

Parameterstudien zur
Wirkungsweise von vorgespannten
Kopfplattenverbindungen des
Stahlbaus unter schwingender Biegung
mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode

T 2437

T 2437

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

Vervielfältigung, auch auszugsweise,
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69
70504 Stuttgart

Nobelstraße 12
70569 Stuttgart

Telefon (07 11) 9 70 - 25 00
Telefax (07 11) 9 70 - 25 08

E-Mail irb@irb.fraunhofer.de

www.baufachinformation.de

INSTITUT FÜR STAHLBAU DER UNIVERSITÄT HANNOVER

Appelstraße 9A 3000 Hannover 1

Schlußbericht zum Forschungsvorhaben Az. IV 1-5-537/88

Thema: Parameterstudien zur Wirkungsweise von vorgespannten
Kopfplattenverbindungen des Stahlbaus unter schwingender
Biegung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode

INSTITUT FÜR STAHLBAU
DER UNIVERSITÄT HANNOVER

Appelstraße 9A 3000 Hannover 1

Schlußbericht zum Forschungsvorhaben Az. IV 1-5-537/88

Thema: Parameterstudien zur Wirkungsweise von vorgespannten
Kopfplattenverbindungen des Stahlbaus unter schwingender
Biegung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode

Bearbeiter:

Institut für Stahlbau
der Universität Hannover

Forschungsleiter:

Prof. Dr.-Ing. G. Lacher
Appelstraße 9A
W-3000 Hannover 1


Sachbearbeiter:

Dipl.-Ing. A. Hedenkamp

Förderer:

Institut für Bautechnik
Reichpietschufer 74 - 76
W-1000 Berlin 30

Hannover, den 27.05.1992


A. Hedenkamp

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Anlagenverzeichnis	3
Formelzeichen	4
1. Einführung	5
2. Schrifttumsauswertung	7
3. Berechnungen zu T-Stößen mit Hilfe der Methode der finiten Elemente	
3.1 Überblick über die verwendeten Elemente und Details zum verwendeten FEM-Programm	9
3.2 Voruntersuchungen am Teilsystem Schraube	10
3.3 Ziel der Berechnung von T-Stößen	14
3.4 Beschreibung der Elementierung und der Lastfälle für die T-Stöße	16
3.5 Parameterstudien zu den T-Stößen	22
3.5.1 Übersicht über die Berechnungen zu den T-Stößen	22
3.5.2 Berechnung ebener T-Stöße mit Variation der Plattendicke und des Schraubendurchmessers	24
3.5.3 Variation der Plattendicke und der Kontaktzone bei konvexer Stirnplatte	28
3.5.4 Untersuchung des Sonderfalls der konkaven Stirnplatte	31
3.6 Bewertung der Berechnungen zu den T-Stößen nach der Methode der finiten Elemente	32
4. Berechnungen zu Stirnplattenstößen von I-Trägern mit Hilfe der Methode der finiten Elemente	
4.1 Beschreibung der Elementierung und der Lastfälle	33
4.2 Parameterstudien zu den Stirnplattenstößen von I-Trägern	35
4.2.1 Übersicht über die Berechnungen zu den Stirnplattenstößen	35
4.2.2 Berechnungen zu ebenen Stirnplattenstößen	38
4.2.3 Variation der Lage der anfänglichen Kontaktzone	42
4.3 Bewertung der Berechnungen nach der Methode der finiten Elemente anhand von Meßversuchen an Stirnplattenstößen	54

5.	Bewertung der Ergebnisse der Parameterstudien	
5.1	Einfluß der geometrischen, beeinflussbaren Parameter auf die Größe der Schraubenspannungen	59
5.2	Einfluß der Lage der Kontaktzonen (beeinflussenden Parameter) auf die Höhe der Schraubenspannungen	62
6.	Abschätzung der Dauerfestigkeit geschraubter Stirnplattenstöße	63
7.	Vorschlag für eine wirklichkeitsnahe Berechnung von Stirnplattenstößen des Stahlbaus unter schwingender Biegemomentenbeanspruchung	75
8.	Zusammenfassung und Wertung	84
	Literaturverzeichnis	88

Anlagenverzeichnis

FE-Netz, Diagramme der berechneten Schraubenspannungen und der Axialzug- und Restvorspannkraft infolge äußerer Last für Berechnung:

- 1 T_E1F (M20, $d_p = 15$ mm, ebene Platten)
- 2 T_E2F (M20, $d_p = 20$ mm, ebene Platten)
- 3 T_E3F (M20, $d_p = 30$ mm, ebene Platten)
- 4 T_E4F (M24, $d_p = 20$ mm, ebene Platten)
- 5 T_E5F (M24, $d_p = 25$ mm, ebene Platten)
- 6 T_E6F (M24, $d_p = 35$ mm, ebene Platten)
- 7 T_R2 (M20, $d_p = 20$ mm, ebene Platten mit Randschliff)
- 8 T_R5 (M24, $d_p = 25$ mm, ebene Platten mit Randschliff)
- 9 T_X1S (M20, $d_p = 15$ mm, konvexe Platten, Kontaktzone s)
- 10 T_X2S (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Platten, Kontaktzone s)
- 11 T_X3S (M20, $d_p = 30$ mm, konvexe Platten, Kontaktzone s)
- 12 T_X5S (M24, $d_p = 25$ mm, konvexe Platten, Kontaktzone s)
- 13 T_X2D (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Platten, Kontaktzone 2s)
- 14 T_X5D (M24, $d_p = 25$ mm, konvexe Platten, Kontaktzone 2s)
- 15 T_V2 (M20, $d_p = 20$ mm, konkave Platten)
- 16 T_V3 (M20, $d_p = 30$ mm, konkave Platten)
- 17 T_V5 (M24, $d_p = 25$ mm, konkave Platten)
- 18 Vergleich von Berechnung T_E2F mit den Ergebnissen einer feineren Elementierung (T_8F)
- 19 HEB2_E (M20, $d_p = 20$ mm, ebene Stirnplatten)
- 20 HEB6_E (M24, $d_p = 25$ mm, ebene Stirnplatten)
- 21 IPE6_E (M20, $d_p = 20$ mm, ebene Stirnplatten)
- 22 HEB2_M (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone mittig)
- 23 HEB2_O (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone ausmittig)
- 24 HEB2_U (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone ausmittig)
- 25 HEB6_M (M24, $d_p = 25$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone mittig)
- 26 HEB6_O (M24, $d_p = 25$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone ausmittig)
- 27 HEB6_U (M24, $d_p = 25$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone ausmittig)
- 28 IPE6_M (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone mittig)
- 29 IPE6_O (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone ausmittig)
- 30 IPE6_U (M20, $d_p = 20$ mm, konvexe Stirnplatten, Kontaktzone ausmittig)

Formelzeichen

A	Fläche
A_3	Kernquerschnitt einer Schraube
A_N	Schaftquerschnitt einer Schraube
A_S	Spannungsquerschnitt einer Schraube nach DIN ISO 898 Teil 1
d_p	Stirnplattendicke
E	Elastizitätsmodul
F_A	äußere Kraft, Betriebskraft einer Schraubenverbindung
F_S	Axialkraft einer Schraube
F_{SA}	zusätzlicher Schraubenkraftanteil aus einer Betriebskraft
F_V	Vorspannkraft der Schraube
F_V^R	Restvorspannkraft der Schraube
F_V^{SOLL}	Vorspannkraft der Schraube nach DIN 18800 Teil 7 / 05.83
h, h_F	Hebelarm, Abstand der Flanschachsen
I	Flächenmoment 2. Grades
l_K	Klemmlänge
M	Biegemoment
N	Normalkraft, Lastspielzahl
N_D, N_Z	anteilige Normalkraft des Druck- und Zugflansches
$\delta_K, \delta_G, \delta_M,$ δ_P, δ_S	Nachgiebigkeit des Kopfes (K), des Gewindes (G), der Mutter (M), der verspannten Platten (P) und Summe (S) der Nachgiebigkeiten einer zylindrischen Einschraubenverbindung
ΔF	Schwingbreite der äußeren Last F
$\Delta \sigma$	Schwingbreite der Spannung, Spannungsdoppelamplitude
$\Delta \sigma^K$	auf den Kernquerschnitt bezogene Schwingbreite der Spannung
$\Delta \sigma_R$	zulässige Schwingbreite der Spannung
$\Delta \sigma_R^K$	auf den Kernquerschnitt bezogene zulässige Schwingbreite der Spannung
$\Delta \sigma_{R,N}$	zulässige Schwingbreite der Spannung in Abhängigkeit von der Lastspielzahl N
ζ	auf die Sollvorspannkraft bezogene Schraubenkraft
κ	auf die Sollvorspannkraft bezogene Last, Grenzspannungsverhältnis $\min \sigma / \max \sigma$
κ_N	Bemessungsfaktor, auf die Sollvorspannkraft bezogen
μ	Reibungszahl
ξ	auf die Sollvorspannkraft bezogene Restvorspannkraft
σ_n, σ_b	Normalspannungen, Anteil aus Axialzug (n) und Biegung (b)

1. Einführung

Die Stirnplattenverbindung mit hochfesten vorgespannten Schrauben hat sich als wirtschaftliche und montagefreundliche Anschlußkonstruktion im Stahlhochbau durchgesetzt. Biegesteife Stöße und Anschlüsse lassen sich bei Übertragung der vollen Schnittgrößen des Trägerprofils und hoher Anschlußsteifigkeit auf der Baustelle ohne Schweißarbeiten herstellen. Der Einsatz biegesteifer Stirnplattenverbindungen bei nicht vorwiegend ruhender Beanspruchung ist jedoch bisher nur in Sonderfällen gebräuchlich.

Die für die Anwendung bei nicht vorwiegend ruhender Beanspruchung zur Zeit gültigen Regelwerke DIN 4132, DIN 15018 und DS 804 sind in Bezug auf schwingend beanspruchte Stirnplattenverbindungen lückenhaft. Die Schrauben im Stirnplattenstoß mit Platten von endlicher Steifigkeit erhalten aus Abstützkräften der verformten Platten zusätzliche Zugkräfte. Die genannten Normen erwähnen die Abstützkräfte nicht und geben folglich auch kein Berechnungsverfahren zur Ermittlung dieser Kräfte an. Auch die Berücksichtigung von zusätzlichen Biegespannungen aus exzentrischer Kraft-einleitung ist bisher nicht geregelt.

