleiten Gegensteuerung und Fortsetzen Gegensteuerung konnten problemlos umgesetzt werden. Größere Probleme bereitete das Einleiten einer Steuerbewegung, da bei diesem Versuch für eine einseitige Krafteinleitung die Presszylinder weggeregelt gegen das erste Vortriebsrohr gefahren werden mussten. Da die vier Hauptpressen auf einen starren Druckring wirken, war eine Wegregelung dieser Zylinder aufgrund von unkontrollierbaren Zwän-

gungen offensichtlich nicht möglich. Im Rahmen der ausgeführten Simulationen wird daher auf diese Vortriebssituation, welche eine Wegregelung der Presszylinder erforderlich macht, verzichtet.

## 6 Vortriebssimulation - Praxisbeispiel

### 6.1 Auswahl Praxisfall

In Abstimmung mit der Emschergenossenschaft und weiteren Beteiligten wurde anhand von Baustelleninformationen ein Praxisfall zusammengestellt, welcher alle signifikanten Vortriebssituationen wenigstens einmal enthält. Er beinhaltet sowohl den geraden Vortrieb als auch die Abweichung von einer Solltrasse mit zugehöriger Kurskorrektur. Komplettiert wird die Trasse durch das planmäßige Auffahren einer Kurve (Bild 128). Vortriebskräfte und geometrische Eckdaten wurden ebenfalls diskutiert und wie nachfolgend beschrieben abgestimmt.

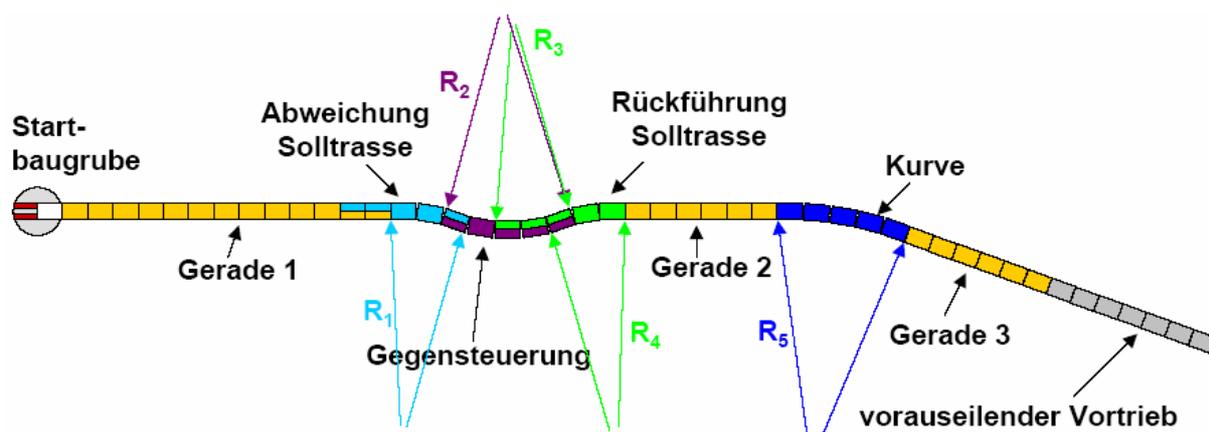


Bild 128 Vortriebssimulation – Praxisbeispiel

Die in der Simulation betrachteten Vortriebsrohre (DN 1600,  $L_{\text{Rohr}} = 3,2 \text{ m}$ ) sollen alle Situationen unter relativ hoher Belastung durchfahren. Dies wird bei den folgenden Berechnungen durch einen hohen rechnerischen Brustwiderstand (5,2 MN) berücksichtigt. Die der Rohrbemessung zugrunde liegende maximale Vorpresskraft ( $V_{\text{max}}$ ) darf 8 MN an keiner Stelle überschreiten, so dass aus der Differenz zwischen Brustwiderstand und  $V_{\text{max}}$  bei vorgegebener Vortriebslänge auch eine theoretische Mantelreibung abgeleitet werden kann. Die maximale Prüfkraft wurde aufgrund der trassenspezifischen Randbedingungen auf 6 MN festgelegt. Dies vor allem vor dem Hintergrund, dass die Rohre mit der maximalen Vorpresskraft der Rohrbemessung (8 MN) in der theoretischen Trasse lediglich eine geringe Vortriebsstrecke zurücklegen und das Versagen der Rohre auch bei der Simulation von extremen Situationen vermieden werden soll. Um dennoch alle Situationen mit einer den Brustwiderstand (5,2 MN) übersteigenden Mindestkraft von 6 MN zu durchfahren, eilt den betrachteten Vortriebsrohren in der Modellvorstellung ein Teil des Vortriebs voraus. Zur Berechnung der Vorpresskraft wird folglich ein maximaler Brustwiderstand angenommen und die mögliche Mantelreibung aus der maximalen Vorpresskraft von 8 MN rück-

gerechnet. Zudem werden hinter dem Schneidschuh noch Rohre als „Vorläufer“ betrachtet. Die Berechnungen werden nachfolgend zusammengefasst.

### Brustwiderstand:

$$\text{Brustwiderstand: } P_B = 0,25 \cdot \pi \cdot d_a^2 \cdot B_s \quad (50)$$

$$B_s = 500 - 1500 \text{ kN/m}^2 \text{ (nach [52])}$$

Der Brustwiderstand wird durch die Art des Bodens, die Konstruktion des Schildes und die Vortriebstechnik bestimmt.

$$P_{B,\max} = 0,25 \cdot \pi \cdot 2,1^2 \cdot 1500 = 5195 \text{ kN} \quad (51)$$

### Mantelreibung:

$$\text{Mantelreibung: } P_M = M_s \cdot d_a \cdot \pi \cdot \text{Vortriebslänge} \quad (52)$$

$$M_s = 1 - 25 \text{ kN/m}^2 \text{ (nach Scherle)}$$

$$\text{Maximale Vorpressekraft: } \max. V = P_B + P_M = 8000 \text{ kN} \quad (53)$$

Ermittlung von M:

$$5 \cdot P_M + X \cdot P_M = (6000 - P_{B,\max}) = 805 \text{ kN}$$

$$39 \cdot P_M + X \cdot P_M = 2805 \text{ kN}$$

$$X = 1 / P_M \cdot (805 \text{ kN} - 5 \cdot P_M)$$

$$39 \cdot P_M + (1 / P_M \cdot (805 \text{ kN} - 5 \cdot P_M)) \cdot P_M = 2805 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow 34 \cdot P_M = 2000 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow P_M = 58,82 \text{ kN (je Rohr)}$$

$$\Rightarrow P_{M/m} = 18,38 \text{ kN (je Meter)}$$

$$\Rightarrow \mathbf{M_s = P_{M/m} / \pi / d_{a,\text{Rohr}} = 18,38 / \pi / 2,1 = 2,79 \text{ kN/m}^2}$$

Ermittlung der Länge der vorangehenden Rohre:

$$5 \cdot P_M + X \cdot P_M = 805 \text{ kN}$$

$$5 \cdot 58,82 + X \cdot 58,82 = 805 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow X = 8,686 \text{ (Rohre)}$$

$$\Rightarrow X = 27,8 \text{ m} \Rightarrow \text{Dies entspricht etwa 7 Rohren und einer Vortriebsmaschinenlänge von ca. 5,4 m}$$

Mantelreibung der vorangehenden Rohre:

$$P_M^* = 8,686 \cdot 3,2 \cdot 18,38 = 510,88 \text{ kN}$$

### Vorpressekräfte:

$$V_1 = 5195 + 1 \cdot P_M + P_M^* = 5195 + 1 \cdot 58,82 + 510,88 = 5764,7 \text{ kN}$$

$$V_2 = 5195 + 2 \cdot P_M + P_M^* = 5195 + 2 \cdot 58,82 + 510,88 = 5823,5 \text{ kN}$$

$$V_3 = 5195 + 3 \cdot P_M + P_M^* = 5195 + 3 \cdot 58,82 + 510,88 = 5882,3 \text{ kN}$$

$$V_4 = 5195 + 4 \cdot P_M + P_M^* = 5195 + 4 \cdot 58,82 + 510,88 = 5941,2 \text{ kN}$$

$$V_5 = 5195 + 5 \cdot P_M + P_M^* = 5195 + 5 \cdot 58,82 + 510,88 = 6000,0 \text{ kN}$$

**Kontrolle:**

$$V_{\max} = 5195 + 39 \cdot P_M + P_M^* = 5195 + 39 \cdot 58,82 + 510,88 = 8000,0 \text{ kN}$$

Insgesamt wird also ein Vortrieb mit 49 Vortriebsrohren und einer Gesamtlänge von **124,8 m** simuliert.

**6.2 Randbedingungen und Simulationsergebnisse**

Im Folgenden werden die zur Simulation des Praxisfalls eingestellten Vortriebs-situationen beschrieben und die Versuchsergebnisse dargestellt. Der Praxisfall wurde mit einem Druckübertragungsmittel bestehend aus einer 25 mm dicken OSB-Platte durchfahren. Gemäß Abschnitt 5.3 wurde demnach die Belastungsdauer eines Zyklus auf 20 Minuten festgelegt; die Entlastungsphase dauerte 5 Minuten. Für die einzelnen Vortriebssituationen werden zunächst die geometrischen Randbedingungen zusammengefasst (Bild 130a bis Bild 136a), und - wie in Abschnitt 5.4 dargestellt - die Messwerte der Kissendrucke (Bild 130b bis Bild 136b) und die Kräfte in den seitlichen Hydraulikzylindern (Bild 130c bis Bild 136c) sowie der Dehnungsmessstreifen in den Rohrkämpfern (Bild 130d bis Bild 136d) am Ende des ersten Belastungszyklus unter Last grafisch veranschaulicht.

Vor diesem Hintergrund lassen sich die folgenden wesentlichen **Beobachtungen und Erkenntnisse** zusammenfassen:

- *Gerade 1 (Bild 130)*

Die fünf Vortriebsrohre wurden im Vortriebssimulator gerade ausgerichtet und mehrfach belastet. Hierbei wird die Vortriebskraft innerhalb der ersten 6 Zyklen entsprechend der Vorberechnungen auf 6 MN gesteigert. Die restlichen 7 Zyklen wurden mit 6 MN ausgeführt. Wie schon in den Modellversuchen (Abschnitt 3) und dem Funktionstest (Abschnitt 5.2) wurden auch hier **ungleichmäßige Bettungsreaktionen** gemessen, die in ihrer Größenordnung durch die **Imperfektionen an den Rohrspiegeln** begründet sein können. Eine nach dem Versuchsausbau von der Ruhr-Universität Bochum durchgeführte Vermessung der Rohre zeigte Abweichungen von der Rechtwinkeligkeit zwischen Mantelfläche und Stirnfläche von bis zu 4 mm und Unebenheiten in den Stirnflächen von bis zu 3 mm [54]. Die im Vergleich zu den übrigen Messwerten relativ geringe Dehnung im linken Kämpfer des Rohres V2 (67  $\mu\text{m}/\text{m}$ ) wird auf einen Geberfehler bezüglich des Absolutwertes zurückgeführt. Die übrigen Werte erlauben jeddoch eine Einschätzung der Dehnungsverhältnisse.

- *Abweichung Solltrasse (Bild 131)*

In dieser Vortriebsituation kann, wie schon in Abschnitt 5 beschrieben, das **Anlegen der mittleren Rohre an die Innenseite einer Kurve** beobachtet werden. Deutlich spiegeln sich auch die Messwerte der Druckkissen in den Kräften der seitlich Hydraulikzylinder wider. Erwartungsgemäß steigen die Dehnungen im Rohrkämpfer auf der Kurveninnenseite deutlich an. Die Dehnungen im linken Kämpfer des Rohres V2 liegen in ihrer Größenordnung wiederum deutlich unter den Werten der übrigen Ge-

ber. Aber auch hier ist im Vergleich zur Gerade 1 eine Erhöhung der Werte zu beobachten. Das gesamte System scheint sich im ersten und letzten Rohr an der Außenseite der gebogenen Trasse geringfügig abzustützen.

- *Gegensteuerung (Bild 132)*

Für den Zustand der Gegensteuerung wird der Rohrstrang in einer zur vorherigen Abweichung entgegen gesetzten Krümmung positioniert. Die Messwerte zeigen nun deutlich das **Anlegen des Rohres an der Innenseite der Kurve** und das gleichzeitige **Abstützen an der Außenseite** in den Randbereichen. Dies kann auch deutlich anhand der gemessenen Dehnungen nachvollzogen werden, die an der Kurveninnenseite erheblich zunehmen.

- *Rückführung Solltrasse (Bild 133)*

Zur Rückführung auf die Solltrasse wird innerhalb der Vortriebssituation ein **Wendepunkt** eingestellt. Insbesondere ist dies an den Messwerten am mittleren Rohr zu erkennen. Hier treten gegeneinander gerichtete Kräfte sowohl in den Druckkissen, als auch in den seitlichen Hydraulikzylindern auf. Die lässt auf eine erhebliche **Querkraftbeanspruchung** dieses Rohres schließen.

- *Gerade 2 (Bild 134)*

Diese Gerade zeigt einen **Effekt**, der vermutlich maßgeblich vom Druckübertragungsmittel abhängt. Nach dem Durchfahren einer längeren gleich gerichteten Krümmung (Gegensteuerung) kommt es in der folgenden Geraden zu einseitigen Spannungserhöhungen. Durch die **plastische Vorbelastung des Druckübertragungsmittels** auf der linken Rohrseite entzieht sich dieses hier der Last und es kommt zu einer Konzentration auf der gegenüberliegenden Seite. Es stellt sich also in der Geraden ein Spannungszustand ein, welcher nahezu dem elastischen Fall einer gekrümmten Trasse entspricht.

- *Kurve (Bild 135)*

Bei der hier eingestellten Kurve werden erneut die schon beim Gegensteuern aufgetretenen Effekte beobachtet, wie das **Anlegen an die Kurveninnenseite und das äußere Abstützen in den Randbereichen**. Am Beispiel dieser Kurve sollen nun exemplarisch die gemessenen Kissendrucke weiter interpretiert werden. Im Abschnitt 4.3 wurde ein Berechnungsalgorithmus dargestellt, mit dem die resultierenden Verschiebungen infolge von Bettungsspannungen ermittelt werden können. Im Vortriebsimulator wird eine Bewegung der Rohre weitgehend verhindert. Es werden also die für den jeweiligen Zustand maximalen Bettungsspannungen – entsprechend einer Durchörterung in Festgestein – bestimmt. Mithilfe des Berechnungsalgorithmuses lassen sich nun diese Ergebnisse auf unterschiedliche Bodenarten übertragen. Hierzu können die Bettungsspannungen mit dem in Abschnitt 4.3.5 erläuterten Verfahren in resultierende Verschiebungen umgerechnet werden. Zwei wesentliche Effekte treten dabei auf. Zum einen werden durch die Rückverformungen die resultierenden

Bettungsspannungen reduziert, zum anderen können Abwinkelungen in den Rohrverbindungen zunehmen.

Bild 129 zeigt die mithilfe von Bild 90 für einen mitteldichten Feinsand ermittelten Zusatzverschiebungen infolge der gemessenen Bettungsspannungen und die hieraus resultierenden Gesamtverschiebungen. Deutlich ist ein **Geradeziehen der mittleren Rohre** erkennbar. Hierdurch reduzieren sich die Abwinkelungen in den mittleren Rohrverbindungen. Gleichzeitig kommt es fast zu einer **Verdopplung der Abwinkelungen in den Randbereichen** (RV 1/2 und 4/5)

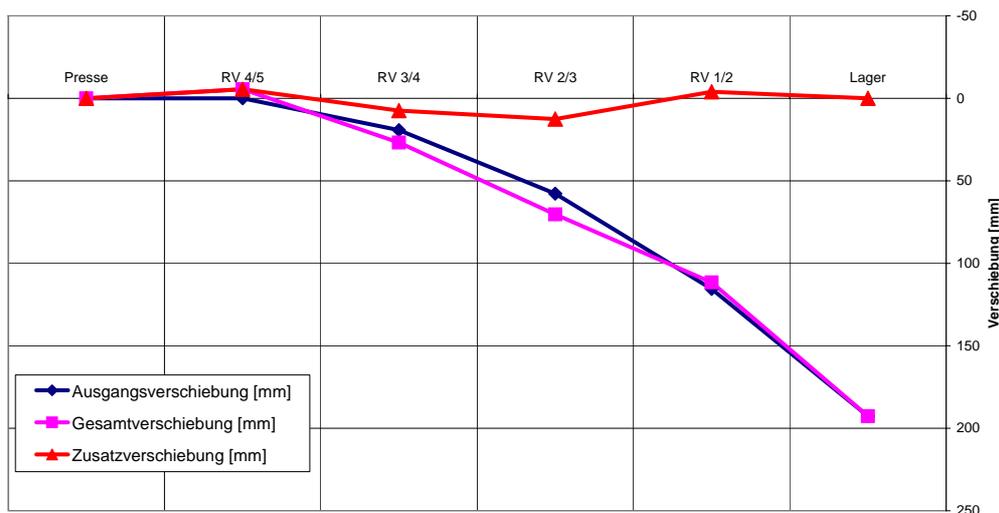
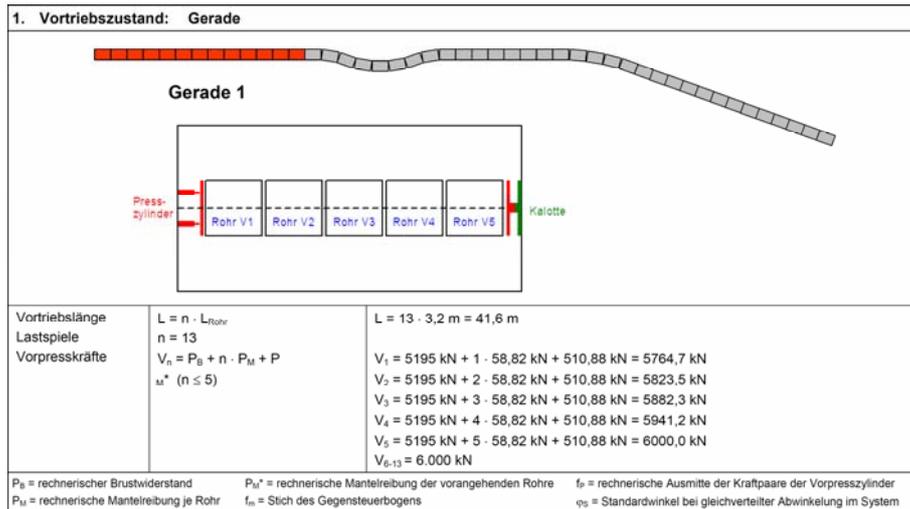


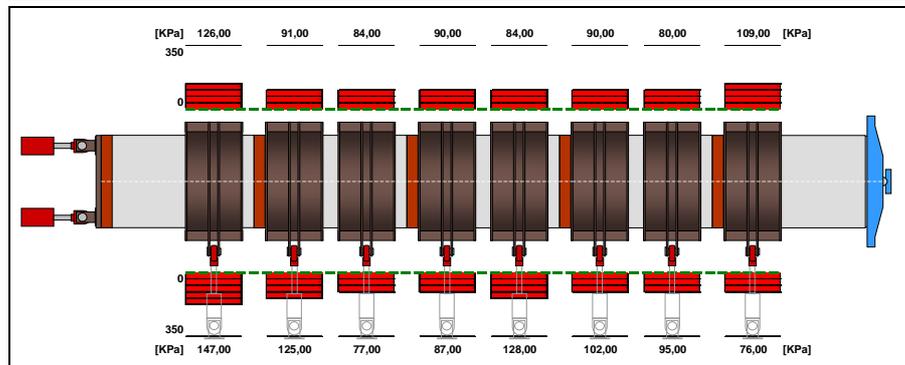
Bild 129 Theoretische Rückverformung (Geradezieh-Effekt) für Feinsand, mitteldicht

- Gerade 3 (Bild 136)

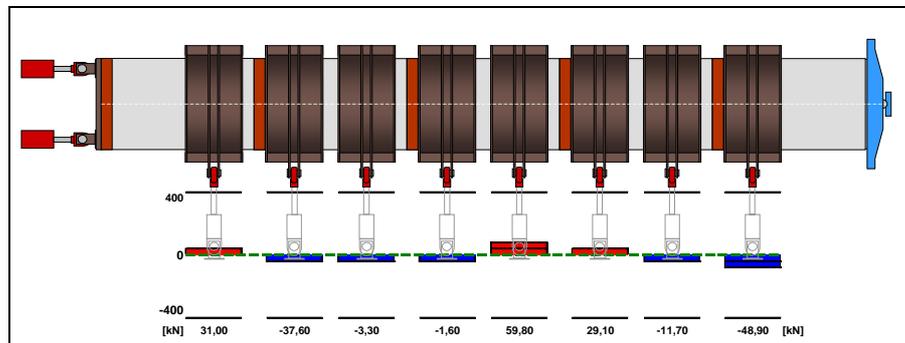
In der letzten Gerade bestätigt sich wiederum der **Einfluss der Belastungsgeschichte auf das Verhalten des Druckübertragungsmittels**. Während in der Gerade 1 relativ gleichmäßige Dehnungsverteilungen in den Rohrkämpfern beobachtet werden konnten, wurde anschließend in der Gerade 2 eine einseitige Verteilung infolge der angefahrenen Gegensteuerung gemessen. Nach dem Durchfahren der entgegengesetzt gekrümmten Kurve kommt es wiederum zu einer gleichmäßigen Verteilung, jedoch – zumindest im Rohrkämpfer – auf einem niedrigeren Niveau. Dies lässt den Schluss zu, dass es durch die **wechselseitige Beanspruchung** des Druckübertragungsmittels in der Gerade zu einer **Lastkonzentration in der Rohrmitte** kommt und die Rohrkämpfer dort entlastet werden.



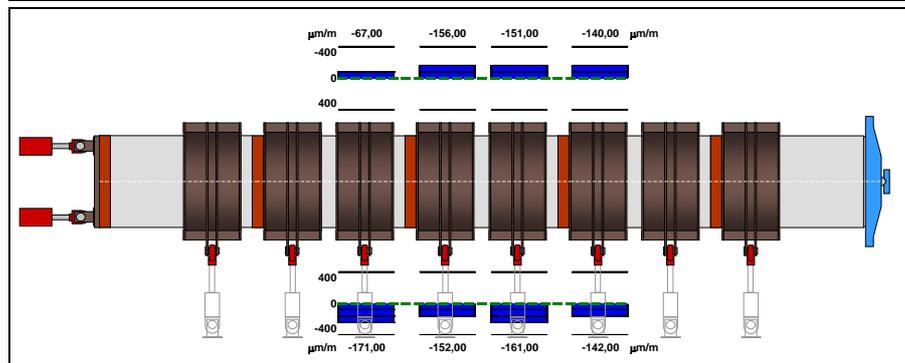
a)



b)



c)



d)

**Bild 130 Gerade 1: (überhöhte Darstellung)**  
 a) Randbedingungen    b) Kissendruck    c) Zylinderkräfte  
 d) Dehnungen, axial im Kämpfer innen

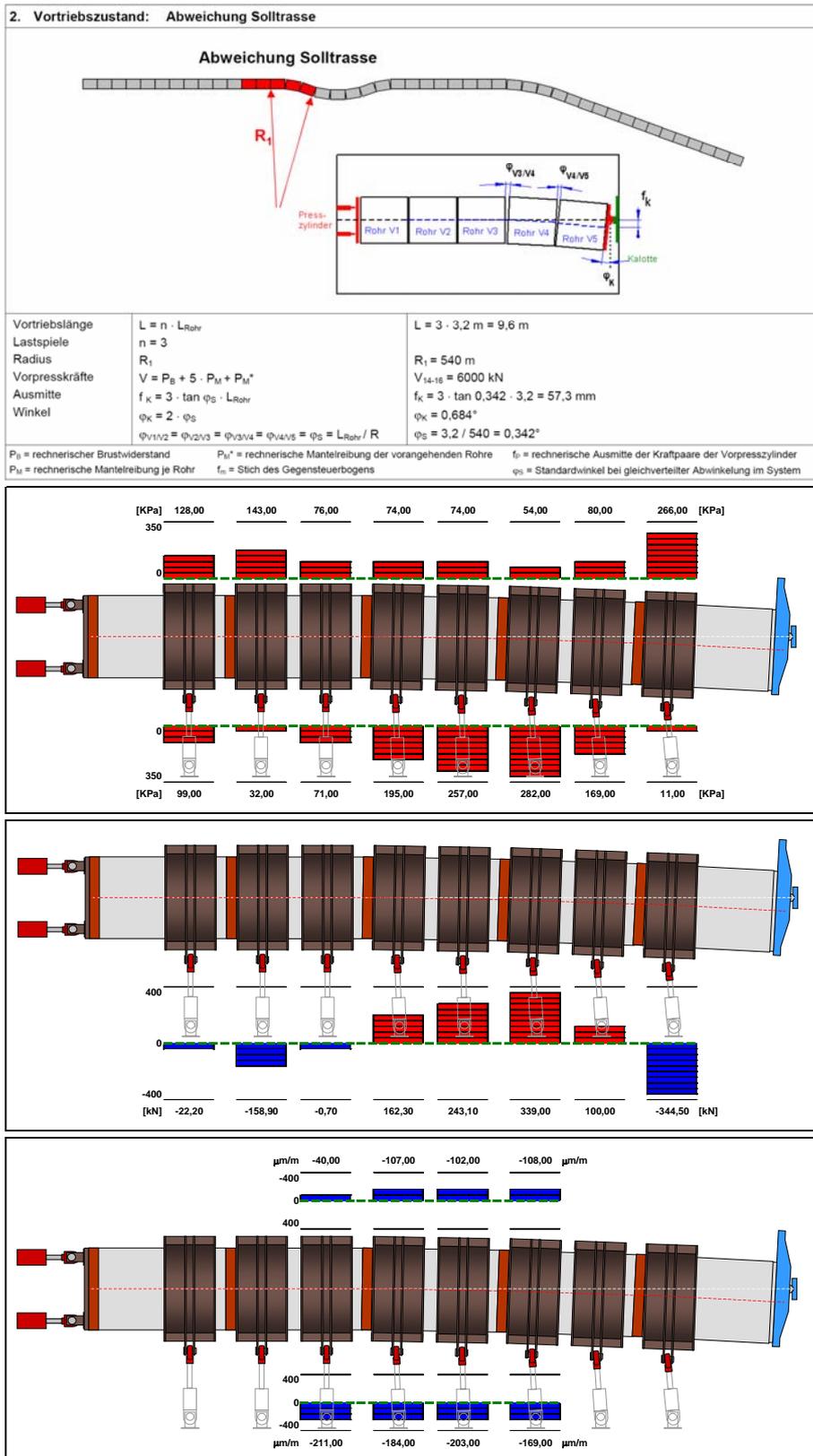
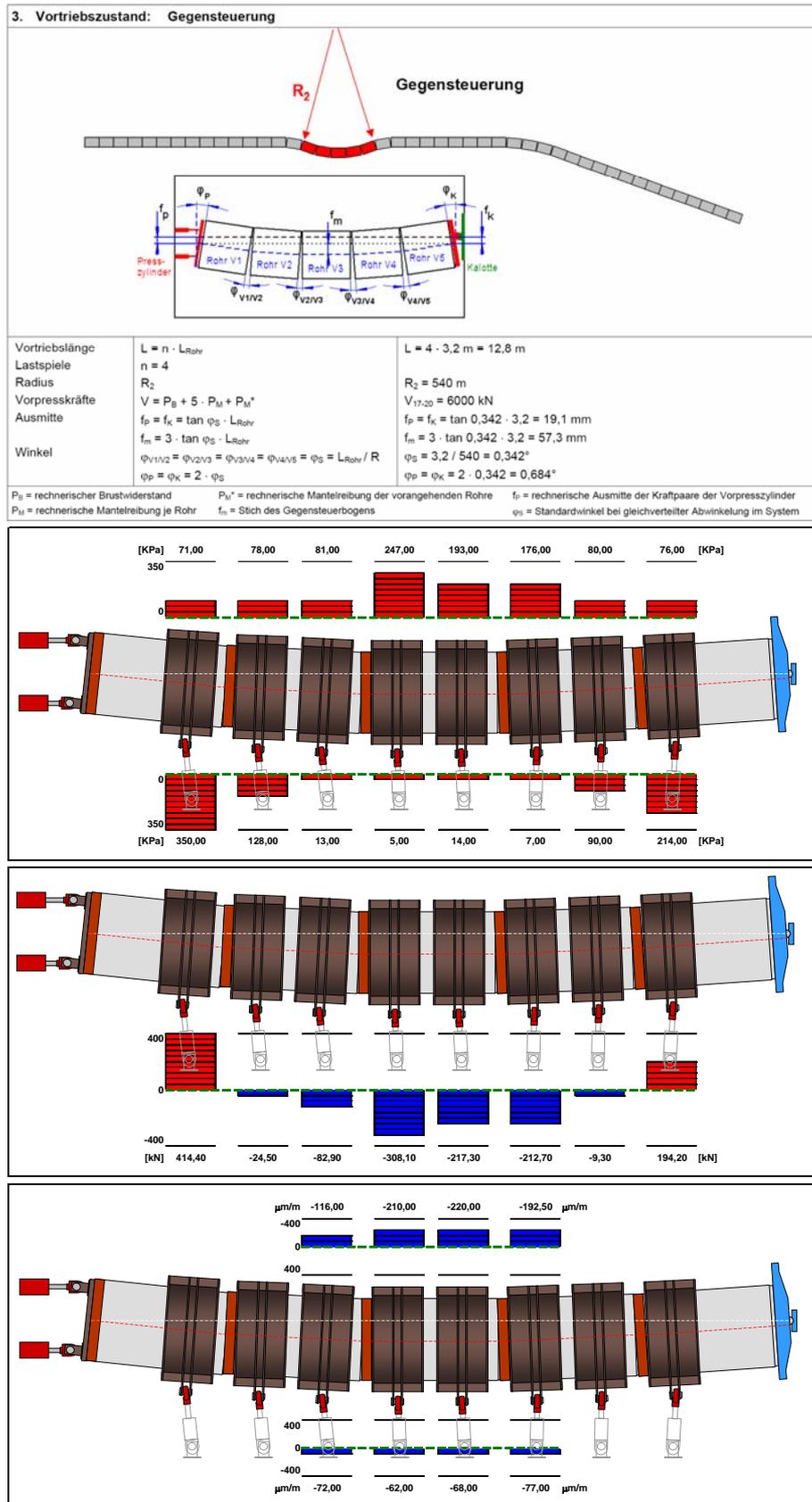
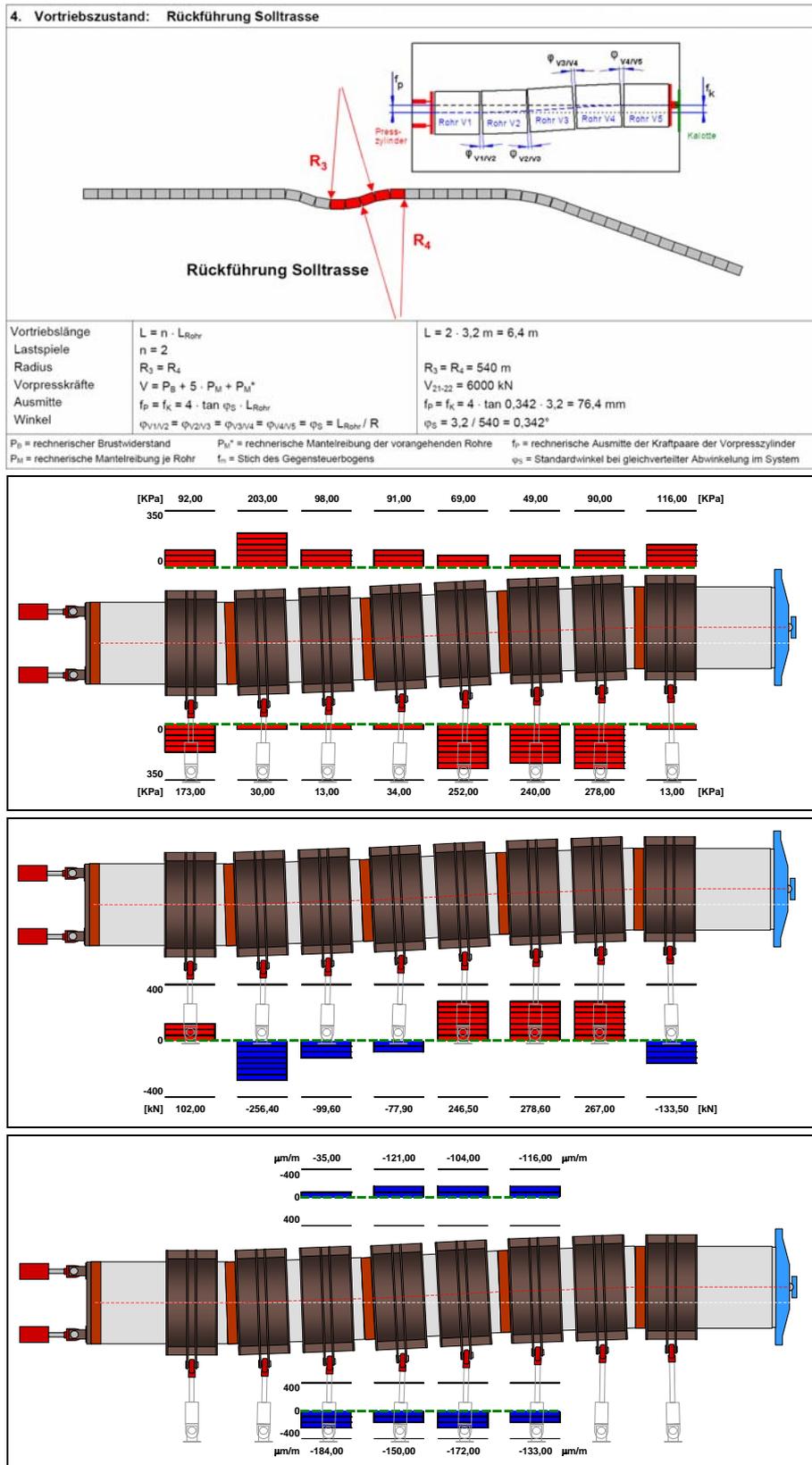


Bild 131 Abweichung Solltrasse: (überhöhte Darstellung)  
 a) Randbedingungen    b) Kissendruck    c) Zylinderkräfte  
 Dehnungen, axial im Kämpfer innen

d)



**Bild 132** Gegensteuerung: (überhöhte Darstellung)  
 a) Randbedingungen    b) Kissendruck    c) Zylinderkräfte  
 d) Dehnungen, axial im Kämpfer innen



**Bild 133 Rückführung Solltrasse: (überhöhte Darstellung)**  
 a) Randbedingungen    b) Kissendruck    c) Zylinderkräfte  
 d) Dehnungen, axial im Kämpfer innen

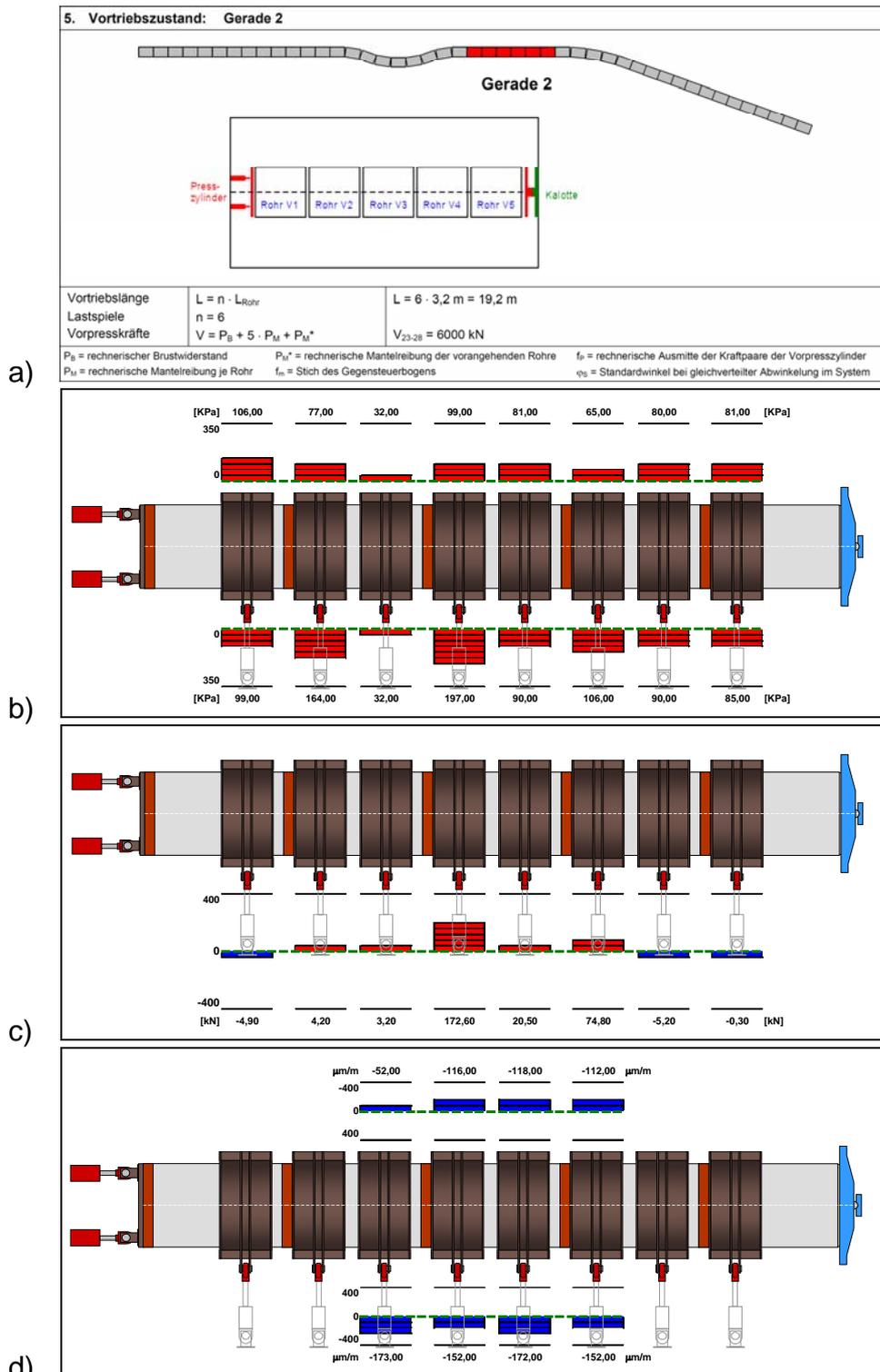
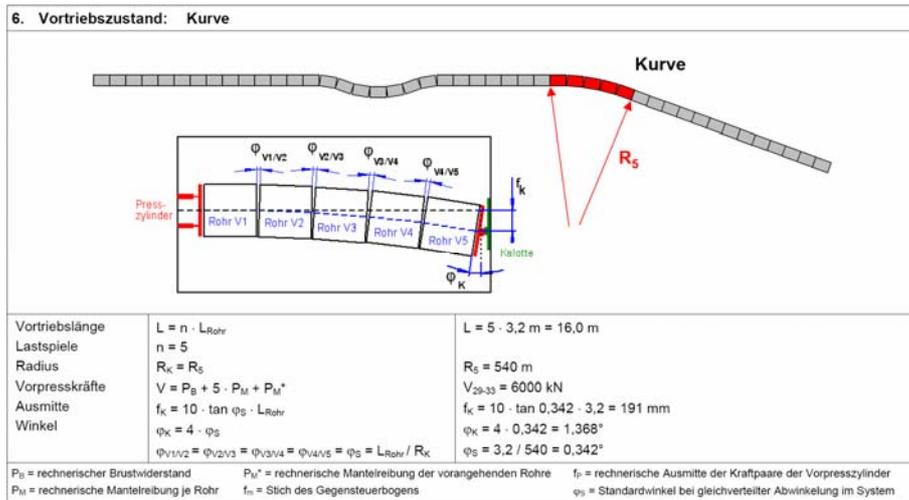
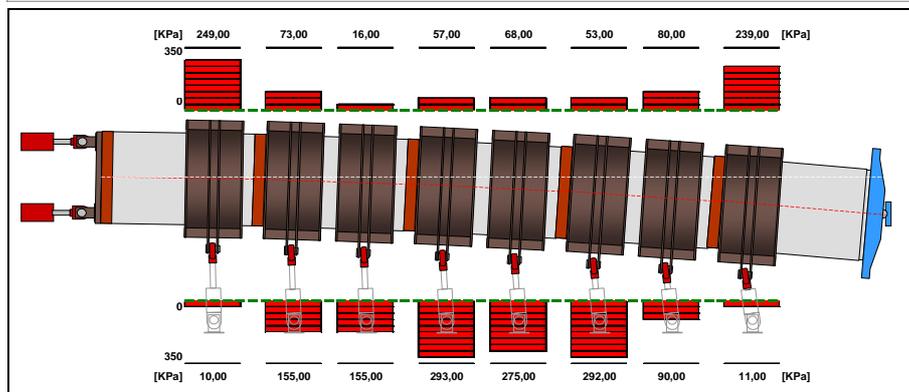


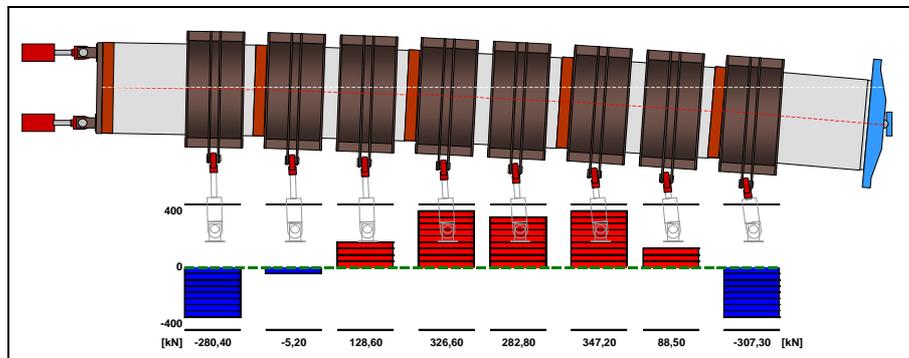
Bild 134 Gerade 2: (überhöhte Darstellung)  
 a) Randbedingungen b) Kissendruck c) Zylinderkräfte  
 d) Dehnungen, axial im Kämpfer innen



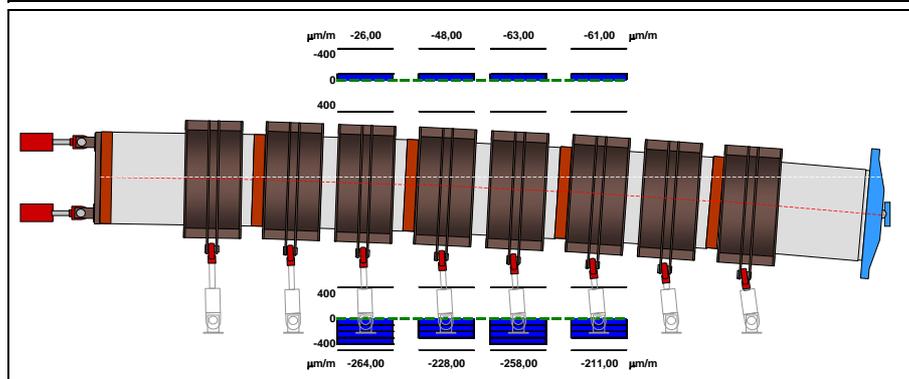
a)



b)



c)



d)

Bild 135 Kurvenfahrt: (überhöhte Darstellung)  
 a) Randbedingungen    b) Kissendruck    c) Zylinderkräfte  
 d) Dehnungen, axial im Kämpfer innen

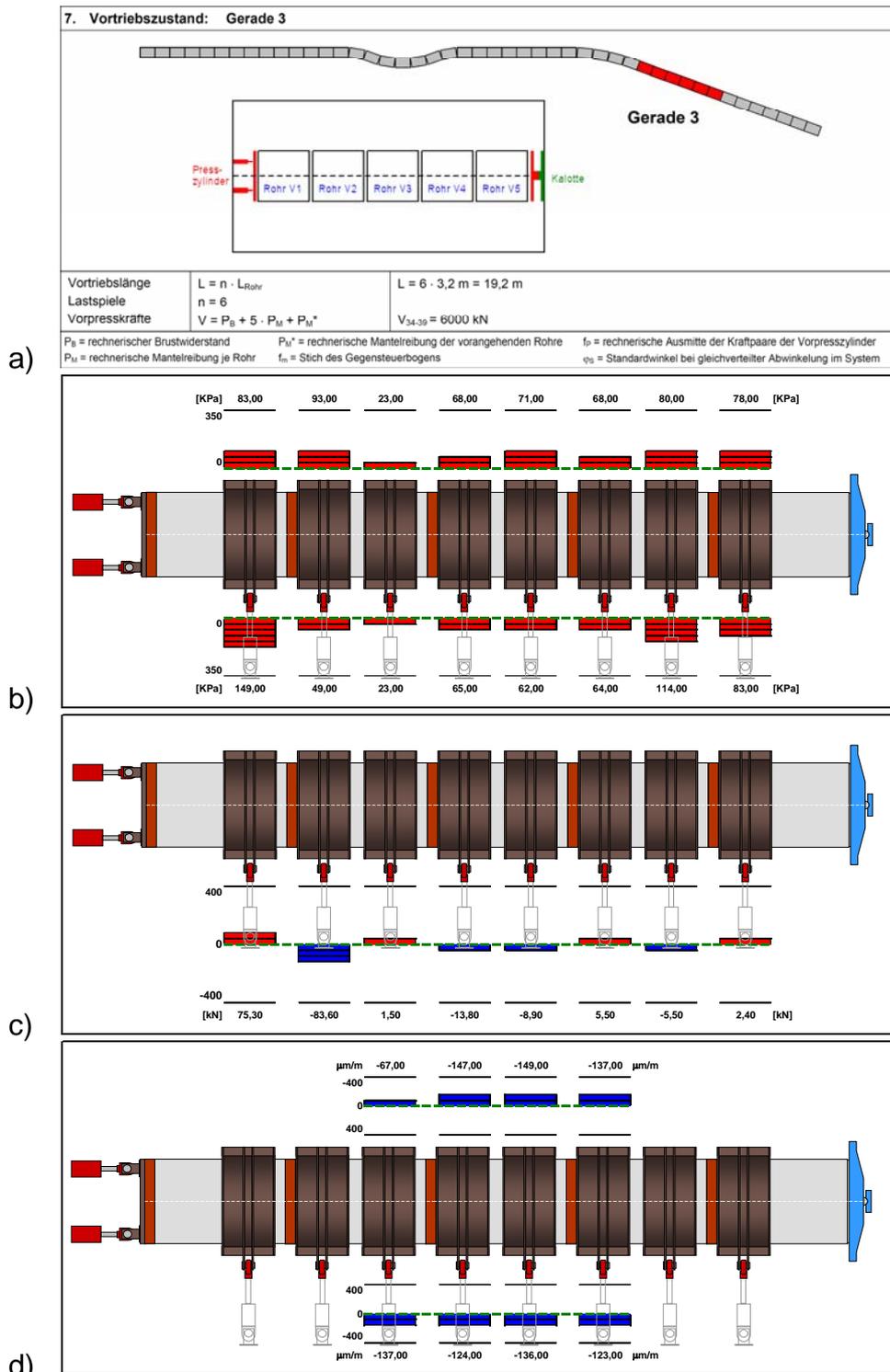


Bild 136 Gerade 3: (überhöhte Darstellung)  
 a) Randbedingungen    b) Kissendruck    c) Zylinderkräfte  
 d) Dehnungen, axial im Kämpfer innen

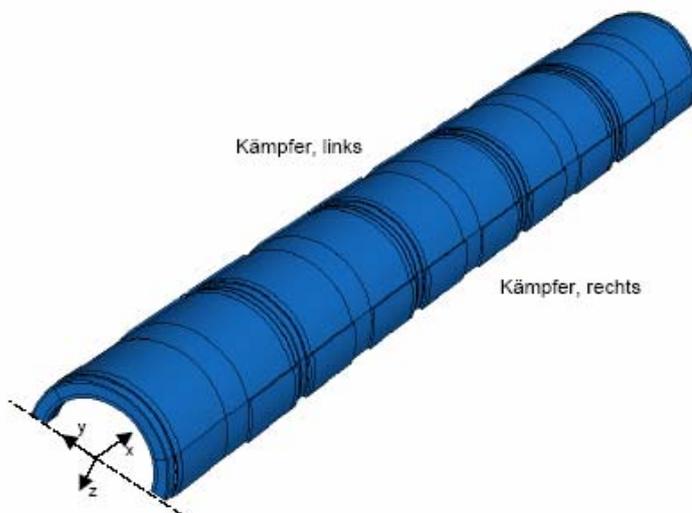
## 6.3 FEM-Berechnungen

### 6.3.1 Veranlassung

Um die im IKT-Vortriebssimulator beobachteten Phänomene mit gängigen Berechnungsmethoden abzugleichen, wurden von der Fachhochschule Münster zunächst lineare Berechnungen mit der Finite-Element Methode durchgeführt [55]. Ein weiteres Ziel dieser Untersuchungen ist es, durch Kalibrierung an tatsächlichen Messergebnisse eine spätere Parametervariation mit vergleichendem Bezug zu ermöglichen. Im Rahmen dieser Berechnungen wurden die experimentell ermittelten Daten mit den Ergebnissen des dreidimensionalen FE-Rechenmodells verglichen. Das Vorgehen und die Ergebnisse aus [55] werden hier zusammenfassend dargestellt.

### 6.3.2 FE-Modell

Die Strukturanalyse wird mit der Finite Element Methode [56] durchgeführt. Da im Vortriebssimulator die Auslenkung des Rohrstranges in einer Ebene untersucht wird, kann bei der Modellierung zur Reduktion des Rechenaufwandes mit einem spiegelsymmetrischen System gearbeitet werden. Die Länge der Versuchsstrecke beträgt 16 m.



*Bild 137 Isometrische Ansicht des spiegelsymmetrischen FE-Modells*

Das FE-Modell ist aus fünf Rohreinheiten aufgebaut (Bild 137). Eine Rohreinheit besteht aus vier „Parts“ (Bild 138). Die Geometrie der Parts entspricht der im Vortriebssimulator.

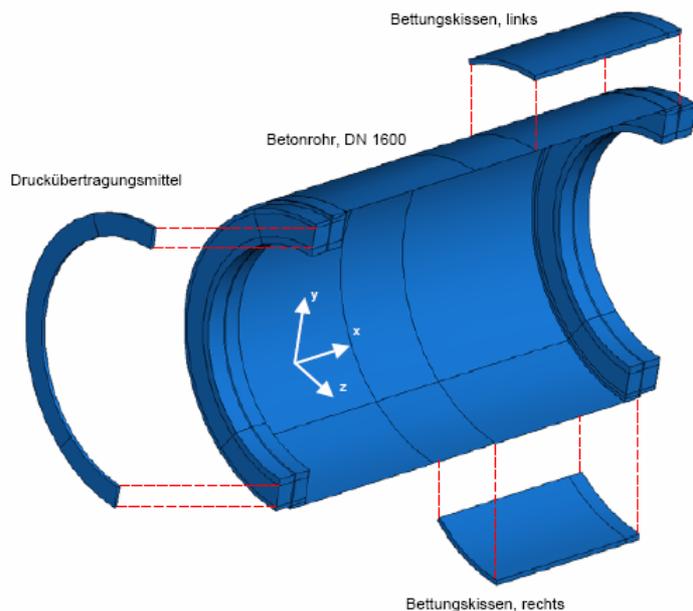


Bild 138 Einzelparts einer Rohreinheit

- Betonrohr DN 1600:
 

Innendurchmesser $d_i$	= 1600 mm
Außendurchmesser $d_a$	= 2100 mm
Wanddicke $t_R$	= 250 mm
Rohrlänge $L_{Rohr}$	= 3200 mm
- Druckübertragungsmittel:
 

Innerer Durchmesser $d_{i,DÜM}$	= 1700 mm
Äußerer Durchmesser $d_{a,DÜM}$	= 2000 mm
Dicke $t_D$	= 25 mm
- Bettungskissen (Bild 139):
 

Breite $b_K$	= 1200 mm
Länge $s_K$	= 1200 mm
Biegeradius $r_i$	= 1050 mm
Kissendicke $t_K$	= 35 mm

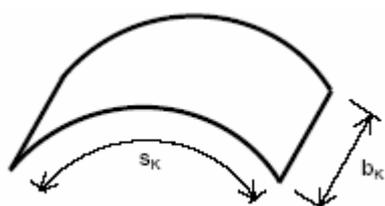


Bild 139 Abmessungen der Bettungskissen

Der Part Betonrohr wird zur Reduktion des Rechenaufwandes nur an den Rohrenden durch Volumenelemente abgebildet. Das Mittelteil wird durch Shell-Elemente beschrieben (Bild 140). Durch eine im Programm ABAQUS implementierte Verbindungsmöglichkeit der verschiedenen Part-Typen werden am Übergang vom Volumen- zum Shellelement Biegestörungen vermieden. Die Übergänge zwischen den Rohreinheiten werden durch Kontaktelemente simuliert.

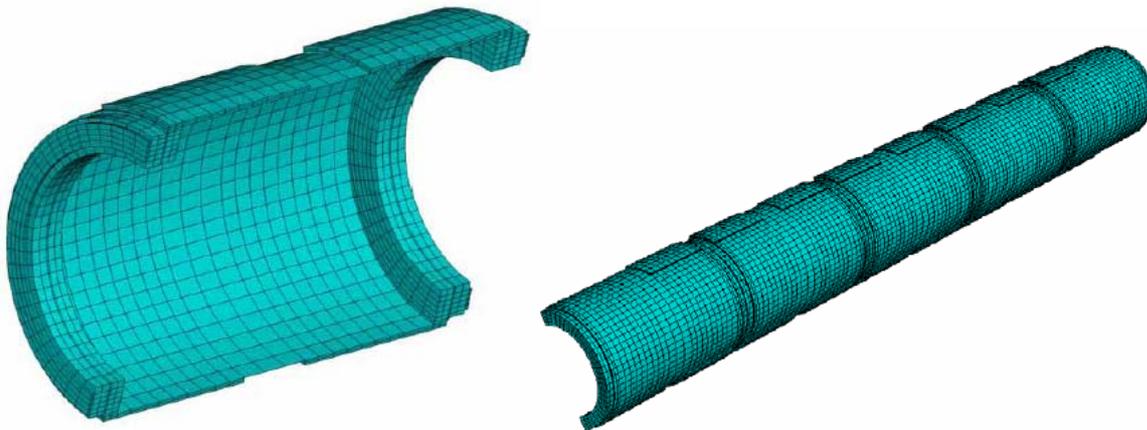


Bild 140 Vernetztes FE-Modell

Die Diskretisierung der einzelnen Modell-Parts erfolgt bei Einsatz von Volumenelementen mit Elementen des Typs C3D8R mit 8 Knoten, bei Einsatz von Sphärelementen mit Elementen des Typs S4R mit 4 Knoten (vgl. [56]).

Die Lagerungsbedingungen des FE-Modells wurden der Konstruktion des Vortriebs-simulators angepasst. Zur Vereinfachung des Modells werden die seitlichen Hydraulikzylinder und die Halteringe als unverschieblich angesehen. Im FE-Modell werden die Bettungskissen an ihrer Außenfläche horizontal unverschieblich gelagert. Die im Versuchsstand vorhandene Nachgiebigkeit wird im Rechenmodell ausschließlich durch die Bettungskissen repräsentiert (Bild 141).

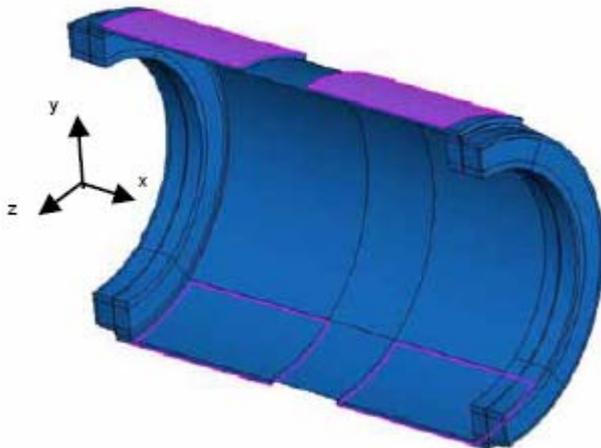
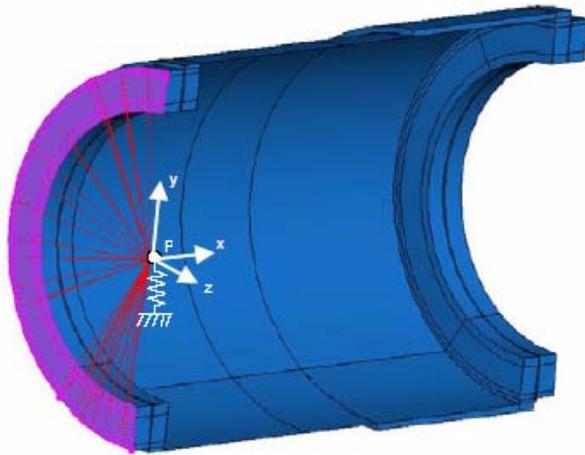


Bild 141 Horizontale Unverschieblichkeit der Bettungskissen (lila schraffiert)

Die Rohrenden werden mit einem Einzelpunkt P verbunden, um ein ideal reibungsfreies Kalottenlager abzubilden (Bild 142). Der Punkt P ist in horizontaler Richtung (y-Richtung) durch ein Federelement elastisch gelagert. Die Federsteifigkeit  $c_F$  ist abhängig von der Nachgiebigkeit der Pressen bzw. Kalottenkonstruktion des Versuchsstandes. Durch Vorberechnungen wurde iterativ eine Federsteifigkeit von  $c_F = 13200$  N/mm ermittelt. In allen Berechnungen werden an der Lasteinleitung und dem Kalottenlager in y-Richtung Federn mit der Steifigkeit  $c_F$  angesetzt. An den Schnittkanten gelten die durch die Symmetrie vorgegebenen Lagerungsbedingungen.

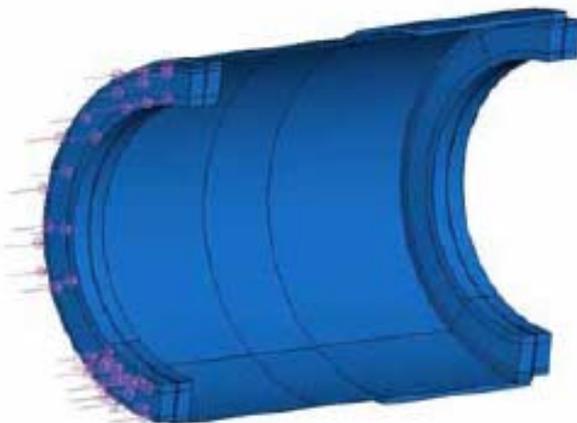


*Bild 142* Coupling der Rohrenden mit dem Lagerungspunkt  $P$

Die Lasteinleitung im IKT-Vortriebssimulator erfolgt durch vier Hydraulikpressen (Bild 143). Im FE-Modell wird eine Flächenlast von  $4,58 \text{ N/mm}^2$  auf das Rohrende aufgebracht (Bild 144). Diese entspricht der axialen Vorpresskraft  $V = 3 \text{ MN/Rohrhälfte} = 6 \text{ MN/Rohr}$ .



*Bild 143* Vorsprezstation des Vortriebssimulators



*Bild 144* Vollflächige Lasteinleitung an den Rohrenden

Die im Vortriebssimulator eingebauten Vortriebsrohre bestehen aus Beton der Festigkeitsklasse C45/55. Für die Berechnung wird der mittlere Elastizitätsmodul für Normalbeton nach [8] zu  $E_{cm} = 35700 \text{ N/mm}^2$  angesetzt. Für die Berechnung wird  $\nu = 0,2$  angenommen.

Zur Bestimmung der Materialeigenschaften des Druckübertragungsmittels wurden weggeregelte Druckversuche an OSB-Proben durchgeführt. Die Stauchung wurde schrittweise von  $\varepsilon = 3,6 \%$  auf  $\varepsilon = 50,2 \%$  gesteigert. Der E-Modul wurde für die unterschiedlichen Lastniveaus berechnet.

$$\min \varepsilon = 3,6 \% \quad \Rightarrow \quad \sigma = 3,38 \text{ N/mm}^2 \quad \Rightarrow \quad E_D = 93,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\max \varepsilon = 50,2 \% \quad \Rightarrow \quad \sigma = 44,7 \text{ N/mm}^2 \quad \Rightarrow \quad E_D = 98,9 \text{ N/mm}^2$$

Der Vergleich der Elastizitätsmoduln bei minimaler und maximaler Last zeigte nur eine geringe Differenz. Für die Berechnungen wird daher ein linear-elastisches Materialgesetz mit  $E_D = 100 \text{ N/mm}^2$  und  $\nu = 0$  (Annahme für die Berechnung) verwendet.

Zur seitlichen Fixierung der Vortriebsrohre und zur Aufnahme der Abtriebskräfte bei Kurvenfahrt wurden im Vortriebssimulator Bettungskissen eingesetzt, die vor Versuchsbeginn im Kämpfer mit einem Innendruck von 0,8 bar beaufschlagt wurden.

Zur Reduktion des Rechenaufwandes wurde für das FE-Modell anstelle einer genauen Abbildung der Bettungskissen ein ideal elastischer Körper zugrunde gelegt, der die Gesamtelastizität der horizontalen Auflager nachbildet.

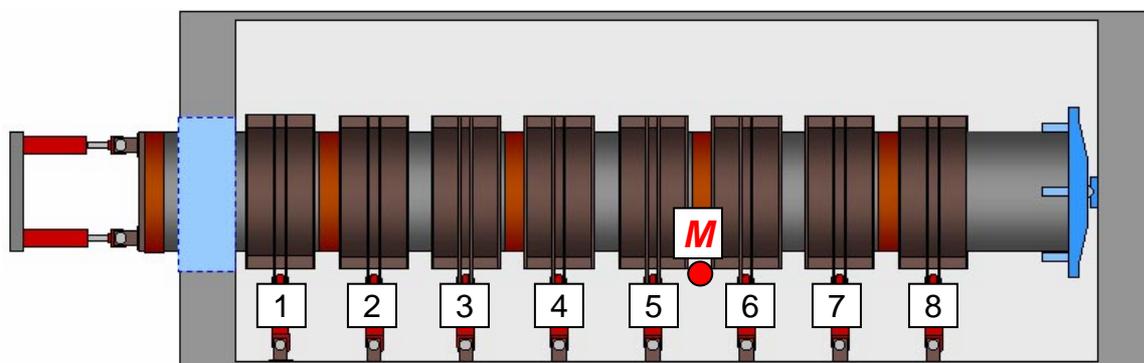


Bild 145 Vortriebssimulator – Prinzipskizze,  
M bezeichnet die Rohrverbindung zwischen Zylinder 5 und 6

Zur Kalibrierung wird der Zylinder Nr. 5 nach Bild 145 herangezogen. Dieser hat in allen Vortriebszuständen eine vergleichsweise hohe Pressung und geringe Unterschiede zum Nachbarzylinder. Für diesen Zylinder wird mit Hilfe der im Punkt M nach Bild 145 gemessenen Verschiebungen der Ersatz-E-Modul nach Gleichung 1a bis 1c ermittelt und in Tabelle 21 zusammengestellt.

Es werden folgende Annahmen getroffen:

- Fläche des Kissens  $A_K = 1440000 \text{ mm}^2$
- Dicke des Kissens  $t_K = 35 \text{ mm}$
- Zylinderkraft (Zylinder 5)  $F_y \rightarrow$  in den Versuchen gemessen

- Verschiebung (Punkt M)  $w_y \rightarrow$  in den Versuch gemessen
- Druckspannung im Kissen  $\sigma_K = F_y / A_K$  (54)
- Stauchung im Kissen  $\varepsilon_K = w_y / t_K$  (55)
- Ersatz-E-Modul  $E_K = \sigma_K / \varepsilon_K$  (56)

Tabelle 21 Bettung des Rohrstranges durch Bettungskissen

Vortriebszustand	Zylinderkraft	Verschiebung	Druckspannung im Kissen	Stauchung im Kissen	Ersatz-E-Modul
	$F_y$	$v_y$	$\sigma_K$ (Gl. 54)	$\varepsilon_K$ (Gl. 55)	$E_K$ (Gl. 56)
	[kN]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[-]	[N/mm <sup>2</sup> ]
2: Abweichung Solltrasse	243	1,54	0,169	0,044	3,84
3: Gegensteuern	217	6,89	0,151	0,197	0,77
4: Rückführung Solltrasse	247	1,05	0,171	0,030	5,71
6: Kurve	283	3,46	0,196	0,099	1,99

Aufgrund der Streuungen des Ersatz-E-Moduls nach Tabelle 21 wurden mehrere FE-Berechnungen für den Vortriebszustand Kurve durchgeführt. Als maßgebender Ersatz-E-Modul wird der Wert definiert, für den eine möglichst gute Übereinstimmung der Zylinderkräfte aus Versuch und Modell resultiert (Bild 146). Der Vergleich der Zylinderkräfte bei unterschiedlichem Ersatz-E-Modul der Bettungskissen im Bild 146 zeigt den Einfluss der Bettung auf die Horizontalkräfte. Für die weiteren Berechnungen wird für sämtliche Bettungskissen der Ersatz-E-Modul  $E_K = 1,5 \text{ N/mm}^2$  zugrunde gelegt.

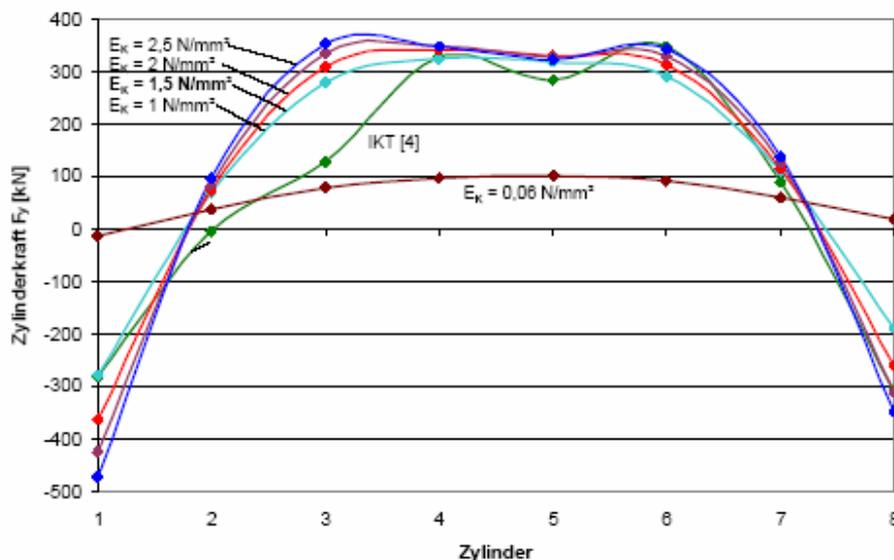


Bild 146 Vergleich der Zylinderkräfte im Vortriebszustand Kurve bei Variation des Ersatz-E-Moduls  $E_K$  der Bettungskissen

### 6.3.3 Berechnungsergebnisse

Im Folgenden werden die acht Zylinderkräfte für die Vortriebszustände Gegensteuerung und Kurvenfahrt als Blockdiagramme für Versuch und FE-Berechnung auf-

getragen. Damit ist ein anschaulicher Vergleich der Ergebnisse möglich (Bild 147 - Bild 150).

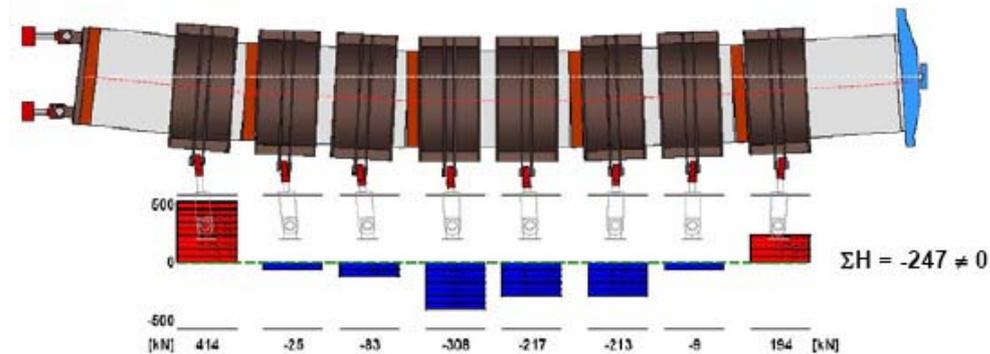


Bild 147 Gegensteuerung - gemessene Zylinderkräfte (überhöhte Darstellung)

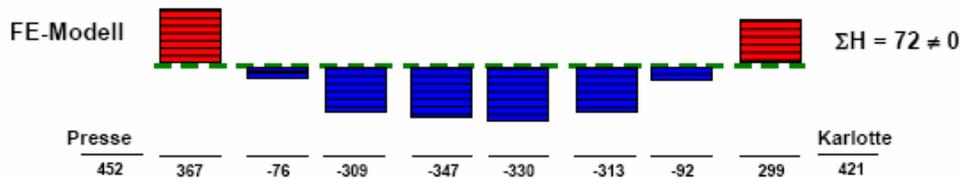


Bild 148 Gegensteuerung - berechnete Zylinderkräfte, nach Kalibrierung des FE-Modells, (überhöhte Darstellung)

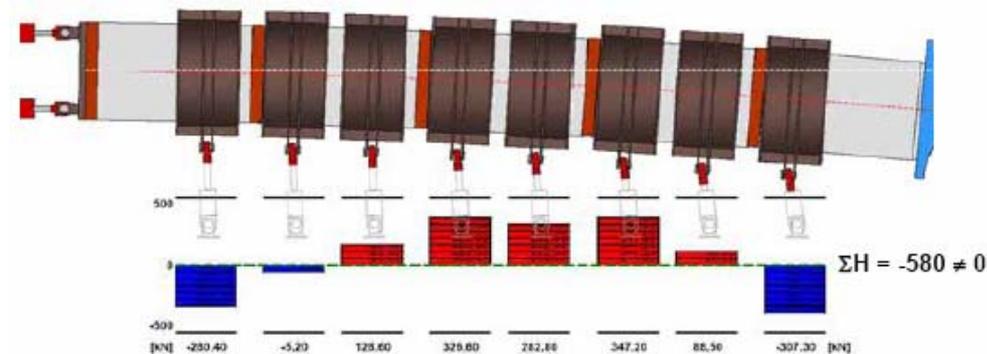


Bild 149 Kurvenfahrt - gemessene Zylinderkräfte, (überhöhte Darstellung)

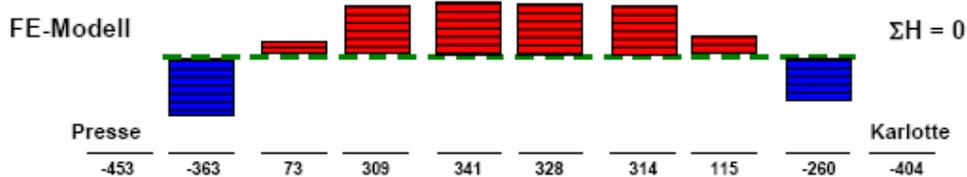


Bild 150 Kurvenfahrt - berechnete Zylinderkräfte nach Kalibrierung des FE-Modells

Für die Vortriebszustände Gegensteuerung und Kurvenfahrt werden die Verläufe der gemessenen und der rechnerischen Auflagerkräfte bzw. Zylinderkräfte exemplarisch zusammengefasst (Bild 151 und Bild 152). In diesen Darstellungen werden die Lage der Pressen durch die Koordinate x beschrieben und die Einzelwerte durch eine Kurvennäherung in Form einer Parabel 3. Grades verbunden.

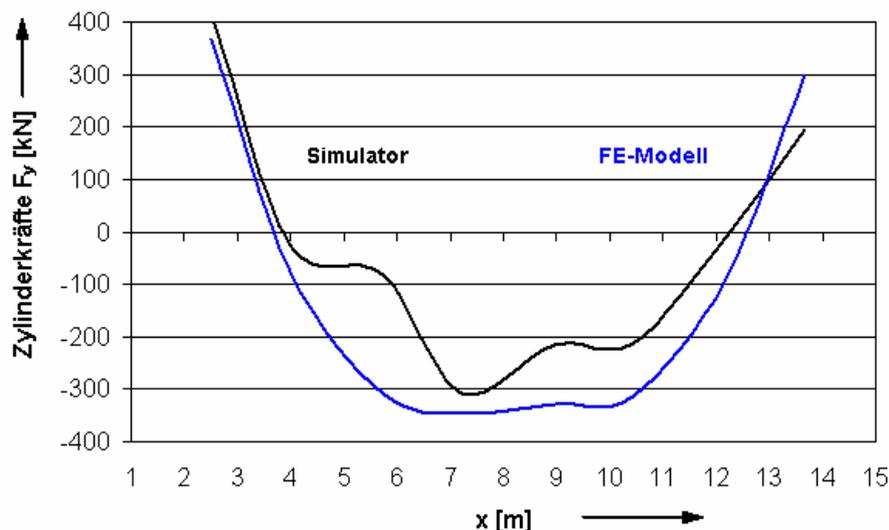


Bild 151 Zylinderkräfte beim Vortriebszustand Gegensteuerung: Vortriebssimulator und FE-Modell

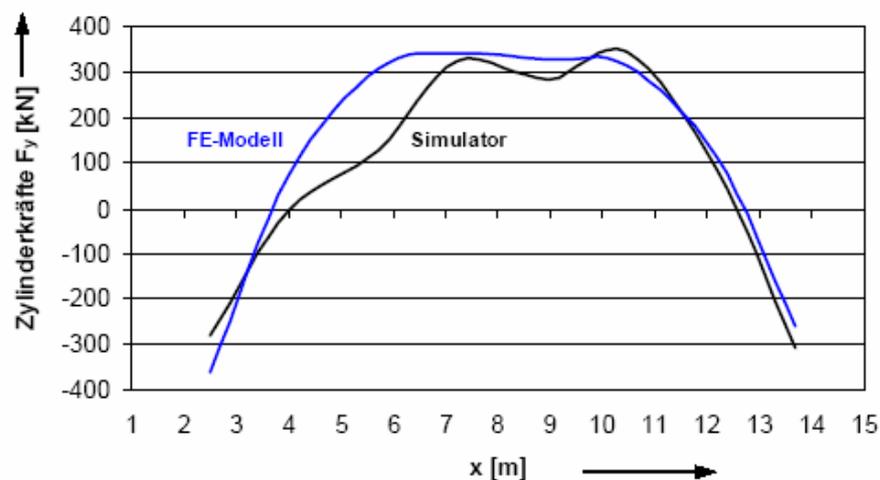
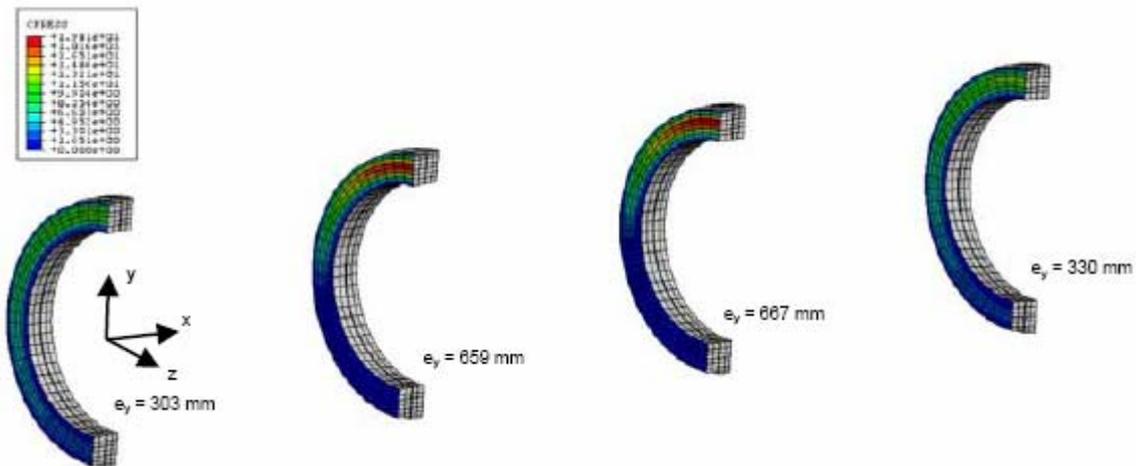


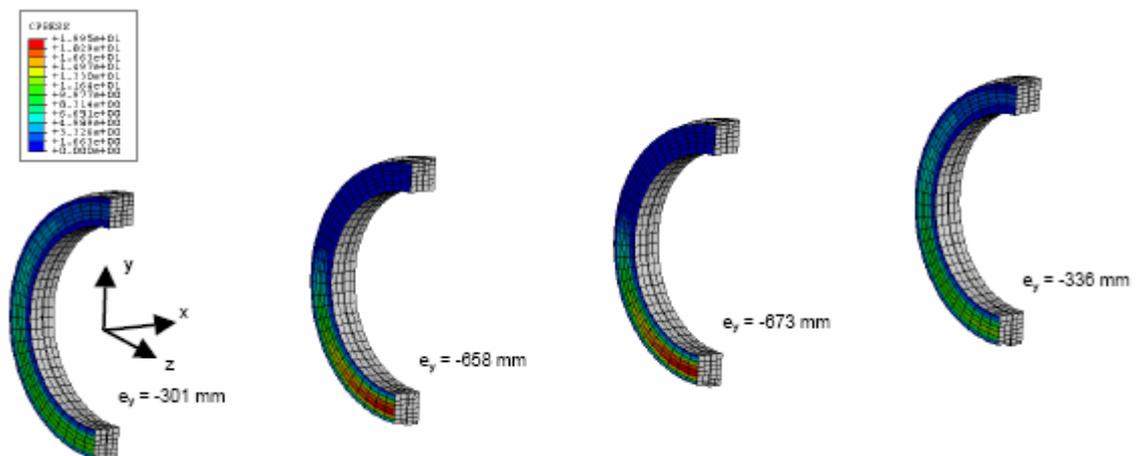
Bild 152 Zylinderkräfte beim Vortriebszustand „Kurvenfahrt“: Vortriebssimulator und FE-Modell

Die gemessenen Pressenkräfte und die Werte nach Kalibrierung des FE-Modells stimmen für die Vortriebszustände gut überein.

Schließlich wurden die Kontaktspannungen im Druckübertragungsmittel bestimmt. Zur Ermittlung der Exzentrizität  $e_y$  werden die Knotenspannungen  $\sigma_x$  des FE-Modells und die zugehörigen Hebelarme in Längsrichtung ausgewertet. Damit folgt  $e_y = \sum(\sigma_{xi} \cdot A_i \cdot z_i) / \sum(\sigma_{xi} \cdot A_i)$ . Für die Vortriebszustände Gegensteuerung und Kurvenfahrt sind diese wiederum exemplarisch im Bild 153 und Bild 154 dargestellt.



**Bild 153** Vortriebszustand Gegensteuerung:  
 Kontaktspannung an den Rohrübergängen ( $\max \sigma = 19,8 \text{ N/mm}^2$ )



**Bild 154** Vortriebszustand Kurvenfahrt:  
 Kontaktspannung an den Rohrübergängen ( $\max \sigma = 20,0 \text{ N/mm}^2$ )

Zunächst kann festgehalten werden, dass die Exzentrizitäten bei den Vortriebszuständen Gegensteuerung und Kurvenfahrt in derselben Größenordnung liegen. Bei den Einzelwerten zeigt sich, dass im Mittelbereich des untersuchten Rohrstrangs über den Kernquerschnitt hinausgehende Exzentrizitäten erreicht werden. Der Kernquerschnitt definiert den Bereich, in dem ein Kraftangriff nicht zu einer Fugenklaffung führt. Der Radius dieses Kernquerschnitts  $r_K$  kann für einen Kreisring mit folgender Formel berechnet werden:

$$r_K = \frac{1}{8 \cdot d_a} \frac{(d_a^4 - d_i^4)}{(d_a^2 - d_i^2)} \tag{57}$$

mit:  $d_a$  = Rohraußendurchmesser  
 $d_i$  = Rohrinne Durchmesser

Im vorliegenden Fall beträgt der Radius des Kernquerschnitts 415 mm. Im Mittelbereich liegt also eine deutliche Fugenklaffung vor.

### 6.3.4 Schlussfolgerungen

Sowohl der IKT-Vortriebssimulator als auch das an seinen Messwerten kalibrierte numerische Modell ermöglichen es, **Phänomene beim Vortrieb** im Boden oder Festgestein zu erkennen und deren Größenordnung abzuschätzen. So treten bei einer Kurvenfahrt **Rotationen einzelner Rohre** auf und es entstehen **Zwängungskräfte** zwischen den Rohren und dem Boden. In der Kurvenmitte drückt sich der Rohrstrang auf der Innenseite der Kurve in den Boden (vgl. hierzu auch [57] und Bild 149). Die Größenordnung dieser Seitenkräfte wird auch durch die in der FEM-Simulation bestimmbare **Exzentrizität der Resultierenden in den Druckübertragungsmitteln** bestätigt.

Aus der Summe der Seitenkräfte und einem bodenmechanisch begründeten **Reibungsbeiwert** ließen sich nun auch die Vortriebskraftverluste und damit letztlich die **erforderliche Vortriebskraft für den gesamten Rohrstrang** ermitteln (vgl. Abschnitt 9).

Die gemessenen und durch das FE-Modell bestätigten Zylinderkräfte  $F_y$  sind ein Maßstab für die auf die Rohre in Umfangsrichtung wirkenden Zwängungen. Da die Rohre durch die Zwängungskräfte nicht rotationssymmetrisch belastet werden, bietet sich ggf. ein schalentheoretischer Ansatz zu Ermittlung der Spannungen an (vgl. Abschnitt 6.3.2).

Zur Verifizierung des Rechenmodells wurden die Kräfte der horizontalen Hydraulikzylinder mit den rechnerischen Stützkräften verglichen. Die Berechnungsergebnisse des FE-Modells zeigen im Allgemeinen eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten am Vortriebssimulator. Aus den Ergebnissen des FE-Modells folgt ferner, dass die Exzentrizitäten in den Lastübertragungsmitteln aufgrund der Fixierung durch die Halteringe verhältnismäßig groß sind. Bei einem ausreichenden Überschnitt oder einer nachgiebigeren Fixierung werden sich **Teile des Rohrstranges in der Kurve gerade ausrichten** (vgl. Abschnitt 6.2, Bild 129), die Exzentrizität wird entsprechend verringert.

## 6.4 Fachliche Analyse und Diskussion

In den vorangegangenen Abschnitten wurden der untersuchte Praxisfall beschrieben, Messergebnisse ausgewertet und Berechnungen zur Verifikation der Versuche mit der Finite-Element-Methode durchgeführt. Die gewonnenen Erkenntnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- In den **gekrümmten Trassenbereichen**, d.h. der Steuerbewegung und der Kurve, legten sich die Rohre im Kurvenstich an die Innenseite des Kurvenverlaufs an und erzeugten dort nennenswerte Bettungsreaktionen, während sich am Kurvenanfang und -ende entgegengesetzte Abstützeffekte zeigen. Mit Blick auf die resultierenden Bodenverformungen ist ein Geradeziehen der mittleren Rohre zu erwarten, welches im Beispielfall bis zur Verdopplung der entsprechenden Rohrabwinkelung in den Randbereichen führen kann. Insbe-

sondere am Wendepunkt im Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“ wurden auch messbare Querkraftbeanspruchungen festgestellt.

- Bei **plastischem Verhalten des Druckübertragungsmittels** weichen die Reaktionen in den Geraden vor und nach einer Kurvenfahrt oder Steuerbewegung erkennbar voneinander ab. Wiederbelastungen können auch zu einem Ausgleich der unterschiedlichen Effekte führen.
- Auch in der ersten Geraden wurden ungleichmäßige Bettungsreaktionen gemessen, die in ihrer Größenordnung durch die **Imperfektionen an den Rohrspiegeln** begründet sein können.
- Die **FEM-Modellierung** stellt ein geeignetes Mittel zur weitergehenden Analyse dar. Dies betrifft insbesondere die Berechnung und Visualisierung der im Simulator nur unvollständig messbaren Spannungsbilder sowie der Einsatz in ergänzenden Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen (vgl. Abschnitt 8)

Die im ersten Punkt beschriebene Erkenntnis aus Versuchen und Berechnungen bezieht sich auf die in der Fachwelt sehr kontrovers diskutierte Vortriebssituation einer Kurvenfahrt bzw. Steuerbewegung. Hierauf soll nachfolgend noch detaillierter eingegangen werden.

Nach Scherle [52] war bisher folgende Auffassung weit verbreitet: „Die Rohre brauchen beim Vortrieb in der vom Schild vorgeschrittenen Röhre ihre Führung. ... die logische Folge ist hier, dass beim **Vortrieb in Kurven** die Gefahr des Ausknickens am geringsten ist, da die **gesamte Rohrstrecke durch die Vorpresskraft an die Außenwand des Ausbruchraumes gedrückt wird.**“ Bild 155 zeigt eine entsprechende Darstellung von Buchhardt aus [23].

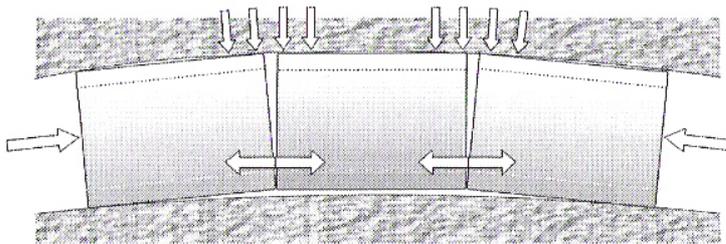
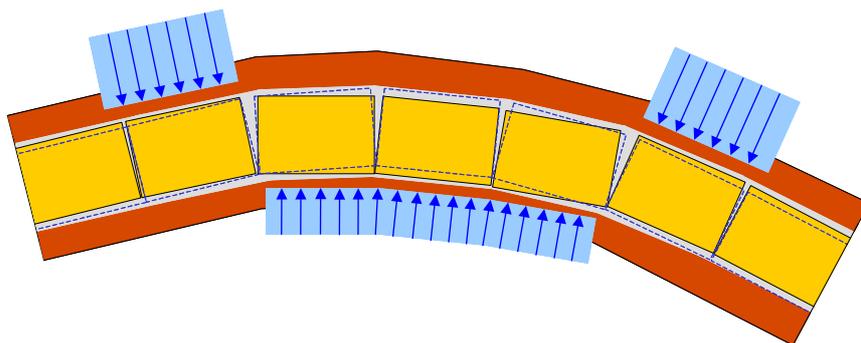


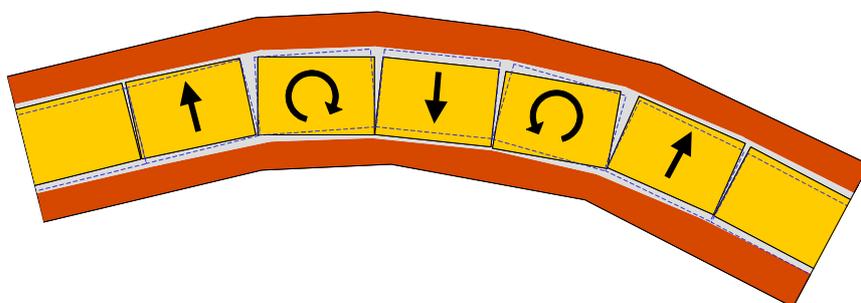
Bild 155 Modellvorstellung der Kurvenfahrt, aus [23]

Demgegenüber lassen jedoch die im Versuch gemessene Bettungsdruckverteilung (vgl. Bild 135) und die hieraus abgeleiteten qualitativen Kontaktspannungsverteilungen (Bild 156) deutlich erkennen, dass die gesamte Rohr-Kurve zwar in den Kurvenanfangs und -endpunkten an der Kurvenaußenseite gehalten wird. Die im Kurvenverlauf liegenden Rohre erfahren jedoch eine haltende Bettungsreaktion an der Kurveninnenseite.



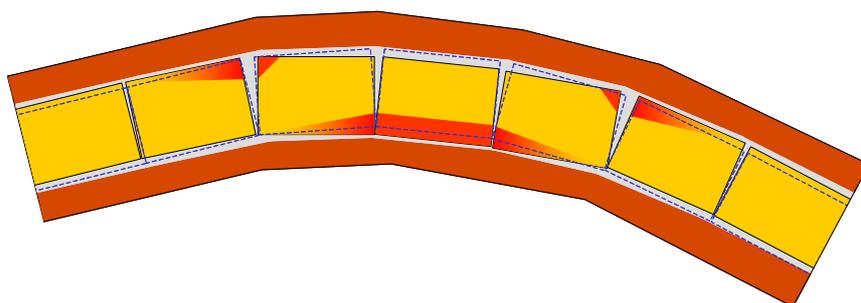
**Bild 156 Versuchsergebnisse: Qualitative Kontaktspannungsverteilung**

Bild 157 zeigt die hieraus abgeleitete Rohrkinematik, d.h. die zu erwartenden Bewegungen bei verformbarer Bettung (vgl. Bild 129). Die mittleren Rohre neigen zu einer geradlinigen Ausrichtung, so dass sie sich relativ zum Anfangs- bzw. Endrohr verdrehen.



**Bild 157 Aus Bild 156 abgeleitete Rohrkinematik**

In der Folge ist mit einer unregelmäßigen äußeren Bettung einzelner Rohre (Bild 158) und entsprechenden Querkraftbeanspruchungen in den Rohrverbindungen zu rechnen.



**Bild 158 Mögliche Kontaktdruckverteilung Rohr-Boden**

Diese Ergebnisse gewinnen insbesondere dadurch an Bedeutung, dass eine Gruppierung von Rohren zu kurzen geraden Abschnitten (Stabeffekt) einer Kurvenfahrt auch von Fachleuten aus der Vortriebspraxis bestätigt wird. Entsprechende Messungen beschränken sich bisher allerdings nur auf Einzelfälle und die beobachteten Phänomene wurden meist als Sonderfall klassifiziert. *Milligan* und *Norris* [42] beobachteten in Feldversuchen ebenfalls das Anlegen des Rohrstranges an die Kurven-

innenseite, jedoch schrieben sie dieses Phänomen kurzen, wechselnden Krümmungsbereichen zu (Bild 159).

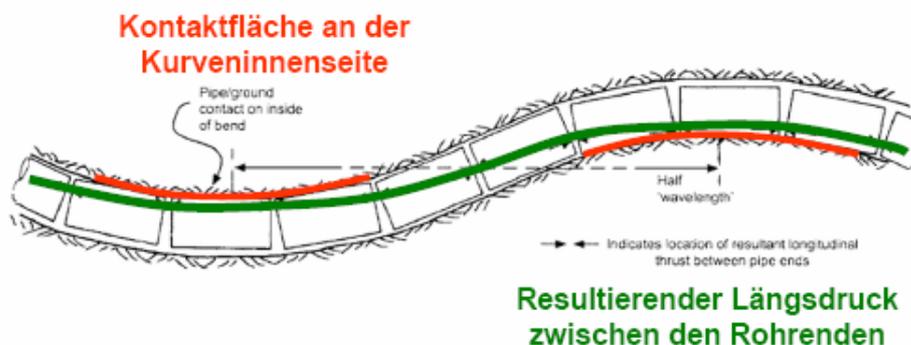


Bild 159 Rohr-Boden-Modell nach Milligan/Norris [42]

Vor dem Hintergrund der Ergebnisse der Vortriebssimulationen veranstaltete das IKT am 14. Februar 2007 ein internationales Symposium zum Thema. Im Rahmen dieses Symposiums wurden das Konzept und erste Ergebnisse des IKT-Projektes vorgestellt und diskutiert. Ebenso berichteten die Teilnehmer von ihren eigenen Forschungsergebnissen, Baumaßnahmen und Projekten (s. [58]).

Besonders hervorzuheben sind in diesem Zusammenhang die aktuellen Ergebnisse eines von der TU Delft/Niederlande vorgestellten Projektes zur Berechnung der beim Rohrvortrieb entstehenden Reibungskräfte [57], welches im Dezember 2006 abgeschlossen wurde. Ein Vergleich der Ergebnisse mit den Erfahrungen aus der Simulation zeigt, dass die unterschiedlichen Theorieansätze zu sehr ähnlichen Ergebnissen führen. In [57] wurden aus Messungen an Vortriebsmaßnahmen Rückschlüsse auf kinematische Zustände im Rohrstrang gezogen. So konnte festgestellt werden, dass Kurvenfahrten oder Steuerbewegungen zu erhöhten Reibungs- und somit Vortriebskräften führen. Die in diesen Vortriebszuständen größeren Bettungsreaktionen beeinflussen somit den Reibungswiderstand und erhöhen letztendlich die Vorpresskraft. Das von Verburg [57] hierfür entwickelte kinematische Modell (Bild 160) bestätigt grundsätzlich die Beobachtungen aus den 1:1-Versuchen im IKT-Vortriebs-simulator.

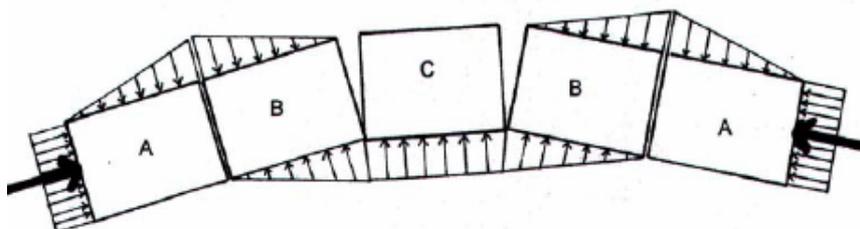


Bild 160 Kinematisches Modell einer Kurvenfahrt nach Verburg [57]

Die anschließende Diskussion mit den Teilnehmern des Symposiums zeigte, dass die vorgenannten Phänomene auch von Fachleuten aus der Vortriebspraxis bestätigt werden konnten. Eine quantitative Überprüfung oder gar Umsetzung in ein berechenbares Simulationskonzept fehlten bisher allerdings vollständig. Hier leistet das vor-

liegende Simulationskonzept somit einen entscheidenden Beitrag und weist auch völlig neue Perspektiven für die vortriebsvorbereitende und -begleitende Berechnung der Rohrbelastungen auf.

## 7 Trassen- und Bettungsvariationen

### 7.1 Variationsauswahl

Über den im Abschnitt 6 dargestellten Praxisfall hinaus soll in diesem Abschnitt auf ergänzende Versuche und weitere Analyse-Optionen eingegangen werden. Dies betrifft Trassenvariationen im Sinne einer *S-Kurve* (Abschnitt 7.2) sowie die Möglichkeiten zur Interpretation der Bettungsspannungen für unterschiedliche Bodenarten (Abschnitt 7.3). Im Einzelnen werden folgende Variationen berücksichtigt:

**S-Kurve:** Zum Umfahren von Hindernissen werden derzeit beim Rohrvortrieb auch gegensinnig gekrümmte Trassen geplant und umgesetzt. Bei der Variation *S-Kurve* wird ein Krümmungswechsel simuliert, wie er beispielsweise bei dem Übergang von entgegengesetzten Kurvenradien entsteht. Die Belastung hängt hierbei von der Länge des Vor- bzw. Nachbogens ab.

**Bodenvariation:** Bei dieser Analyse soll exemplarisch geklärt werden, wie sich die ermittelten Bettungsspannungen bei Verwendung des im Abschnitt 4.3 bereits entwickelten Berechnungsalgorithmuses auf unterschiedliche Böden übertragen lassen, d.h. über Zusatzversuche mit den Simulationsergebnissen koppeln lassen.

### 7.2 S-Kurve

Bei einem Krümmungswechsel werden insbesondere die Rohre im Bereich des Wendepunktes besonderen Belastungen ausgesetzt. Dieser Effekt wurde in sehr abgeschwächter Form bereits im Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“ beobachtet. Jedoch finden dort vor- und nachlaufende Kurvenbögen keine Berücksichtigung.

Das nun betrachtete S-Kurve-Beispiel besteht demgegenüber aus drei Abschnitten. Die den jeweiligen Abschnitten zugeordneten Rohre (Phasen) sind im Bild 161 in gleicher Farbe dargestellt.

1. Phase: Kurvenbogen Rechts (Rot)
2. Phase: Übergangsbogen (Schwarz)
3. Phase: Kurvenbogen Links (Gelb)

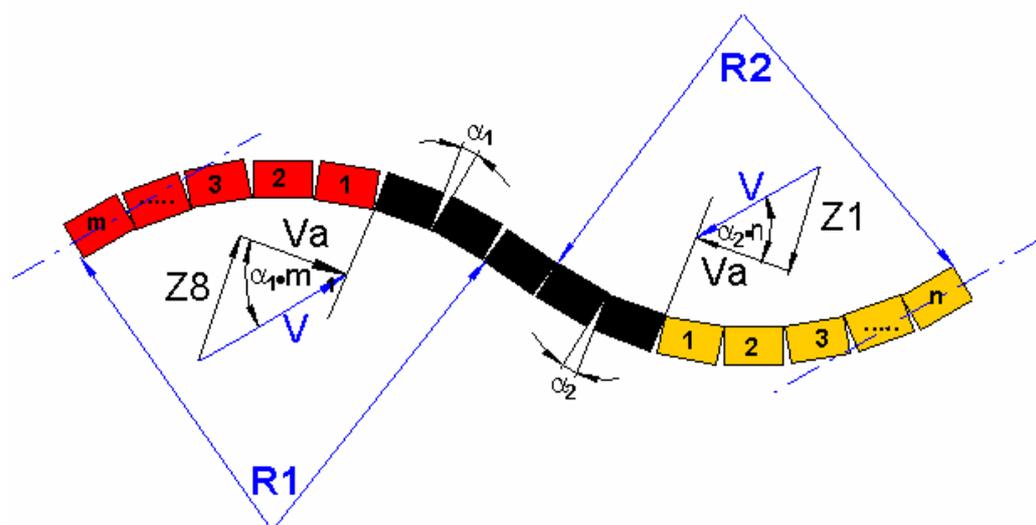


Bild 161 S-Kurven-Beispiel mit drei Phasen

Der im Bild 161 dargestellte Winkel „ $\alpha_{1,2}$ “ ist vom Radius der gegenläufigen Kurvenbögen R1 und R2 abhängig. Während die Phasen 1 und 3 der bereits entwickelten Vortriebsituation „Kurvenfahrt“ entsprechen, ist für Phase 2 ein neuer Simulationszustand zu entwickeln.

Zur Simulation der Phase 2 wird die aus der jeweils angrenzenden Kurvenfahrt resultierende Vortriebskraft durch ein Kräftepaar erzeugt, welches sowohl axial ( $V_a$ ) als auch quer zur Rohrachse ( $Z$ ) eingeleitet wird. Zur Einleitung der Querkräfte werden die entsprechenden Querzylinder Z1 und Z8 verwendet (Bild 162).

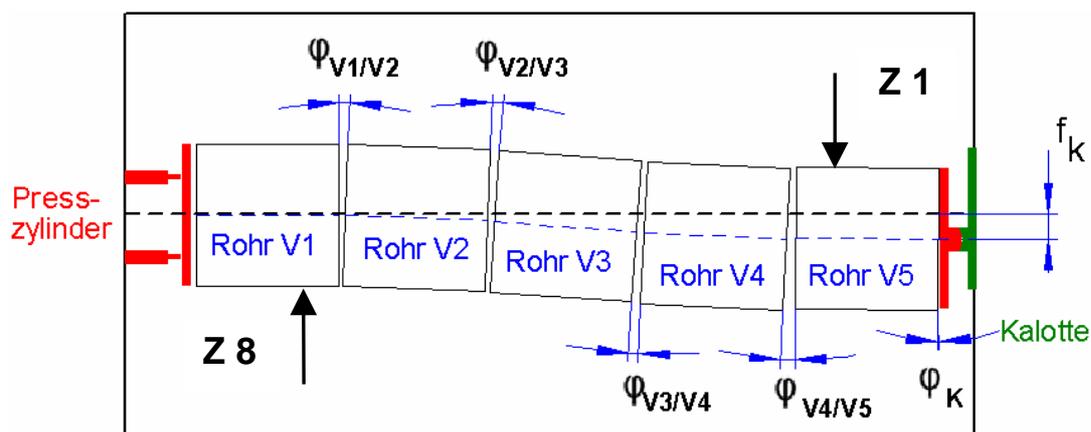


Bild 162 Simulation S-Kurve – Versuchsaufbau (überhöhte Darstellung)

Zur Simulation unterschiedlicher Bogenlängen wird der Winkel „ $\alpha_{1,2}$ “ und somit die Größe der Kraft  $V$  und  $Z1$  bzw.  $Z8$  schrittweise verändert, wobei eine Zunahme von „ $\alpha$ “ eine Vergrößerung von  $Z1$  und  $Z8$  sowie eine Reduktion von  $V_a$  bewirkt. Die Schrittweite entspricht der Verlängerung der Kreisbögen um jeweils ein Rohr (Tabelle 22).

Eckdaten:Rohrlänge:  $L_{\text{Rohr}} = 3,2 \text{ m}$ Radius Kurvenbogen:  $R1 = R2 = 540 \text{ m} \Rightarrow \alpha_1 = \alpha_2 = 0,34^\circ$ Vortriebskraft:  $V = 6000 \text{ kN}$ *Tabelle 22 Bogenlänge und resultierende Zusatzkräfte in den Zylindern 1 und 8*

m = n	1	2	3	4	5	6
$m \cdot \alpha_1 = n \cdot \alpha_2$	0,34°	0,68°	1,02°	1,36°	1,70°	2,04°
V [kN]	5999,8	5999,6	5999,4	5999,2	5999,0	5998,8
Z1 = Z8 [kN]	36	72	108	144	180	216

Die Versuche wurden mit insgesamt vier Druckübertragungsmitteln (OSB, Holz, Span, PU, vgl. Abschnitt 8.1) durchgeführt. Zunächst wurde die Ausgangssituation nach Bild 162 eingestellt und der gesamte Rohrstrang mit einer Kraft von 6 MN axial belastet. Anschließend wurden unter Last die Zusatzkräfte gemäß Tabelle 22 aufgebracht.

Bild 163 zeigt eine Zusammenfassung aller sieben Einzelzustände für PU, Bild 164 für OSB. In dieser Darstellungsweise ist sehr gut zu erkennen, dass die Zustände 1 bis 6 für beide Druckübertragungsmittel ein ähnliches Verhalten zeigen. Bettungsreaktion werden vornehmlich in der Nähe des Querkrafteinleitungsbereichs erzeugt und die mittleren Rohre bleiben weitgehend unbeeinflusst. Offensichtlich verhindert die starre Lagerung des Rohrstrangs das Weiterleiten der Querkräfte zum mittleren Rohr. Deutlich ist allerdings zu erkennen, dass die zusätzlichen Querkräfte bei längeren Übergangsbögen in ihrer Größenordnung den Querkräften am mittleren Rohr des Anfangsbogens entsprechen. **Vor diesem Hintergrund sollte beim Durchfahren von S-Kurven die mögliche Querkraftbelastung der Rohrverbindungen auch konstruktiv berücksichtigt werden.**

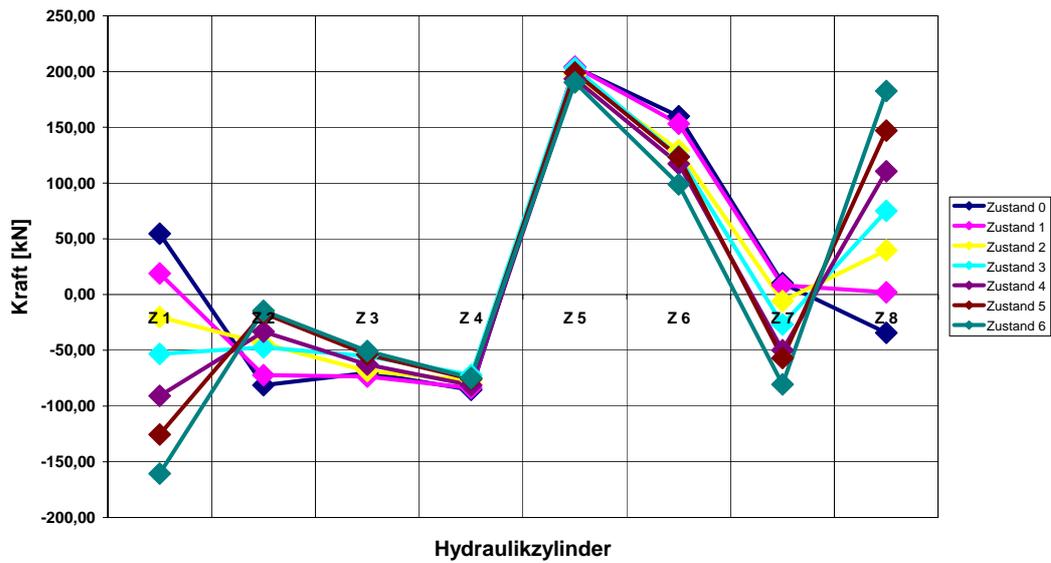


Bild 163 PU, S-Kurve, Zustand 0 bis 6:  $m = n = 0$  bis 6

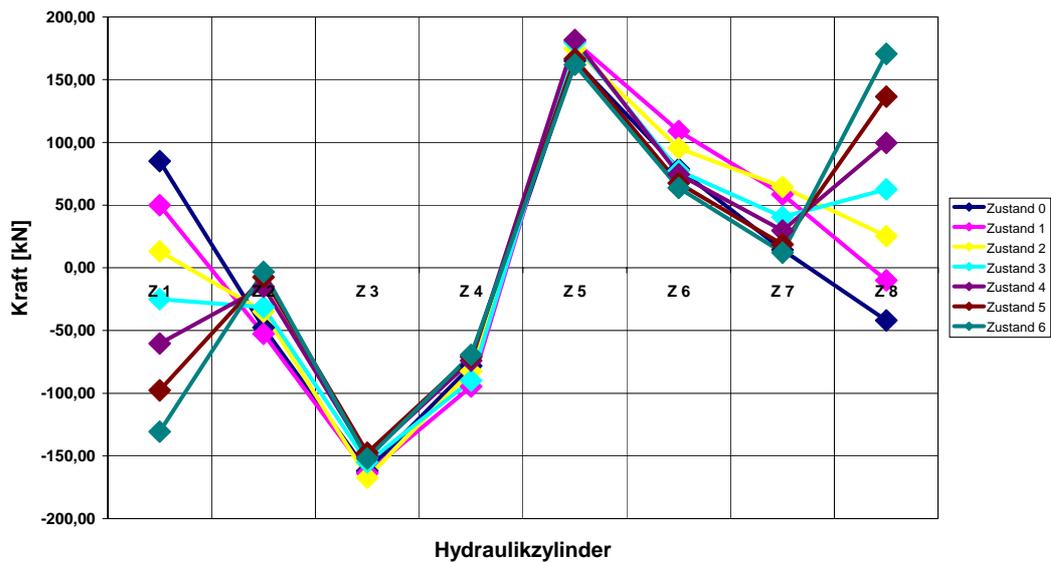


Bild 164 OSB, S-Kurve, Zustand 0 bis 6:  $m = n = 0$  bis 6

Exemplarisch werden hier zusätzlich die Einzelergebnisse aus den Versuchen mit dem Werkstoff OSB dargestellt (Bild 165 bis Bild 171).

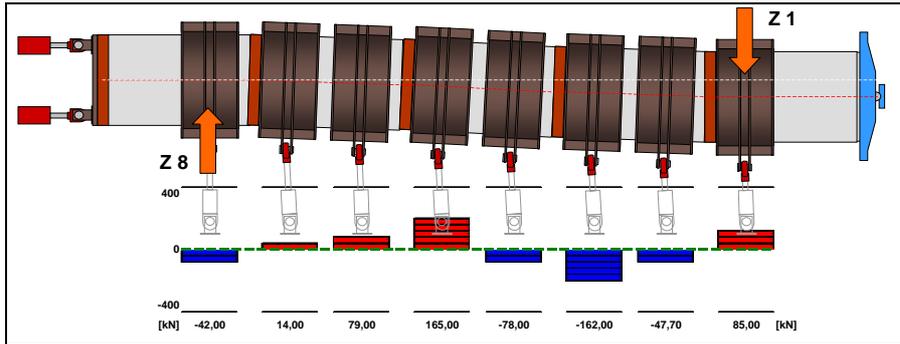


Bild 165 OSB, S-Kurve, Zustand 0:  $m = n = 0$ , (überhöhte Darstellung)

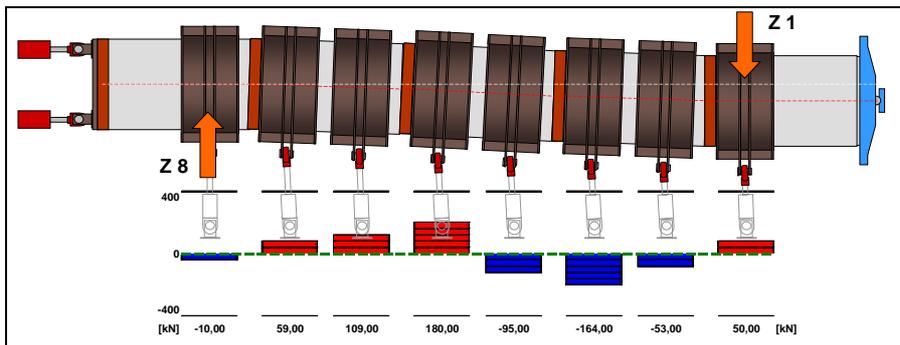


Bild 166 OSB, S-Kurve, Zustand 1:  $m = n = 1$ , (überhöhte Darstellung)

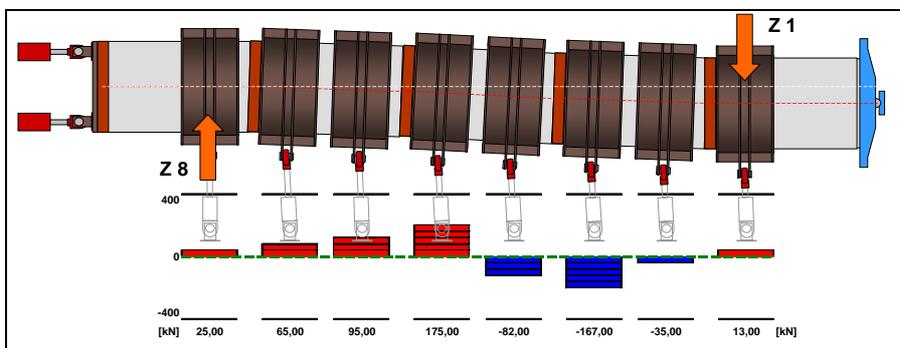


Bild 167 OSB, S-Kurve, Zustand 2:  $m = n = 2$ , (überhöhte Darstellung)

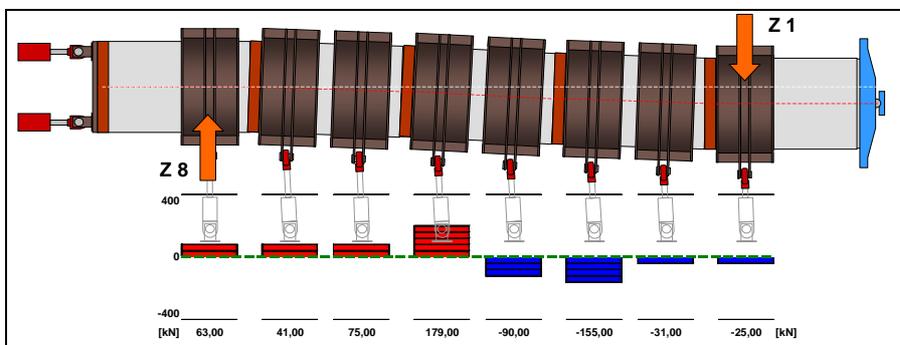


Bild 168 OSB, S-Kurve, Zustand 3:  $m = n = 3$ , (überhöhte Darstellung)

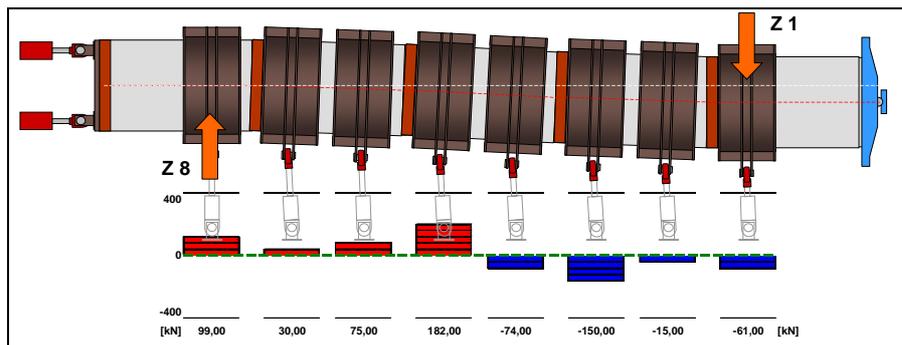


Bild 169 OSB, S-Kurve, Zustand 4:  $m = n = 4$ , (überhöhte Darstellung)

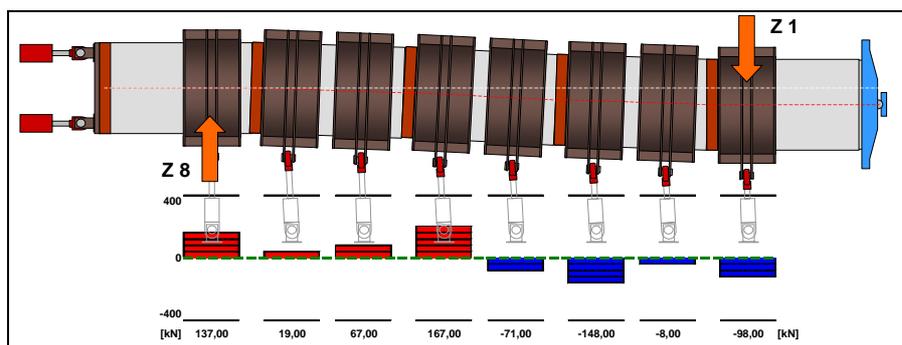


Bild 170 OSB, S-Kurve, Zustand 5:  $m = n = 5$ , (überhöhte Darstellung)

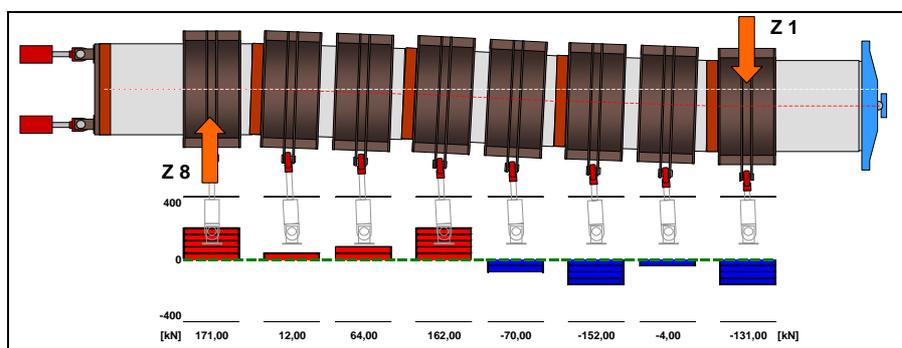


Bild 171 OSB, S-Kurve, Zustand 6:  $m = n = 6$ , (überhöhte Darstellung)

### 7.3 Bodenvariation

Im Abschnitt 4.3 wurde bereits ein Berechnungsalgorithmus entwickelt, welcher die Versuchsergebnisse auf unterschiedliche Böden übertragbar macht. Hierbei ist jedoch noch unklar, wie sich die ermittelten Bettungskräfte bei Verformungen des Rohrstranges in den Boden hinein verändern, also wie sich die Versuchsergebnisse mit dem Berechnungsalgorithmus koppeln lassen. Hierzu wurden zwei Versuche mit unterschiedlichen Druckübertragungsmitteln (OSB, PU, vgl. Abschnitt 8.1) durchgeführt. In diesen Versuchen wurde zunächst die Gegensteuerung mit einem Radius von 540 m und ohne Ausmitte ( $f_P = 0$  und  $f_K = 0$ ) als Grundsituation eingestellt und mit 6 MN belastet. Anschließend wurde unter Last der Radius schrittweise bis in die Gerade hinein verringert. Hierdurch sollte an den mittleren Rohren eine Rückverformung infolge des Rohr-Boden-Kontaktes simuliert werden.

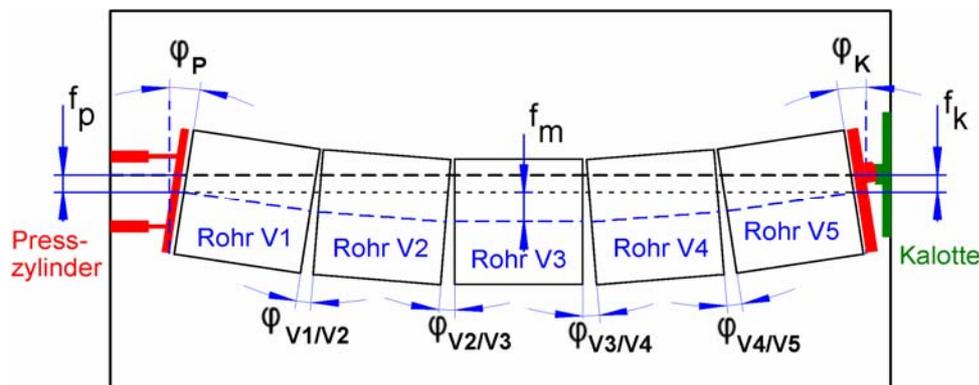


Bild 172 Gegensteuerung – Versuchsaufbau (überhöhte Darstellung), hier  $f_p = f_k = 0$

Im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchung werden nun die Messwerte des seitlichen Zylinders mit der größten Verformung, also am mittleren Rohr (V3) ausgewertet. Tabelle 23 zeigt die zu den Radien gehörenden Auslenkungen.

Tabelle 23 Wege der seitlichen Zylinder am mittleren Rohr

Kurvenradius [m]	540	585	630	675	810	1080	1350	1620	1890	Gerade
Zylinder-auslenkung [mm]	<b>57,8</b>	<b>53,3</b>	<b>49,5</b>	<b>46,2</b>	<b>38,5</b>	<b>28,9</b>	<b>23,1</b>	<b>19,3</b>	<b>16,5</b>	<b>0</b>

Im Bild 173 sind die gemessenen Zylinderkräfte für die Druckübertragungsmittel OSB und PU dargestellt. Deutlich sind werkstoffabhängig die Punkte erkennbar, an denen der Rohrstrang „aktiv“ in die Bettung gedrückt werden musste. D.h. sobald die Kraft in den Zylindern positiv wird, tritt ein Seitenwechsel in der Bettungsreaktion ein. Dieser Vorgang ist besonders deutlich bei dem Werkstoff mit den größeren plastischen Verformungsanteilen (OSB) zu erkennen. Interessant für die hier untersuchte Fragestellung ist insbesondere der Bereich der Abnahme der Haltekräfte, also zwischen ca. 30 und 57 mm Zylinderauslenkung. Genau am Punkt der Maximalauslenkung setzt der Nullpunkt der Bodenverformung an. Aus Bild 90 wurden Kraft-Verformungsdaten für einen locker gelagerten Feinsand entnommen und in Bild 173 übertragen. An den Schnittpunkten der rechnerischen „Bodenkennlinie“ mit den „Bettungskennlinien“ im Versuch kann nun die voraussichtliche Verschiebung in den Boden und die damit zusammenhängende Reduzierung der Bettungskräfte abgelesen werden. Für den hier untersuchten Fall kann also beispielsweise bei dem Druckübertragungsmittel PU eine Verformung in den Boden von 6 mm und eine Bettungskraftreduktion um ca. 20 % ermittelt werden. **Bei OSB, d.h. bei einem vorwiegend plastisch wirkenden Druckübertragungsmittel, stellen sich deutlich höhere Bettungskräfte ein.**

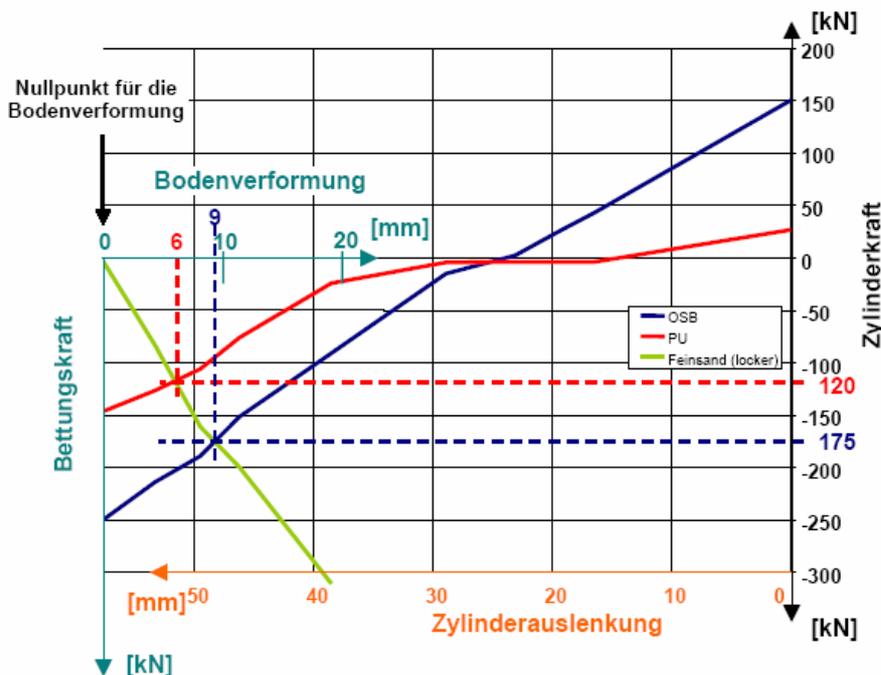


Bild 173 Gleichgewichtsbeziehung zwischen Zylinderkraft und rechnerischer Bodennachgiebigkeit im Versuch

Im Rahmen der hier dargestellten Variation konnte exemplarisch die Anwendbarkeit des im Abschnitt 4.3.5 erarbeiteten Berechnungsalgorithmus nachgewiesen werden. Mithilfe von derartigen Versuchen ist zukünftig eine differenzierte Kopplung von Versuchen und Berechnungen denkbar.

## 8 Druckübertragungsmittel im Vergleich

### 8.1 Werkstoffe

Die in der Rohrverbindung eingesetzten Druckübertragungsmittel (DÜM) beeinflussen in hohem Maße die Beanspruchung der Rohre und Verbindungen während des Vortriebs. Auf Grundlage des entwickelten Prüfprogramms wird die Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Materialien (Vollringe) zur Druckübertragung miteinander verglichen. Im Zentrum der Betrachtung stehen die praxisnahen Großversuche an ungeschädigten Vollringen der ausgewählten DÜM, die um klassische Werkstoffuntersuchungen an einzelnen DÜM-Probestücken ergänzt werden. Im Rahmen der Großversuche wurden vier unterschiedliche Materialien untersucht.

- Holzspanwerkstoffe: **OSB**
- Holz: **Fichte**
- Holzspanwerkstoff: **Spanplatte**
- Kunststoff: **Polyurethan**

Nachfolgend werden die unterschiedlichen Werkstoffe beschrieben.

Bei dem Holzspanwerkstoffe **OSB** (oriented strand board) handelt es sich um ein Grobspanmaterial das aus langen, schlanken, ausgerichteten Spänen hergestellt wird. Die etwa 100 mm - 200 mm langen, 10 mm - 50 mm breiten und 0,6 mm - 1,5 mm dicken, aus entrindetem Rundholz hergestellten Späne werden im Verarbeitungsprozess getrocknet, beleimt und unter Druck zu Mehrschichtplatten gepresst. Die Biegefestigkeit des Materials ist durch die langen und schlanken Späne höher als bei normalen Flachpressplatten (Spanplatten). Die Rohdichte beträgt je nach Verwendungszweck der Platten ca. 0,6 bis 0,7 g/cm<sup>3</sup>. [59]

Im vorliegenden Anwendungsfall kam Material mit einer Dicke von 25 mm zum Einsatz. Die optimale Versuchsdauer ergibt sich auf der Grundlage von Kriechversuchen mit dem Druckübertragungsmittel. Materialproben werden dabei bis zu definierten Spannungsstufen belastet und die daraus resultierende Verformung gemessen. Die Ergebnisse der Untersuchungen für den Werkstoff OSB (Materialdicke 25 mm) sind in Kapitel 5.3 dargestellt. Für den Werkstoff OSB wurde danach eine Belastungszeit pro Zyklus von 20 Minuten gewählt.

Die **Fichte** ist eine Gattung der Nadelbäume in der Familie der Kieferngewächse [60]. Fichte zählt zu den Weichhölzern. Das Holz schwinden bei der Trocknung mäßig und hat wenig Neigung zum Reißen und Werfen. Fichtenholz ist häufig von Harzkanälen durchzogen. Seine Rohdichte (bei einem Wassergehalt von 12 %) liegt bei ca. 0,33 bis 0,68 g/cm<sup>3</sup>, i.M. 0,47 g/cm<sup>3</sup>. [61]

Die optimale Versuchsdauer ergibt sich auf der Grundlage von Kriechversuchen mit dem Druckübertragungsmittel. Materialproben werden dabei bis zu definierten Spannungsstufen belastet und die daraus resultierende Verformung gemessen. Die Ergebnisse der Untersuchungen für den Werkstoff Holz (Materialdicke 25 mm) sind nachfolgend dargestellt.

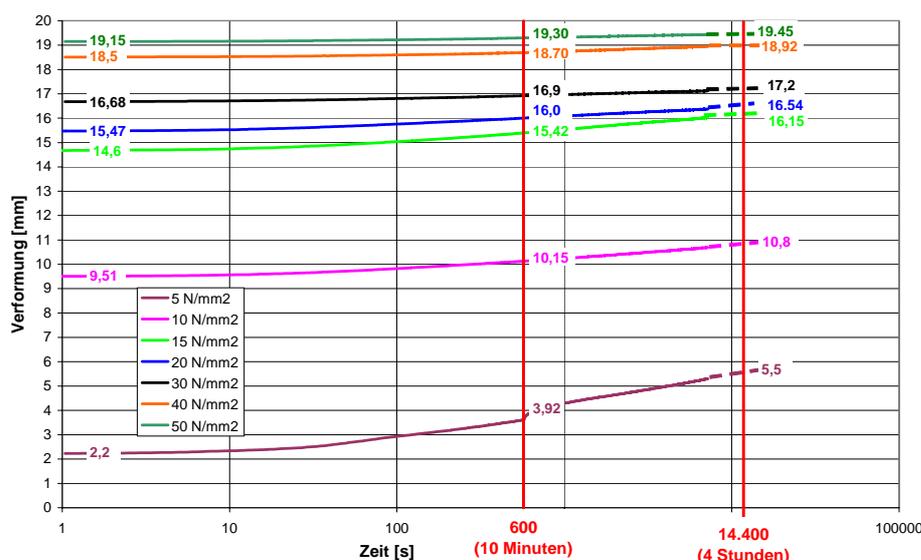


Bild 174 Kriechversuche – Holz 25 mm

Für eine Belastungsdauer  $t = 10$  Minuten ergeben sich die in Tabelle 24 dargestellten Verhältnismerte.

Tabelle 24 Verformungsverhältnisse – Holz 25 mm

	Werte in [mm]	$V_0$	$V_{600}$	$V_{14400}$	$V_0 / V_{14400}$	$V_{600} / V_{14400}$
-----	50 N/mm <sup>2</sup>	19,2	19,3	19,4	98,7%	99,48%
-----	40 N/mm <sup>2</sup>	18,5	18,7	18,9	97,8%	98,84%
-----	30 N/mm <sup>2</sup>	16,7	16,9	17,2	96,9%	98,37%
-----	20 N/mm <sup>2</sup>	15,5	16,0	16,5	93,5%	96,80%
-----	15 N/mm <sup>2</sup>	14,7	15,4	16,2	90,8%	95,48%
-----	10 N/mm <sup>2</sup>	9,5	10,2	10,8	88,1%	93,98%
-----	5 N/mm <sup>2</sup>	2,2	3,9	5,5	40,5%	71,27%

Für den Werkstoff Holz wurde danach eine Belastungszeit pro Zyklus von 10 Minuten gewählt.

Die sog. Flachpress- bzw. **Spanplatte** bezeichnet einen Holzspanwerkstoff mit einer besonders feinspanigen Oberfläche. Spanplatten werden i.d.R. aus Holzresten und Durchforstungsholz hergestellt. Um eine glatte Oberfläche und gleichzeitig ein hohe Belastbarkeit zu erhalten werden bei der Herstellung Holzspäne verschiedener Größen verwendet. Für die Oberfläche werden häufig zerkleinerte Säge- und Hobelspäne eingesetzt. Der Kern, der die Belastung aufnimmt besteht aus zerspantem Voll- oder Sägereholz. Das nach der Zerspannung getrocknete Material wird mit Leim versehen, der in einer Presse unter Druck und Wärme abbindet. Die Rohdichte beträgt ca. 0,6 bis 0,7 g/cm<sup>3</sup>. [62]

Im vorliegenden Anwendungsfall kam Material des Typs V100 (formstabil bis 100 Minuten im Wasser) mit einer Dicke von 25 mm zum Einsatz. Die optimale Versuchsdauer ergibt sich auf der Grundlage von Kriechversuchen mit dem Druckübertragungsmittel. Materialproben werden dabei bis zu definierten Spannungsstufen belastet und die daraus resultierende Verformung gemessen. Die Ergebnisse der Untersuchungen für den Werkstoff Spanplatte (Materialdicke 25 mm) sind nachfolgend dargestellt.

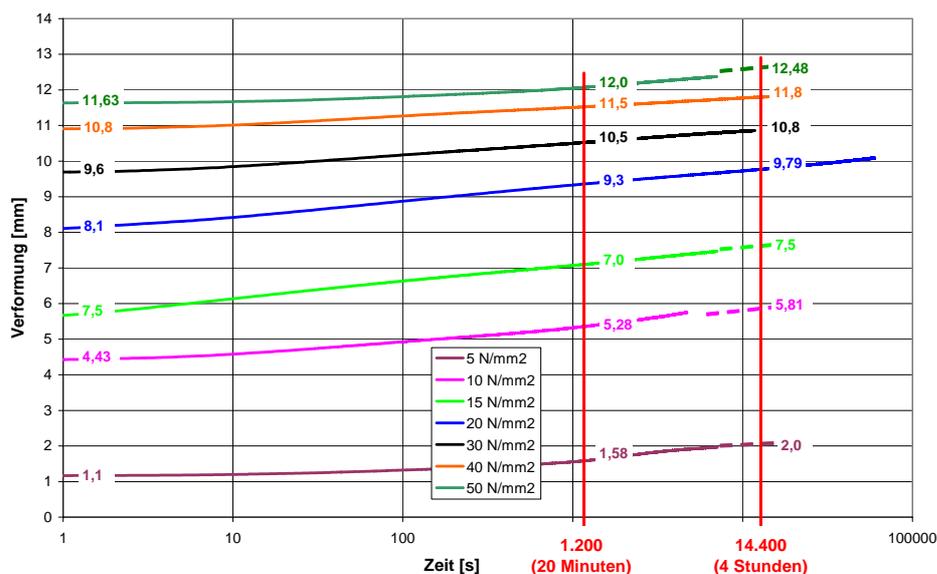


Bild 175 Kriechversuche – Spanplatte 25 mm

Für eine Belastungsdauer  $t = 20$  Minuten ergeben sich die in Tabelle 25 dargestellten Verhältniswerte.

Tabelle 25 Verformungsverhältnisse – Spanplatte 25 mm

Stress (N/mm²)	Stress (N/mm²)	$V_0$	$V_{1200}$	$V_{14400}$	$V_0 / V_{14400}$	$V_{1200} / V_{14400}$
50	50 N/mm²	11,6	12,1	12,5	93,2%	96,79%
40	40 N/mm²	10,9	11,5	11,8	92,3%	97,80%
30	30 N/mm²	9,7	10,5	10,9	88,9%	96,78%
20	20 N/mm²	8,1	9,4	9,8	82,8%	95,71%
15	15 N/mm²	5,4	7,1	7,6	71,7%	93,41%
10	10 N/mm²	4,4	5,3	5,8	76,2%	90,87%
5	5 N/mm²	1,2	1,6	2,0	57,8%	78,64%

Für den Werkstoff Spanplatte wurde danach eine Belastungszeit pro Zyklus von 20 Minuten gewählt.

Polyurethan (PU) ist ein Kunststoff, der durch eine Polyadditionsreaktion entsteht. Die Dichte von ungeschäumten PU variiert zwischen rund 1,0 und 1,25 g/cm<sup>3</sup>. [63]

Im vorliegenden Anwendungsfall kommt ein elastomer aushärtendes PU-Gießharz mit einer Härte 80 Grad Shore zum Einsatz. Zur Verringerung der Querkraftübertragung in der Rohrfuge wurde im Kontaktbereich Rohr-Druckübertragungsmittel ein 0,2 mm dickes Bandstahlmaterial eingesetzt.

Die optimale Versuchsdauer ergibt sich auf der Grundlage von Kriechversuchen mit dem Druckübertragungsmittel. Materialproben werden dabei bis zu definierten Spannungsstufen belastet und die daraus resultierende Verformung gemessen. Die Ergebnisse der Untersuchungen für den Werkstoff PU (Materialdicke 25 mm) sind nachfolgend dargestellt.

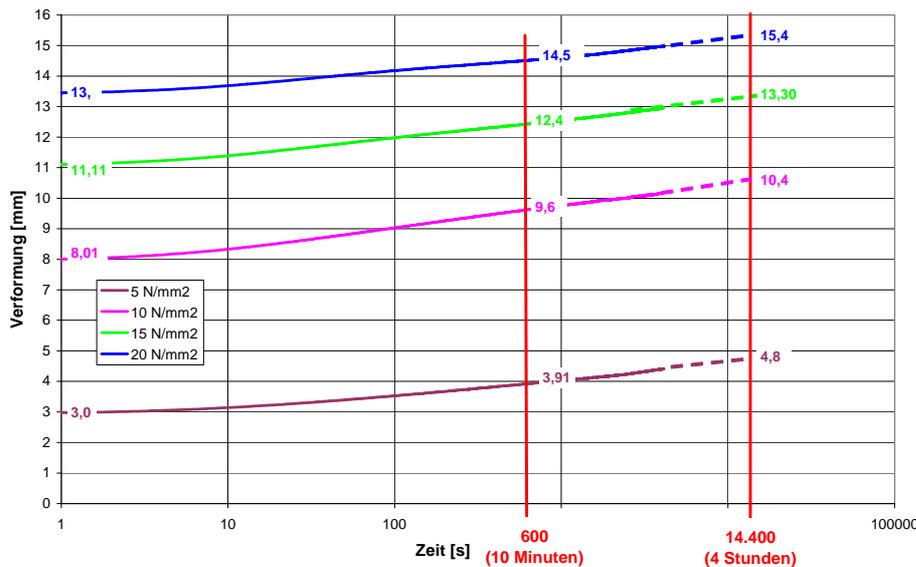


Bild 176 Kriechversuche – PU 25 mm

Für eine Belastungsdauer  $t = 10$  Minuten ergeben sich die in Tabelle 26 dargestellten Verhältniswerte.

Tabelle 26 Verformungsverhältnisse – PU 25 mm

Werte in [mm]		$V_0$	$V_{600}$	$V_{14400}$	$V_0 / V_{14400}$	$V_{600} / V_{14400}$
-----	20 N/mm <sup>2</sup>	13,5	14,5	15,4	87,7%	94,16%
-----	15 N/mm <sup>2</sup>	11,1	12,4	13,3	83,5%	93,23%
-----	10 N/mm <sup>2</sup>	8,0	9,6	10,5	76,7%	91,87%
-----	5 N/mm <sup>2</sup>	3,0	3,9	4,8	62,7%	81,46%

Für den Werkstoff PU wurde danach eine Belastungszeit pro Zyklus von 10 Minuten gewählt.

## 8.2 Untersuchte Anwendungsfälle

Zur vergleichenden Untersuchung unterschiedlicher Druckübertragungsmittel im Großversuch wird der Vortrieb entlang der in Abschnitt 6 dargestellten Beispieltrasse simuliert. Die Versuche werden mit einer maximalen Vorpresskraft von 6 MN gefahren. Die Anzahl der Lastspiele entspricht der simulierten Vortriebslänge. Im einzelnen werden folgende Trassenelemente simuliert:

- Gerade 1
- Abweichung Solltrasse
- Gegensteuerung
- Rückführung Solltrasse
- Gerade 2
- Kurve
- Gerade 3

## 8.3 Versuchsergebnisse

### 8.3.1 Bettungsreaktionen und Beanspruchungen des Rohrwerkstoffes

Nachfolgend wird exemplarisch die Auswertung einzelner Messwerte für unterschiedliche Vortriebszustände dargestellt. Bild 178 bis Bild 181 zeigt die jeweils bei einer Vorpresskraft von 6 MN gemessenen Kräfte in den horizontalen Hydraulikzylindern (vgl. Bild 177). Da die gemessenen Zylinderkräfte und die Drücke in den Hydraulikkissen korrelieren, werden an dieser Stelle lediglich die Zylinderkräfte graphisch dargestellt.

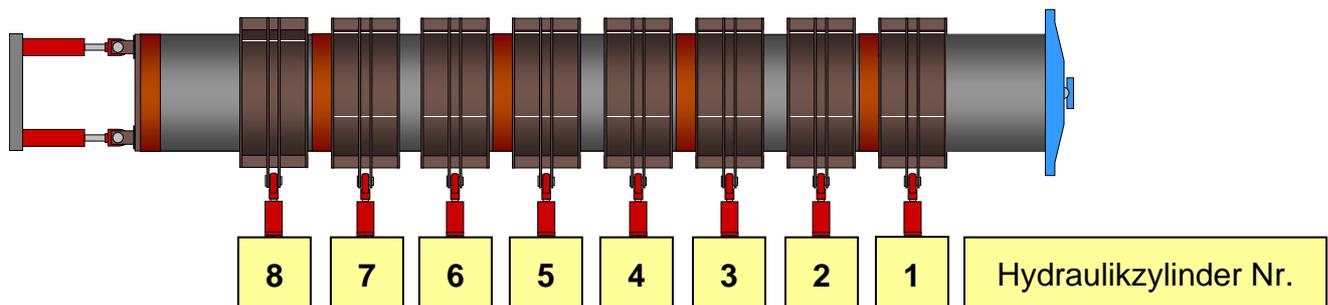


Bild 177 Vortriebssimulator

Für die vier getesteten Druckübertragungsmittel OSB, Spanplatte, Holz und PU sind zuerst jeweils die Werte für die drei Geraden der Beispieltrasse aufgeführt.

Das Bild 178 zeigt die Messwerte für das Druckübertragungsmittel OSB. Bei der ersten Geraden (Bild 178a) wurden Zylinderkräfte zwischen  $-48,90$  und  $59,80$  kN gemessen. Ursache für die Ungleichmäßigkeit können Unebenheiten in den Rohrverbindungen sein. Insgesamt liegen die Werte auf einem sehr geringen Kraftniveau. Die Messwerte der zweiten Geraden (Bild 178b) ändern sich aufgrund der Beanspruchung des Druckübertragungsmittels bei der Steuerbewegung. Lediglich der Zylinder Nr. 4 zeigt eine geringere Kraft. Bei allen anderen Zylindern hat sich die Kraft erhöht. Das Kraftniveau der jeweils äußeren Zylinder ist sehr gering. Zur Mitte des Rohrstrangs erhöht sich das Kraftniveau. Durch die Einstellung der Vortriebszustände Abweichung von der Solltrasse, Gegensteuerung und der Rückführung auf die Solltrasse scheint das Druckübertragungsmittel im mittleren Bereich des Rohrstrangs die größte Beanspruchung erfahren zu haben. Das Bild 178c zeigt die Messwerte der dritten Gerade. Die aufgetretenen Änderungen der Werte ergeben sich aus dem Durchfahren des Vortriebszustandes Kurve. Insgesamt zeigt sich hier ein geringeres Kraftniveau als bei der zweiten Geraden. Die erhöhten Werte im mittleren Rohrstrangbereich haben sich verringert und im Bereich der Vorpressstation kommt es zur deutlichsten Änderung der Zylinderkräfte. Die Verteilung von Zug- und Druckkräften variiert zwischen den einzelnen ausgewerteten Vortriebszuständen.

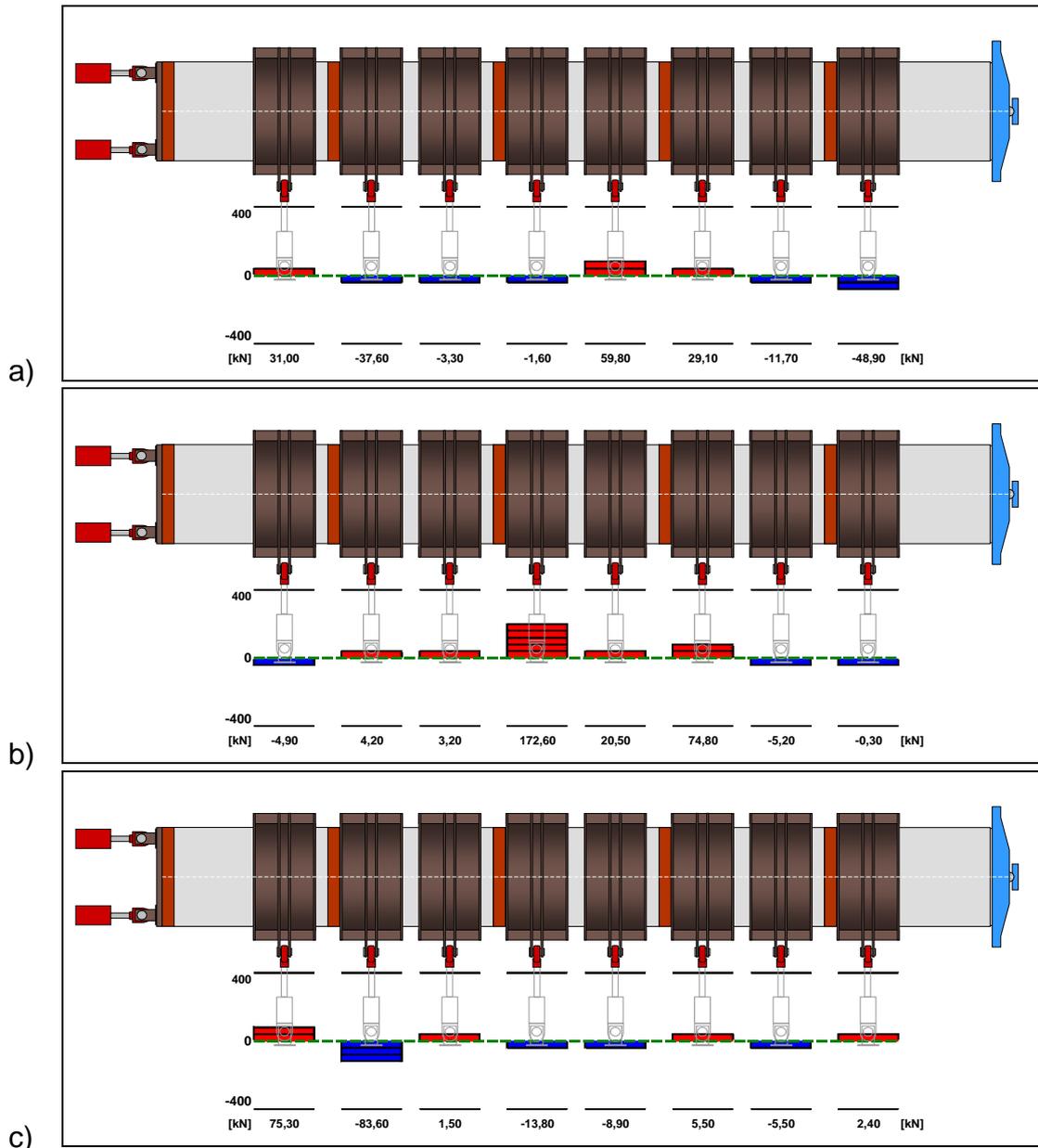


Bild 178 Zylinderkräfte, Druckübertragungsmittel OSB  
 a) „Gerade 1“ b) „Gerade 2“ c) „Gerade 3“

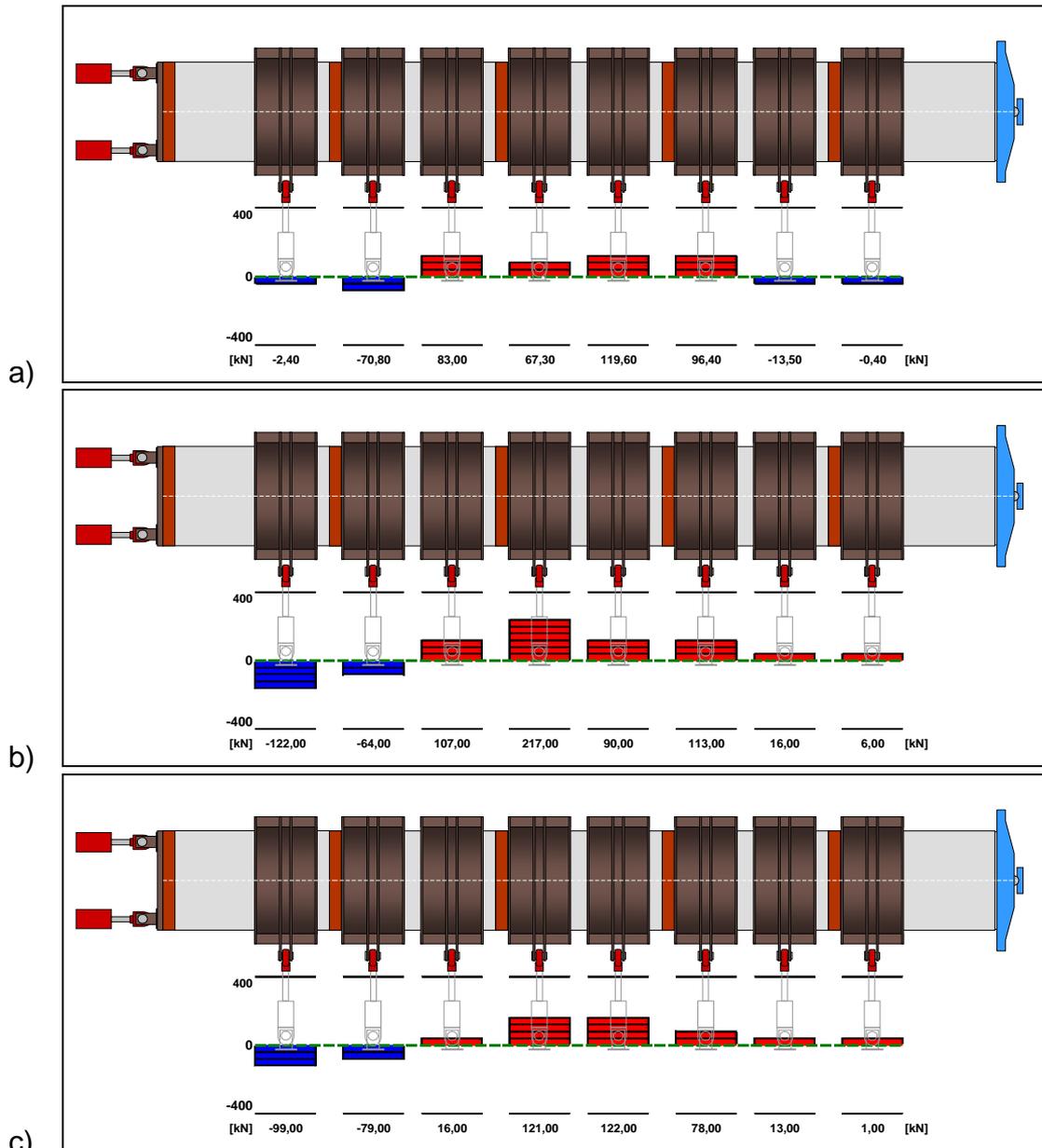


Bild 179 Zylinderkräfte, Druckübertragungsmittel Spanplatte  
 a) „Gerade 1“ b) „Gerade 2“ c) „Gerade 3“

Das Bild 179 zeigt die Messwerte für das Druckübertragungsmittel Spanplatte. Bereits bei der ersten Gerade (Bild 179a) zeigt sich im Vergleich zum Holz ein höheres Kraftniveau. Die Werte liegen hier zwischen  $-70,80$  und  $119,60$  kN. Die Gerade 2 (Bild 179b) zeigt eine weitgehende Erhöhung des Kraftniveaus. Lediglich die Zylinder Nr. 1 und Nr. 2 wechseln vom Zug- in den Druckbereich. Die dritte Gerade (Bild 179c) zeigt eine weitere Verringerung des Kraftniveaus. Die Verteilung von Zug- und Druckkräften bleibt erhalten. Mit Werten zwischen  $-99,00$  und  $122,00$  kN liegen das Kraftniveau über dem der ersten Geraden.

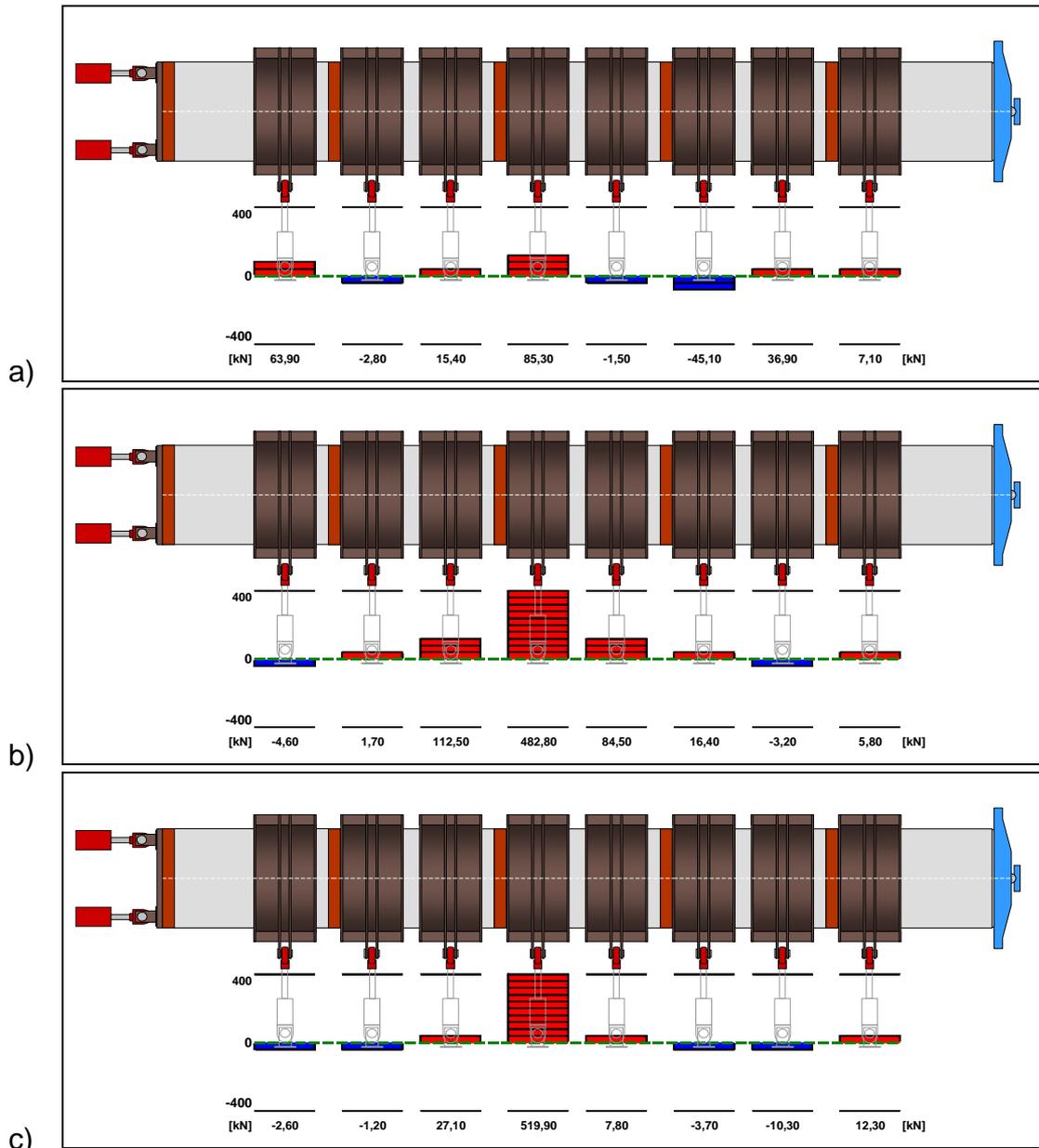


Bild 180 Zylinderkräfte, Druckübertragungsmittel Holz  
 a) „Gerade 1“ b) „Gerade 2“ c) „Gerade 3“

Im Vergleich zu den Holzspanwerkstoffen zeigt das Bild 180 die Messwerte für das Druckübertragungsmittel aus Holz. Die Messwerte der ersten Geraden (Bild 180a) liegen zwischen  $-45,10$  und  $85,30$  kN und somit auf einem Niveau, vergleichbar dem OSB. Die Beanspruchung der Steuerbewegung (Bild 180b) führt zu einem Wechsel von Zug- und Druckkräften. Im mittleren Bereich des Rohrstranges treten erhöhte Druckkräfte auf. Dieser Effekt ist auch bei den Holzspanwerkstoffen zu erkennen, jedoch sind hier die Ausschläge beim Holz deutlicher. Der Einfluss der Kurve (Bild 180c) führt im Zylinder Nr. 5 zu einer weiteren Erhöhung der Druckkraft. Alle weiteren Zylinder liegen auf einem sehr geringen Kraftniveau.

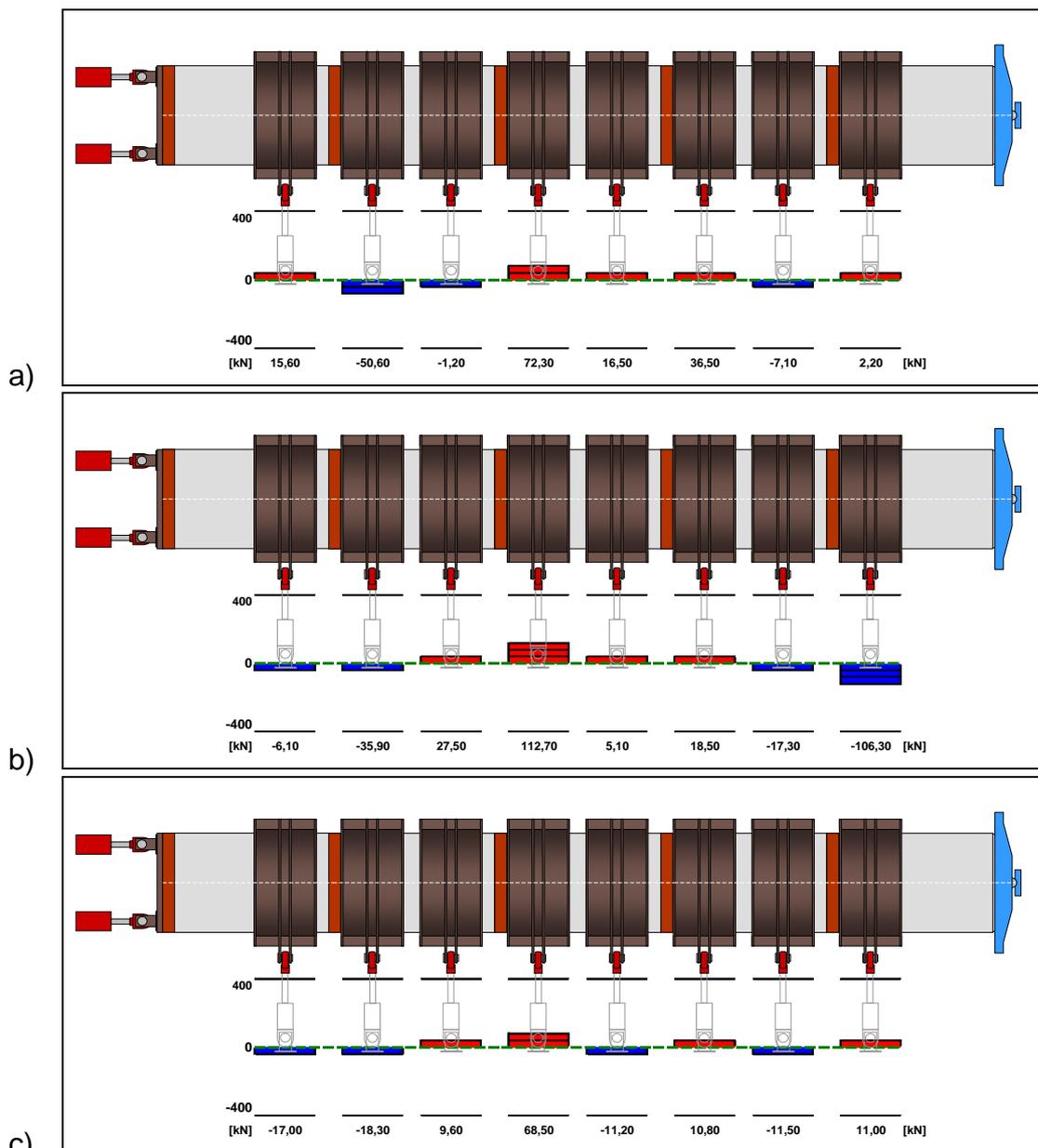


Bild 181 Zylinderkräfte, Druckübertragungsmittel PU  
 a) „Gerade 1“ b) „Gerade 2“ c) „Gerade 3“

Das Bild 181 zeigt die Messwerte für das Druckübertragungsmittel aus PU. Die Werte der ersten Geraden (Bild 181a) liegen zwischen  $-50,60$  und  $72,30$  kN. Das Kraftniveau ist vergleichbar mit dem des Holzspanwerkstoffs OSB und des Holzes. Die Beanspruchung durch die Steuerbewegung (Bild 181b) und die Kurve (Bild 181c) führen bei dem Druckübertragungsmittel aus Kunststoff lediglich zu geringen Änderungen des Kraftniveaus in den Hydraulikzylindern. Von allen getesteten Druckübertragungsmitteln zeigen sich hier die geringsten Veränderungen des Kraftniveaus.

Insgesamt zeigt sich, dass die Beanspruchungen durch Steuerbewegungen oder Kurven von den getesteten Druckübertragungsmitteln unterschiedlich aufgenommen werden. Die bei dem Holz und den Holzspanwerkstoffe gemessenen Werte lassen auf eine weitgehende Inanspruchnahme der plastischen Werkstoffeigenschaften des Druckübertragungsmittels schließen. Der Versuch mit einem Druckübertragungsmittel

aus dem Kunststoff PU zeigt, dass es erwartungsgemäß aufgrund der überwiegend elastischen Werkstoffeigenschaften im Verlaufe der Versuchszyklen zu keinen wesentlichen Änderungen der Druckübertragungseigenschaften kommt. Schädliche Einflüsse auf die Rohre sind hier auch nach Durchfahren unterschiedlicher Vortriebszustände nicht zu erwarten.

Neben den Zylinderkräften (vgl. Bild 177) ist nachfolgend in Bild 183 bis Bild 185 auch eine exemplarische Auswertung der Dehnungsmessstreifen dargestellt. Ausgewählt wurden hier die in axialer Richtung angeordneten DMS auf der Innenseite der Rohre in den Rohrkämpfern (vgl. Bild 182). Abgebildet sind die Vortriebszustände „Gegensteuerung“, „Rückführung Solltrasse“ sowie „Kurve“. Ausgewertet wurde jeweils die Situation mit einer Vorpresskraft von 6000 kN. Vergleichend sind die Werte des Holzspanwerkstoffes OSB und des Kunststoffes PU gegenübergestellt.

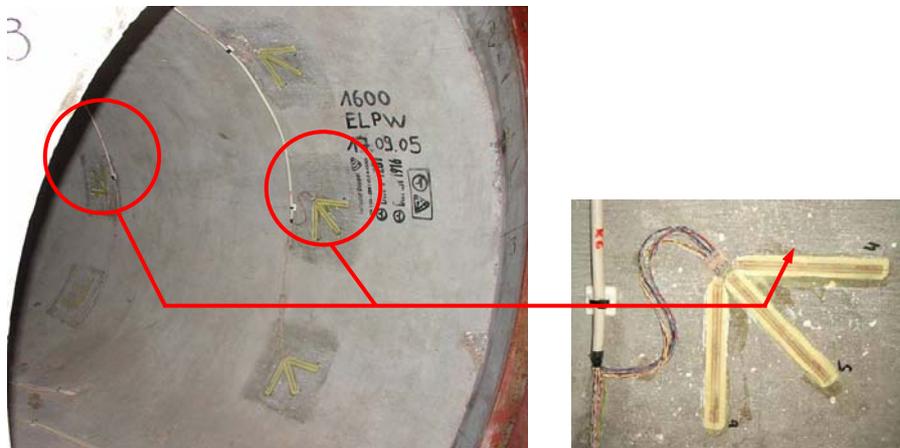


Bild 182 Ausgewertete Dehnungsmessstreifen (vgl. Bild 104)

Das Bild 183 zeigt die Messwerte für den **Vortriebszustand „Gegensteuerung“**. Bild 183a zeigt die Zylinderkräfte für das Druckübertragungsmittel OSB. Es ist zu erkennen, dass sich der Rohrstrang an den Enden abstützt und im mittleren Bereich des Rohrstrangs Zugkräfte in den Zylindern auftreten. Der Rohrstrang tendiert dazu, sich in eine gerade Position zu ziehen. Bei den in Bild 183c dargestellten Messwerten für das Druckübertragungsmittel PU tritt dieser Effekt ebenfalls auf, jedoch in einer deutlich abgeschwächten Form. Das hier auftretende Kraftniveau liegt deutlich unter dem des Holzspanwerkstoffes. Die in Bild 183b dargestellten, mittels DMS gemessenen Stauchungen, sind hier erwartungsgemäß an der Bogenaußenseite geringer als an der Bogeninnenseite. Im Maximum werden für das Druckübertragungsmittel OSB  $-220,00 \mu\text{m/m}$ , im Minimum  $-68,00 \mu\text{m/m}$  gemessen. Das Verhältnis zwischen den Werten der Bogeninnenseite und -außenseite liegt im vorliegenden Fall zwischen 1,62 und 3,39. In Bild 183c sind die DMS-Werte für das Druckübertragungsmittel PU dargestellt. Auch hier sind die gemessenen Stauchungen an der Bogenaußenseite geringer als an der Bogeninnenseite. Das Niveau liegt höher als bei dem Druckübertragungsmittel aus OSB. Im Maximum werden hier  $-246,00 \mu\text{m/m}$ , im Minimum  $-118,10 \mu\text{m/m}$  gemessen. Das Verhältnis zwischen den Werten der Bogeninnenseite und -außenseite liegt im vorliegenden Fall zwischen 0,92 und 2,03.

Insgesamt treten hier beim PU im Vergleich zum OSB geringere Bettungsreaktionen in Querrichtung und höhere axiale Betonbeanspruchungen auf.

Das Bild 184 stellt die Messwerte für den **Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“** dar. Für die Druckübertragungsmittel Holzspanwerkstoff OSB und Kunststoff PU werden die Situationen unter einer Vorpresskraft von 6000 kN verglichen. Abgebildet sind auch hier die Zylinderkräfte und die Dehnungsmesswerte in axialer Richtung an der Rohrinneinnenseite im Kämpfer. Der Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“ ist durch den Wendepunkt zweier gegenläufiger Bögen gekennzeichnet. Das Bild 184a zeigt die Zylinderkräfte für das Druckübertragungsmittel OSB. Es ist zu erkennen, dass der Rohrstrang jeweils in Richtung der Bogeninnenseite drückt und sich an den Enden der Bögen abstützt. Dieser Effekt ist auch bei den Messwerten in Bild 184c für das Druckübertragungsmittel PU zu erkennen. Das gemessene Kraftniveau ist hier dabei jedoch deutlich geringer. Die in Bild 184b abgebildeten Messwerte der Dehnungsmessstreifen zeigen, dass die maximalen axialen Betonbeanspruchungen gegenüber dem Vortriebszustand „Gegensteuerung“ nun in einem anderen Querschnittsbereich liegen. Die jeweils größeren Stauchungen treten in dem in Vortriebsrichtung rechten Kämpfer des Rohrstranges auf. Im Maximum werden für das Druckübertragungsmittel OSB  $-184,00 \mu\text{m/m}$ , im Minimum  $-35,00 \mu\text{m/m}$  gemessen. Das Verhältnis zwischen den Werten der Bogeninnenseite und -außenseite liegt im vorliegenden Fall zwischen 1,15 und 5,26. In Bild 184d sind die Messwerte der DMS für das Druckübertragungsmittel PU dargestellt. An der Verteilung der Messwerte ist zu erkennen, dass die Lage der jeweils größeren Stauchung zwischen dem linken und dem rechten Kämpfer wechselt. Die Absolutwerte der gemessenen Stauchungen sind bei dem Druckübertragungsmittel aus PU deutlich höher als beim OSB. Im Maximum werden für das Druckübertragungsmittel PU  $-206,40 \mu\text{m/m}$ , im Minimum  $-103,30 \mu\text{m/m}$  gemessen. Das Verhältnis zwischen den Werten der Bogeninnenseite und -außenseite liegt im vorliegenden Fall zwischen 0,82 und 1,97. Wiederum treten insgesamt beim PU im Vergleich zum OSB geringere Bettungsreaktionen in Querrichtung und höhere axiale Betonbeanspruchungen auf.

Das Bild 185 zeigt die Messwerte der Hydraulikzylinder und der Dehnungsmessstreifen für den **Vortriebszustand „Kurve“**. In Bild 185a sind die Zylinderkräfte für das Druckübertragungsmittel OSB abgebildet. Die Messwerte zeigen, dass sich der Rohrstrang bei diesem Vortriebszustand an den Enden abstützt und in der Mitte der Strangs in Richtung der Kurveninnenseite drückt. Die Messwerte verdeutlichen, dass der Rohrstrang dazu tendiert, sich bereichsweise in eine gerade Position zu ziehen. Das Bild 185c stellt die Zylinderkräfte für das Druckübertragungsmittel PU dar. Die Tendenz der Werteverteilung ist ähnlich der beim Druckübertragungsmittel OSB, die Absolutwerte sind jedoch deutlich geringer. Die in Bild 185b dargestellten Messwerte der Dehnungsmessstreifen für das Druckübertragungsmittel OSB lassen erkennen, dass auf der Kurvenaußenseite erwartungsgemäß die geringeren Stauchungen auftreten. Im Maximum werden für das Druckübertragungsmittel OSB  $-264,00 \mu\text{m/m}$ , im Minimum  $-26,00 \mu\text{m/m}$  gemessen. Das Verhältnis zwischen den Werten der Bogeninnenseite und -außenseite liegt im vorliegenden Fall zwischen 3,46 und 10,15. Das Bild 185d zeigt die Messwerte der DMS für das Druckübertragungsmittel PU. Auch

hier treten an der Kurveninnenseite größere Stauchungen auf als an der Kurvenaußenseite. Der Vergleich mit dem Druckübertragungsmittel OSB zeigt, dass an der Kurveninnenseite, dem Bereich der größeren Stauchungen, Werte auf einem ähnlichen Niveau gemessen werden. An der Kurvenaußenseite liegen die Messwerte für den Kunststoff auf einem höheren Niveau als für den Holzspanwerkstoff. Für das Druckübertragungsmittel PU werden im Maximum  $-266,30 \mu\text{m/m}$ , im Minimum  $-92,40 \mu\text{m/m}$  gemessen. Das Verhältnis zwischen den Werten der Bogeninnenseite und -außenseite liegt im vorliegenden Fall zwischen 1,35 und 2,69. Auch im Vortriebszustand „Kurve“ treten insgesamt beim PU im Vergleich zum OSB geringere Bettungsreaktionen in Querrichtung und geringfügig höhere axiale Betonbeanspruchungen auf.

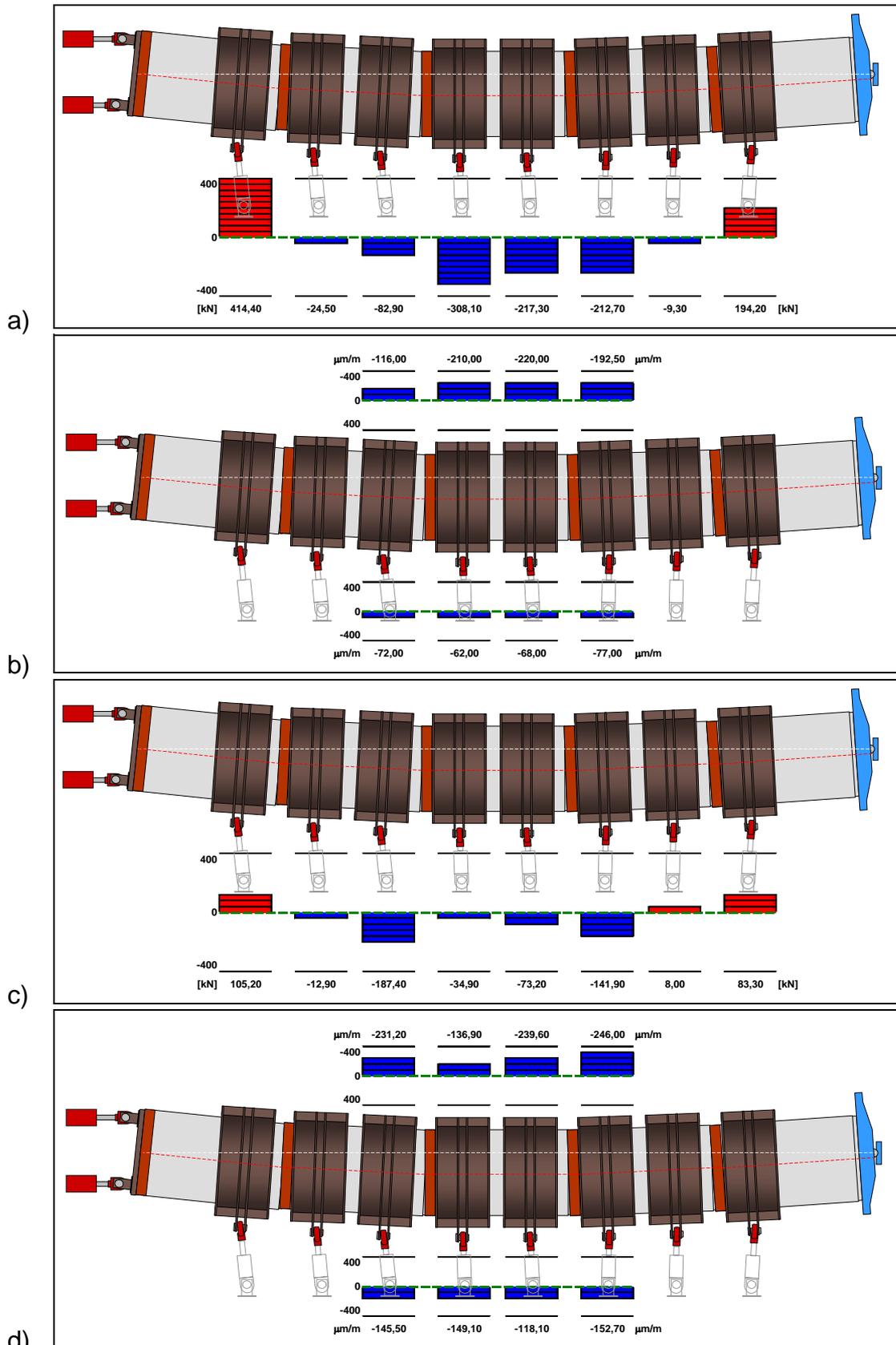


Bild 183 Vortriebszustand „Gegensteuerung“, (überhöhte Darstellung)  
 a) Zylinderkraft, OSB    b) Dehnungsmessstreifen, OSB  
 c) Zylinderkraft, PU    d) Dehnungsmessstreifen, PU

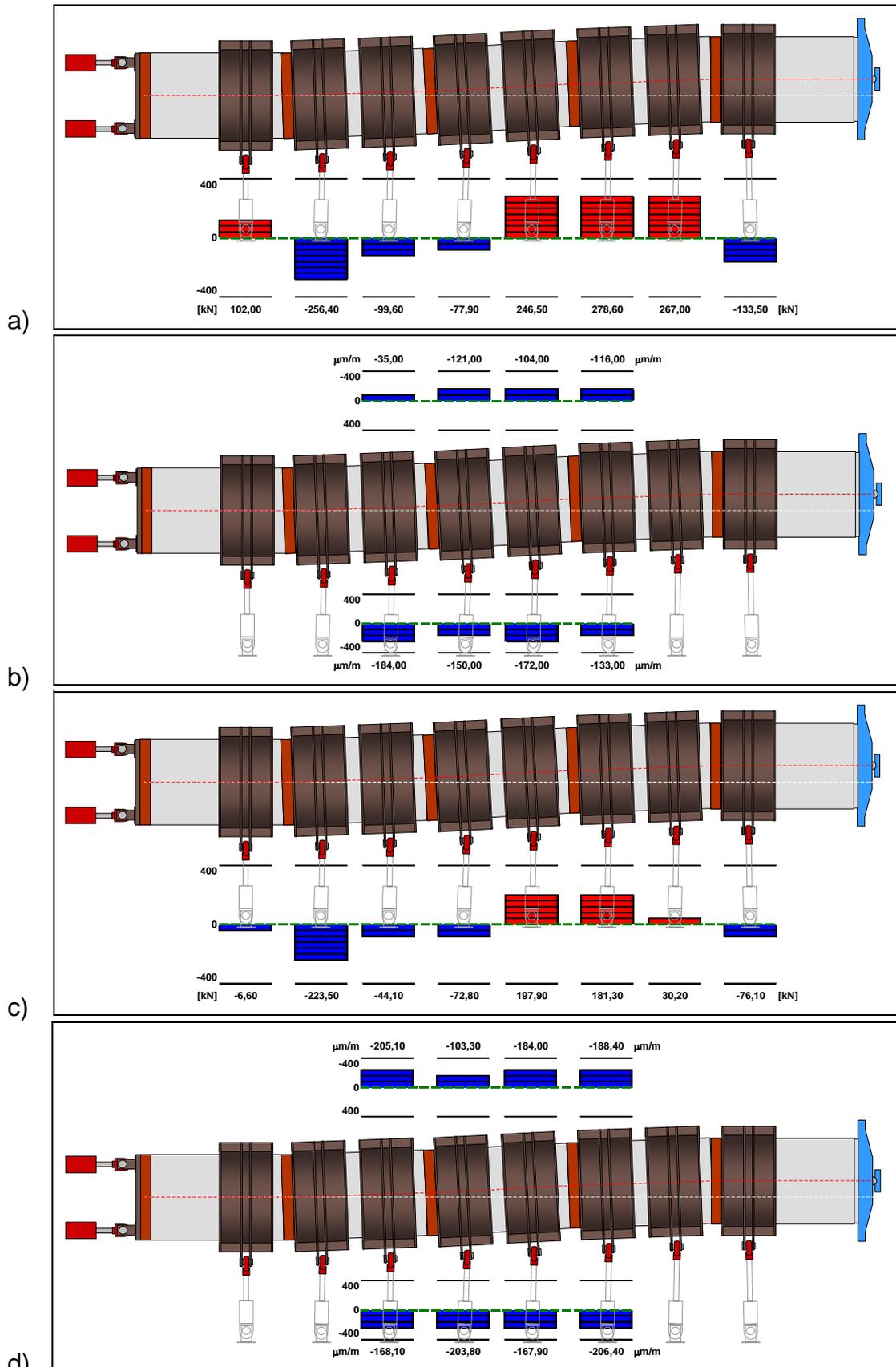


Bild 184 Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“, (überhöhte Darstellung)  
 a) Zylinderkraft, OSB    b) Dehnungsmessstreifen, OSB  
 c) Zylinderkraft, PU    d) Dehnungsmessstreifen, PU

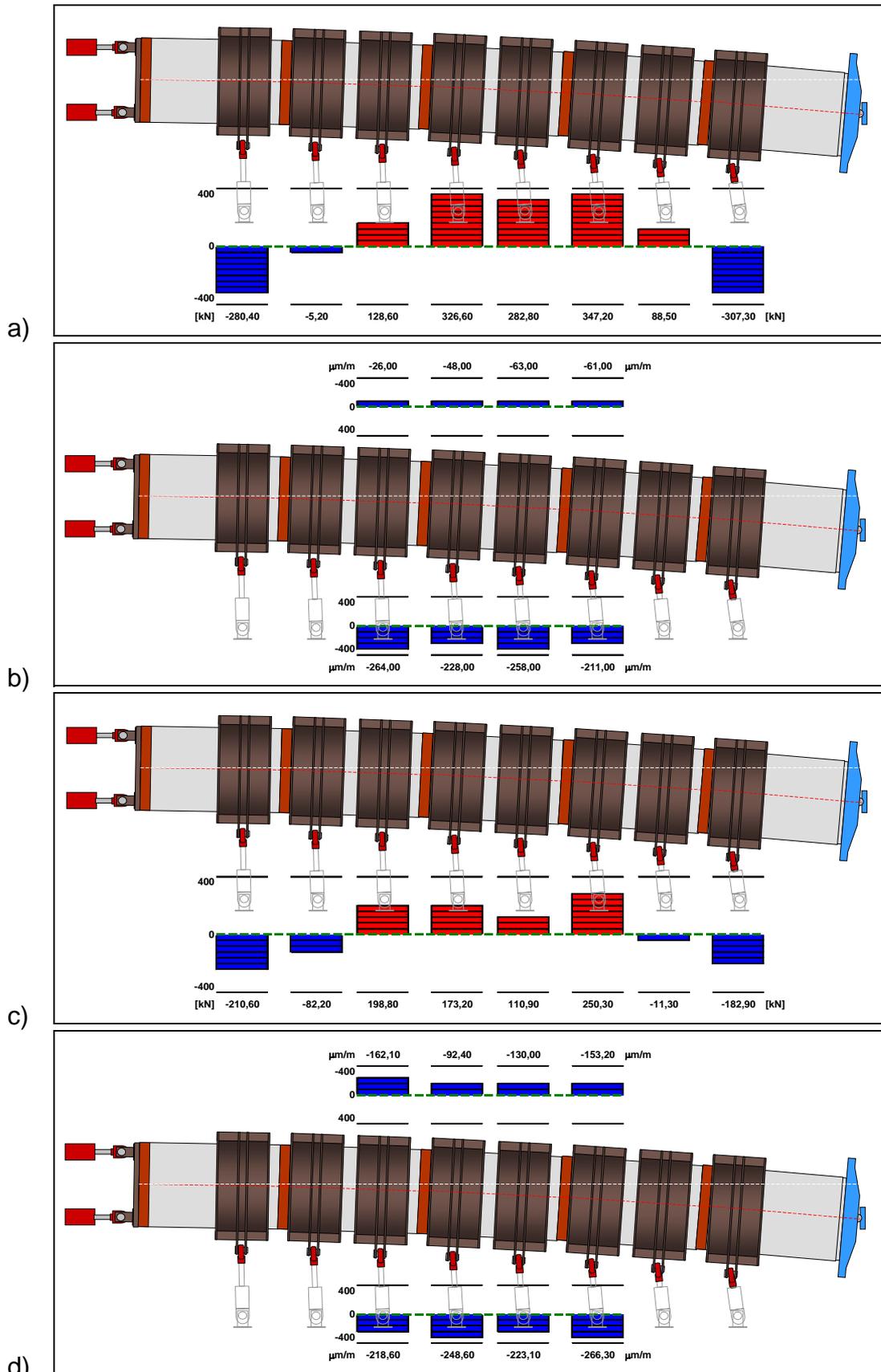


Bild 185 Vortriebszustand „Kurve“, (überhöhte Darstellung)  
 a) Zylinderkraft, OSB    b) Dehnungsmessstreifen, OSB  
 c) Zylinderkraft, PU    d) Dehnungsmessstreifen, PU

### 8.3.2 Spannungsverteilung in der Rohrfuge

Zur Darstellung der Spannungsverteilung in der Rohrfuge wurde in zwei Messfugen (vgl. Bild 187) ein Tekscan-Foliensensor-Messsystem verwendet. Die Foliensensoren (vgl. Bild 186) bestehen aus zwei flexiblen Polyesterfolien auf deren, mit einer halb-leitenden Tinte benetzten Innenseite Leiterbahnen aufgedruckt sind. Auf einer der beiden Innenseiten des Sensors sind „Spalten“, auf der anderen Seite „Reihen“ gedruckt. Durch Aufeinanderlegen der Folien entsteht eine Matrix. Jeder Kreuzungspunkt der Matrix besitzt einen variablen Widerstand. Im unbelasteten Zustand ist der Widerstand am höchsten. Mit zunehmender Kraft wird der Widerstand geringer. Die Widerstandsänderung wird gemessen und auf einen Mess-PC übertragen.

Im vorliegenden Fall wurden Foliensensoren mit einer Messfläche von 307 x 86 mm eingesetzt.

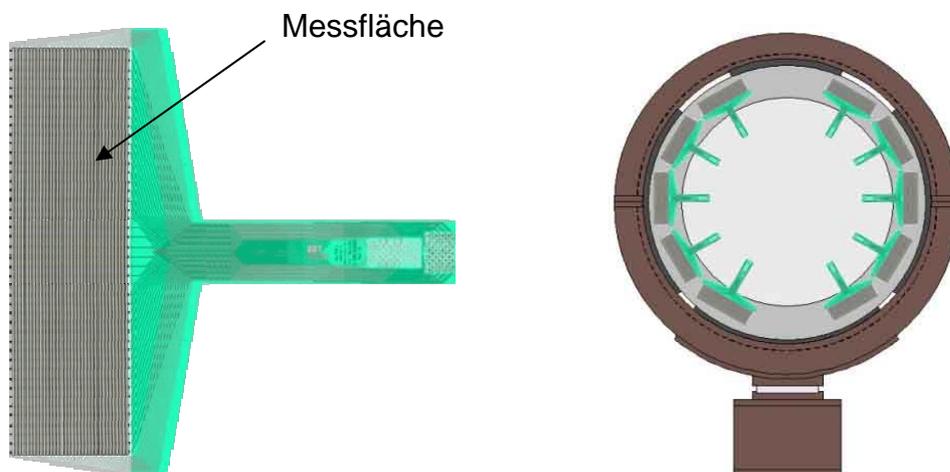


Bild 186 Foliensensoren, Anordnung der Sensoren im Rohrquerschnitt

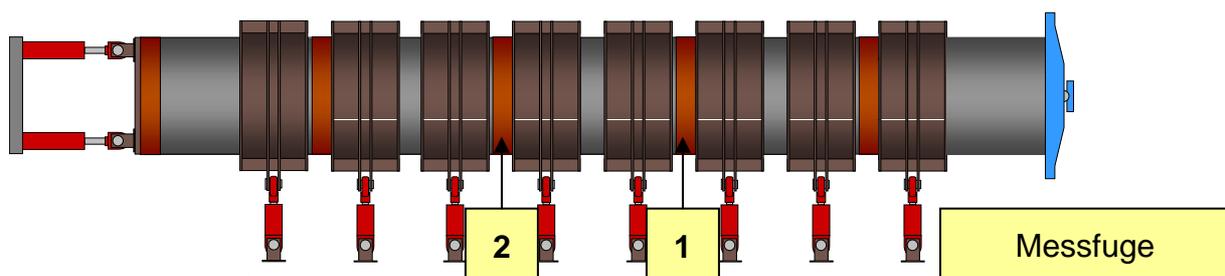


Bild 187 Messfugen

Das Bild 188 zeigt beispielhaft die Messwerte der zwei im Rohrkämpfer angeordneten Foliensensoren. Dargestellt ist die Spannungsverteilung in der Messfuge 2 (vgl. Bild 187) zum Ende des jeweils letzten Lastzyklusses der Vortriebszustände Gerade Nr. 1, Nr. 2 und Nr. 3 der Beispieltrasse. Es wirkt jeweils eine Vorpresskraft von 6 MN. Bei dem Druckübertragungsmittel handelt es sich um Holz. Es ist zu erkennen, dass das Spannungsniveau im linken und rechten Kämpfer bereits nach dem letzten Lastzyklus der ersten Geraden unterschiedlich ist. Auf der rechten Seite wird ein um etwa 30 % höherer Wert gemessen. Nach Durchlaufen einer Steuerbewegung und einer weiteren Geraden mit zusammen 14 Lastzyklen steigt das Spannungsniveau im rechten Kämpfer leicht an. Im linken Kämpfer nimmt das Spannungsniveau ab. Die im

Trassenverlauf folgende planmäßige Kurve und eine weitere Gerade haben zur Folge, dass das Spannungsniveau auf der rechten Seite, der Kurveninnenseite deutlich abnimmt. Der gemessene Wert hat sich etwa halbiert. Im linken Kämpfer, der Kurvenaußenseite, ist lediglich ein geringer Anstieg des Spannungsniveaus zu erkennen.

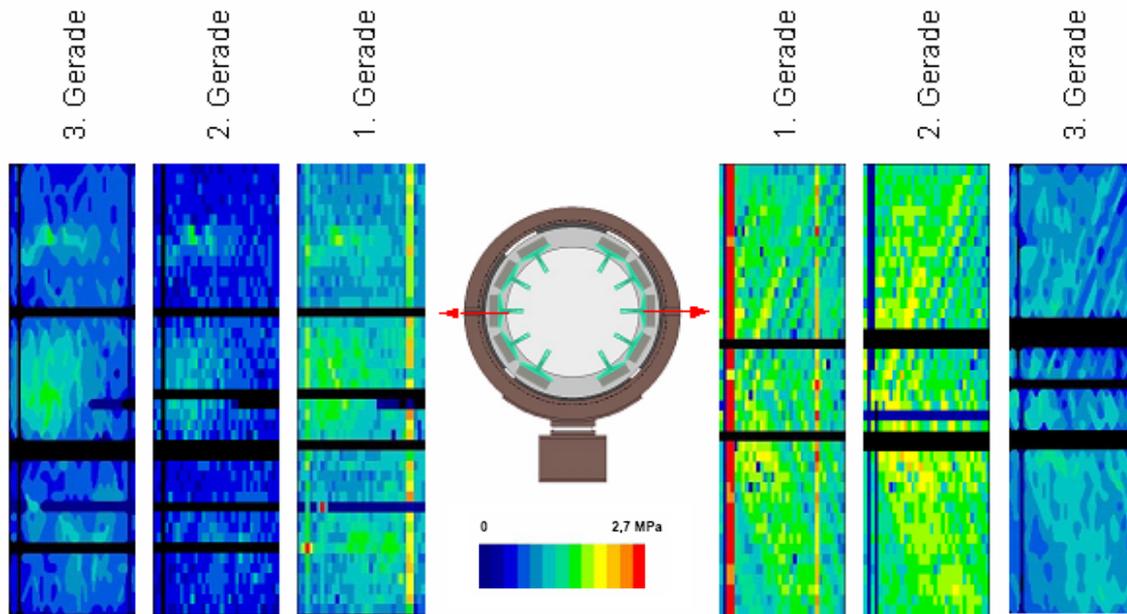


Bild 188 Auswertung der Foliensensoren unmittelbar in den Rohrkämpfern, Holz, Messfuge 2

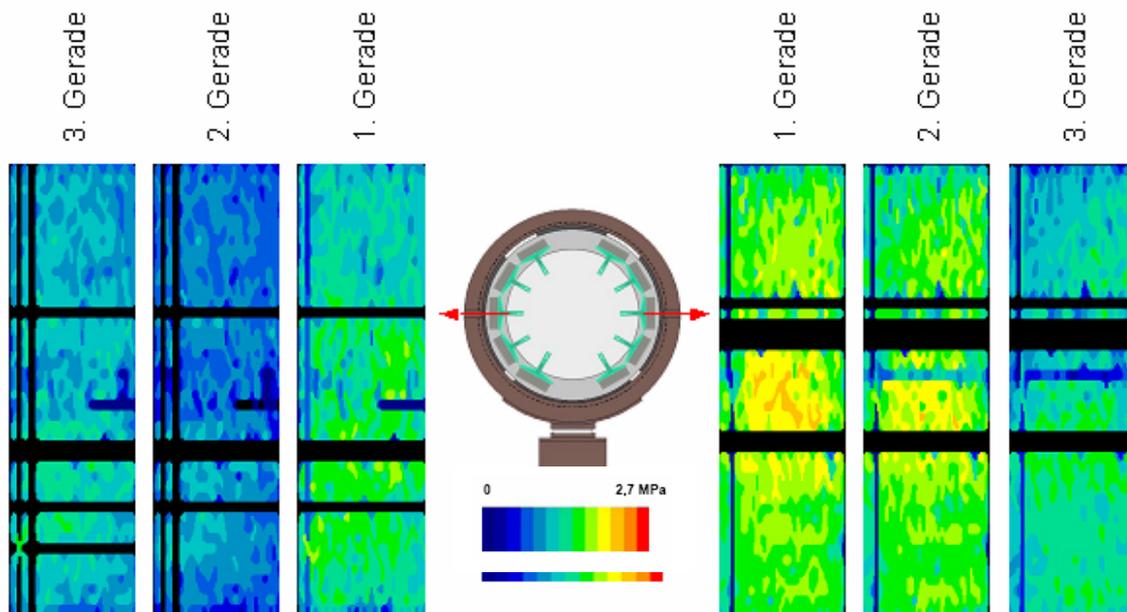
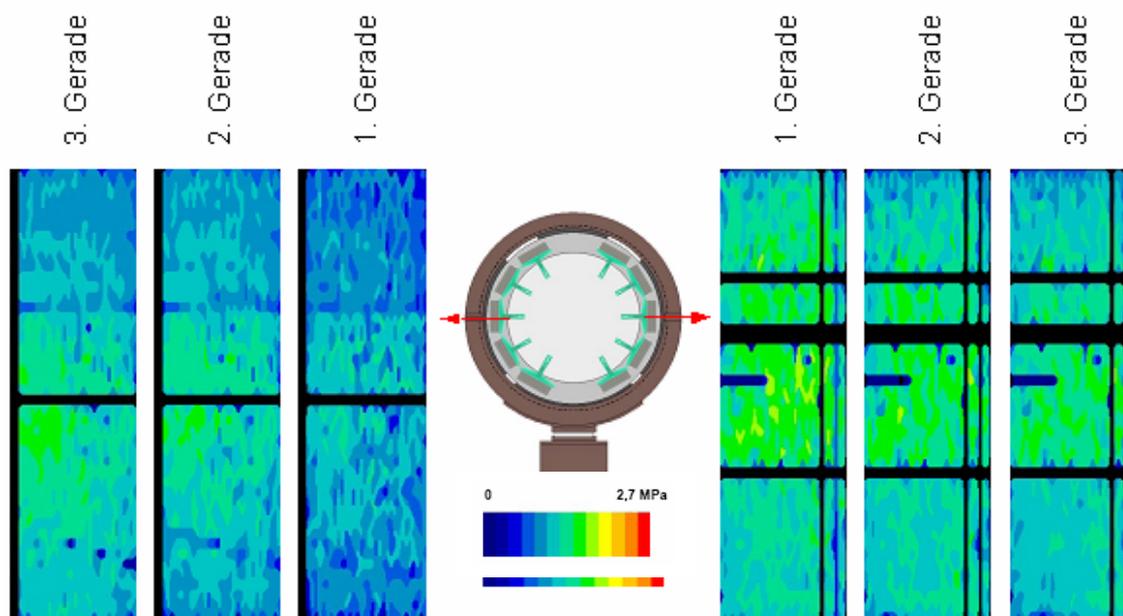


Bild 189 Auswertung der Foliensensoren unmittelbar in den Rohrkämpfern, Spanplatte, Messfuge 2

Im Vergleich zu Bild 188 zeigt das Bild 189 die Messwerte für das Druckübertragungsmittel Spanplatte. Das Holz und der Holzspanwerkstoff zeigen eine ähnliche Verteilung der Spannungsniveaus.

Das Bild 190 zeigt für das Druckübertragungsmittel PU die Messwerte der zwei im Rohrkämpfer angeordneten Foliensensoren. Dargestellt ist wiederum die Spannungsverteilung zum Ende des jeweils letzten Lastzyklusses der Trassenelemente Gerade Nr. 1, Nr. 2 und Nr. 3 der Beispieltrasse. Es wirkt jeweils eine Vorpressekraft von 6 MN. Die nach Durchfahren des Trassenelementes Gerade Nr. 1 gemessenen maximalen Werte liegen etwa 20 % unterhalb der entsprechenden Werte des Holzes bzw. des Holzspanwerkstoffes. Die weiteren Spannungsverteilungen lassen kaum Änderungen des Spannungsniveaus bei Durchfahren der Beispieltrasse erkennen. Das Material verhält sich offensichtlich in hohem Maße elastisch.



*Bild 190 Auswertung der Foliensensoren unmittelbar in den Rohrkämpfern, PU, Messfuge 2*

Das Bild 191 zeigt die mit den Foliensensoren oberhalb und unterhalb der Kämpfer gemessenen Spannungen in der Messfuge 1 (vgl. Bild 187). Ausgewertet ist hier beispielhaft die **Steuerbewegung** bestehend aus den Trassenelementen Abweichung von der Solltrasse, Gegensteuerung und Rückführung auf die Solltrasse sowie die anschließende Gerade für das Druckübertragungsmittel OSB. Bei der Abweichung von der Solltrasse zeigt die Kurveninnenseite (rechte Rohrhälfte) erwartungsgemäß die größere Spannung. Bei der anschließenden Gegensteuerung ändert sich die Trassengeometrie. Die Innenseite der Kurve liegt nun an der linken Rohrhälfte. Hier zeigt sich eine deutliche Spannungserhöhung. Auf der Kurvenaußenseite (hier rechte Rohrhälfte) öffnet sich die Fuge und die Foliensensoren zeigen eine deutliche Entlastung in diesem Bereich der Rohrfuge. Anschließend wurde das Trassenelement Rückführung auf die Solltrasse eingestellt. Dadurch wechselt wiederum die Krümmung des Rohrstranges. Die rechte Rohrhälfte stellt nun wieder die Kurveninnenseite dar. Hier schließt sich die Fuge und die Foliensensoren zeigen eine deutliche

Spannungserhöhung. In der linken Rohrhälfte öffnet sich die Fuge und die Foliensensoren zeigen eine Spannungsabnahme. Die Spannungen liegen nun auf einem Niveau, das dem Zustand während der Abweichung von der Solltrasse entspricht. Im Verlauf der Beispieltrasse wird nun eine Gerade durchfahren. Obwohl die Fugenspalte in beiden Rohrhälften hier gleich sind, zeigen die Foliensensoren kaum Änderungen zum ausgelenkten Zustand. Die unterschiedlichen Spannungsniveaus lassen sich durch eine bleibende Verformung des Druckübertragungsmittels erklären.

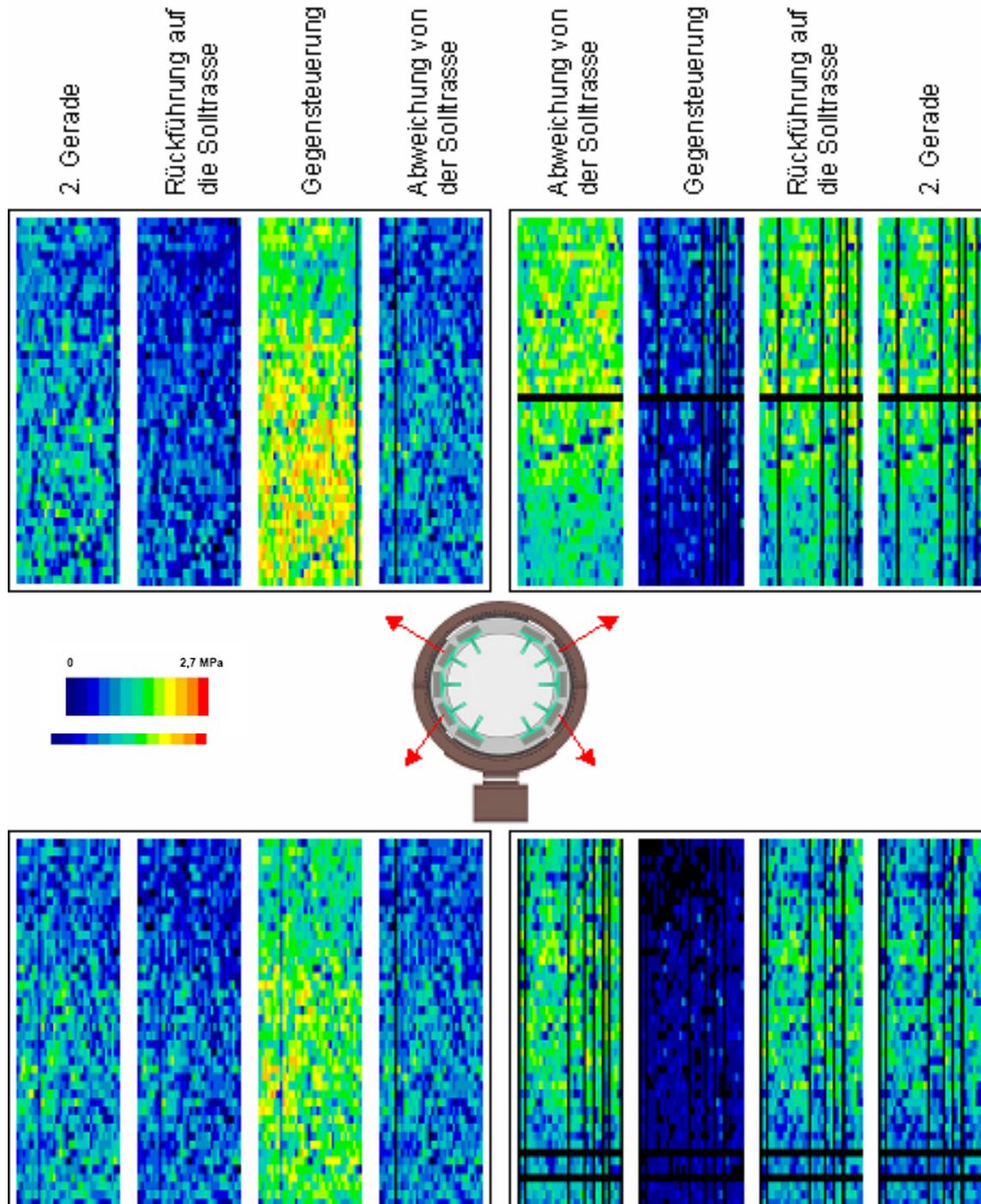


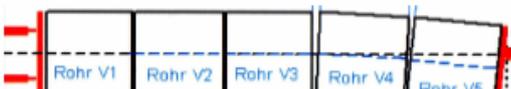
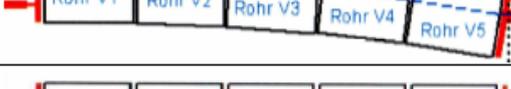
Bild 191 Auswertung der Foliensensoren oberhalb und unterhalb der Rohrkämpfer, OSB, Messfuge 1

## 8.4 FEM-Berechnung

### 8.4.1 Zielstellung

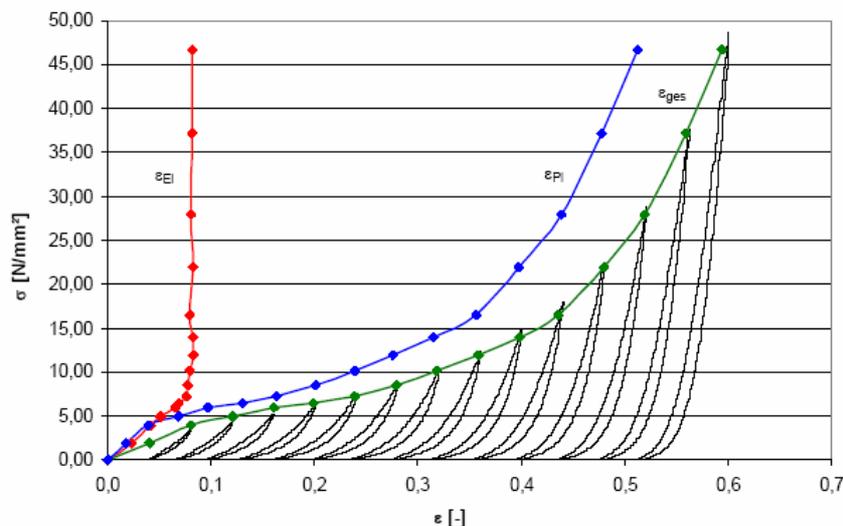
Um die Belastungsgeschichte der Druckübertragungsringe im 1:1-Versuch auch mit dem FEM-Modell nach Abschnitt 6.3 zu verfolgen, werden die sieben Vortriebszustände in einem einzigen Rechenlauf nachgerechnet. Dabei werden die plastischen Verformungen der Druckübertragungsringe im jeweils nächsten Schritt mit berücksichtigt. Innerhalb des Rechenlaufs ergeben sich damit zur Berücksichtigung der Zyklen „Verschiebung, Belastung und Entlastung“ insgesamt 20 Schritte, vgl. Tabelle 27. Die am IKT-Vortriebssimulator durchgeführten bis zu 13 Zyklen je Vortriebszustand werden in der Berechnung zu jeweils einem Zyklus zusammengefasst. Die nachfolgenden Darstellungen fassen das Vorgehen und die Ergebnisse entsprechend [64] zusammen.

Tabelle 27 Zusammenstellung der Berechnungsschritte, FEM-Simulation, (überhöhte Darstellung)

Vortriebszustand	Step	Verlauf	Laststufen	
1. Gerade (1)	1	Belastung	0 – 6 MN	
	2	Entlastung	6 – 0,4 MN	
Abweichung Solltrasse (2)	3	Verschiebung	0,4 MN	
	4	Belastung	0,4 – 6 MN	
	5	Entlastung	6 – 0,4 MN	
Gegensteuern (3)	6	Verschiebung	0,4 MN	
	7	Belastung	0,4 – 6 MN	
	8	Entlastung	6 – 0,4 MN	
Rückführung Solltrasse (4)	9	Verschiebung	0,4 MN	
	10	Belastung	0,4 – 6 MN	
	11	Entlastung	6 – 0,4 MN	
2. Gerade (5)	12	Verschiebung	0,4 MN	
	13	Belastung	0,4 – 6 MN	
	14	Entlastung	6 – 0,4 MN	
Kurve (6)	15	Verschiebung	0,4 MN	
	16	Belastung	0,4 – 6 MN	
	17	Entlastung	6 – 0,4 MN	
3. Gerade (7)	18	Verschiebung	0,4 MN	
	19	Belastung	0,4 – 6 MN	
	20	Entlastung	6 – 0,4 MN	

### 8.4.2 Materialverhalten

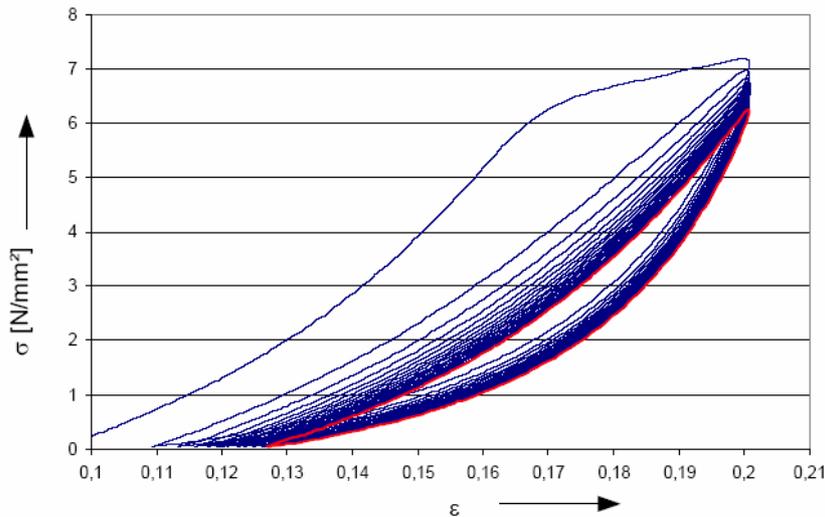
Zur Ermittlung der Materialkennwerte wurden vom IKT weggesteuerte Druckversuche an vier verschiedenen Materialproben der untersuchten Druckübertragungsmittel durchgeführt. Die Materialproben ( $a \times b = 50 \times 50 \text{ mm}$ ,  $t_D = 25 \text{ mm}$ ) werden weggesteuert mit 20 Zyklen verformt und die Verformung schrittweise erhöht. Zur Definition eines nichtlinear-elastisch-plastischen Materialgesetzes für das FE-Programm ABAQUS wird der jeweils letzte minimale und maximale Wert aus jeder Verformungsstufe herangezogen. Somit wird die Verformungszunahme durch die zyklische Belastung berücksichtigt, vgl. Bild 192.



*Bild 192 Idealisiertes Spannungs-/Stauchungsdiagramme für Druckübertragungsringe aus OSB mit elastisch-plastischem Materialverhalten*

Um die Auswirkungen der plastischen Verformungen zu berücksichtigen, wird die in den Versuchen gemessene Gesamtdehnung  $\varepsilon_{\text{ges}}$  in elastische Dehnungen  $\varepsilon_{\text{EI}}$  und plastische Dehnungen  $\varepsilon_{\text{PI}}$  aufgeteilt.

Der Anteil der plastischen Dehnungen wird durch die bleibende Stauchung aus der zyklischen Verformung ermittelt.

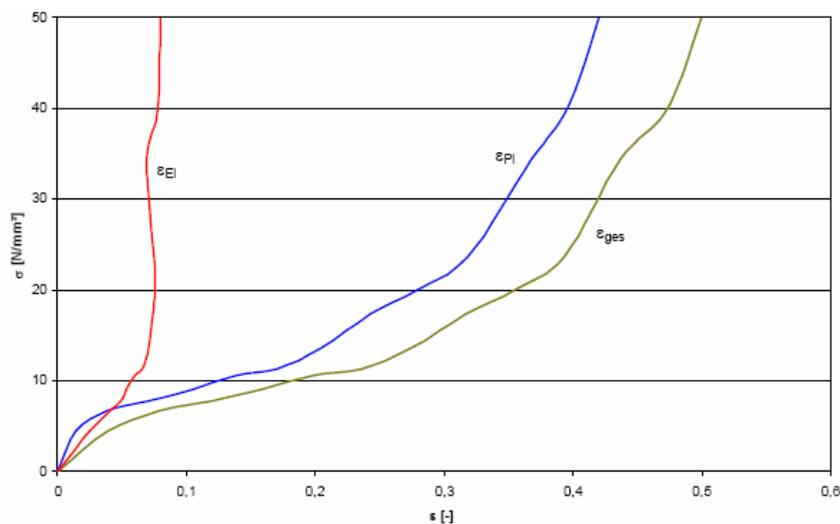


**Bild 193** Exemplarische Darstellung der zyklischen Belastung der OSB-Probestücke. Verformungsstufe  $\epsilon = 0,2$  (rote Linie = letzter Belastungszyklus)

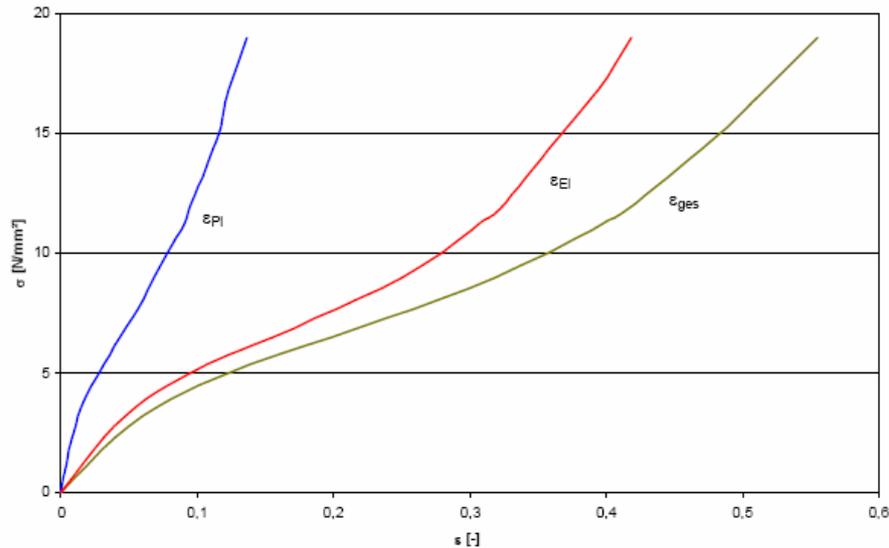
Die elastischen Dehnungen werden als eine Reihe von spannungsabhängigen E-Moduln definiert.

$$E_{f(\sigma)} = \sigma / \epsilon_{EL} \tag{58}$$

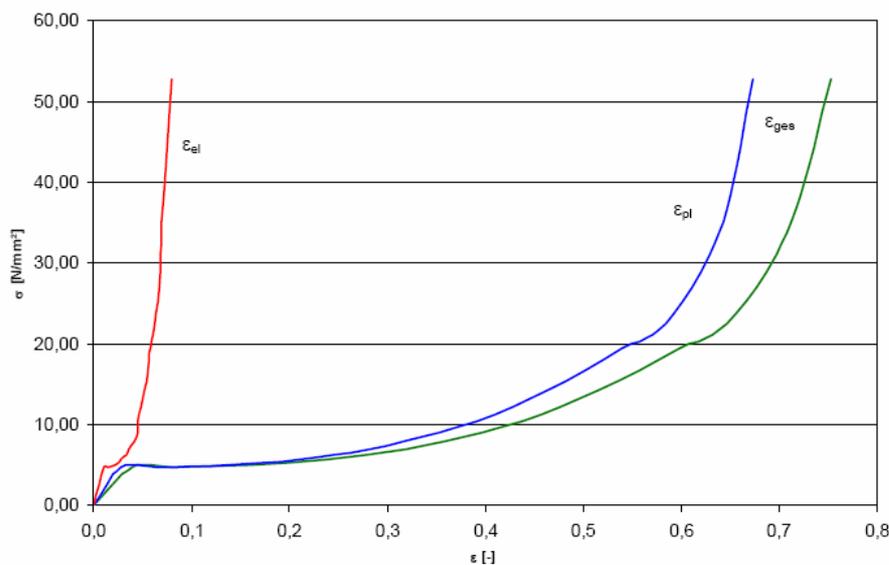
Bild 194 bis Bild 196 stellen die Spannungs-/Stauchungsdiagramme für die Druckübertragungsringe aus Spanplatte, PU und Holz dar.



**Bild 194** Spannungs-/Stauchungsdiagramme für Druckübertragungsringe aus Spanplatten mit elastisch-plastischem Materialverhalten



**Bild 195** Spannungs-/Stauchungsdiagramme für Druckübertragungsringe aus PU mit elastisch-plastischem Materialverhalten



**Bild 196** Spannungs-/Stauchungsdiagramme für Druckübertragungsringe aus Holz mit elastisch-plastischem Materialverhalten

Aus den Spannungs-/Stauchungslinien der vier verschiedenen Werkstoffe ist ein wesentlicher Unterschied erkennbar. Bei Druckübertragungsringen aus Polyurethan (PU) ist der elastische Dehnungsanteil größer als der plastische Anteil, bei den beiden anderen Holzwerkstoffen liegt ein gegenteiliges Verhalten vor.

### 8.4.3 Ergebnisse der 3D-Berechnungen

#### 8.4.3.1 Bettungskräfte

##### Vortriebszustand 1: Erste Gerade

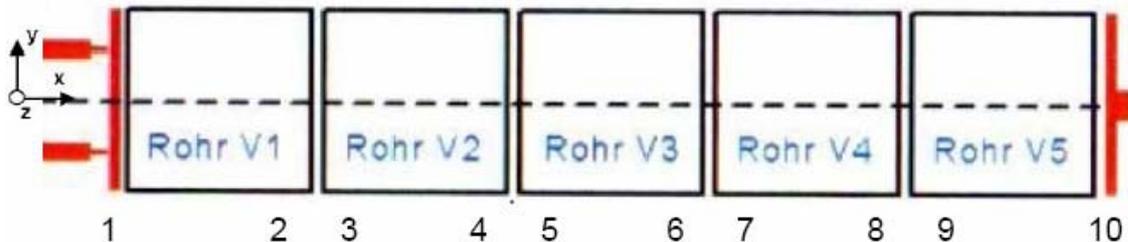


Bild 197 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 1: „Gerade“

Tabelle 28 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 1: „Gerade“

Material DÜM	Punkt Quelle	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	31,0	-37,6	-3,3	-1,6	59,8	29,1	-11,7	-48,9	-
	FE	0,0	-0,1	0,2	-0,1	0,2	-0,2	0,2	-0,2	0,1	0,0
PU	IKT	-	15,6	-50,6	-1,2	72,3	16,5	36,5	-7,1	2,2	-
	FE	0,0	-0,1	0,2	-0,2	0,2	-0,2	0,2	-0,2	0,1	0,0
SPAN	IKT	-	12,9	9,6	118,6	127,9	116,2	56,8	-36,6	-80,5	-
	FE	0,0	-0,1	0,2	-0,1	0,2	-0,2	0,2	-0,2	0,1	0,0
HOLZ	IKT	-	88,7	-3,2	24,5	23,6	14,0	-37,6	31,6	4,3	-
	FE	0,0	-0,1	0,2	-0,1	0,2	-0,2	0,1	-0,2	0,1	0,0

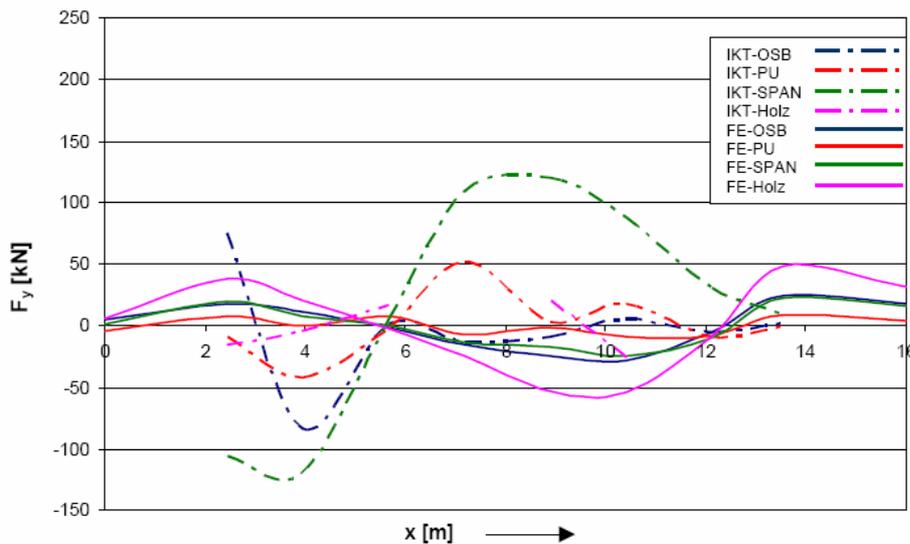


Bild 198 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 1

**Vortriebszustand 2: Abweichung Solltrasse**

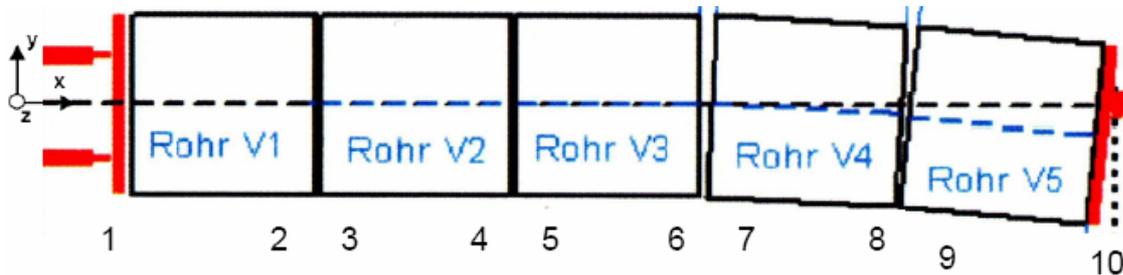


Bild 199 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 2: „Abweichung Solltrasse“, überhöhte Darstellung

Tabelle 29 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 2: „Abweichung Solltrasse“

Material DÜM	Punkt	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Quelle	$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	-22,2	-158,9	-0,7	162,3	243,1	339,0	100,0	-344,5	-
	FE	-62,3	-219,1	-165,8	-71,3	85,7	507,6	505,3	199,8	-305,0	-455,0
PU	IKT	-	-24,0	-135,7	26,7	49,3	142,0	262,3	-15,1	-160,5	-
	FE	1,97	-58,4	-100,7	-126,3	-49,6	288,1	290,3	161,1	-110,9	-295,6
SPAN	IKT	-	-188,9	-181,8	56,1	186,6	326,0	400,8	237,0	28,2	-
	FE	-79,6	-255,0	-190,8	-150,7	122,8	532,0	529,4	214,6	-339,7	482,9
HOLZ	IKT	-	-9,5	-108,9	-0,9	157,9	248,9	242,1	226,8	6,1	-
	FE	-117,7	-311,4	-190,5	-5,6	185,5	563,5	565,3	222,6	-386,4	-525,3

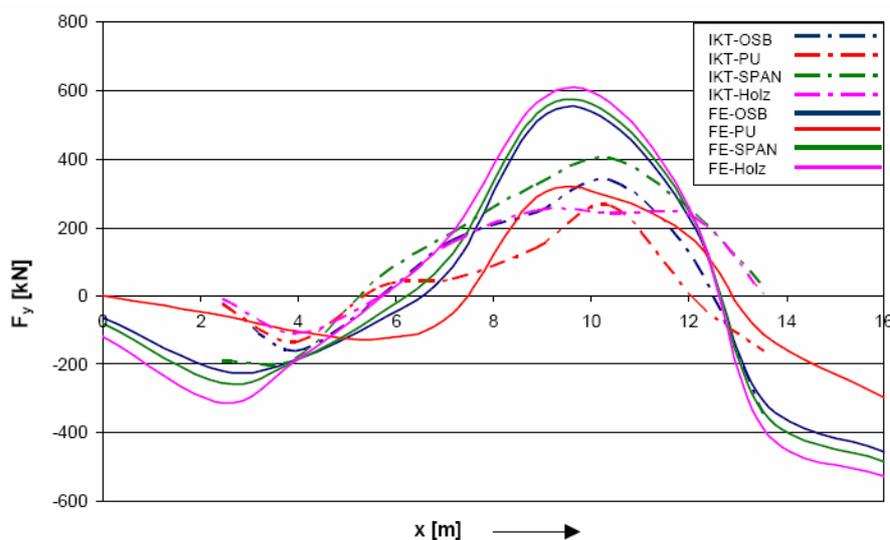


Bild 200 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 2

**Vortriebszustand 3: Gegensteuern**

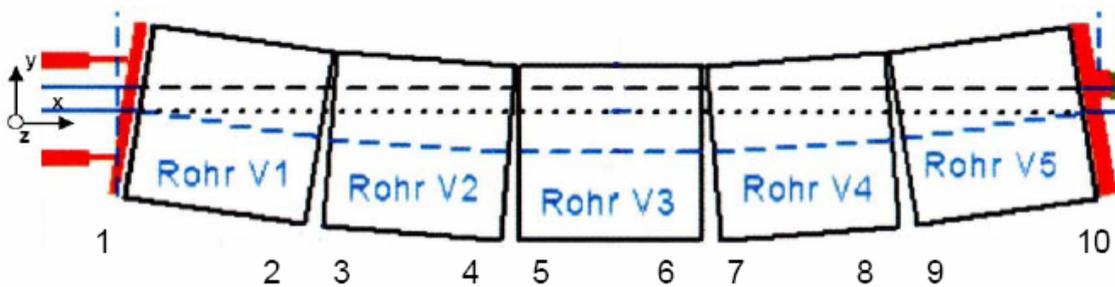


Bild 201 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 3: „Gegensteuerung“, überhöhte Darstellung

Tabelle 30 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 3: „Gegensteuerung“

Material DÜM	Punkt	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Quelle	$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	414,4	-24,5	-82,9	-308,1	-217,3	-212,7	-9,3	194,2	-
	FE	482,0	344,4	-42,4	-368,0	-389,4	-394,2	-398,9	-95,6	391,4	470,7
PU	IKT	-	105,2	-12,9	-187,4	-34,9	-73,2	-141,9	8,0	83,3	-
	FE	331,3	170,3	-23,4	-228,1	-227,6	-240,0	-258,4	-51,7	223,1	304,5
SPAN	IKT	-	-7,8	-221,1	-199,4	-287,6	-78,0	-177,7	-2,9	270,3	-
	FE	503,2	352,8	-67,1	-371,6	-393,7	-396,3	-396,0	-123,0	402,4	189,3
HOLZ	IKT	-	354,0	-38,3	-141,9	-232,3	-223,1	-315,5	-52,7	2,6	-
	FE	523,6	349,8	-111,1	-395,7	-349,6	-346,9	-417,5	-150,8	393,5	504,5

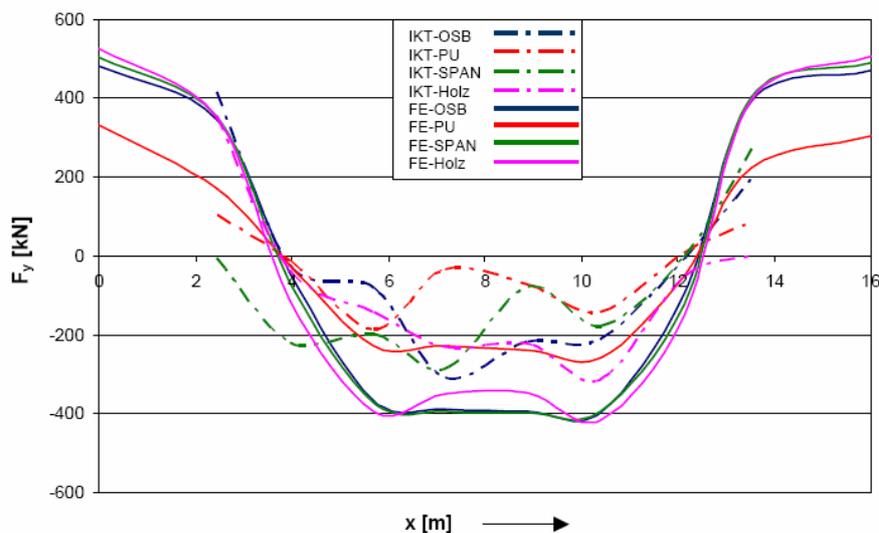


Bild 202 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 3

**Vortriebszustand 4: Rückführung Solltrasse**

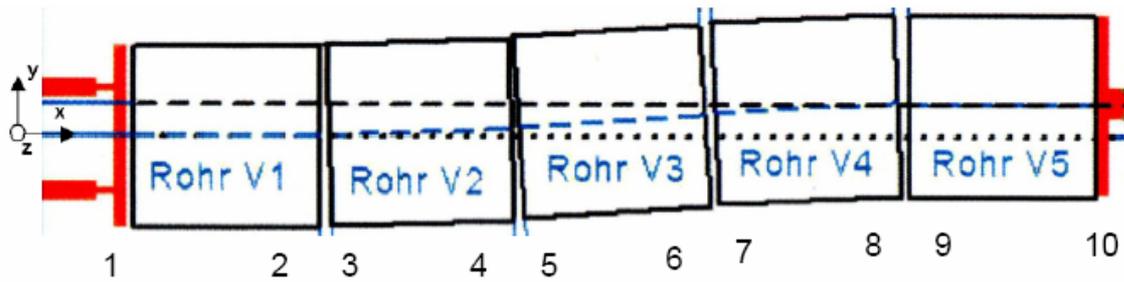


Bild 203 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, überhöhte Darstellung

Tabelle 31 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“

Material DÜM	Punkt Quelle	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	102,0	-256,4	-99,6	-77,9	246,5	278,6	267,0	-133,5	-
	FE	336,8	-80,0	-378,2	-457,8	-280,8	434,5	560,5	376,1	-108,8	-402,3
PU	IKT	-	-6,6	-223,5	-44,1	-72,8	197,9	181,3	30,2	-76,1	-
	FE	256,2	-83,9	-244,4	-313,6	-240,6	330,8	386,2	238,5	-50,1	-279,4
SPAN	IKT	-	-67,1	-320,1	-149,6	-2,3	319,9	430,3	282,8	40,3	-
	FE	361,5	-79,5	-401,7	-491,5	-300,2	449,9	593,4	405,2	-112,1	-424,9
HOLZ	IKT	-	-31,9	-301,4	-105,8	-14,0	283,8	289,0	400,0	149,7	-
	FE	376,4	-90,2	-421,3	-480,4	-297,5	474,4	571,7	384,1	-97,7	-419,5

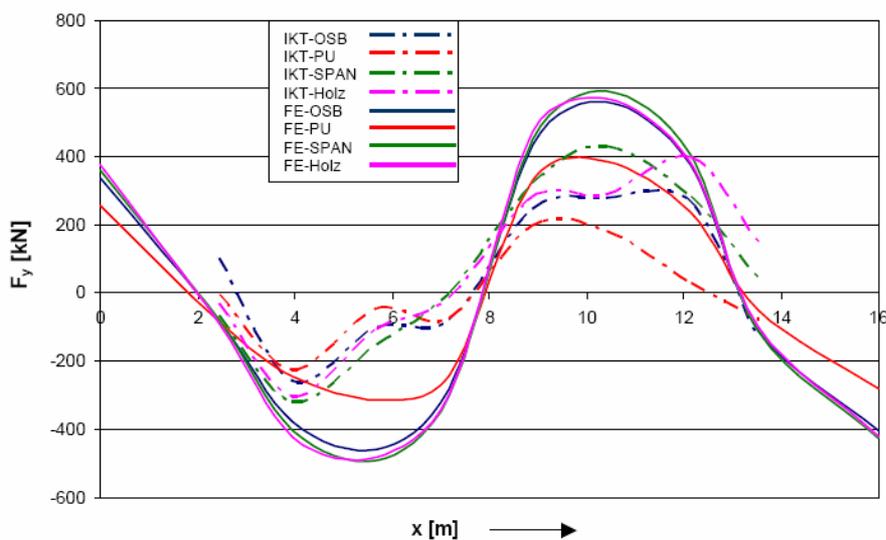


Bild 204 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 4

**Vortriebszustand 5: Zweite Gerade**

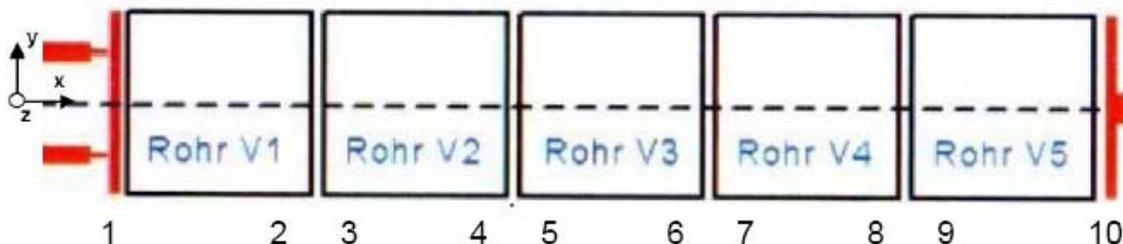


Bild 205 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 5: „Gerade 2“

Tabelle 32 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 5: „Gerade 2“

Material DÜM	Punkt Quelle	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	-4,9	4,2	3,2	172,6	2,5	74,8	-5,2	-0,3	-
	FE	-59,2	-43,3	13,7	65,5	67,0	43,1	5,2	-32,7	-46,2	-13,2
PU	IKT	-	-6,1	-35,9	27,5	112,7	5,1	18,5	-17,3	-106,3	-
	FE	-23,6	-22,1	18,7	34,8	23,7	13,1	-22,0	-20,0	-4,2	1,6
SPAN	IKT	-	-106,6	-74,6	115,6	220,2	96,9	114,6	23,4	9,4	-
	FE	-67,0	-70,1	17,9	85,1	87,6	55,7	6,1	-37,1	-56,3	-21,8
HOLZ	IKT	-	-4,6	6,0	162,8		44,7	16,2		0,7	-
	FE	-58,1	-40,0	17,8	72,8	67,9	27,2	-11,8	-36,3	-34,0	-5,5

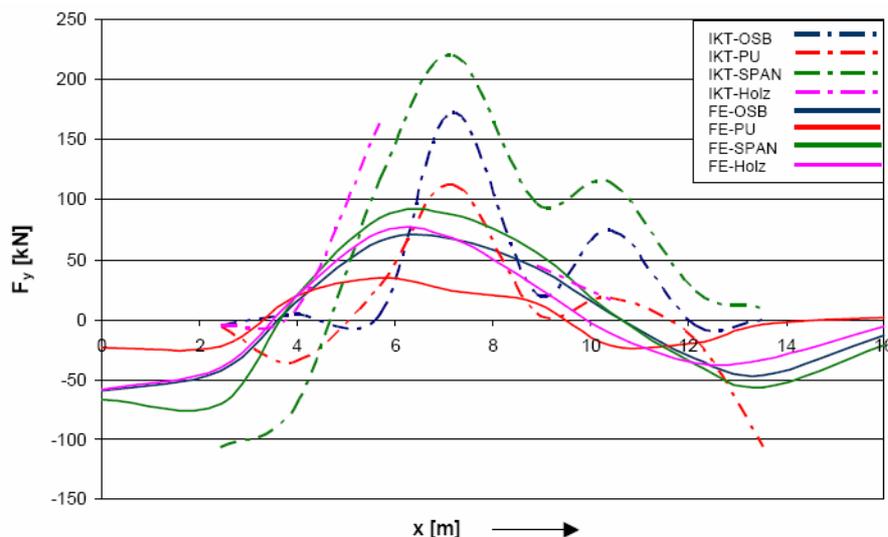


Bild 206 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 5

**Vortriebszustand 6: Kurve**

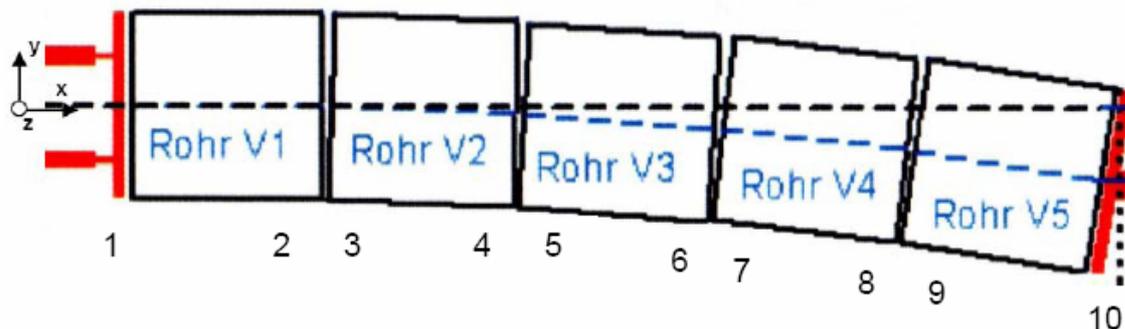


Bild 207 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 6: „Kurve“, überhöhte Darstellung

Tabelle 33 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 6: „Kurve“

Material DÜM	Punkt Quelle	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	-280,4	-5,2	128,6	326,6	282,8	347,2	88,5	-307,3	-
	FE	-510,1	-363,1	65,0	392,8	418,5	419,3	395,6	81,0	-422,2	-476,8
PU	IKT	-	-210,6	-82,2	198,8	173,2	110,9	250,3	-11,3	-182,9	-
	FE	-332,2	-201,3	13,0	262,7	263,1	256,8	259,3	27,0	-243,5	-307,9
SPAN	IKT	-	-322,3	-43,4	267,0	294,8	242,1	317,6	243,6	108,0	-
	FE	-527,2	-368,5	90,8	392,3	415,7	417,7	392,6	108,0	-426,9	-494,4
HOLZ	IKT	-	-258,0	2,0	249,5	259,5	222,4	197,3	214,7	66,7	-
	FE	-537,5	-359,6	124,6	409,0	384,5	361,9	404,2	121,8	-418,7	-490,1

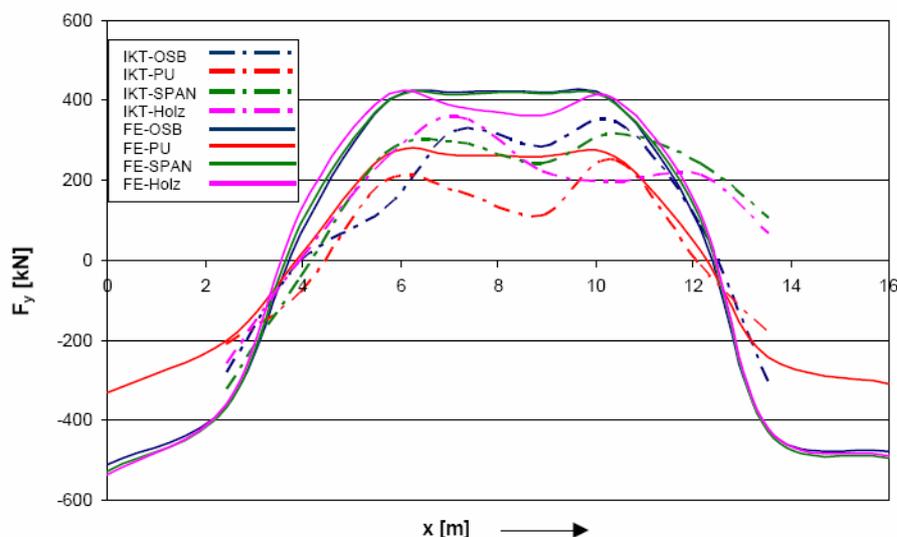


Bild 208 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 6

**Vortriebszustand 7: Dritte Gerade**

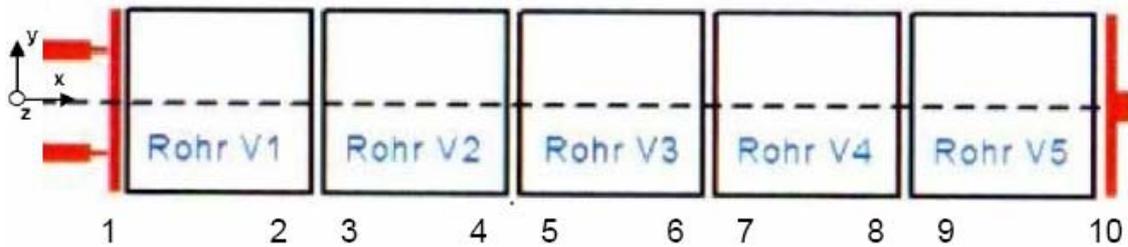


Bild 209 Anordnung der Messpunkte der Bettungskräfte für Vortriebszustand 7: „Gerade 3“

Tabelle 34 Zylinderkräfte  $F_y$  für den Vortriebszustand 7: „Gerade 3“

Material DÜM	Punkt Quelle	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		$F_y$ [kN]									
OSB	IKT	-	75,3	-83,6	1,5	-13,8	-8,9	5,5	-5,5	2,4	-
	FE	4,7	17,4	11,3	-1,2	-15,6	-24,3	-28,1	-5,7	24,0	17,6
PU	IKT	-	-8,8	-42,4	-1,7	51,8	2,8	18,2	-9,4	-0,7	-
	FE	-4,2	7,9	0,5	8,0	-7,0	-1,2	-8,7	-7,9	8,8	3,8
SPAN	IKT	-	-105,4	-119,8	5,3	108,6	119,9	88,2	30,9	9,3	-
	FE	0,8	19,9	7,4	0,1	-14,0	-17,5	-25,0	-9,6	22,2	15,5
HOLZ	IKT	-	-15,7	-4,1	17,0		20,2	-25,8		2,4	-
	FE	5,7	37,6	20,4	-2,2	-24,8	-53,1	-54,5	-9,0	48,5	31,4

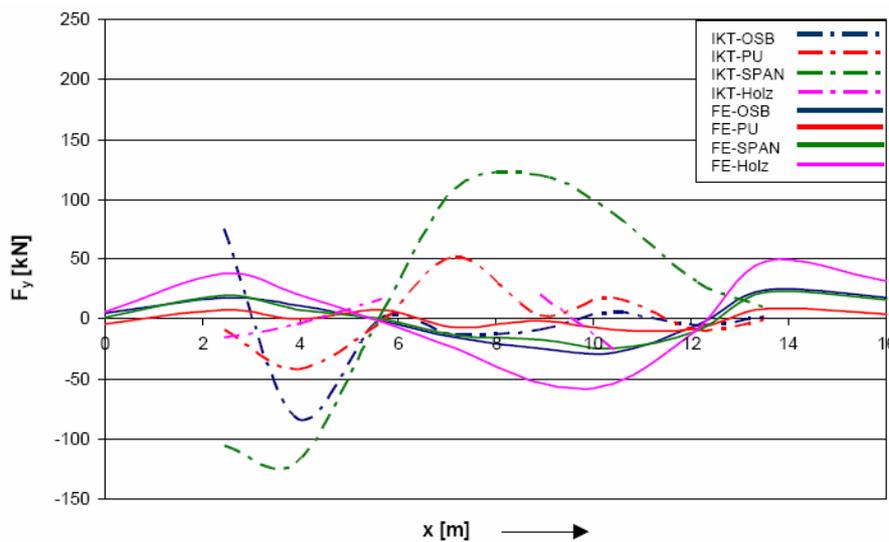


Bild 210 Verteilung der Bettungskräfte über den Rohrstrang für Vortriebszustand 7

## Fazit

In der Tabelle 35 werden die maximalen Werte der Zylinderkräfte für die DÜM-Werkstoffe OSB und PU zusammengefasst. Da sich die Spanplatte und das Holz ähnlich wie die OSB-Platte verhalten, werden diese nicht mehr aufgeführt.

*Tabelle 35 Maximale Zylinderkräfte aus allen Vortriebszuständen*

Druckübertragungsmittel		OSB			PU		
		1:1-Versuch		3D-Modell	1:1-Versuch		3D-Modell
<b>Vortriebszustand</b>							
1:	1. Gerade	-59,8	>	0	-50,6	>	0
2:	Abweichung Solltrasse	339,0		505,3	262,3		290,3
3:	Gegensteuerung	-308,1		-398,9	-141,9		-258,4
4:	Rückführung Solltrasse	278,6		560,5	197,9		386,2
5:	2. Gerade	172,6	>	67,0	112,7	>	34,8
6:	Kurve	347,2		419,2	250,3		263,1
7:	3. Gerade	-83,6	>	-28,1	-42,4	>	-8,7

Bei den Vortriebszuständen „Gerade“ liegen die gemessenen Zylinderkräfte  $F_y$  über den rechnerischen Werten. Ein Grund hierfür ist darin zu sehen, dass die Imperfektionen in den Rohrspiegeln in der Berechnung nicht berücksichtigt werden. Nach DWA-A 161 [65], Tabelle 20, ist bei Vortriebsrohren DN 1600 eine Abweichung bis  $\Delta a_{cal} = 8$  mm zulässig.

Die übrigen Vortriebszustände zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf der Zylinderkräfte  $F_y$  über die Längsachse, die FE-Ergebnisse sind jedoch in der Regel höher. Außerdem sind die gemessenen Verteilungen ungleichmäßiger, wofür wiederum die in den Rohrspiegeln vorhandenen Imperfektionen verantwortlich sein können.

### 8.4.3.2 Normalkraftexzentrizität im Druckübertragungsring

Das Bild 211 zeigt beispielhaft die Kontaktspannungen an den Rohrverbindungen für eine Auswertung des Vortriebszustandes 4: „Rückführung Solltrasse“ mit dem Druckübertragungsmittel OSB. Ebenfalls dargestellt ist der Wert der Exzentrizität  $e_y$  der Kraftresultierenden. Eine Aufstellung dieser Werte für alle Vortriebszustände und alle Druckübertragungsmittel findet sich in Tabelle 36 bis Tabelle 42.

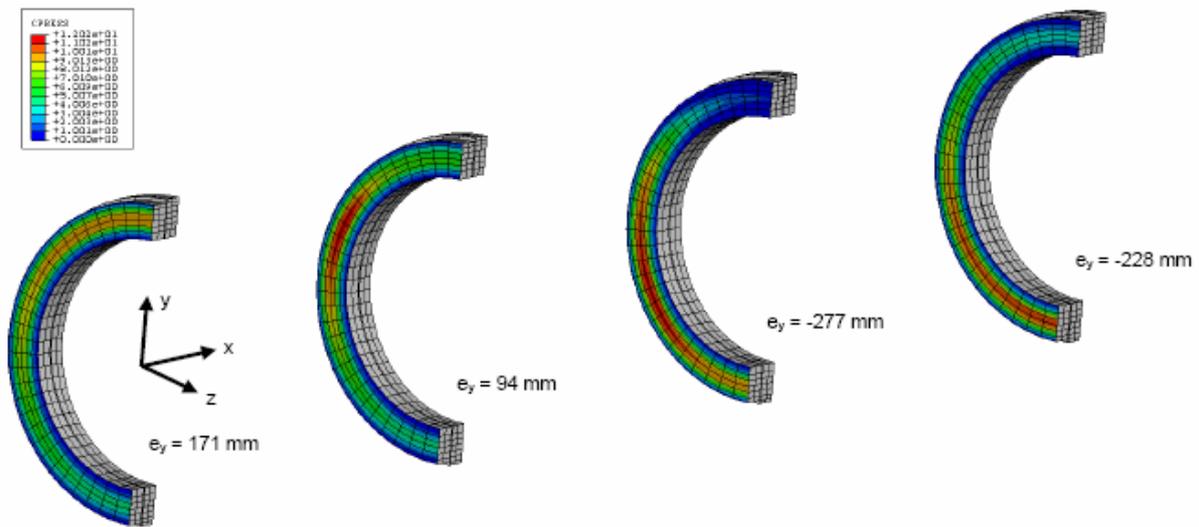


Bild 211 Darstellung der Kontaktspannungen an den Rohrverbindungen (beispielhaft für den Vortriebszustand 4: Rückführung Solltrasse, OSB)

**Vortriebszustand 1: „Gerade 1“**

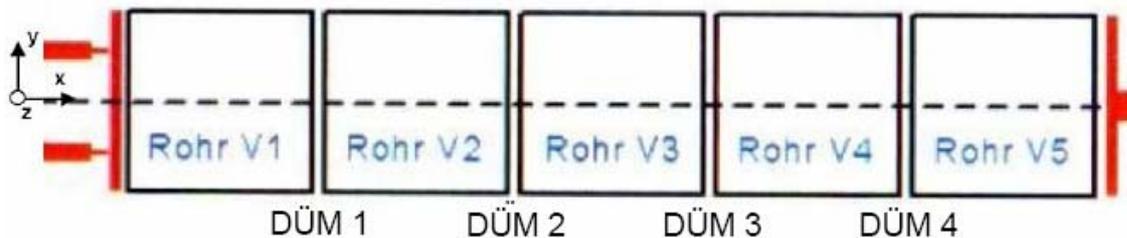


Bild 212 Vortriebszustand 1: „Gerade 1“, Nummerierung der Rohrverbindungen

Tabelle 36 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 1: „Gerade 1“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	0,0	0,0	0,0	0,0
PU	0,0	0,0	0,0	0,0
Spanplatte	0,0	0,0	0,0	0,0
Holz	0,0	0,0	0,0	0,0

Hinweis: Die Exzentrizität  $e_y = 0$  ergibt sich nur bei Annahme einer Rechtwinkligkeit aller Fugen zur Rohrachse, d. h. es gilt  $\Delta a_{cal} = 0$ .

**Vortriebszustand 2: „Abweichung Solltrasse“**

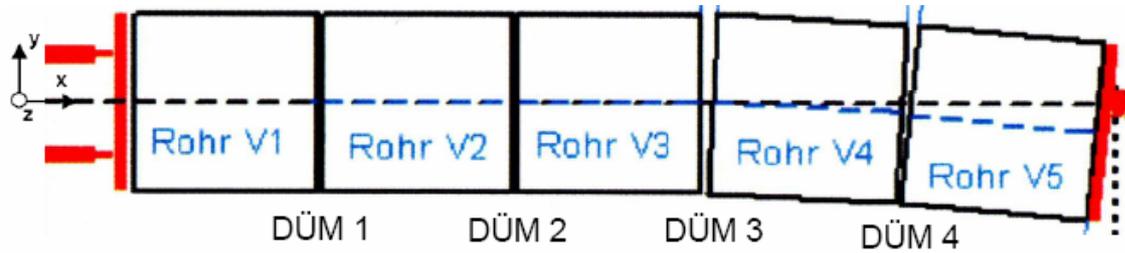


Bild 213 Vortriebszustand 2: „Abweichung Solltrasse“, Nummerierung der Rohrverbindungen, überhöhte Darstellung

Tabelle 37 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 2: „Abweichung Solltrasse“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	-61,3	-298,3	-486,4	-224,6
PU	-6,4	-94,5	-232,6	-114,6
Spanplatte	-75,2	-338,9	-530,2	-243,5
Holz	-102,7	-411,5	-102,8	-272,5

**Vortriebszustand 3: „Gegensteuerung“**

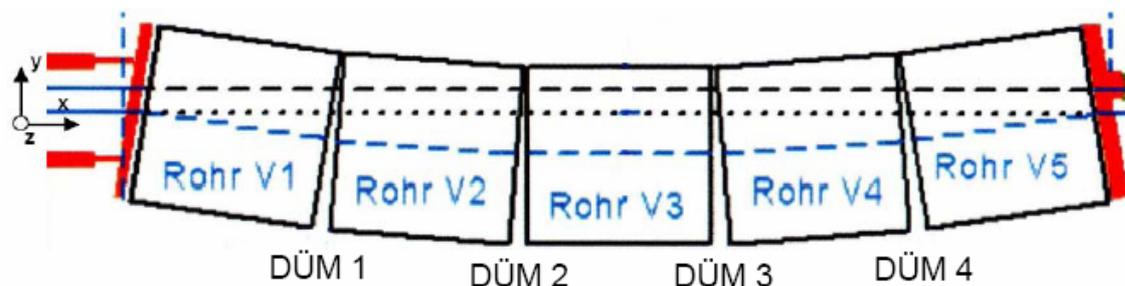


Bild 214 Vortriebszustand 3: „Gegensteuerung“, Nummerierung der Rohrverbindungen, überhöhte Darstellung

Tabelle 38 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 3: „Gegensteuerung“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	32,3	683,3	695,6	319,5
PU	202,5	428,8	438,4	211,3
Spanplatte	313,9	701,2	712,3	329,7
Holz	324,8	699,8	708,1	337,3

**Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“**

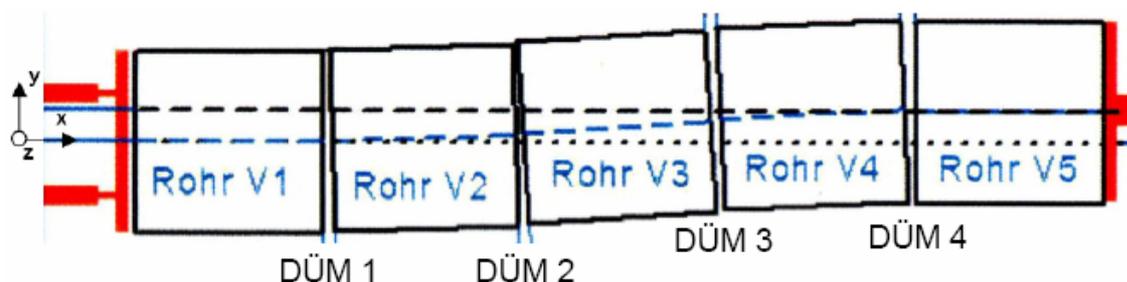


Bild 215 Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, Nummerierung der Rohrverbindungen, überhöhte Darstellung

Tabelle 39 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	170,7	93,6	-277,2	-228,4
PU	128,5	78,2	-187,3	-156,4
Spanplatte	183,9	105,8	-287,4	-240,2
Holz	190,2	108,4	-281,0	-235,7

**Vortriebszustand 5: „Gerade 2“**

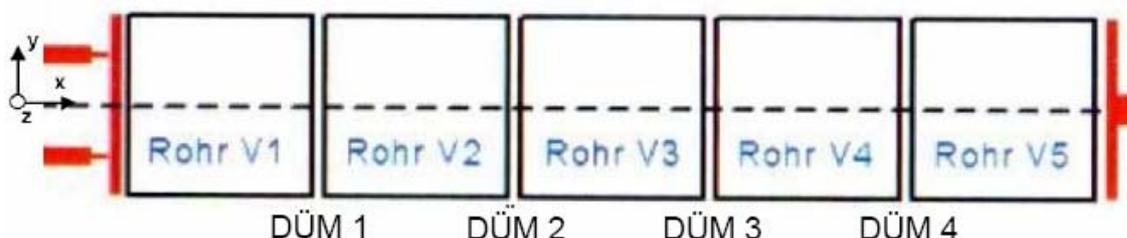


Bild 216 Vortriebszustand 5: „Gerade 2“, Nummerierung der Rohrverbindungen

Tabelle 40 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 5: „Gerade 2“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	-37,3	-78,5	-57,4	-12,9
PU	-15,4	-27,7	-11,7	0,7
Spanplatte	-44,9	-80,3	-59,4	-18,8
Holz	-36,5	-72,1	-44,5	-7,5

**Vortriebszustand 6: „Kurve“**

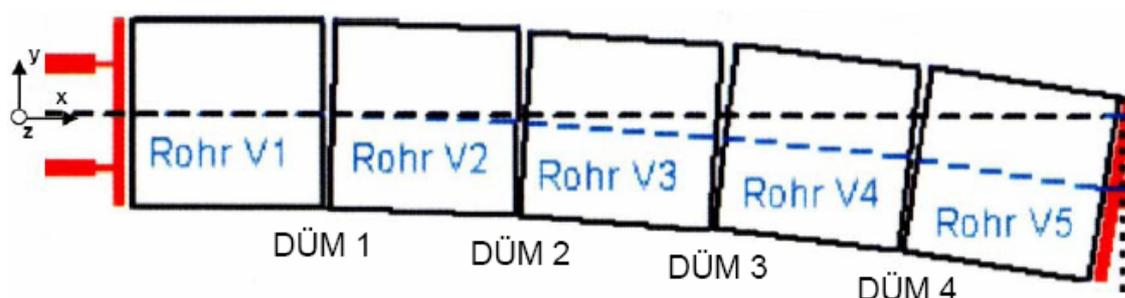


Bild 217 Vortriebszustand 6: „Kurve“, Nummerierung der Rohrverbindungen, überhöhte Darstellung

Tabelle 41 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 6: „Kurve“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	-319,7	-713,9	-710,4	-307,8
PU	-205,1	-381,0	-377,8	-196,1
Spanplatte	-328,5	-725,5	-721,8	-316,8
Holz	-333,4	-714,0	-635,2	-314,1

**Vortriebszustand 7: „Gerade 3“**

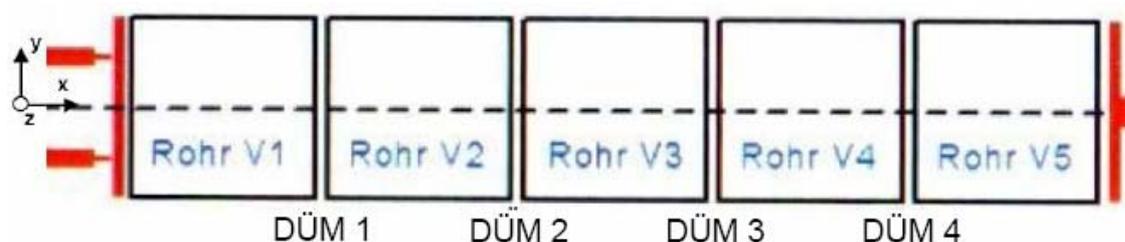


Bild 218 Vortriebszustand 7: „Gerade 3“, Nummerierung der Rohrverbindungen

Tabelle 42 Exzentrizität  $e_y$  der Resultierenden für den Vortriebszustand 7: „Gerade 3“

Material DÜM	$e_y$ [mm]			
	DÜM 1	DÜM 2	DÜM 3	DÜM 4
OSB	4,7	21,0	28,7	12,5
PU	-1,2	6,1	5,3	3,3
Spanplatte	2,9	6,6	24,0	11,0
Holz	8,0	38,6	54,5	22,6

### Fazit

Zunächst kann festgehalten werden, dass die Exzentrizitäten bei den Vortriebszuständen Gegensteuerung und Kurvenfahrt in derselben Größenordnung liegen.

Bei den dargestellten Werten zeigt sich, dass in einzelnen Bereichen des untersuchten Rohrstrangs über den Kernquerschnitt hinausgehende Exzentrizitäten erreicht werden. Der Kernquerschnitt definiert den Bereich, in dem ein Kraftangriff nicht zu einer Fugenklaffung führt. Der Radius des Kernquerschnitts  $r_{K,DÜM}$  kann für den Druckübertragungsmittelquerschnitt mit folgender Formel berechnet werden:

$$r_{K,DÜM} = \frac{1}{8 \cdot d_{a,DÜM}} \cdot \frac{(d_{a,DÜM}^4 - d_{i,DÜM}^4)}{(d_{a,DÜM}^2 - d_{i,DÜM}^2)} \quad (59)$$

$$r_{K,DÜM} = \frac{1}{8 \cdot 2000} \cdot \frac{(2000^4 - 1700^4)}{(2000^2 - 1700^2)} = 430,63 \text{ mm}$$

mit:  $d_{a,DÜM}$  = Außendurchmesser DÜM

$d_{i,DÜM}$  = Innendurchmesser DÜM

Im vorliegenden Fall beträgt der Radius des Kernquerschnitts 431 mm. Der Vergleich dieses Wertes mit den vorgestellten Tabellen zeigt, dass im Vortriebszustand 2, „Abweichung Solltrasse“ bei den Holzspanwerkstoffen OSB und Spanplatte im DÜM 3 (vgl. Bild 213) die Exzentrizität größer als der Radius des Kernquerschnitts ist. Hier kommt es zu einer klaffenden Fuge. Im Vortriebszustand 3, „Gegensteuerung“ liegt bei dem Holz und den Holzspanwerkstoffen OSB und Spanplatte in DÜM 2 und 3 (vgl. Bild 214) eine Exzentrizität größer dem Radius des Kernquerschnittes vor. Auch hier kommt es zu einer klaffenden Fuge. Das PU zeigt in diesem Vortriebszustand im DÜM 2 einen Wert, der minimal unter, im DÜM 3 unwesentlich über dem berechneten Radius des Kernquerschnittes liegt. Im DÜM 3 tritt allerdings **bei der „Gegensteuerung“ auch beim PU eine klaffende Fuge** auf. Im Vortriebszustand 6, „Kurve“ kommt es im DÜM 2 und 3 (vgl. Bild 217) **lediglich bei dem Druckübertragungsmittel aus PU zu keiner klaffenden Fuge**.

### 8.4.3.3 Spannungsverteilung in den Druckübertragungsringen

#### Längsdruckspannungen

Die Druckübertragungsringe verhalten sich bei zyklischer Belastung / Entlastung nichtlinear. Dies hat Auswirkungen auf den Wert der **maximalen Längsdruckspannungen** und die **Lage der Druckresultierenden**. In Bild 219 sind die plastischen Dehnungen der Druckübertragungsringe nach vollständigem Durchlauf der Vortriebsstrecke und Entlastung dargestellt.

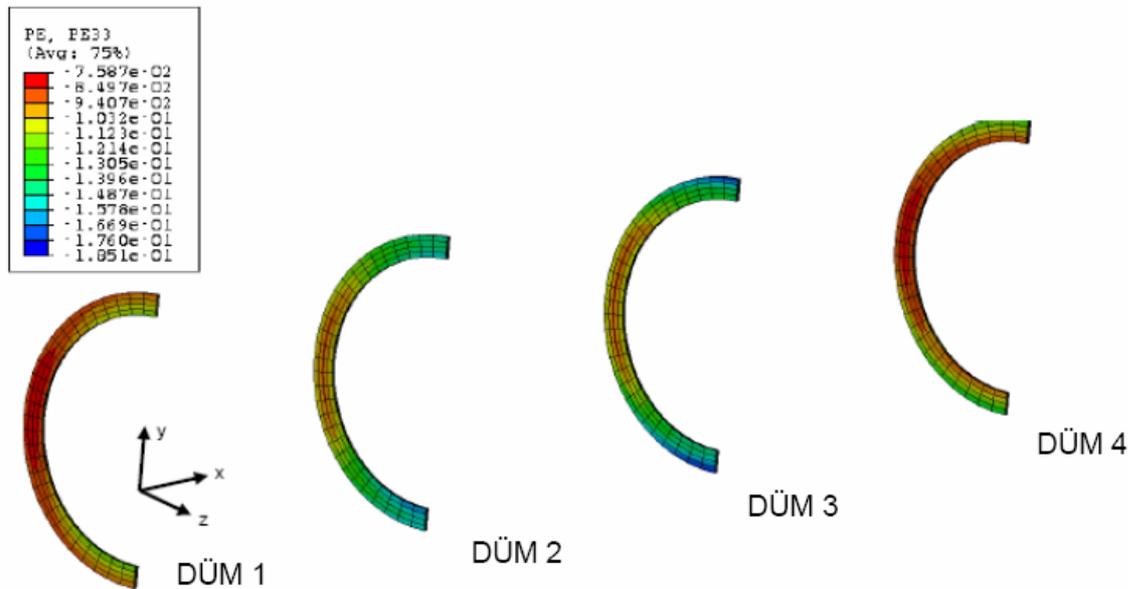


Bild 219 Plastische Dehnungen der Druckübertragungsringe (DÜM) (beispielhaft für den Vortriebszustand 7: Dritte Gerade, entlastet, OSB)

Die folgenden Darstellungen (Bild 220 bis Bild 223) zeigen den Verlauf der Längsdruckspannungen im zweiten Druckübertragungsring in Querrichtung (y-Richtung) für die Vortriebszustände 1., 2. und 3. Gerade.

Die Druckspannungen verlaufen bei den Werkstoffen OSB und Spanplatte mit den Belastungszyklen zunehmend nichtlinearer, während die Druckspannungen für PU näherungsweise konstant bleiben.

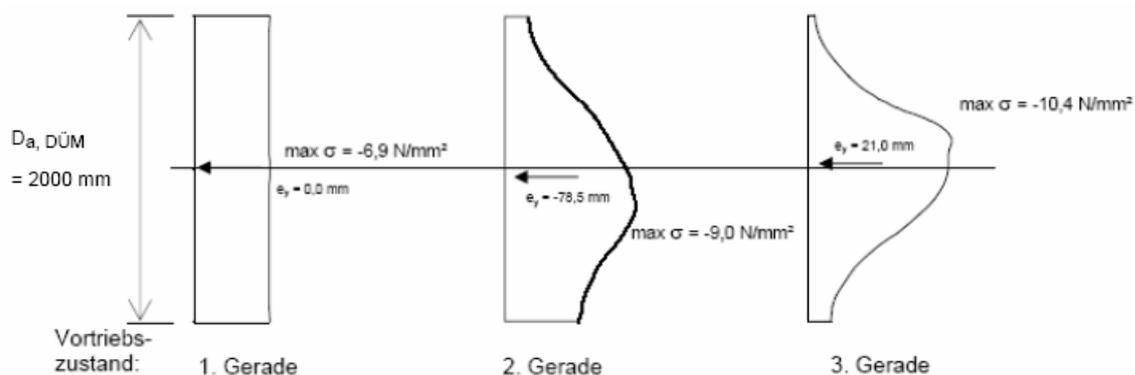


Bild 220 Verteilung der Druckspannungen im DÜM 2 in Querrichtung, OSB

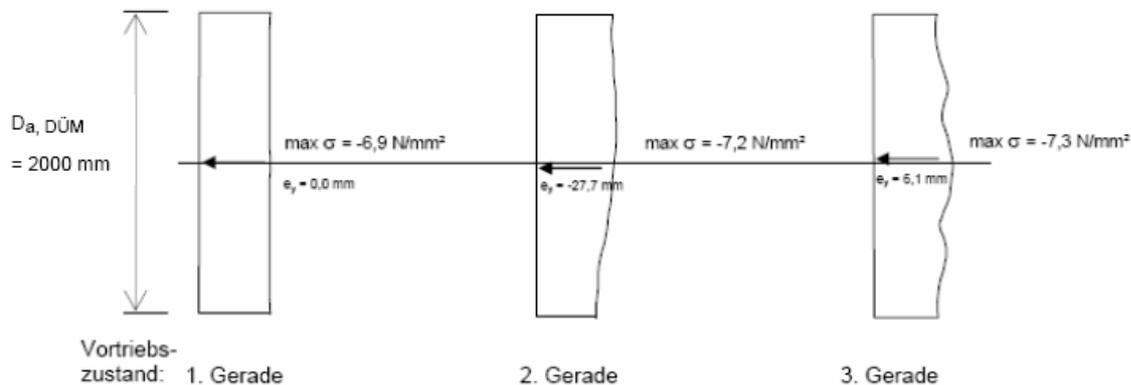


Bild 221 Verteilung der Druckspannungen im DÜM 2 in Querrichtung, PU

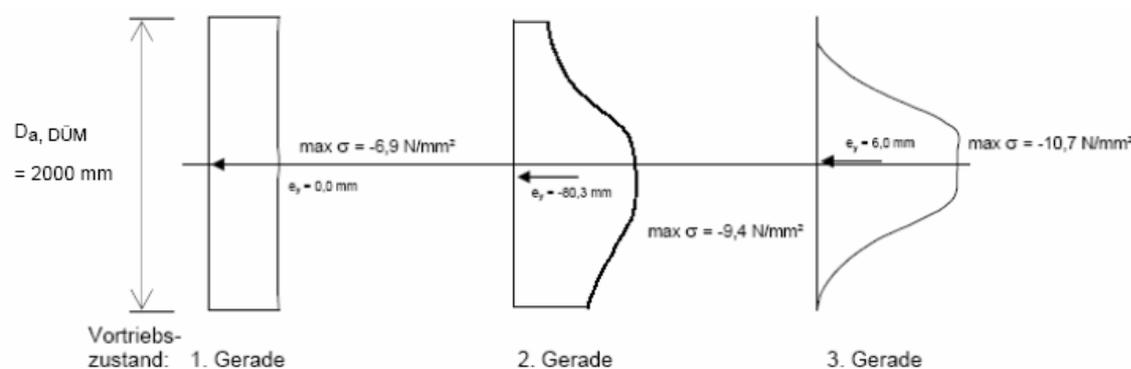


Bild 222 Verteilung der Druckspannungen im DÜM 2 in Querrichtung, Spanplatte

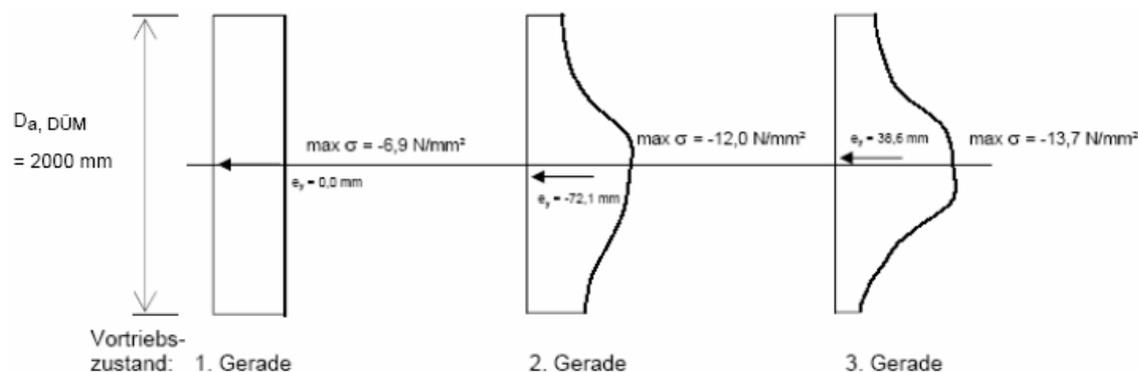


Bild 223 Verteilung der Druckspannungen im DÜM 2 in Querrichtung, Holz

Aus Bild 220 bis Bild 223 folgt, dass die plastische Verformung der Druckübertragungsrings zu ungleichmäßigen Spannungsverteilungen in den Rohrverbindungen führen. Bei Werkstoffen mit ausgeprägt plastischem Verformungsverhalten (OSB, Spanplatte, Holz) ist dieser Effekt größer. Die Spannungen bei den Vortriebszuständen 1., 2. und 3. Gerade wachsen z.B. bei Spanplatte von  $6,9 \text{ N/mm}^2$  (gleichmäßige Verteilung) auf  $10,7 \text{ N/mm}^2$  und damit um 55 % an. Der Werkstoff PU weist in den Vortriebszuständen „1., 2. und 3. Gerade“ relativ gleichmäßige Spannungsverteilungen auf.

Bild 224 zeigt, dass für die Vortriebszustände 2 „Abweichung Solltrasse“ und 6 „Kurve“ das ausgeprägte plastische Verhalten der Druckübertragungsmittel aus OSB ebenfalls zu einer ungleichmäßigen Verteilung der Längsspannungen an den Rohr-

übergängen führt. Im Vortriebszustand 2 „Abweichung Solltrasse“ steigen die maximalen Spannungen beim Einsatz von Druckübertragungsmitteln aus OSB auf Werte an, die um 84 % über den Maximalwerten bei PU (s. Bild 225) liegen. Beim Vortriebszustand 6 „Kurve“ liegen die Maximalwerte für OSB sogar um 134 % über den Werten beim Einsatz von PU.

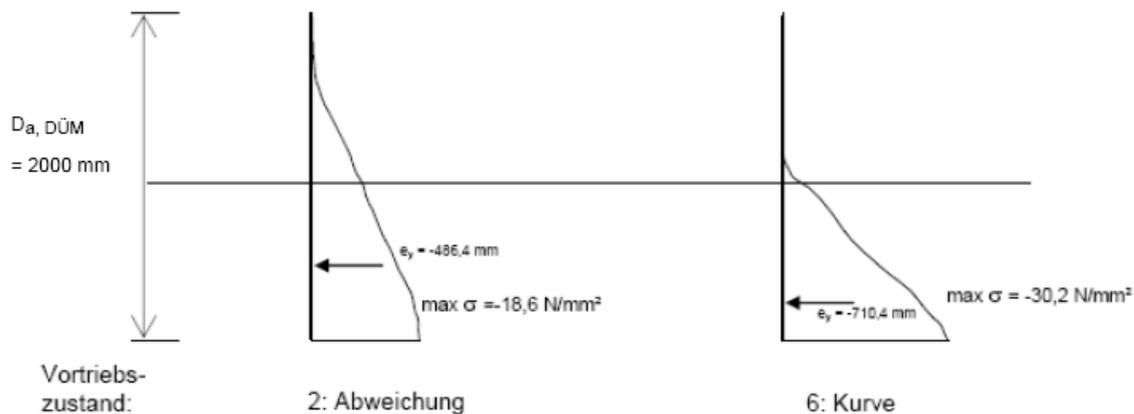


Bild 224 Verteilung der Druckspannungen im DÜM 3 in Querrichtung, OSB

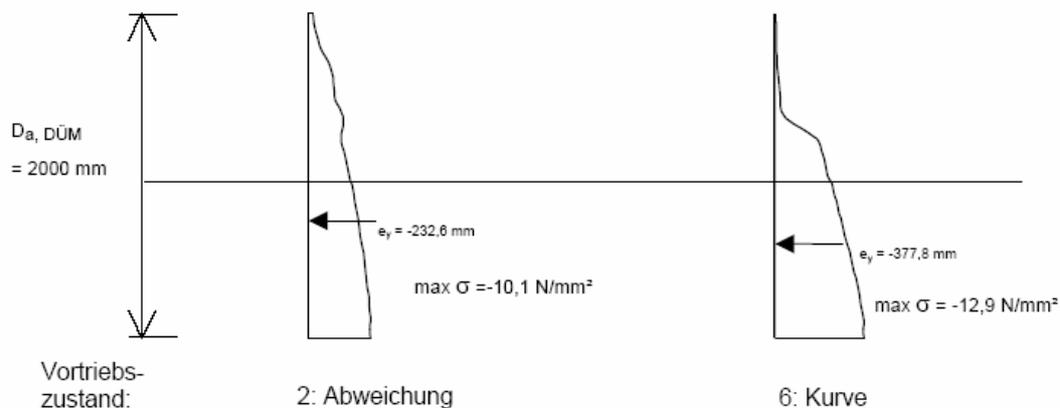
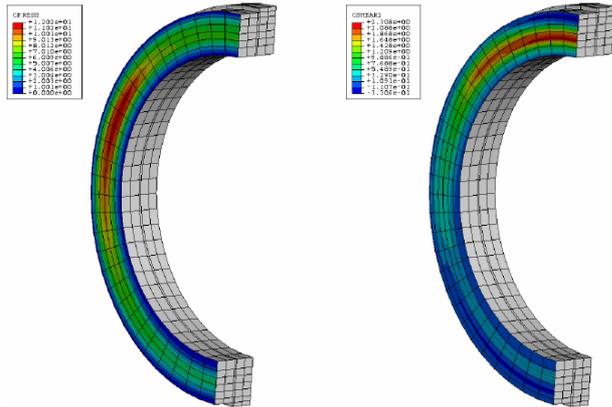


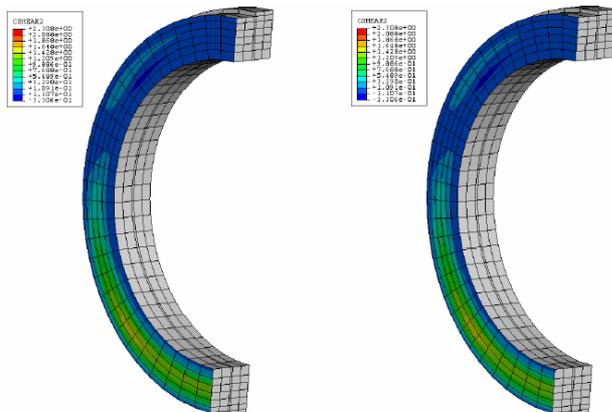
Bild 225 Verteilung der Druckspannungen im DÜM 3 in Querrichtung, PU

### Schubspannungen

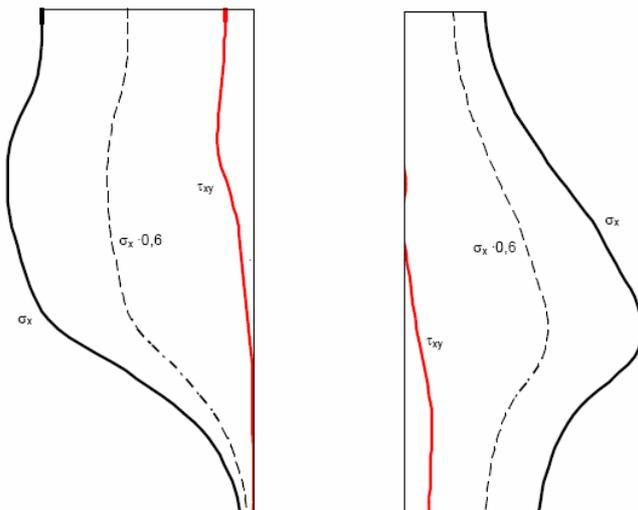
In Bild 226 und Bild 227 sind die Normal- und Schubspannungen zwischen Druckübertragungsring und Rohrspiegel wiedergegeben: Im DÜM 2 liegt das Druckmaximum im rechten Kämpfer (im Bild oben), im DÜM 3 im linken Kämpfer (im Bild unten).



**Bild 226** Kontaktspannung in Längsrichtung (links) und Kontaktschubspannung DÜM 2, „Rückführung Solltrasse“, OSB



**Bild 227** Kontaktspannung in Längsrichtung (links) und Kontaktschubspannung DÜM 3, „Rückführung Solltrasse“, OSB



**Bild 228** Darstellung der Kontaktspannungen in Längsrichtung ( $\sigma_x$ ) und Kontaktschubspannung ( $\tau_{xy}$ ), DÜM 2 und 3, Beispielhaft für den Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“, OSB

In Bild 228 sind die Längs-  $\sigma_x$  und Schubspannungen  $\tau_{xy}$  in den Rohrübergängen dargestellt, außerdem ist die Grenzscherung für einen Reibungskoeffizienten von

$\mu = 0,6$  (Beton / Holz) eingetragen. Es ist zu erkennen, dass im vorliegenden Fall die Grenzbedingung,  $\tau_{xy} < 0,6 \cdot \sigma_x$  eingehalten wird. Obwohl durch die Druckübertragungsringe vergleichsweise hohe Querkräfte ( $Q = \int \tau_{xy} da$ ) übertragen werden, ist eine hohe rechnerische Sicherheit gegen Gleiten in den Kontaktbereichen vorhanden.

#### 8.4.3.4 Rohrspannungen bei Druckübertragungsringen aus OSB

Für den Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“ werden beispielhaft die Auswirkungen der Bettung und der exzentrischen Kraftübertragung in den DÜM auf die Spannungen des mittleren Rohres in Bild 229 untersucht.

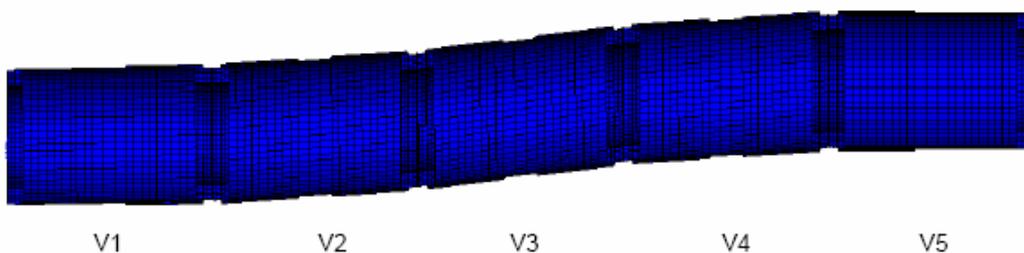


Bild 229 Rohrstrang beim Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“ (vertikale Verformungen 10-fach überhöht)

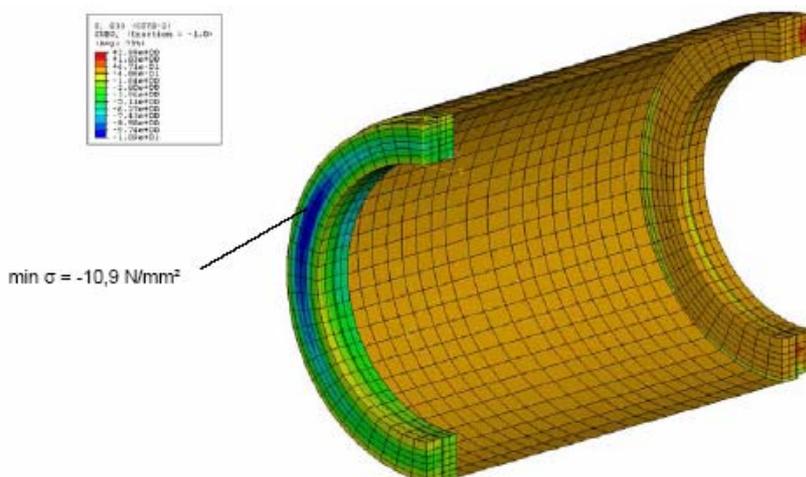


Bild 230 Längsspannungen  $\sigma_{33}$  im Rohr V3, Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, OSB

In Bild 230 ist die Konzentration der Längsspannungen unter den Druckübertragungsringen zu erkennen.

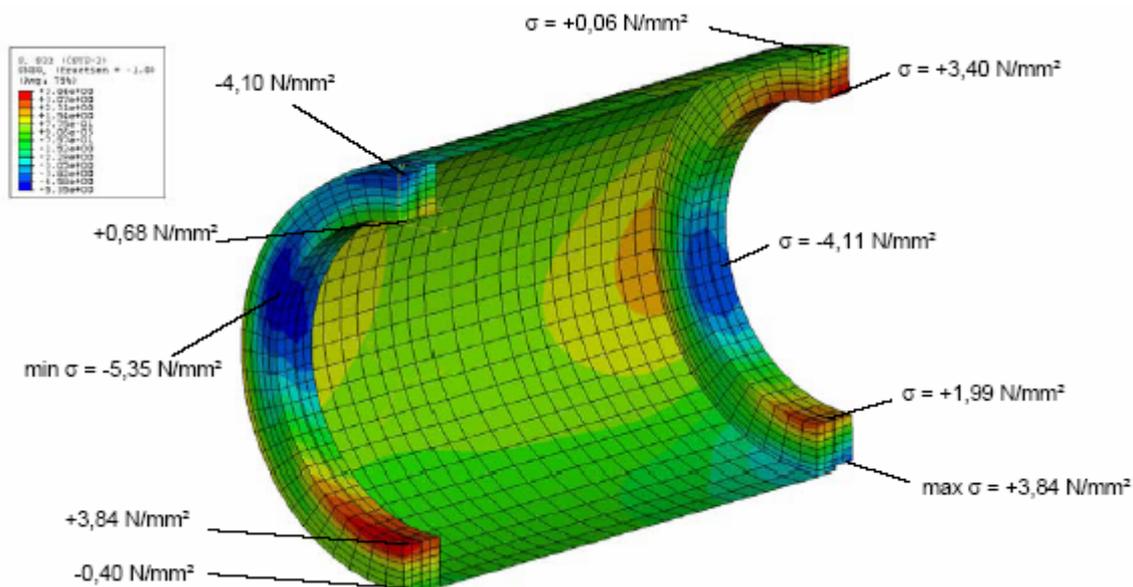


Bild 231 Tangentialspannungen  $\sigma_{22}$  im Rohr V3, Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, OSB

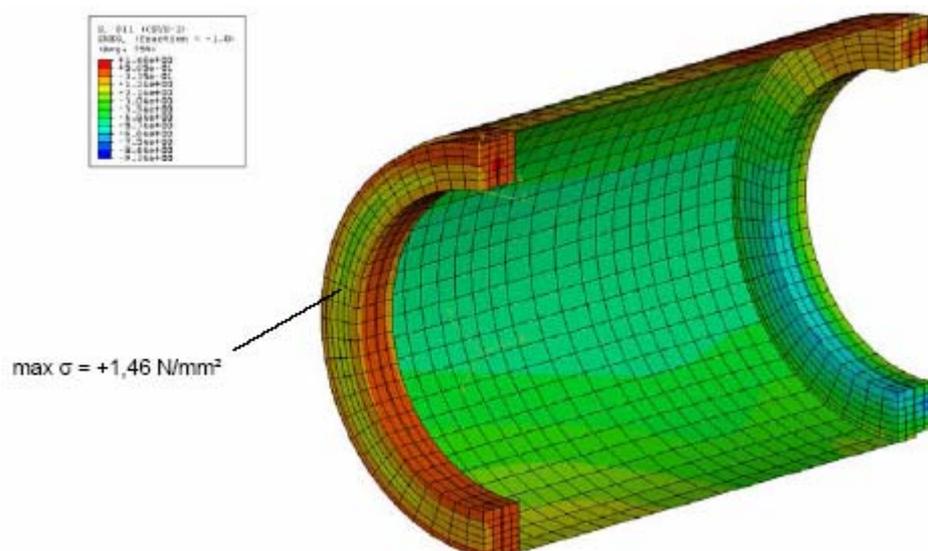


Bild 232 Radialspannungen (Querzugspannungen)  $\sigma_{11}$  im Rohr V3, Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, OSB

Nach Bild 230 treten in axialer Richtung vorrangig Druckspannungen auf. Unter den 150 mm breiten Druckübertragungsrings führt dies zu Teilflächenpressungen auf den Rohrspiegel und damit zu Querzugspannungen in der Rohrwand, vgl. Bild 232.

Die Ermittlung der Querzugspannungen im Betonrohr ist nicht Gegenstand der vorliegenden Untersuchungen. Für eine genauere Berechnung ist die Verwendung eines Teilmodells mit einer feineren Vernetzung erforderlich.

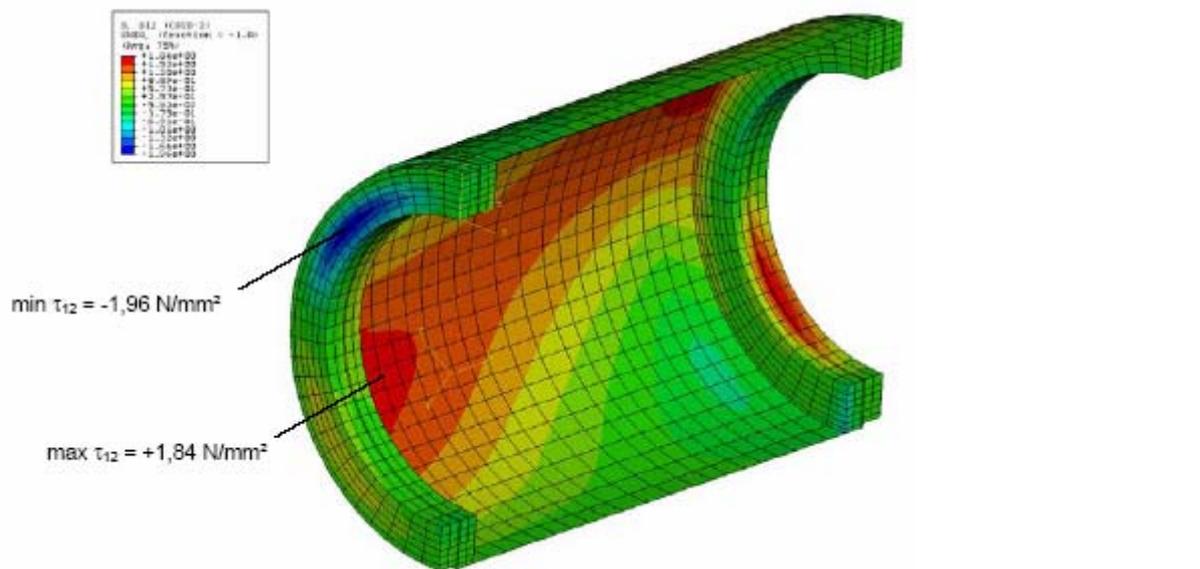


Bild 233 Schubspannungen  $\tau_{12}$  im Rohr V3, Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, OSB

#### 8.4.3.5 Rohrspannungen bei Druckübertragungsringen aus PU

Zu Vergleichszwecken werden die Schubspannungen des Vortriebsrohres V3 für PU-Druckübertragungsringe ausgewertet.

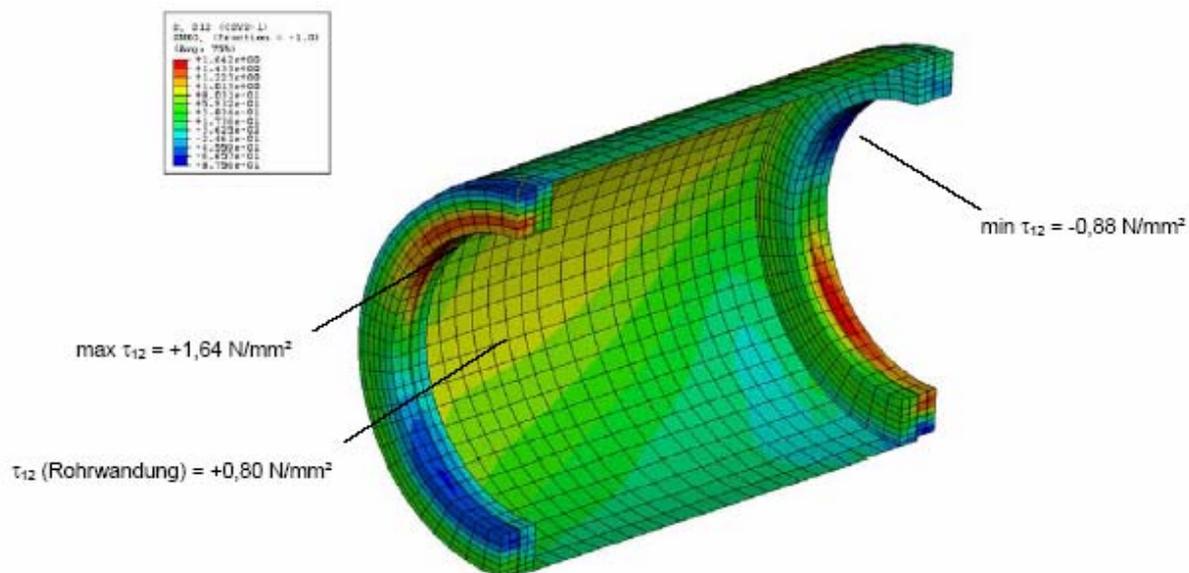


Bild 234 Schubspannungen  $\tau_{12}$  im Rohr V3, Vortriebszustand 4: „Rückführung Solltrasse“, PU

Ein Vergleich Schubspannungen in der Rohrwand für Druckübertragungsringe aus OSB (vgl. Bild 233) und PU (vgl. Bild 234) zeigt, dass die **Schubbeanspruchungen beim Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“ für PU nahezu halbiert werden.**

#### 8.4.4 Vergleich mit Zwängungsspannungen nach ATV-A 161, 1. Auflage

In Abschnitt 5.4 des gültigen Arbeitsblattes ATV-A 161 [19] ist die Berücksichtigung von Zwängungskräften im Bauzustand („Mindestbemessung“) durch einen pauschalen Ansatz bei den Schnittgrößen vorgesehen.

Im Folgenden wird wiederum nur der „Scheitel“ betrachtet:

$$\text{Normalkraft} \quad N_{\varphi} = -100 \cdot r_m = -100 \cdot 0,925 = -92,5 \text{ kN/m} \quad (60)$$

$$\text{Biegemoment} \quad M_{\varphi} = 33 \cdot r_m^2 = 33 \cdot 0,925^2 = 28,2 \text{ kNm/m} \quad (61)$$

$$\text{Spannung} \quad \sigma_{\varphi} = -\frac{92,5}{250} + 1,09 \cdot \frac{28200}{10417} = 2,58 \text{ N/mm}^2 \quad (62)$$

$$< 3,84 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{22} \text{ nach Bild 231}$$

Die übrigen Schnittgrößen werden im vorliegenden Vergleich nicht betrachtet. Das Ergebnis zeigt, dass die **Zwängungsspannungen nach ATV-A 161 [19] für das gewählte Beispiel 33 % geringer sind als die Spannungen aus der 3D-FEM-Analyse.**

## 9 Reibungswiderstand bei gekrümmten Trassen

### 9.1 Grundlagen

Beim Vortrieb der Rohre durch den Boden entsteht neben dem Brust- bzw. Schneidenwiderstand ein Reibungswiderstand am Rohrmantel, der von den Vortriebspresen überwunden werden muss. Dieser ist im Wesentlichen bedingt durch drei Komponenten:

- gleichmäßige Reibung zwischen Rohr, Stützsuspension und Boden bei geradem Vortrieb,
- zusätzliche Reibung zwischen Rohr, Stützsuspension und Boden bei Kurvenfahrt durch zusätzliche Druckübertragung in die Wandung,
- zusätzliche Reibung zwischen Rohr, Stützsuspension und Boden durch Schrägstellung, Verkippen und Verkanten, z.B. als Folge von Abweichungen der Rohrspiegel von der Rechtwinkligkeit zur Rohrachse.

In [53] werden entsprechende Berechnungsansätze entwickelt. Nachfolgend werden diese Erkenntnisse zusammengefasst.

Beim Rohrvortrieb ergibt sich der zu überwindende Reibungswiderstand über die Oberfläche der Vortriebsrohre zu:

$$W = M_s \cdot d_a \cdot L \cdot \pi \quad (63)$$

mit  $W$  = Reibungswiderstand [kN]

$M_s$  = spez. Mantelreibung [kN/m<sup>2</sup>]

$d_a$  = Außendurchmesser der Vortriebsrohre [m]

$L$  = Vortriebslänge [m]

Der gesamte Reibungswiderstand  $W$  [kN] wird dabei angegeben als Produkt aus spezifischer Mantelreibung [kN/m<sup>2</sup>] und Kontaktfläche [m<sup>2</sup>].

Die spezifische Mantelreibung wird dabei wie folgt ermittelt:

$$M_s = \mu \cdot N \quad (64)$$

mit  $\mu$  = Reibungsbeiwert [-]

$N$  = senkrecht zum Rohr wirkende Kraft pro Fläche [kN/m<sup>2</sup>]

Während sich die auf das Vortriebsrohr wirkende Normalkraft  $N$  nach vorhandenen Berechnungsansätzen bei geradem Vortrieb relativ einfach ermitteln lässt, ist der Reibungsbeiwert  $\mu$  von einer Reihe weiterer Faktoren abhängig und daher nicht pauschal zu bestimmen.

Der Reibungsbeiwert innerhalb eines Bodens kann ausgedrückt werden durch:

$$\mu = \tan \varphi' \quad (65)$$

An der Kontaktfläche zwischen Boden und Rohr ist  $\mu$  jedoch abhängig vom Material und der Rauigkeit auf dessen Oberfläche. Daher ist  $\varphi'$  ggf. abzumindern.

$$\mu < \tan \varphi' \quad (66)$$

Bei einem suspensionsgestützten Vortrieb findet durch das Bentonit zudem eine Art Schmierung der Kontaktflächen zwischen Rohr und Boden statt. Das Bentonit wirkt dabei wie eine Art Film. Die Stärke der Ausprägung dieses Films ist dabei wiederum abhängig von der Art des Bodens.

$$\mu \ll \tan \varphi' \quad (67)$$

Nichtbindige Böden neigen aufgrund ihrer geringen Kohäsion in Verbindung mit dem überlagernden Erddruck dazu, in den aufgefahrenen Überschneidung einzubrechen. In kohäsiven Böden dagegen bleibt der Überschneidung meist besser erhalten. Bei direktem Kontakt zwischen Boden und Rohr können jedoch Adhäsionseffekte auftauchen, die unabhängig von der Kontaktspannung sind und deren Größe maßgeblich von der Kontaktfläche zwischen Rohr und Wand beeinflusst wird.

Problematisch können sich zudem Stillstände beim Vortrieb auswirken. Der Reibungsbeiwert kann dabei stark ansteigen, da der Schmierfilm verloren geht und sich die Rohre im Boden festsetzen. Nach Beendigung eines Stillstands muss daher zunächst beim erneuten Anfahren die erhöhte Reibung durch das größere  $\mu_R$  überwunden werden. Beim weiteren Vortrieb pendelt sich  $\mu$  in der Regel wieder auf den Ausgangswert ein.

Für Flüssigkeitsreibung bei Verwendung einer Bentonitsuspension als Stütz- und Gleitmittel ist  $\mu$  zudem auch abhängig von der Fließgrenze der Suspension. Angaben über den Reibungsbeiwert sind somit schwierig und nicht pauschal zu treffen. Werte für  $\mu$  können jedoch auf einen plausiblen Bereich von

$$0,1 < \mu < 0,3 \quad (68)$$

näherungsweise eingegrenzt werden. Für die weiteren Beispiele wird ein mittlerer Wert von  $\mu = 0,2$  angesetzt, um eine bessere allgemeine Vergleichbarkeit der Werte zu erreichen.

## 9.2 Mantelreibung zwischen Rohr und Boden bei geradem Vortrieb

Vorhandene Berechnungsansätze unterscheiden sich vorwiegend hinsichtlich der Verteilung der äußeren Einwirkungen auf das Vortriebsrohr. Nachstehend werden die Ansätze nach *Scherle* [27] und *Weber* [66] dargestellt.

Der Berechnungsansatz nach *Scherle* [27] basiert auf der Annahme, dass sich über dem Vortriebsrohr ein Gewölbe ausbildet. Nur der vom Gewölbe gebildete Teilkörper tritt mit seiner wirksamen Überdeckungshöhe  $h_w$  als Belastungsgröße auf (vgl. Bild 235).

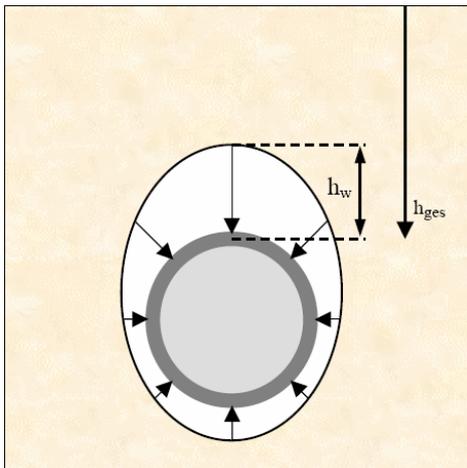


Bild 235 Gewölbebildung über dem Vortriebsrohr (nach [27])

Der spez. Reibungswiderstand ergibt sich nach *Scherle* [27] zu:

$$M_{(\text{Scherle})} = \mu_R \cdot \left[ \gamma_m \cdot \left( h_w + \frac{d_a}{2} \right) \cdot \left( \frac{k_{\text{Sch}} + k_{K1} + k_{K2} + k_{S0}}{4} \right) + \frac{G - A_R}{4 \cdot d_a} \right] \quad (69)$$

- mit
- $\mu$  = Reibungsbeiwert [-]
  - $\gamma_m$  = mittlere Wichte des überlagernden Bodens [kN/m<sup>3</sup>]
  - $h_w$  = wirk. Überdeckungshöhe nach *Terzaghi/Houska* [m]
  - $d_a$  = Außendurchmesser des Rohres [m]
  - $k_{\text{Sch}}$  = Erddruckbeiwert im Scheitel [-]

- $k_{K1}$  = Erddruckbeiwert im Kämpfer 1 [-]
- $k_{K2}$  = Erddruckbeiwert im Kämpfer 2 [-]
- $k_{S0}$  = Erddruckbeiwert in der Sohle [-]
- $G$  = Gewicht des Rohres pro Meter [kN/m]
- $A_R$  = Auftrieb des Rohres pro Meter [kN/m]

Die wirksame Überdeckungshöhe  $h_w$  ergibt sich nach *Scherle* [27] aus der Annahme, dass zusammen mit der Gewölbewirkung eine Auflockerung des Bodens über den Vortriebsrohren eintritt, die eine Verminderung der Scherfestigkeit bewirkt.

$$k_v = \frac{9 \cdot \gamma_m \cdot d_a \cdot \left(1 + \tan\left(45^\circ - \frac{\varphi'}{2}\right)\right)}{4 \cdot \tan \varphi'} \cdot \left[ 1 - e^{\frac{-4 \cdot h_{ges} \cdot \tan \varphi'}{9 \cdot d_a \cdot \left(1 + \tan\left(45^\circ - \frac{\varphi'}{2}\right)\right)}} \right] \quad (70)$$

- mit  $\varphi'$  = Winkel der inneren Reibung des Bodens [°]
- $h_{ges}$  = Überlagerungshöhe bis zur Rohroberkante [m]

$$h_w = \frac{9 \cdot d_a \cdot \left(1 + \tan\left(45^\circ - \frac{\varphi'}{2}\right)\right)}{4 \cdot \tan \varphi'} \cdot \left[ 1 - e^{\frac{-4 \cdot h_{ges} \cdot \tan \varphi'}{9 \cdot d_a \cdot \left(1 + \tan\left(45^\circ - \frac{\varphi'}{2}\right)\right)}} \right] \quad (71)$$

$$\text{mit } k_v = \gamma_m \cdot h_w \quad (72)$$

Beim Berechnungsansatz nach [66] hingegen wird die Mantelreibung  $M_{(Weber)}$  auf der Grundlage eines kombinierten Rechenmodells ermittelt. Zur Berechnung der Vertikalbelastung wird der Ansatz von *Scherle* [27] verwendet, wobei sich jedoch auf die Rohrmitte bezogen und eine Abminderung der Scherfestigkeit nicht vorgenommen wird. Der Erddruckbeiwert wird mit  $K_0 = 0,5$  angesetzt.

$$M_{(Weber)} = \mu \cdot \sqrt{k_h \cdot k_v} \quad (73)$$

$$k_v = \frac{\gamma_m \cdot d_a \cdot \left(1 + \tan\left(45^\circ - \frac{\varphi'}{2}\right)\right)}{\tan \varphi'} \cdot \left[ 1 - e^{\frac{-z \cdot \tan \varphi'}{d_a \cdot \left(1 + \tan\left(45^\circ - \frac{\varphi'}{2}\right)\right)}} \right] \quad (74)$$

$$\sigma_H = \gamma_m \cdot z \cdot K_0 \quad (75)$$

- mit  $k_v$  = vertikaler Erddruck [kN/m<sup>2</sup>]
- $k_h$  = horizontaler Erddruck [kN/m<sup>2</sup>]

z = Überlagerungshöhe bis zur Rohrmitte [m]  
 K<sub>0</sub> = Erdruhedruckbeiwert [-]

In den nachfolgenden Tabellen sind in Anwendung der o.a. Formeln nach *Scherle* [27] und *Weber* [66] jeweils die berechneten Werte für mögliche Reibungswiderstände in Abhängigkeit der einzelnen Parameter dargestellt. Die Tabellen beziehen sich auf eine mittlere Wichte des anstehenden Bodens von  $\gamma = 19 \text{ kN/m}^3$  und einen Reibungsbeiwert von  $\mu = 0,2$ . Diese Werte gehen in linearer Abhängigkeit in die Formeln ein. Die Tabellenwerte können somit schnell für andere Werte von  $\mu$  und  $\gamma$  angepasst werden.

*Tabelle 43 Reibungswerte pro lfd. Meter Rohr nach Scherle [27] in Abh. des Rohrdurchmessers und der Überlagerungshöhe bei  $\varphi' = 30^\circ$ ,  $\gamma = 19 \text{ kN/m}^3$  und  $\mu = 0,2$*

Scherle		Überlagerungshöhe h [m] und $\varphi' = 30^\circ$								Reibung [kN/m]
		5	10	15	20	25	30	35	40	
d <sub>a</sub> [m]	1,5	55,0	81,8	97,4	106,5	111,7	114,8	116,6	117,6	
	2,0	81,3	124,9	153,8	173,1	186,0	194,6	200,3	204,1	
	2,5	109,8	171,1	215,4	247,4	270,5	287,2	299,3	308,0	
	3,0	140,4	220,1	280,9	327,3	362,6	389,6	410,1	425,8	

*Tabelle 44 Reibungswerte pro lfd. Meter Rohr nach Weber [66] in Abh. des Rohrdurchmessers und der Überlagerungshöhe bei  $\varphi' = 30^\circ$ ,  $\gamma = 19 \text{ kN/m}^3$  und  $\mu = 0,2$*

Weber		Überlagerungshöhe h [m] und $\varphi' = 30^\circ$								Reibung [kN/m]
		5	10	15	20	25	30	35	40	
d <sub>a</sub> [m]	1,5	55,4	80,9	100,6	116,4	130,0	142,1	153,3	163,6	
	2,0	78,9	121,8	153,6	178,9	200,4	219,4	236,6	252,6	
	2,5	106,8	166,2	211,8	248,5	279,5	306,7	331,2	353,8	
	3,0	136,8	213,5	274,1	323,8	365,8	402,5	435,5	465,6	

Tabelle 45 Reibungswerte pro lfd. Meter Rohr nach [27] in Abh. des Rohrdurchmessers und der Überlagerungshöhe bei  $\varphi' = 35^\circ$ ,  $\gamma = 19$  kN/m<sup>3</sup> und  $\mu = 0,2$

Scherle		Überlagerungshöhe h [m] und $\varphi' = 35^\circ$								Reibung [kN/m]
		5	10	15	20	25	30	35	40	
d <sub>a</sub> [m]	1,5	49,8	70,6	81,2	86,5	89,2	90,5	91,2	91,6	
	2,0	74,6	110,2	131,5	144,3	152,0	156,6	159,3	161,0	
	2,5	101,5	153,2	187,5	210,3	225,5	235,5	242,2	246,6	
	3,0	130,6	199,1	247,9	282,5	307,1	324,7	337,1	346,0	

Tabelle 46 Reibungswerte pro lfd. Meter Rohr nach Weber [66] in Abh. des Rohrdurchmessers und der Überlagerungshöhe bei  $\varphi' = 35^\circ$ ,  $\gamma = 19$  kN/m<sup>3</sup> und  $\mu_p = 0,2$

Weber		Überlagerungshöhe h [m] und $\varphi' = 35^\circ$								Reibung [kN/m]
		5	10	15	20	25	30	35	40	
d <sub>a</sub> [m]	1,5	46,1	67,9	83,4	96,1	107,1	117,0	126,2	134,7	
	2,0	68,9	103,4	128,3	148,3	165,5	180,8	194,9	208,0	
	2,5	93,9	142,4	178,4	207,2	231,7	253,4	273,2	291,6	
	3,0	120,9	184,3	232,6	271,6	304,6	333,7	360,0	384,2	

Die Angaben in Tabelle 43 bis Tabelle 46 sind die rechnerisch ermittelten Werte für mögliche zu erwartende Reibungswiderstände in [kN/m] des Vortriebsrohres im Boden, dargestellt in Abhängigkeit von Überlagerungshöhe, Rohrdurchmesser und Winkel der inneren Reibung des Bodens. Zur besseren Vergleichbarkeit wurde dabei im Ansatz von *Scherle* [27] ohne den Einfluss des Gewichts- und Auftriebsterms ( $G = A_R$ ) gerechnet.

Erwartungsgemäß steigt der Reibungswiderstand mit der Vortriebstiefe durch die höhere Auflastspannung an. Nach *Scherle* [27] steigt die Reibung dabei allerdings durch die Berücksichtigung der Ausbildung einer Gewölbewirkung bei größeren Tiefen immer langsamer an. Eine Vergrößerung des Rohrdurchmessers erhöht durch die vergrößerte Oberfläche ebenfalls die Reibung. Die Erhöhung des Winkels der inneren Reibung des Bodens trägt hingegen zu einer Verringerung der Reibung bei, da der Erddruck abnimmt.

Für einen geradeaus verlaufenden Vortrieb in einer Tiefe von 10 m bei einem Rohrdurchmesser von 2,1 m entstehen nach Interpolation der Werte in Tabelle 43 und Tabelle 44 Reibungswiderstände von ca. 134 kN/m nach *Scherle* [27] und ca. 130 kN/m nach *Weber* [66].

### 9.3 Bettungsreaktion des Vortriebsrohres an der Hohlraumwand bei Kurvenfahrt

Zusätzlich zu den vorhandenen Reibungswiderständen beim gradlinigen Vortrieb, entstehen weitere Reibungsspannungen zwischen Vortriebsrohr und Hohlraumwandung bei der Kurvenfahrt. Durch den exzentrischen Lastangriff der Vortriebskraft beim Durchfahren einer Kurve und die daraus resultierende zusätzliche Krafteinleitung in die Wandung, entstehen erhöhte Kontaktspannungen. Diese resultieren in erhöhtem Reibungswiderstand in Vortriebsrichtung.

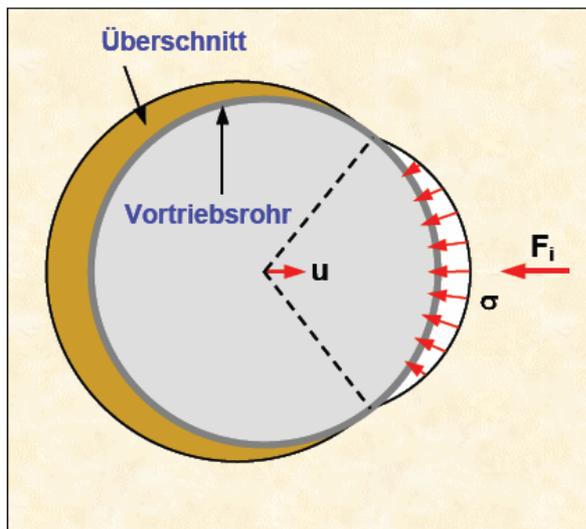


Bild 236 Darstellung der zusätzlichen Kontaktspannung zwischen Rohr und Wandung

Die in den Versuchen des IKT gefahrenen Versuche mit dem Vortriebssimulator haben für die einzelnen definierten Vortriebszustände der Mustertrasse die jeweils dazu gehörigen Kissendrücke und Zylinderkräfte geliefert. Die Ergebnisse der Zylinderkräfte aus dem 1:1-Versuch bzw. aus Berechnungen mit dem an den Versuchsergebnissen kalibrierten FEM-Modell des Versuchszustandes können als Grundlage zur Abschätzung der zusätzlichen Reibungskräfte dienen, die während des Vortriebs in einer Kurve auftreten können. Sie werden dabei als Auslenkungskräfte interpretiert, die vom Boden während der Kurvenfahrt aufgenommen werden müssen.

Der zusätzliche Reibungswiderstand aufgrund des Durchfahrens einer Kurve kann aus den Zylinderkräften ( $F_y$ ) und dem Reibungsbeiwert ( $\mu_p$ ) direkt ermittelt werden (vgl. Bild 236)

$$W = M_s \cdot A = \mu \cdot N \cdot A = \mu \cdot F \quad (76)$$

mit  $W$  = Reibungswiderstand [kN]

$M_s$  = spez. Mantelreibung [kN/m<sup>2</sup>]

- A = Kontaktfläche [m<sup>2</sup>]
- $\mu$  = Reibungsbeiwert [-]
- N = senkrecht zum Rohr wirkende Kraft pro Fläche [kN/m<sup>2</sup>]
- F<sub>y</sub> = Zylinderkräfte bzw. Bettungskräfte [kN]

Die bei einer Kurvenfahrt auf die Hohlraumwandung wirkenden Bettungskräfte werden im IKT-Vortriebsimulator bereichsweise durch die Zylinderkräfte aufgenommen. Die Zylinderkräfte für die verschiedenen Vortriebszustände (VZ) in Abhängigkeit der verwendeten Druckübertragungsmittel (DÜM) sind in Tabelle 47 dargestellt. In der Spalte ( $\Sigma \parallel$ ) ist jeweils die Summe der Beträge der Zylinderkräfte angegeben. Diese Summe stellt die resultierende zusätzliche Druckkraft auf die Hohlraumwandung für den jeweiligen Vortriebszustand dar. Das Vorzeichen der Zylinderkraft stellt dabei nur die Richtung der Kraft dar. Es ist für die Ermittlung der resultierenden Reibung jedoch unerheblich, ob diese am linken oder rechten Kämpfer auftritt.

Tabelle 47 Gemessene Bettungs-/Zylinderkräfte bei verschiedenen Vortriebszuständen (VZ) und Druckübertragungsmitteln (DÜM)

VZ	DÜM	F <sub>y</sub> [kN]								Σ
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1	OSB	31,0	-37,6	-3,3	-1,6	59,8	29,1	-11,7	-48,9	223,0
	PU	15,6	-50,6	-1,2	72,3	16,5	36,5	-7,1	2,2	202,0
	SPAN	12,9	9,6	118,6	127,9	116,2	56,8	-36,6	-80,5	559,1
2	OSB	-22,2	-158,9	-0,7	162,3	243,1	339,0	100,0	-344,5	1370,7
	PU	-24,0	-135,7	36,7	49,3	142,0	262,3	-15,1	-160,5	825,6
	SPAN	-188,9	-181,8	56,1	186,6	326,0	400,8	237,0	28,2	1605,4
3	OSB	414,4	-24,5	-82,9	-308,1	-217,3	-212,7	-9,3	194,2	1463,4
	PU	105,2	-12,9	-187,4	-34,9	-73,2	-141,9	8,0	83,3	646,8
	SPAN	-7,8	-221,1	-199,4	-287,6	-78,0	-177,7	-2,9	270,3	1244,8
4	OSB	102,0	-256,4	-99,6	-77,9	246,5	278,6	267,0	-133,5	1461,5
	PU	-6,6	-223,5	-44,1	-72,8	197,9	181,3	30,2	-76,1	832,5
	SPAN	-67,1	-320,1	-149,6	-2,3	319,9	430,3	282,8	40,3	1612,4
5	OSB	-4,9	4,2	3,2	172,6	20,5	74,8	-5,2	-0,3	285,7
	PU	-6,1	-35,9	27,5	112,7	5,1	18,5	-17,3	-106,3	329,4
	SPAN	-106,6	-74,6	115,6	220,2	96,9	114,6	23,4	9,4	761,3
6	OSB	-280,4	-5,2	128,6	326,6	282,8	347,2	88,5	-307,3	1766,6
	PU	-210,6	-82,2	198,8	173,2	110,9	250,3	-11,3	-182,9	1220,2
	SPAN	-322,3	-43,4	267,0	294,8	242,1	317,6	243,6	108,0	1838,8

VZ 1 : Vortriebszustand : 1. Gerade

VZ 2 : Vortriebszustand : Abweichung Solltrasse

VZ 3 : Vortriebszustand : Gegensteuerung

VZ 4 : Vortriebszustand : Rückführung Solltrasse

VZ 5 : Vortriebszustand : 2. Gerade

VZ 6 : Vortriebszustand : Kurve

Um die zum jeweiligen Vortriebszustand gehörigen Reibungswiderstände ermitteln zu können, müssen die Zylinderkräfte noch mit dem Reibungsbeiwert  $\mu$  multipliziert werden (siehe Tabelle 48). In diesem Beispiel wurde der Reibungsbeiwert zu  $\mu = 0,2$  angesetzt.

Tabelle 48 Reibungskräfte bei verschiedenen Vortriebszuständen (VZ) und Druckübertragungsmitteln (DÜM) für  $\mu = 0,2$

VZ	DÜM	W [kN]									
		1	2	3	4	5	6	7	8	$\Sigma   $	[kN/m]
1	OSB	6,2	-7,5	-0,7	-0,3	12,0	5,8	-2,3	-9,8	44,6	3,5
	PU	3,1	-10,1	-0,2	14,5	3,3	7,3	-1,4	0,4	40,4	3,2
	SPAN	2,6	1,9	23,7	25,6	23,2	11,4	-7,3	-16,1	111,8	8,7
2	OSB	-4,4	-31,8	-0,1	32,5	48,6	67,8	20,0	-68,9	274,1	21,4
	PU	-4,8	-27,1	7,3	9,9	28,4	52,5	-3,0	-32,1	165,1	12,9
	SPAN	-37,8	-36,4	11,2	37,3	65,2	80,2	47,4	5,6	321,1	25,1
3	OSB	82,9	-4,9	-16,6	-61,6	-43,5	-42,5	-1,9	38,8	292,7	22,9
	PU	21,0	-2,6	-37,5	-7,0	-14,6	-28,4	1,6	16,7	129,4	10,1
	SPAN	-1,6	-44,2	-39,9	-57,5	-15,6	-35,5	-0,6	54,1	249,0	19,5
4	OSB	20,4	-51,3	-19,9	-15,6	49,3	55,7	53,4	-26,7	292,3	22,8
	PU	-1,3	-44,7	-8,8	-14,6	39,6	36,3	6,0	-15,2	166,5	13,0
	SPAN	-13,4	-64,0	-29,9	-0,5	64,0	86,1	56,6	8,1	322,5	25,2
5	OSB	-1,0	0,8	0,6	34,5	4,1	15,0	-1,0	-0,1	57,1	4,5
	PU	-1,2	-7,2	5,5	22,5	1,0	3,7	-3,5	-21,3	65,9	5,1
	SPAN	-21,3	-14,9	23,1	44,0	19,4	22,9	4,7	1,9	152,3	11,9
6	OSB	-56,1	-1,0	25,7	65,3	56,6	69,4	17,7	-61,5	353,3	27,6
	PU	-42,1	-16,4	39,8	34,6	22,2	50,1	-2,3	-36,6	244,0	19,1
	SPAN	-64,5	-8,7	53,4	59,0	48,4	63,5	48,7	21,6	367,8	28,7

VZ 1 : Vortriebszustand : 1. Gerade

VZ 2 : Vortriebszustand : Abweichung Solltrasse

VZ 3 : Vortriebszustand : Gegensteuerung

VZ 4 : Vortriebszustand : Rückführung Solltrasse

VZ 5 : Vortriebszustand : 2. Gerade

VZ 6 : Vortriebszustand : Kurve

Die Reibungskräfte für  $\mu = 0,2$  bei den verschiedenen Vortriebszustände (VZ) in Abhängigkeit der verwendeten Druckübertragungsmittel (DÜM) sind in Tabelle 48 dargestellt. In der Spalte ( $\Sigma ||$ ) ist jeweils die Summe der Beträge der Reibungskräfte angegeben. Da sich durch die unterschiedlichen Zylinderkräfte auch die Reibungskräfte nicht gleichmäßig über den simulierten Vortriebsbereich verteilen, kann in der letzten Spalte nur ein Durchschnittswert der Reibung pro lfd. Meter bezogen auf den jeweils betrachteten Vortriebszustand von 12,8 m (8 x 1,6 m) angegeben werden.

In Abschnitt 9.3 wurde für einen Rohrdurchmesser  $d_a = 2,1$  m und eine Vortriebstiefe von 10 m ein Reibungswiderstand von ca. 130 kN/m für Geradeausfahrt beispielhaft ermittelt. Im simuliertem Vortriebszustand 6 (Kurve) werden je nach verwendetem Druckübertragungsmittel zusätzliche Reibungswiderstände zwischen 19,1 kN/m und 28,7 kN/m erreicht. Dies entspricht in diesem Fall einer **zusätzlichen Reibung von ca. 15 – 22 % beim Durchfahren einer Kurve** mit einem Radius von 540 m. Für kleinere Radien wäre eine entsprechend höhere Reibung zu berücksichtigen.

#### 9.4 Reibung aufgrund von Imperfektionen (außermittiger Kraftangriff)

Zusätzlich zu den rechnerisch erfassbaren Effekten, die Einfluss auf die Reibung beim Vortrieb nehmen, existiert beim realen Vortrieb noch eine Größe, die einen Einfluss auf den Reibungswiderstand hat. Durch Imperfektionen im Material bzw. geringfügige Verschiebungen der Rohrsegmente untereinander kommt es zu ungewollten Ausmittigkeiten und Exzentrizitäten des Rohrstranges während des Vortriebs. Hierbei ist ebenfalls mit zusätzlichem Einfluss durch Reibung zu rechnen.

Tabelle 49 Zylinderkräfte bei Vortriebszustand 1 mit verschiedenen Druckübertragungsmitteln

VZ	DÜM	F <sub>y</sub> [kN]								
		1	2	3	4	5	6	7	8	Σ
1	OSB	31,0	-37,6	-3,3	-1,6	59,8	29,1	-11,7	-48,9	223,0
	PU	15,6	-50,6	-1,2	72,3	16,5	36,5	-7,1	2,2	202,0
	SPAN	12,9	9,6	118,6	127,9	116,2	56,8	-36,6	-80,5	559,1

Tabelle 50 Reibungskräfte bei Vortriebszustand 1 mit verschiedenen Druckübertragungsmitteln für  $\mu_p = 0,2$

VZ	DÜM	W [kN]									[kN/m]
		1	2	3	4	5	6	7	8	Σ	
1	OSB	6,2	-7,5	-0,7	-0,3	12,0	5,8	-2,3	-9,8	44,6	3,5
	PU	3,1	-10,1	-0,2	14,5	3,3	7,3	-1,4	0,4	40,4	3,2
	SP	2,6	1,9	23,7	25,6	23,2	11,4	-7,3	-16,1	111,8	8,7

Aus Tabelle 49 geht hervor, dass es bereits beim Vortriebszustand 1 (Geradeausfahrt) im IKT-Vortriebssimulator zu solchen außermittigen Lastangriffen durch Imperfektionen kommt. Theoretisch müssten die Werte bei einer idealen Geradeausfahrt null sein. Rechnet man diese Kräfte in Tabelle 50 in Reibungskräfte um, so erhält

man durchschnittlich je nach verwendetem Druckübertragungsmittel zwischen 3,5 kN/m und 8,7 kN/m. Dies entspricht ca. 2,7 – 6,7 % zusätzlicher Reibung, sofern kein Überschneid vorliegt und die seitliche Verschiebung des Rohres vollständig verhindert wird. Testversuche im IKT-Vortriebssimulator zeigten, dass die in der ersten Gerade aufgrund von Imperfektionen beobachteten Zwängungen schon bei seitlicher Freigabe des Rohrstranges von wenigen Millimetern abgebaut wurden.

## 9.5 Fazit

Anhand der Ansätze nach *Scherle* und *Weber* wurde für die Verlegesituation der Vortriebsrohre im IKT-Vortriebssimulator mit  $d_a = 2,1$  m, 10 m Überdeckungshöhe und  $\mu_P = 0,2$  eine Reibung von ca. 130 kN/m berechnet. Zusätzlicher Einfluss entwickelt sich aus dem Durchfahren von Kurven. Hierbei zeigen die Ergebnisse des IKT-Vortriebssimulators eine Erhöhung der Reibung von bis zu 22 % (bei 540 m Radius) gegenüber der Geradeausfahrt. Aus der Beeinflussung durch Imperfektionen bei der Geradeausfahrt kann sich im Falle eines unmittelbaren Kontaktes zum Boden die Reibung nach den Ergebnissen des IKT-Vortriebssimulators maximal um weitere ca. 3 – 7 % erhöhen (siehe Bild 237).

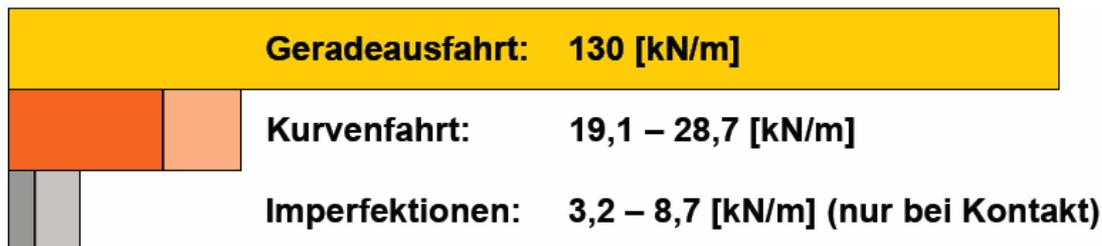


Bild 237 Qualitative Verteilung der einzelnen Anteile an der Reibung beim Vortrieb im IKT-Vortriebssimulator ( $d_a = 2,1$  m)

Im Bild 238 ist die allgemeine Vorgehensweise für die Berechnung der resultierenden Mantelreibung aus Versuchs- bzw. FEM-Ergebnissen in einem Ablaufdiagramm dargestellt.

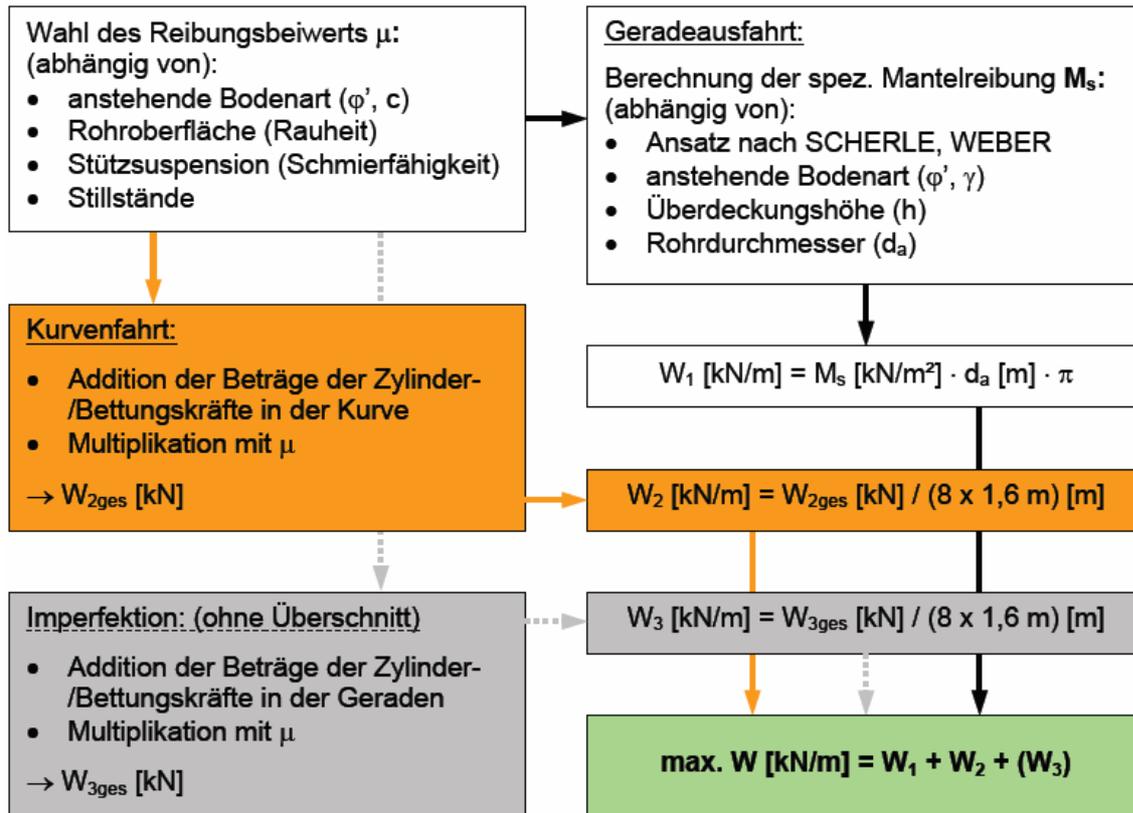


Bild 238 Ablaufdiagramm

## 10 Dichtigkeit der Rohrverbindungen

### 10.1 Aufgabenstellung

Neben der Auswahl qualitativ hochwertiger Stahlbetonrohre und Druckübertragungsmittel ist es für den Neubau von Kanälen im Rohrvortriebsverfahren ebenfalls unbedingt erforderlich, geeignete Dichtungen einzusetzen. So schreibt beispielsweise Stein in [3]:

*“Dichtungen für Rohrverbindungen in Kanalisationen sind, bedingt durch erhöhte Dichtheitsforderungen, aber auch durch die Thematisierung der undichten Kanäle in der Öffentlichkeit, verstärkt in den Blickpunkt der Fachleute gerückt. Da beim Rohrvortrieb durch Querkräfte zusätzliche Scherbeanspruchungen auftreten können, bemüht man sich zur Zeit, noch zuverlässigere, aber auch prüfbare Dichtungen zu entwickeln.“*

Die Dichtungen in Vortriebsrohren sind somit besonderen Randbedingungen ausgesetzt und bilden unter Umständen eine Schwachstelle im Gesamtsystem. Neben den üblichen Langzeitbeanspruchungen aus chemischen, biologischen und physikalischen Angriffen sind die Dichtungen während des Rohrvortriebs auch anderen kurzzeitigen Belastungen ausgesetzt. Unter Umständen können diese Belastungen um ein Vielfaches höher als die Langzeitbelastungen sein und ggf. bereits beim Einbauvorgang das Dichtmaterial dauerhaft schädigen. Vielfach ist somit unklar, ob die

Dichtungen in Vortriebsrohren zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme die Qualität neuwertiger Dichtungen aufweisen und den Anforderungen der DIN EN 1916 (vgl. [5]) entsprechen. Ein wesentliches Kriterium bei der Beurteilung der Eignung und Qualität von Dichtungen ist die Sicherstellung und Aufrechterhaltung eines ausreichenden Anpressdrucks der Dichtung auf das Rohr während der gesamten Lebensdauer. Daher lag ein Schwerpunkt der Untersuchungen in der Ermittlung auftretender Verformungen an Dichtungen während und nach Abschluss des Rohrvortriebs. Zu diesem Zweck werden insbesondere Ergebnisse aus Versuchen im IKT-Vortriebssimulator herangezogen. Zudem wird in weiterführenden Materialprüfungen das Werkstoffverhalten typischer Dichtmittel unter großen Verformungen untersucht.

## 10.2 Dichtungswerkstoffe

Die Dichtwirkung von Dichtprofilen für Stahlbeton-Vortriebsrohre resultiert bei Kompressionsdichtungen aus den Anpress- und Rückstellkräften, die in Abhängigkeit der Härte des Materials durch die Verformung des Dichtprofils beim Einbringen in der Fuge erzeugt werden. Entsprechende Mindestverformungen zur Erzielung der für das ständige Anpressen an die Fugenwände erforderlichen Vorspannung sind einzuhalten.

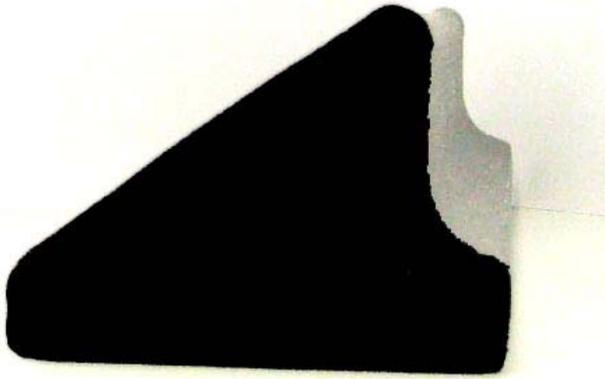
Dichtungen in Rohrverbindungen werden aus kautschukartigen Polymeren hergestellt, die unter dem Sammelbegriff *Elastomere* gefasst werden. Neben dem Naturkautschuk wurden seit Anfang des Jahrhunderts zahlreiche synthetische Elastomere polymerisiert, deren physikalische und chemische Eigenschaften die des Naturkautschuks (NR) teilweise übertreffen. Zu den ersten derartigen Elastomeren gehörten Polymere des Butadiens, Styrol- (SBR) und Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR), die auch heute noch als Dichtungswerkstoffe eingesetzt werden. Diene (wie das Butadien) besitzen in ihrer molekularen Struktur zwei energiereiche und damit reaktive Doppelbindungen. Elastomere, die aus diesen Grundsubstanzen synthetisiert werden, sind daher sehr empfindlich gegenüber Oxidanzien wie Licht (Photooxidation), Sauerstoff und Ozon. Sie altern rasch und müssen durch Zusatz von Antioxidantien (z. B. Russ, Amine) geschützt werden. [67]

Eine höhere Beständigkeit gegenüber Umwelteinflüssen lässt sich mit Polymeren aus Olefinen wie Ethylen und Propylen erzielen, die mit einem nur noch geringen Anteil von Dienen als Copolymere verknüpft sind, wie beispielsweise das Ethylen-Propylen-Dicyclopentadien (EPDM). Obwohl die genannten Elastomere eine sehr gute Beständigkeit gegenüber Säuren, Basen und teilweise auch aliphatischen Kohlenwasserstoffen (Heizöl, Benzin etc.) aufweisen, führt die Einwirkung von halogenierten Kohlenwasserstoffen bei allen Kautschukarten zu Beeinträchtigungen des Gefüges. [67]

Im Entwässerungsbereich werden hauptsächlich Naturkautschuk (NR), Styrolbutadienkautschuk (SBR), Acrylnitrilbutadienkautschuk (NBR) und Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) eingesetzt [68].

Die im IKT-Vortriebssimulator eingesetzten Stahlbetonrohre sind mit SBR-Kompressionsdichtungen mit einer Profilhöhe von 30 mm bestückt (vgl. Bild 239). Auf

nachträgliche Dichtheitsprüfungen an diesen Verbindungen musste verzichtet werden, da im Zuge der häufigen Wechsel der Druckübertragungsmittel im Versuchsverlauf erhebliche Verschleißspuren durch den Einsatz von Montagegeräten entstanden waren, so dass die Abdichtung mittels Muffenprüfgerät kaum erfolgversprechend war. Alternativ wurden Querkraft- und Schwerwegmessungen durchgeführt, um mögliche Einflüsse aus Rohrbelastungen auf die Dichtmittelbeanspruchung zu erkennen.



*Bild 239 Keil-Kompressionsdichtung, Profilhöhe 30 mm, Werkstoff: SBR*

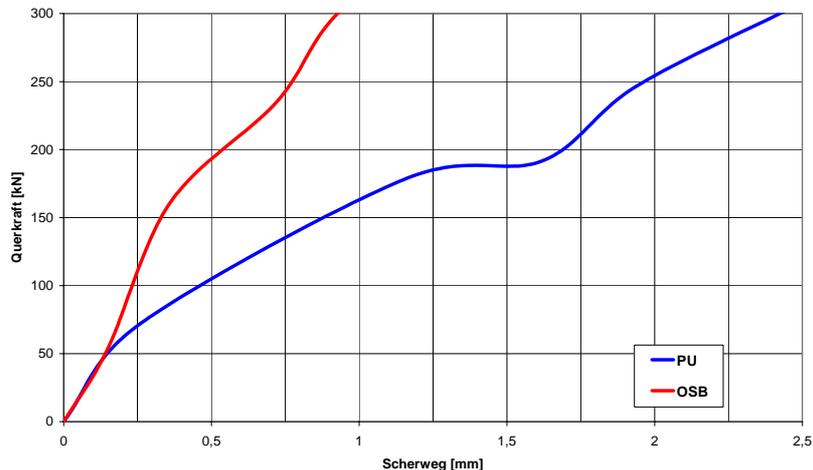
### 10.3 Messungen im IKT-Vortriebssimulator

Um Aussagen treffen zu können, welche Auswirkungen vortriebsbedingte Querbelastungen auf eine Rohrverbindung und deren Dichtmittel haben können, wurden **im Simulator Scherversuche** durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen war die Quantifizierung der Relativverschiebungen quer zur Rohrachse im Bereich der Druckübertragungsmittel. Hierzu wurden zunächst die in den Rohrverbindungen auftretenden Querkräfte anhand der Ergebnisse in Abschnitt 6 ausgewertet. Aus den Differenzkräften benachbarter Hydraulikzylinder folgten Querkräfte in einer Größenordnung von etwa 300 kN. Dies liegt deutlich über dem Wert, der sich aus den Normen und Regelwerken für die Scherlastprüfung ableiten lässt. So werden im Entwurf des DWA-Arbeitsblattes A 125 [69] nur Scherlasten von 32 kN für die hier verwendete Nennweite DN 1600 vorgeschlagen.

Für die Untersuchungen wurden zwei unterschiedliche Werkstoffe für das Druckübertragungsmittel ausgewählt. Zum einen die in Querrichtung relativ steife OSB-Platte als Vertreter der Holzwerkstoffe und zum anderen ein diesbezüglich weicherer Kunststoff. Die Beschreibung der Werkstoffe ist Abschnitt 8.1 zu entnehmen.

Nach dem geraden Ausrichten des Rohrstranges wurde eine axiale Vorlast von 400 kN aufgebracht und anschließend die Rohrverbindung V2/V3 (vgl. Bild 162) über die beiden seitlichen Hydraulikzylinder Z3 und Z4 mit einer Querkraft beaufschlagt. Während dieser Belastung wurden die Querverschiebungen, also der Scherweg gemessen. Die Ergebnisse sind für PU und OSB im Bild 240 dargestellt.

Es zeigte sich, dass bei vollständiger Haftreibung zwischen Druckübertragungsmittel und Rohrstirnfläche nur geringe Scherwege auftraten, deren Werte allerdings wesentlich vom verwendeten Druckübertragungsmittel abhingen. Beim schubweicheren Kunststoff (PU) betragen die Querverschiebungen fast das Dreifache der Werte für den Holzwerkstoff (OSB).



*Bild 240 Scherweg bei Querkrafteinleitung in die Rohrverbindung bei unterschiedlichen Druckübertragungsmitteln, unter axialer Vorlast von 400 kN*

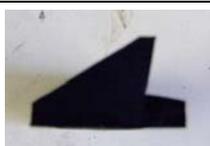
Im Ergebnis bleibt festzuhalten, dass das Druckübertragungsmittel auch in Querrichtung erhebliche Kräfte verformungsarm überträgt und somit die eintretenden Scherwege maßgeblich begrenzt. Bei den hier untersuchten Werkstoffen traten maximal 2,5 mm Querverschiebung bei 300 kN Querlast auf. Diese Werte hängen allerdings von der Oberflächenbeschaffenheit der Rohrspiegel und von der Schubsteifigkeit des Druckübertragungsmittels ab. **Grundsätzlich sollte aber ein konstruktiver Querkraftanschlag ausgebildet werden, um Einflüsse aus Querkraftverschiebungen für die Dichtmittel auszuschließen.** Für welche Belastungen dieser zu dimensionieren ist, könnte durch entsprechende Parameterstudien geklärt werden.

## 10.4 Materialprüfungen

Es wurden von unterschiedlichen Dichtungsherstellern Profile für die Prüfungen ausgewählt. Tabelle 51 enthält eine Übersicht der Profilhöhen und Werkstoffe.

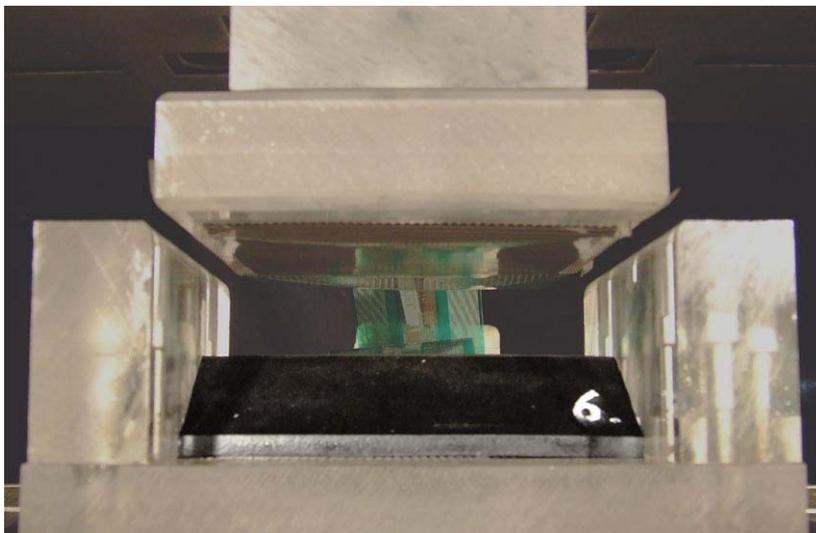
An diesen Proben wurden vom Lehrstuhl für Mechanik und Baukonstruktionen der RWTH Aachen Untersuchungen zur Druckrelaxation, zum Druckverformungsrest und zur Dichtbreitenermittlung durchgeführt [70].

Tabelle 51 Werkstoffe und Profilhöhen der untersuchten Dichtprofile

Lfd. Nr.	Hersteller	Profilhöhe	Werkstoff	Profil
1	A	30	SBR	
2	A	30	SBR	
3	A	23	SBR	
4	A	23	SBR	
5	B	24	EPDM	
6	B	24	synthetischer Kautschuk	
7	B	24	synthetischer Kautschuk	
8	C	24	SBR	
9	C	24	SBR	
10	C	30	SBR	

Die Normprüfung zur Ermittlung der Dichtbreite wurde derart angepasst, dass über den gesamten Verformungsbereich die Spannungsverläufe und Dichtbreiten ermittelt wurden.

An den Dichtprofilen werden jeweils die wirksame Dichtbreite am Kopf und am Fuß der Dichtungen sowie die relevante Dichtkraft  $F$  gemessen. Die Verformung wird nach DIN EN 1916 [5] in Schritten von 5 % der maximalen Verformung, allerdings um nicht mehr als 25 mm je Minute, gesteigert. Nach jedem Verformungsschritt folgt eine Pause von 10 Sek.  $\pm$  2 Sek., in der sich der Probekörper stabilisieren soll. Die Umgebungstemperatur während der Prüfung entspricht 23°C. Die Dichtprofile werden dazu in einer speziellen Prüfeinrichtung (vgl. Bild 241), welche die seitliche Ausdehnung behindert, in einer Prüfmaschine belastet. Die vorhandene Dichtbreite sowie die Spannungsverteilung in allen Verformungsschritten am Kopf und am Fuß der Dichtung werden mit einem Vierkanal-Foliendruckaufnehmer der Fa. Tekscan gemessen.



a) Prüfeinrichtung



b) Tekscan Sensor

*Bild 241 Ermittlung der wirksamen Dichtbreite*

Als Ergebnis liegen Spannungs-Verformungslinien der einzelnen Dichtmittel mit den zugehörigen Dichtbreiten für den gesamten Kompressionsbereich der Dichtung vor. **Diese Hinweise können zur Ermittlung der möglichen Verformungsbereiche einzelner Dichtmittel genutzt werden und damit als Grundlage für die konstruktive Ausbildung der Querkraftübertragung dienen.**

## 11 Empfehlungen

Aus den Modell- und Großversuchen folgt u.a., dass die wesentlichen Vortriebsparameter wie Größe und Exzentrizität der Vortriebskraft, Rohrabwinkelungen und -beanspruchungen, seitliche Bettungsreaktionen sowie die Spannungshöhe und -verteilung in den Druckübertragungsmitteln miteinander gekoppelt sind. Auch wenn eine Verallgemeinerung der beobachteten Zusammenhänge nur schwer möglich scheint, ist bereits deutlich zu erkennen, dass die Rohrstrangkinematik und Bettungsreaktionen in üblichen Vortriebssituationen wie Gerade, Kurvenfahrt und Steuerbewegung von den aktuell gültigen Berechnungs- und Dimensionierungsannahmen z.B. im Arbeitsblatt A 161 abweichen können. Die resultierenden Bewegungen und Abwinkelungen einzelner Rohre und Rohrgruppen führen in bestimmten Fällen zu hohen Beanspruchungen der Rohre und Rohrverbindungen. Die physikalischen Eigenschaften der Druckübertragungsmittel sind dabei von hoher Bedeutung. Vor diesem Hintergrund lassen sich folgende grundsätzliche Empfehlungen zusammenfassen:

- **Bei der Trassenplanung und Dimensionierung von Rohrverbindungen für Kurvenfahrten sollte nicht von einer Ideal-Kinematik des Rohrstranges, d.h. von ideal-gleichverteilten Abwinkelungen zwischen den Rohren, ausgegangen werden.** In der Simulation wurden Rohrgruppierungen beobachtet, die zu einer deutlichen Erhöhung der Abwinkelungen im Vergleich zur Idealverteilung führen. Entsprechend bietet es sich an, die Abwinkelungen beim Vortrieb verstärkt zu überwachen und so aus der Baupraxis weitere Erfahrungen zum typischen Abwinkelungsverhalten zu gewinnen.
- **Bei Kurvenfahrten ist stets das unterschiedliche plastische Verhalten der Druckübertragungsmittel (Holz, OSB, Spanplatte, PU) zu berücksichtigen.** Kurvenfahrten, aber auch Steuerbewegungen bei weitgehend geradlinigem Vortrieb können zu lokalen plastischen Verformungen dieser Druckübertragungsmittel mit entsprechenden Spannungsumlagerungen, Bettungsreaktionen und Zwängungskräften führen. Druckübertragungsmittel aus Kunststoff - mit Auflagerblechen aus Stahl zur Verringerung von Querkzugspannungen - können die Druckübertragung verbessern. Im Druckversuch zeigten Proben für Druckringe aus PU ein überwiegend elastisches Verhalten ohne nennenswerte Spannungsumlagerungen nach Steuerkurven oder planmäßiger Kurvenfahrt. Nur bei PU-Druckübertragungsmitteln lag die Exzentrizität der Kraftresultierenden bei Kurvenfahrt im Großversuch noch im Kernquerschnitt, so dass hier keine klaffende Fuge auftrat.
- **In allen von der Gerade abweichenden Vortriebszuständen treten erhebliche Querkraftbelastungen auf. Daher ist in der Regel die Querkraftbelastung der Rohrverbindung statisch und konstruktiv zu berücksichtigen, insbesondere wenn S-Kurven zu durchfahren sind.** Dabei ist die maximale Kompressionsfähigkeit und (Scher-)Verformbarkeit der Dichtungen und Druckübertragungsmittel zu beachten, ggf. ist eine Scherwegbegrenzung in der Rohrverbindung vorzusehen.

- **Steuerkorrekturen sollten mit möglichst großen Radien bzw. ohne abrupte Radienwechsel ausgeführt werden.** In der Praxis wird als Maß für die Steuerungsgenauigkeit meist eine zulässige Abweichung von der Solllinie vereinbart, wodurch jedoch enge Steuerkurven mit möglichst rascher Rückführung zur Solllinie provoziert werden. Eine Abhilfe ist dadurch denkbar, dass in Ausschreibungen neben der zulässigen Abweichung von der Solllinie auch einzuhaltende minimale Steuerradien gefordert werden. Diese vorgeschriebenen Mindestradien sind entsprechend in der Rohrbemessung zu berücksichtigen.
- **Werden erhöhte Bettungskräfte (z.B. bei Kurvenfahrten) erwartet, so ist die rechnerische Mantelreibung trassenspezifisch zu erhöhen.** In Abhängigkeit der gewählten Trasse sind ggf. auch erhöhte Vortriebskräfte anzusetzen. Für den im Rahmen des Vorhabens untersuchten Praxisfall (Kapitel 6) zeigte sich bei der Kurvenfahrt eine Erhöhung der Mantelreibung im Kurvenbereich um ca. 20 %. Störungen im Ausbruchquerschnitt bei Geradeausfahrt mit ähnlichem Einfluss auf die Mantelreibung ist durch hohlraumstützende Schmierung des Rohrstranges entgegenzuwirken.
- **Auch bei geradlinigen Vortrieben sollte streng auf die Einhaltung der vorgegebenen Maßtoleranzen (Rechtwinkligkeit der Rohrspiegel, Außendurchmesser) der gelieferten Rohre geachtet werden.** Während bei Kurvenfahrten die Rohrstrang-Kinematik von entscheidendem Einfluss für die Belastung der Rohrverbindungen ist, gewinnen beim geradlinigen Vortrieb die herstellungsbedingten Imperfektionen (z.B. Spiegelmaße) im Vergleich zum gewählten Überschnitt an Bedeutung. In der beispielhaften Versuchsauswertung für gerade Vortriebszustände ohne Überschnitt zeigte sich - abhängig vom Druckübertragungsmittel - eine maximale Erhöhung der Wandreibungskräfte von 3 bis 7 % (s. Bild 237).
- **Zur Ermittlung von Zwängungsspannungen im Rohr ist die Auswertung der Spannungsverteilungen aus der FEM-Analyse geeignet.** So wurden z.B. für die Vortriebssituation „Rückführung zur Solltrasse“ Zwängungsspannungen ermittelt, die die Werte der Mindestbemessung nach ATV-A 161 [19] um ca. 50% überschreiten (vgl. Kapitel 8 der Langfassung).

Sind im **konkreten Anwendungsfall** einer oder mehrere der o.a. Punkte von besonderer Bedeutung, sollte die gewählte Vortriebsmaßnahme von der Planung bis zur Ausführung und Abnahme durch eine **numerische Vortriebssimulation** begleitet werden, die an den Ergebnissen des IKT-Simulators **kalibriert** ist. Diese stützt sich zur Zeit auf vier Teilmodelle:

1. **Trassenmodell:** Die Trasse wird in einzelne Trassenelemente (Gerade, Steuerkurve, Plankurve etc.) unterteilt und definierten Rand- und Schnittstellenbedingungen ausgesetzt. Diese Trassenelemente aus Rohrstrang-Abschnitten mit jeweils fünf Rohren bilden statisch modellierbare Subsysteme für die weitere FE-Simulation.
2. **Rohrstrang-Modell:** Die jeweiligen Vortriebssituationen des Modells 1 werden als Rohrstrang-Abschnitte mit jeweils fünf Rohren mit elastisch/plastischem Verhalten

der Druckübertragungsmittel durch 3D-FE-Modelle abgebildet. Diese Modelle sind durch die 1:1-Versuche im IKT-Vortriebssimulator kalibriert. Das FE-Modell liefert die numerischen und grafischen Spannungsverteilungen für die Einzelrohre. Die für die Einzelrohre anzunehmenden Belastungen können als Gleichgewichtsgruppen hergeleitet werden (vgl. DWA-A 161 [65]).

3. **Interaktionsmodell Rohr-Boden:** Das Interaktionsverhalten zwischen Rohr und Boden sowie die Bodeneigenschaften werden in einem FE-Modell nachgebildet, so dass eine verschiebungsabhängige Ermittlung der Bettungsreaktionskräfte, des seitlichen Auflagerwinkels bei Kurvenfahrten und der Gleichgewichtszustände möglich wird. Für Standardfälle wurden auf dieser Basis entsprechende Diagramme entwickelt, welche die funktionellen Beziehungen vereinfacht abbilden.
4. **Werkstoffmodelle und Prüfverfahren:** Das nichtlineare Verhalten von Druckübertragungsmitteln wird auf der Grundlage von Laborversuchen an Probestücken beschrieben. Die Ergebnisse gehen in das Modell 2 (Rohrstrang-Modell) ein.

Die o.a. vier Teilmodelle sollen künftig durch ein geeignetes Datenmodell verknüpft werden, in das auch Informationen zur Kalibrierungsempfindlichkeit und Sensitivität des Gesamtmodells (Modelle 1 bis 4) einfließen. Gegebenenfalls kann dieses Datenmodell auch die Schnittstellenbeziehungen zur Lösung einer übergeordneten Optimierungsaufgabe liefern.

Das Gesamtmodell wurde im Rahmen des Forschungsvorhabens durch die 1:1-Versuche im Großversuchstand des IKT kalibriert und ist für hinreichend ähnliche Vortriebsbedingungen (Stahlbetonrohre kleinerer und größerer Nennweite, gerader sowie einfach und mehrfach gekrümmter Linienzug) geeignet.

Als Ergebnis einer **kalibrierten Vortriebssimulation** stehen folgende **Erkenntnisse für die jeweilige Baumaßnahme** zur Verfügung:

- **Trassenbewertung:** Die in der Planung gewählte Trasse wird „testweise“ im numerischen Modell durchfahren. Aus den o.a. Bettungsreaktionen, Rohrschnittgrößen und Spannungsbildern für Rohre sowie Druckübertragungsmittel lassen sich kritische Trassenabschnitte erkennen. Ggf. können anschließend alternative Trassen sowie veränderte Trassierungselemente oder Positionen von Zwischenpressstationen mit Blick auf einen „schonenderen“ Vortrieb vorgeschlagen und ebenfalls überprüft werden.
- **Druckübertragungsmittel:** Insbesondere wenn mehrfache Kurvendurchfahrten geplant und/oder zahlreiche unplanmäßige Steuerbewegungen zu erwarten sind, wächst bei einigen Druckübertragungsmitteln der Einfluss der Belastungsgeschichte auf die Spannungsverteilung. Diese Einflüsse werden erkannt, so dass in Grenzfällen Alternativen vorgeschlagen und überprüft werden können.
- **Vortriebsrohre:** Vortriebsrohre werden standardmäßig mit Blick auf übliche Bau- und Betriebslasten bemessen. Die im Forschungsprojekt ermittelten Spannungsbilder gestatten darüber hinaus eine Bemessung unter Berücksichtigung der lokalen Bettungsreaktionen bei Kurvenfahrten und Steuerbewegungen. Die Lastmodelle orientieren sich dabei an den in der Statik erdebetteter Rohre üblichen

Bemessungsvorstellungen (Rohraufleger, Auflagerwinkel, ggf. Linienlasten) für Stahlbetonrohre. Sonderfälle wie örtlich erhöhte Bodensteifigkeiten können ebenfalls berücksichtigt werden.

- **Steuerempfehlungen:** Ist z.B. aufgrund wechselnder Bodenverhältnisse mit häufigeren Steuerkorrekturen zu rechnen, lassen sich deren Auswirkungen auf die Rohrbelastung bereits im Vorfeld ermitteln. Hieraus können zulässige Toleranzen in der Linienführung und Mindestradien für die Rücksteuerung zur Solllinie abgeleitet werden.

Eine kalibrierte Vortriebssimulation gestattet somit die weitgehende Beschreibung, Analyse, Bewertung und Qualitätssicherung von Vortriebsprojekten. Der hierfür notwendige zusätzliche numerische Aufwand erscheint mit Blick auf die bisherigen Schadensfälle und Unsicherheiten beim Rohrvortrieb sowie die besonderen Probleme für eine eventuell erforderliche Schadensbehebung grundsätzlich gerechtfertigt. Ist mit hohen Schadensrisiken zu rechnen, sind Planungsvarianten zu vergleichen oder ergeben sich durch Regelwerke nicht abgedeckte Dimensionierungssituationen, so ist eine numerische Simulation des Vortriebs stets zu empfehlen.

## 12 Zusammenfassung und Ausblick

Allein in Nordrhein-Westfalen sind Investitionen von ca. 500 Millionen EURO jährlich für den Neubau von Kanalisationsnetzen geplant. Einen wesentlichen Anteil hieran hat der Umbau des Emscher-Systems mit ca. 150 Millionen EURO/Jahr. Weite Kanalstrecken des Emscher-Systems werden im Rohrvortrieb mit Großrohren bis DN 2800 gebaut. Allerdings unterliegen die Rohre insbesondere bei nicht geradliniger Trasse und schwierigen Baugrundbedingungen während des Bauvorganges besonderen Belastungen. Bisherige Prüfkonzepte beschränken sich hier nur auf die Prüfung einzelner Rohre und Verbindungen und vernachlässigen die Bettung und Krümmung des Rohrstranges. Auch die Eigenschaften der Werkstoffe für die Druckübertragungsmittel sind unter Vortriebsbelastungen nur schwer oder gar nicht zu ermitteln. Entsprechende Studien zeigten, dass Schäden an den Vortriebsrohren und den Rohrverbindungen im Vergleich zu Schwierigkeiten mit Presseinrichtung, Vortriebschild usw. am häufigsten auftreten. Hier sind insbesondere Rissbildungen oder Abplatzungen zu nennen. Besonders kritisch sind dabei Schäden an der Rohraußenseite, da diese beim Rohrvortrieb in der Regel nicht erkannt werden können. Das Umweltministerium des Landes Nordrhein-Westfalen und die Emschergenossenschaft nahmen dies zum Anlass, das im Bericht dargestellte Forschungsvorhaben zu fördern.

**Ziel dieses Vorhabens** ist es, auf der Basis von Vortriebssimulationen im Maßstab 1:1 praxisnahe Empfehlungen zur Planung und Steuerung von Rohrvortrieben sowie zur Auswahl und Bemessung geeigneter Rohre und Verbindungsmittel zu entwickeln. Hierzu sind die bisherigen Erkenntnisse zum Verhalten von Rohren unter Vortriebslasten zu hinterfragen, ggf. entsprechende Belastungsmodelle zu entwickeln und die relevanten Einflussfaktoren zu identifizieren. Im Rahmen der Planungs- und Bau-

stellenbegleitung kann ein an Großversuchen kalibriertes Modell auch zur qualitätssichernden Vortriebssimulation eingesetzt werden.

Den **Schwerpunkt des vorliegenden Forschungsvorhabens** bildete die Untersuchung von Vortrieben mit Rohren aus Stahlbeton im begehbaren Nennweitenbereich. Das **Konzept des IKT-Vortriebssimulators** ergänzt dabei die Bemessungsvorstellung eines „passiven“ Rohres“, d.h. die Bemessung auf von außen induzierte Beanspruchungen, um einen „aktiven“ Betrachtungsansatz, in dem das Rohr Bettungsreaktionen provoziert, wie folgt:

Aus In-situ-Beobachtungen von Vortriebsmaßnahmen ist bekannt, dass der gesamte Rohrstrang in zyklischen Belastungsschritten der vom Schild aufgefahrenen Vortriebstrasse folgt. Ein sogenanntes „Abschleifen“ des Bodens bei Kurvenfahrten wurde nicht festgestellt, so dass die Vortriebstrasse einschließlich planmäßiger Kurvenfahrten und Steuerkorrekturen als maßgebend für alle passierenden Rohre angesehen werden kann. Bei vorgegebener Trassengeometrie erfährt der Rohrstrang je Belastungszyklus (Vorschub eines Rohres) die zum Vortrieb notwendige Längsbelastung. Je nach Rohr- bzw. Rohrverbindungseigenschaften und Trassensituation reagiert ein freier Rohrstrang im Belastungszyklus mit Verschiebungen senkrecht zur Trasse. Werden diese Verschiebungen vollständig unterbunden, entstehen entsprechende Bettungsreaktionen. An diesem „aktiven“ Verhalten des Rohrstranges unter axialer Belastung setzt das Konzept des IKT-Vortriebssimulators an: Ein Rohrstrang aus fünf Rohren wird bei simulierter Trassengeometrie einer axialen Belastung ausgesetzt und die in dieser Lage notwendigen Bettungsreaktionen werden ermittelt. Diese Bettungsreaktionen können als erster Hinweis für die in-situ maximal möglichen Bodenreaktionen bei vorgegebenen Rohr- und Rohrverbindungseigenschaften angesehen werden. Die 1:1-Simulation mit tatsächlichen Rohren, Druckübertragungsmitteln und Dichtelementen berücksichtigt dabei auch die rechnerisch kaum zu erfassenden - aber vielfach maßgeblichen - geometrischen Imperfektionen (z.B. Betonoberfläche) und nichtlinearen elasto-visko-plastischen Werkstoffeigenschaften (z.B. Hölzer, Kunststoffe) auch unter großen Verformungen und längeren Verformungsgeschichten.

Zur Umsetzung dieses Simulationsansatzes wurde zunächst untersucht, ob das erarbeitete Versuchskonzept und die geplante Versuchseinrichtung grundsätzlich geeignet sind, den Vortrieb von Stahlbetonrohren realitätsnah und zuverlässig zu simulieren. Hierzu wurde eine entsprechende **Modellvariante im Maßstab 1:4** geplant, bemessen und anschließend auf dem Aufspannfeld des IKT aufgebaut. Im Rahmen dieser Versuche (DN 400) konnte die Mess-, Steuer und Regelungstechnik schrittweise so erprobt und verfeinert werden, dass das Versuchskonzept und die mess- bzw. steuertechnischen Erkenntnisse und Entwicklungen auf die Großversuche übertragen werden konnten.

Auf Basis der Erkenntnisse aus den Modellversuchen wurde eine Versuchseinrichtung im **Maßstab 1:1, der IKT-Vortriebssimulator**, entwickelt und in den Großversuchsstand des IKT - Institut für Unterirdische Infrastruktur integriert. Dieser Großversuchsstand diente während des Projektes als Widerlagerkonstruktion zur Lastaufnahme sowie als Schutzraum für unvorhersehbare Lastreaktionen in der Einfahr-

phase. Die Vortriebskräfte werden über vier Hydraulikzylinder eingeleitet, welche mit Bolzen horizontal drehbar an einem Druckverteilungsring angeschlagen sind. Das Widerlager besteht aus einer Stahlkonstruktion mit zwei übereinander angeordneten Kugelkalotten, welche einen Eintrag der Reaktionskräfte in Rohrlängsrichtung bewirken. Ein Eintrag von Biegemomenten ist im Bereich der Kalotten planmäßig ausgeschlossen. Dies ist bei der Auswahl der statischen Systeme für die unterschiedlichen Vortriebssituationen zu berücksichtigen. Durch die acht horizontalen Hydraulikzylinder können die seitlichen Verformungen in gekrümmten Trassen millimetergenau eingestellt werden. In den Großversuchen konnten so die Vortriebssituationen „Geradliniger Vortrieb“, „Planmäßige Kurvenfahrt“, „Einleiten einer Gegensteuerung“, „Fortsetzen einer Gegensteuerung“ und „Einleiten einer Steuerbewegung“ näher untersucht werden.

Mit Blick auf die Interpretation der gemessenen Bettungsreaktionen als aktivierbare Bodenspannungen wurden am Institut für Grundbau, Bodenmechanik und Energiewasserbau (IGBE) der Universität Hannover ergänzende FE-Berechnungen durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen war die **Quantifizierung der Interaktion eines Vortriebsrohres mit dem umgebenden Erdreich** für verschiedene Böden und Überdeckungshöhen. Anhand der Ergebnisse wird es zukünftig möglich sein, die im IKT-Vortriebssimulator gewonnenen Erkenntnisse auf das Durchfahren verschiedener Böden in unterschiedlichen Tiefenlagen zu übertragen. Dazu wurde ein Berechnungsalgorithmus entwickelt, mit dem sich umfassende Kraft-Verschiebungs-Beziehungen für die Querverschiebung eines Vortriebsrohres unter Vortriebsbelastungen herleiten lassen. Dabei können unterschiedliche Bodenarten, Lagerungsdichten, Überdeckungshöhen und Überschnitte berücksichtigt werden.

Zur **Funktionsprüfung** des IKT-Vortriebssimulators wurden die unterschiedlichen Vortriebssituationen einzeln eingestellt und die entsprechenden Belastungen aufgebracht. Die Last- und Verformungsreaktionen des Simulators wurden beobachtet und die Gesamtkonstruktion gegebenenfalls modifiziert bzw. verstärkt. Die Messtechnik lieferte zuverlässig die geforderten Messdaten und die Hydraulikanlage erfüllte die erwarteten Anforderungen bezüglich Geschwindigkeit sowie Steuer- und Regelgenauigkeit. Eine Auswertestrategie und anschauliche Darstellungsformen zur Analyse der umfangreichen Datenmengen wurden entwickelt. Die Vortriebssituationen „Gerade“, „Kurvenfahrt“, „Einleiten Gegensteuerung“ und „Fortsetzen Gegensteuerung“ konnten problemlos umgesetzt werden. Auf das „Einleiten einer Steuerbewegung“ musste verzichtet werden, da eine Wegregelung der Hauptpresszylinder aufgrund von unkontrollierbaren Zwängungen offensichtlich nicht möglich war.

Zur **vollständigen Vortriebssimulation** wurde in Abstimmung mit der Emschergenossenschaft und weiteren Beteiligten anhand von Baustelleninformationen ein **Praxisfall** zusammengestellt, welcher alle signifikanten Vortriebssituationen wenigstens einmal enthält. Um die im Vortriebssimulator gewonnenen Erkenntnisse auf Plausibilität zu prüfen, wurden von der Fachhochschule Münster entsprechende Berechnungen mit der Finite-Element Methode durchgeführt. Ein weiteres Ziel dieser Untersuchungen war es, durch Kalibrierung des FE-Modells an tatsächlichen

Messerwerten eine spätere Parametervariation mit vergleichendem Bezug zu ermöglichen. Die aus dem Praxisfall gewonnenen Erkenntnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- In den **gekrümmten Trassenbereichen**, d.h. der Steuerbewegung und der Kurve, legen sich die Rohre im Kurvenstich an die Innenseite des Kurvenverlaufs an und erzeugen dort nennenswerte Bettungsreaktionen, während sich am Kurvenanfang und –ende entgegengesetzte Abstützeffekte zeigen. Mit Blick auf die resultierenden Bodenverformungen ist ein Geradeziehen der mittleren Rohre zu erwarten, welches im Beispielfall bis zur Verdopplung der entsprechenden Rohr-abwinkelung in den Randbereichen führen kann. Insbesondere am Wendepunkt im Vortriebszustand „Rückführung Solltrasse“ wurden auch nennenswerte Querkraftbeanspruchungen festgestellt.
- Bei **plastischem Verhalten des Druckübertragungsmittels** weichen die Reaktionen in den Geraden vor und nach einer Kurvenfahrt oder Steuerbewegung erkennbar voneinander ab. Wiederbelastungen können auch zu einem Ausgleich der unterschiedlichen Effekte führen.
- Auch in der ersten Geraden wurden ungleichmäßige Bettungsreaktionen gemessen, die in ihrer Größenordnung auf **Imperfektionen an den Rohrspiegeln** zurückgeführt werden können.
- Die **FEM-Modellierung** stellt ein geeignetes Mittel zur weitergehenden Analyse dar. Dies betrifft insbesondere die Berechnung und Visualisierung der im Simulator nicht messbaren Spannungsbilder sowie der Einsatz in ergänzenden Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen.

Vor dem Hintergrund der Ergebnisse der Vortriebssimulationen veranstaltete das IKT am 14. Februar 2007 ein **Internationales Symposium** zum Thema „**Pipejacking-Simulation**“. Im Rahmen dieses Symposiums wurden das Konzept und erste Ergebnisse des IKT-Projektes vorgestellt und diskutiert. Ebenso berichteten die Teilnehmer von ihren eigenen Forschungsergebnissen, Baumaßnahmen und Projekten. Die Diskussion mit den Teilnehmern des Symposiums zeigte, dass die vorgenannten Phänomene auch von Fachleuten aus der Vortriebspraxis bestätigt werden konnten. Eine quantitative Überprüfung oder gar Umsetzung in ein berechenbares Modell fehlten bisher allerdings vollständig. Hier leistet das vorliegende Simulationskonzept somit einen entscheidenden Beitrag und weist auch völlig neue Perspektiven für die vortriebsvorbereitende und –begleitende Bestimmung der Rohrbelastungen auf.

Über den dargestellten Praxisfall hinaus wurden ergänzende Versuche durchgeführt und weitere Analyse-Optionen untersucht. Dies betrifft Trassenvariationen im Sinne einer „**S-Kurve**“ sowie die Möglichkeiten zur Interpretation der Bettungsspannungen für **unterschiedliche Bodenarten**. Bei der Variation „S-Kurve“ wird ein Krümmungswechsel simuliert, wie er beispielsweise bei dem Übergang zwischen entgegengesetzten Kurvenradien entsteht. Die Belastung hängt hierbei von der Länge des Vor- bzw. Nachbogens ab. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass beim Durchfahren von S-Kurven die mögliche Querkraftbelastung der Rohrverbindungen auch konstruktiv berücksichtigt werden sollte. Bei einer weitergehenden Analyse der Rohr-Boden-

Interaktion wurde darüber hinaus exemplarisch geklärt, wie sich die im Versuch oder durch FEM-Berechnungen ermittelten Bettungsspannungen auf unterschiedliche Böden übertragen lassen.

Um den **Einfluss der Druckübertragungsmittel (DÜM)** auf die Beanspruchung der Rohre und Verbindungen zu bestimmen, wurde die Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Materialien (Vollringe) zur Druckübertragung miteinander verglichen. Im Zentrum der Betrachtung standen die praxisnahen Großversuche mit ungeschädigten Vollringen der ausgewählten DÜM, die um klassische Werkstoffuntersuchungen an einzelnen DÜM-Probestücken ergänzt wurden. Im Rahmen der Großversuche wurden OSB, Fichte, Spanplatte und Polyurethan untersucht. Für diesen Vergleich im Großversuch wurde der Vortrieb entlang der im Praxisfall dargestellten Trasse simuliert und die Belastungsgeschichte der Druckübertragungsringe sowohl im 1:1-Versuch als auch mit dem bereits entwickelten FEM-Modell verfolgt. Die Ergebnisse bestätigen, dass die plastischen Verformungen der Druckübertragungsmittel einen erheblichen Einfluss auf die Spannungsverteilung in den Rohrverbindungen haben. Die maximalen Spannungen bei den durch gekrümmte Trassen unterbrochenen Vortriebszuständen Gerade 1, 2 und 3 wachsen z.B. bei Spanplatte von 6,9 N/mm<sup>2</sup> auf 10,7 N/mm<sup>2</sup> und damit um 55 % an. Der Werkstoff PU weist demgegenüber in sämtlichen Geraden trotz der vorher kurvenreichen Vortriebszustände relativ gleichmäßige Spannungsverteilungen ohne nennenswerte Erhöhung der Maximalwerte auf.

In Abschnitt 5.4 des derzeitigen Arbeitsblattes ATV-A 161 [19] ist die Berücksichtigung von **Zwängungskräften** im Bauzustand („Mindestbemessung“) durch einen pauschalen Ansatz bei den Schnittgrößen vorgesehen. Ein Vergleich dieser Spannung mit den Spannungen aus der 3D-Analyse der Vortriebssimulation ergab, dass für das gewählte Beispiel die Werte der „Mindestbemessung“ etwa 33 % unter denen der 3D-Analyse liegen.

Beim Vortrieb der Rohre durch den Boden entsteht mit dem umgebenden Boden und der Stützsuspension ein **Reibungswiderstand**, der von den Vortriebspresen überwunden werden muss. Zur Ermittlung dieses Widerstands auch in gekrümmten Trassen wurden entsprechende Berechnungsansätze entwickelt. Beim Durchfahren von Kurven leitete sich beispielhaft aus den Simulationsergebnissen eine Erhöhung der Reibung von bis zu 22 % (hier bei 540 m Radius) gegenüber der Geradeausfahrt ab. Durch Imperfektionen konnte sich allerdings auch bei Geradeausfahrt die Reibung um maximal weitere ca. 3 – 7 % erhöhen.

Ein wesentliches Kriterium bei der Beurteilung der Eignung und Qualität von **Dichtungen in Vortriebsrohren** ist die Sicherstellung und Aufrechterhaltung eines ausreichenden Anpressdrucks der Dichtung auf das Rohr während der gesamten Lebensdauer. Ein Schwerpunkt der Untersuchungen lag daher in der Ermittlung auftretender Verformungen an Dichtungen während des Einauvorgangs beim Rohrvortrieb. Um Aussagen treffen zu können, welche Auswirkungen vortriebsbedingte Querbelastungen auf eine Rohrverbindung und deren Dichtmittel haben können, wurden zunächst **Scherversuche im Simulator** durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen war die Quantifizierung der durch das Druckübertragungsmittel zugelassenen Querverschiebungen. In **weiterführenden Materialprüfungen** wurde das Werkstoffver-

halten typischer Dichtmittel unter großen Verformungen untersucht. Im Ergebnis liegen Spannungs-Verformungslinien der einzelnen Dichtmittel mit den zugehörigen Dichtbreiten für den gesamten Kompressionsbereich der Dichtung vor. Diese Hinweise können zur Ermittlung der möglichen Verformungsbereiche einzelner Dichtmittel genutzt werden und damit als Grundlage für die konstruktive Ausbildung der Querkraftübertragung dienen.

**Insgesamt zeigen die Projektergebnisse**, dass die Bettungsreaktionen in üblichen Vortriebssituationen, wie Gerade, Kurvenfahrt und Steuerbewegung, von den gängigen Berechnungs- und Dimensionierungsannahmen abweichen können. Die daraus resultierenden Bewegungen und Abwinkelungen einzelner Rohre und Rohrgruppen führen ggf. zu extremen Beanspruchungen der Rohrverbindungen. Die Eigenschaften der Druckübertragungsmittel sind dabei von herausragender Bedeutung. Vor diesem Hintergrund wurden **Empfehlungen** zur Trassenplanung und Dimensionierung von Rohrverbindungen für Kurvenfahrten mit besonderem Blick auf die Wahl der Druckübertragungsmittel und die Querkraftbelastung der Rohrverbindung abgeleitet. Weitere Empfehlungen betreffen mögliche Steuerkorrekturen, die zu erwartende Mantelreibung sowie die Einhaltung von Maßtoleranzen der gelieferten Rohre. Eine Ermittlung der Zwängungsspannungen aus FEM-Analysen im Vergleich zu den Werten der Mindestbemessung nach ATV-A 161 [19] rundet das Bild ab.

Sind im konkreten Anwendungsfall einer oder mehrere der o.a. Punkte von besonderer Bedeutung, sollte die gewählte Vortriebsmaßnahme von der Planung bis zur Ausführung und Abnahme durch die im Rahmen des Vorhabens entwickelte kalibrierte Vortriebssimulation begleitet werden. Diese stützt sich auf die vier Teilmodelle: Trassenmodell, Rohrstrang-Modell, Interaktionsmodell Rohr-Boden sowie Werkstoffmodelle bzw. Prüfverfahren. Die Teilmodelle werden künftig durch ein geeignetes Datenmodell verknüpft, in das auch Informationen zur Kalibrierungsempfindlichkeit und Sensitivität des Gesamtmodells einfließen. Das Gesamtmodell wurde während des Forschungsvorhabens anhand der 1:1-Versuche im Großversuchsstand des IKT kalibriert und ist für ausreichend ähnliche Vortriebsbedingungen geeignet.

Als Ergebnis einer **kalibrierten Vortriebssimulation** stehen für die jeweilige Baumaßnahme praxisnahe Erkenntnisse für die Trassenbewertung sowie die Wahl der Druckübertragungsmittel, Bemessung der Vortriebsrohre und Vorgabe von Steuerempfehlungen zur Verfügung.

Die Simulationen im Großversuchsstand und die Berechnungsmodelle leisten eine zutreffende qualitative und quantitative Beschreibung typischer Vortriebssituationen. Vor diesem Hintergrund sollten als **Ausblick** künftig die folgenden Aufgabenfelder weiterverfolgt werden:

- **Schnittstellen-Algorithmen:** Die bereits im Rahmen des Vorhabens entwickelten und beispielhaft eingesetzten Berechnungsmodule weisen zahlreiche Schnittstellen auf, die zur Reduzierung des Gesamtaufwandes noch auszugestalten sind. Ansätze für ein entsprechendes Datenmodell und geeignete Schnittstellen-Algorithmen liegen vor.

- **Parameterstudien:** Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden einzelne Parameter der Trassen-, Geometrie- und Bettungsbedingungen gezielt variiert, um die wesentlichen Einflüsse beim Rohrvortrieb zu erkennen und zu quantifizieren. Darüber hinaus sollte der durch die Simulationsbedingungen abgesteckte Lösungsraum durch gezielte Variationsstrategien erweitert werden.
- **Praxisfälle:** Auch wenn im virtuellen Simulationsmodell zahlreiche Einflussfaktoren durch Parameterstudien untersucht werden können, so lassen sich doch vielfältige Einflüsse nur im Abgleich mit Erfahrungen aus ausgeführten Baumaßnahmen erkennen und beschreiben. Hierzu gehören Steuerkurven und Steuerfehler, Lieferqualitäten und Lagerbedingungen von Rohren und Verbindungsmitteln, besonderer Zeitdruck im Bauablauf, der Einfluss der Vortriebsmaschine auf die nachlaufenden Rohre, nichtlineare Bodeneigenschaften, Einflüsse aus Überschnitt und Schmierung, geometrische Imperfektionen z.B. im Rohrspiegel oder auch die Auswirkungen von Instabilitäten des Rohrstrangs („Geradeziehen“). Daten aus der Überwachung von Vortrieben, z.B. Messwerte der Fugenklaffungen, gekoppelt mit Protokollen der Vortriebskraft sind einzu beziehen. Ziel ist es, mit Hilfe dieser Daten die vorherrschenden Vortriebs- und Trassenbedingungen zu identifizieren und das virtuelle Simulationsmodell zusätzlich anhand der relevanten Praxisanforderungen zu kalibrieren und ggf. zu erweitern.
- **Optimierungsstrategien für die Praxis:** Ausgehend von den Ergebnissen der Parameterstudien und der Untersuchungen an Praxisfällen werden die wesentlichen Einflussfaktoren für den Vortriebserfolg identifiziert. Von den jeweiligen wirtschaftlichen Zwängen und Freiheitsgraden ist es abhängig, welche Faktoren für weitere Optimierungen auszuwählen sind. Ziel ist es, mit vertretbarem Aufwand ein hohes Maß der vorhandenen Optimierungspotenziale zu erschließen.
- **Bemessungs- und Berechnungsverfahren:** Die Versuchsergebnisse zeigten, dass mit nenneswerten Querkräften und Zwängungskräften insbesondere bei Steuerbewegungen und in Kurvenfahrten zu rechnen ist. Das Geradeziehen des Rohrstrangs (Stabeffekt) kann darüber hinaus zu einer Erhöhung der Flugenklaffungen führen. Diese Zusammenhänge sind bei der Bemessung der Rohre und Druckübertragungsmittel, z.B. nach dem Entwurf des DWA-A 161 [65] zu berücksichtigen. Entsprechende vereinfachte Berechnungsverfahren sind zu entwickeln. Einer Mindestbemessung, ähnlich der im derzeit noch gültigen Arbeitsblatt ATV-A 161 [19] geforderten, kommt dabei eine besondere Bedeutung zu.
- **Hinweise für Konstruktion und Fertigung:** Die zu erwartenden Querkräfte und der Einfluss von Maßtoleranzen stellen besondere Anforderungen an die Konstruktion und Fertigung der Rohre und Rohrverbindungen. Zur Aufnahme der Querkräfte sind entsprechende Konstruktionsvorschläge zu entwickeln und z.B. eine Schubbewehrung zu berücksichtigen. Dabei ist eine ausreichende Abwinkelbarkeit der Rohre und Auslegung der Stahlführungsringe auf die zu erwartenden Belastungen ist vorzusehen. Die Qualitätssicherung bei der Rohrvermessung und -abnahme ist entsprechend zu verbessern.

- **Bauüberwachung:** Die rechnerische bzw. numerische Abschätzung der Rohrstrangkinematik ist durch Fugenmessungen im Rahmen der vortriebsbegleitenden Bauüberwachung zu überprüfen. Konzepte zur Auswahl geeigneter Messfugen und Messtechnik sind zu entwickeln.

Als Fazit zum Forschungsvorhaben bleibt festzuhalten, dass mit den Ergebnissen des IKT-Vortriebssimulators und mit den zugehörigen numerischen Modellen eine kalibrierte numerische Simulation von Rohrvortrieben entwickelt wurde.

Durch eine weitere Verzahnung der Ergebnisse mit Praxisfällen wird eine zusätzliche Absicherung der Vorgehensweise ermöglicht. Das Simulationsmodell bietet damit die Chance, künftige Baumaßnahmen beginnend in der Planungsphase durch eine fundierte Qualitätssicherung mit vertretbarem Aufwand zu begleiten. Empirische Auswertungen der Planungs- und Bauerfahrungen können schließlich zu vereinfachten Planungsregeln und Bemessungsansätzen führen.

Künftige 1:1-Simulationen im Modell- oder Großversuch erlauben darüber hinaus die Erweiterung des Gesamtmodells auch auf andere Rohrwerkstoffe, -geometrien und Verbindungsmittel.

## 13 Literatur

- [1] Vogel, J.; Rizkallah, V.; Hasan, M.: Begehbare und nichtbegehbare Rohrvortriebe – Verfahren, Bauschadensfälle und Empfehlungen zur Schadensminimierung. Mitteilungen des IGBE der Universität Hannover. 1993 - Heft 38.
- [2] Bosseler, B.; Birkner, T.; Sokoll, O.; Brüggemann, T.: Umsetzung der Selbstüberwachungsverordnung Kanal (SüwV Kan) bei den kommunalen Netzbetreibern und Wasserverbänden in NRW; Endbericht des IKT – Institut für Unterirdische Infrastruktur im Auftrag des Ministerium für Umwelt und Naturschutz, Landwirtschaft und Verbraucherschutz des Landes NRW; Gelsenkirchen, Dezember 2003.
- [3] Stein, D.: Grabenloser Leitungsbau, Verlag Ernst & Sohn, Berlin 2003.
- [4] Maidl, B.: Handbuch des Tunnel- und Stollenbaus. Band I: Konstruktionen und Verfahren. Verlag Glückauf GmbH, Essen 1994.
- [5] DIN EN 1916: Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton. 04/2003.
- [6] DIN V 1201: Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton für Abwasserleitungen und -kanäle - Typ 1 und Typ 2; Anforderungen, Prüfung und Bewertung der Konformität. 08/2004.
- [7] DIN V 1202: Rohrleitungen und Schachtbauwerke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton für die Ableitung von Abwasser - Entwurf, Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit, Bauausführung. 08/2004.
- [8] DIN 1045: Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton; Bemessung und Konstruktion. 07/2001.
- [9] DIN EN 197-1: Zement – Teil 1; Zusammensetzung, Anforderungen und Konformitätskriterien von Normalzement. 08/2004.
- [10] DIN 1164–10: Zement mit besonderen Eigenschaften – Teil 10; Zusammensetzung, Anforderungen und Übereinstimmungsnachweis von Normalzement mit besonderen Eigenschaften. 08/2004.
- [11] DIN 1164–11: Zement mit besonderen Eigenschaften – Teil 11; Zusammensetzung, Anforderungen und Übereinstimmungsnachweis von Zement mit verkürztem Erstarren. 11/2003.
- [12] DIN 1164–12: Zement mit besonderen Eigenschaften – Teil 12; Zusammensetzung, Anforderungen und Übereinstimmungsnachweis von Zement mit einem erhöhten Anteil an organischen Bestandteilen. 06/2005.
- [13] DIN EN 12620: Gesteinskörnungen für Beton. 04/2003.

- [14] DIN 4281: Beton für werkmäßig hergestellte Entwässerungsgegenstände; Herstellung, Anforderungen, Prüfungen und Überwachung. 08/1998.
- [15] Merkblatt Betondeckung. Deutscher Beton-Vereine e.V., März 1991.
- [16] Arbeitsblatt A 125: Rohrvortrieb, Regelwerk der Deutschen Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall (DWA), Sankt Augustin, September 1996.
- [17] Stein, D.; Falk, C.; Homann, D.; Liebscher, M.; Entwicklung neuartiger Konzeptionen für Rohre aus Beton. Forschungsbericht, Ruhr-Universität Bochum, Arbeitsgruppe Leitungsbau und Leitungsinstandhaltung, Bochum 1992. Unveröffentlicht.
- [18] Baumgartner, F: Stahlbetonrohre und unterirdischer Rohrvortrieb. Unveröffentlicht.
- [19] Arbeitsblatt A 161: Statische Berechnung von Vortriebsrohren, Regelwerk der Deutschen Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall (DWA), St. Augustin, Januar 1990.
- [20] Stein, D.; Möllers, K.; Bielecki, R.: Leitungstunnelbau, Verlag Ernst & Sohn, Berlin 1988.
- [21] N.N.: Microtunnelling Jacking Force. Unveröffentlichte Information der Working Group No.3 (Microtunneling) der ISTT, 1995.
- [22] Husein, N. M.: Vitriified Clay Pipes Installed By Trenchless Techniques, PhD Thesis at the University of Bradford, 1989.
- [23] Buchhardt, A.: Statische Berechnung von Microtunneling-Vortriebsrohren mit abwinkelbaren Rohrverbindungen für den Bauzustand, Dissertation an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Schriftenreihe des Lehrstuhls für Baubetrieb und Projektmanagement, ibb – Institut für Baumaschinen und Baubetrieb, 2003.
- [24] Ripley, K. J.: The Performance of Jacked Pipes, Thesis at the University of Oxford, Hilary Term, 1989.
- [25] Ripley, K. J.; Milligan, G. W. E.: Packing Materials in Jacked Joints; Conference Papers, NO-DIG '89, Fourth International Conference and Exhibition on Trenchless Construction for Utilities, 11.-13. April 1989.
- [26] Ripley, K. J.; Milligan, G. W. E.: Pipe End Load Transfer Mechanisms During Pipe Jacking; NO-DIG '92, Conference Papers Trenchless Benefits Society, 5.-8. April 1992, Washington DS, USA.
- [27] Scherle, M.: Rohrvortrieb 2, Statik – Planung – Ausführung, Bauverlag GmbH, Wiesbaden und Berlin, 1977.
- [28] Hornung, K.: Berechnung und Konstruktion von Vortriebsrohren nach DVGW GW 312/ATV-A 161. Beton- und Stahlbetonbau (1987), Heft 10.

- [29] Hornung, K.; Kittel, D.: Statik erdüberdeckter Rohre. Bauverlag GmbH, Wiesbaden und Berlin, 1989.
- [30] Aversch, U.: Entwicklung eines Verfahren zur wirklichkeitsnahen Berechnung der Vortriebskräfte beim Rohrvortrieb, Dissertation an der RWTH Aachen, Institut für Baumaschinen und Baubetrieb, Dezember 1997.
- [31] Norris, P.: The Behaviour of Jacked Concrete Pipes During Site Installation, Thesis at the University of Oxford, Trinity Term 1992.
- [32] Marshall, M.: Pipe-Jacking Tunnelling: Jacking Loads and Ground Movements, Thesis at the University of Oxford, Trinity Term 1998.
- [33] Milligan, G. W. E.; Marshall, Mark: A Case Study of an Instrumented Microtunnel in Fine Sand, Proc. ISTT No-Dig '96, New Orleans; S 152-169 1996.
- [34] Milligan, G. W. E.; Marshall, M.: The Influence of Lubrication on Jacking Loads form six Monitored Pipe Jacks, 16th int. ISTT No-Dig '98, Lausanne, Switzerland 1998.
- [35] Deisenroth, W.; Uffmann, H. P.; Aversch, U.: Die Spannungsverteilung in der Rohrfuge während des Rohrvortriebs, tis Tiefbau, Ingenieurbau, Straßenbau, Ausgabe 6/1997.
- [36] Zhou, J.-Q.: Numerical Analysis and Labority Test of Concrete Jacking Pipes, Thesis at the University of Oxford, Trinity Term 1998.
- [37] Hoch, A.; Hu, Y.: Numerische Untersuchung zum Tragverhalten von Vortriebsrohren unter exzentrischer Belastung; KA Abwasser Abfall, 50. Jahrgang, Nr. 7, Juli 2003, S. 887-893.
- [38] pr EN 1916: Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton. 08/1995.
- [39] Scherle, M.: Zwängungsbeanspruchungen beim Rohrvortrieb im Locker- und Festgestein, Forschungsergebnisse aus dem Tunnel- und Kavernenbau, Universität Hannover, Heft 14, 1990.
- [40] Antz, H.: Untersuchungen über Kantenpressungen an Vorpressrohren, Bau-technik 1986, Heft 7, S. 233-237.
- [41] Monfront, L.: Maximale Vorpresskraft für Stahlbetonrohre nach Eurocode 2, Beton + Fertigteiltechnik, Heft 3, S. 90-96.
- [42] Milligan, G. W. E.; Norris, P.: Pipe-Soil Interaction During Pipe Jacking, Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Geotechnical Engineering, Vol. 137 S. 27-44, Jan. 1999.
- [43] Haslem, R. F.: Stress Formulation for Joints in Pipe-jacked Tunnels, Trenchless Technology Research, Vol. 12, No. 1-2, S. 39-48, Elsevier Science, 1998.

- [44] Haslem, R. F.: Structural Interaction at Joints in Pipe Jacked Tunnels, The Structural Engineer, Vol. 74, No. 10, 1996.
- [45] Buchhardt, A.: Untersuchungen zur Spannungsverteilung zwischen Vorpressrohren. bi UmweltBau Ausgabe 2 und 3 vom April/Mai 2002.
- [46] Beyert, J.: Rohrvortrieb – Qualitätssicherung durch Online-Überwachung der Rohrbelastung, Fachtagung Baumaschinentechnik BmtT, 27./28.10.2004 in Magdeburg.
- [47] CoJack - Computing and Controlling of Pipe Jacking, Informationen der Prof. Dr.-Ing. Stein & Partner GmbH, Bochum.
- [48] Beckmann, D.: CoJack – Praktische Erfahrungen mit der statischen Online-Kontrolle bei Rohrvortriebsmaßnahmen, tis Tiefbau Ingenieurbau Straßenbau 7-8/2006.
- [49] Zerna, Köpper & Partner – Ingenieurgesellschaft für Bautechnik: Numerische Untersuchungen zu Rohrvortrieben. Bochum, September 2004.
- [50] ELE Erdbaulaboratorium Essen - Ingenieurgesellschaft für Geotechnik mbH: Bodenkennwerte für Finite-Element-Berechnungen. Essen, April 2004.
- [51] Beyert, J.; Bohle, U.; Osebold, R.; Sommerhage, H.: Online Überwachungen von Rohrvortrieben. bi UmweltBau 1/2006.
- [52] Scherle, M.; Rößler, U.: Fernseminar Rohrvortrieb, [www.maxscherle.com](http://www.maxscherle.com). 3/2003.
- [53] Achmus, M.; Klameth, M.: Bodenmechanische Modellierung zur Größe der Bodenreaktionsspannungen an Vortriebsrohren. Hannover 5/2007.
- [54] Theißen: Bericht über die Vermessung von Vortriebsrohren DN 1600. 6/2007. Arbeitsgruppe Geodäsie der Ruhr-Universität Bochum. Unveröffentlicht.
- [55] Falter, B.; Holthoff, F.: Numerische Modellierung des IKT-Vortriebssimulators (lineare Druckübertragungsmittel, OSB). Münster 5/2007.
- [56] ABAQUS/Standard, Version 6.6, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., Handbuch, 2006.
- [57] Verburg, N.: An analysis of friction by microtunnelling. Final report TU Delft, 12/2006.
- [58] IKT – eNewsletter Februar 2007: IKT – Symposium on Pipe-Jacking-Simulation. [www.ikt.de](http://www.ikt.de).
- [59] Artikel *Grobspanplatte*. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 26. Mai 2007, 09:10 UTC. URL: <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Grobspanplatte&oldid=32332618> (Abgerufen: 5. Juni 2007, 06:32 UTC).

- [60] Artikel *Fichten*. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 5. Juni 2007, 06:25 UTC. URL: <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Fichten&oldid=32761024> (Abgerufen: 5. Juni 2007, 08:49 UTC)
- [61] Wesche, K.: Baustoffe für tragende Bauteile, Band 4: Holz und Kunststoff, Bauverlag.
- [62] Artikel *Flachpressplatte*. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 2. Juni 2007, 14:42 UTC. URL: <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Flachpressplatte&oldid=32652930> (Abgerufen: 5. Juni 2007, 06:54 UTC).
- [63] Artikel *Polyurethan*. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 28. Mai 2007, 23:59 UTC. URL: <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Polyurethan&oldid=32453360> (Abgerufen: 5. Juni 2007, 07:08 UTC).
- [64] Falter, B.; Holthoff, F.: Numerische Modellierung des IKT-Vortriebssimulators – Variation der Druckübertragungsmittel (OSB, Spanplatte, PU, Holz) -. Münster 6/2007.
- [65] Arbeitsblatt A 161: Statische Berechnung von Vortriebsrohren, 2. Aufl., Regelwerk der Deutschen Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall (DWA), Entwurf 02/2007.
- [66] Weber, W.: Experimentelle Untersuchungen in rolligem Boden zur Dimensionierung von Pressbohranlagen. Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1981.
- [67] Beyer, H; Walter, W.: Lehrbuch der organischen Chemie. – Stuttgart, 1991
- [68] Kunststoffrohrverband e. V. [Hrsg.]: Kunststoffrohr-Handbuch; Rohrleitungssysteme für die Ver- und Entsorgung sowie weitere Anwendungsgebiete. – 3. Auflage; Essen, 1997.
- [69] Arbeitsblatt A 125: Rohrvortrieb und verwandte Verfahren, Regelwerk der Deutschen Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall (DWA), Entwurf 02/2007.
- [70] Schnepf, J.: Prüfungen an Dichtprofilen für Betonrohre. RWTH Aachen, Lehrstuhl für Mechanik und Baukonstruktionen. Aachen 6/2007, unveröffentlicht.