Bei Biegemomentenbeanspruchung der Verbindung entfällt auf die Schrauben im Bereich des gezogenen Flansches durch die Wirkung der Vorspannkraft nur ein geringer Teil der äußeren Zugkraft. Dies kommt dem Umstand entgegen, daß die Schraube als hochgradig gekerbtes Bauteil nur sehr kleine Spannungsamplituden dauerhaft erträgt. Die Stirnplattenverbindung reagiert daher empfindlich auf alle Größen, die die Höhe der Schraubenspannungen beeinflussen. Dazu zählen die Geometrie der Stirnplatte und die Anzahl der Schrauben, sowie die Anordnung der Schraubenlöcher. Beeinflussende Größen sind weiterhin Unebenheiten der Stirnplatte, Schweißverformungen und durch Plattenbiegung auftretende Abstützzonen und -kräfte (prying forces).

Ziel dieses Forschungsvorhabens war es, die Bedeutung der wichtigsten Einflußgrößen in ihrer qualitativen und quantitativen Auswirkung auf die Schraubenspannung zu untersuchen. Ebenso sollte die Größe der durch Plattenverformung hervorgerufenen Biegespannungen ermittelt werden. Es wurden daher systematische Parameterstudien mit Hilfe der Methode der finiten Elemente unter Benutzung des Programmsystems SOLVIA durchgeführt.

Als Ergebnis dieses Forschungsvorhabens werden Hinweise für die Bearbeitung von Stirnplattenstößen gegeben, deren Beachtung zu einer Begrenzung der ungünstigen Einflußfaktoren führt. Weiter wird ein Bemessungsverfahren mitgeteilt, das bei Einhaltung der angegebenen Anwendungsvoraussetzungen die Bemessung des Stirnplattenstoßes für den Bereich der Zeit- und Dauerfestigkeit ermöglicht.

2. Schriftumsauswertung

Die grundlegende Arbeit zur Anwendung von hochfesten vorgespannten Schrauben in Kopfplattenverbindungen erschien 1962 von Steinhardt und Möhler mit dem III. Teil der "Versuche zur Anwendung vorgespannter Schrauben im Stahlbau" [25]. In statischen Meßversuchen wurden Kopfplattenstöße und -anschlüsse für Rahmenecken geprüft. Für die Profilreihen I, IPE und IPB bis zu einer Höhe von etwa 400 mm wurden Regelanschlüsse für Kopfplattenverbindungen angegeben.

Von Thomsen und Agerskov [26] wurde 1973 über Versuche an Kopfplattenstößen gewalzter IPE- und HEB-Profil-Träger berichtet. Bei diesen Versuchen wurden die Spannungen in den Schrauben gemessen. Traglastversuche an Stößen verschiedener Abmessungen dienten der Entwicklung und Absicherung eines dort angegebenen Bemessungsverfahrens.

Palme [19] berichtete 1974 über Meßversuche zur Ermittlung der Zugkräfte in den Schrauben von biegebeanspruchten Stirnplattenverbindungen. Untersucht wurden Stirnplattenstöße eines Trägers IPE 550. Die Schraubenlöcher waren in zwei vertikalen Reihen mit insgesamt zwölf hochfesten Schrauben M24 angeordnet, von denen zwei im Überstandsbereich der Stirnplatte am Zugflansch saßen. Die übrigen Schrauben waren in regelmäßigem Abstand zwischen den Flanschen angebracht worden. Die Versuche ergaben, daß praktisch nur auf die vier Schrauben am Zugflansch nennenswerte Kräfte entfielen. Palme regte deshalb an, die Bemessung dahingehend zu vereinfachen, daß den vier Schrauben am Zugflansch je ein Viertel der Zugresultierenden aus der Zerlegung des Momentes in ein Kräftepaar zugewiesen werden sollte.

Weitere Ergebnisse von Versuchen an Stirnplattenverbindungen enthält der Bericht von Jenkins, Tong und Prescott [11]. Außer der generellen Einteilung in Stirnplatten mit Überstand (extended endplate) und bündige Stirnplatten (flush endplate) werden in diesem Aufsatz noch dünne und dicke Platten unterschieden, wobei bei den dicken Stirnplatten die Verformungen der Stirnplatte klein sind und das Versagen eines solchen Anschlusses durch den Bruch einer Schraube eintritt. Das Verhalten einer dünnen Stirnplatte wird hier so beschrieben, daß das Bruchmoment kleiner ist als das rechnerische Moment, das zum Schraubenbruch führen würde. Durch die starke Biegung der Stirnplatte werden beachtliche Abstützkräfte (prying forces) hervorgerufen, die bei steigender Momentenbeanspruchung an Bedeutung gewinnen und die Schraubenkräfte stark anwachsen lassen.

Das Schwergewicht der Untersuchungen an Kopfplattenverbindungen lag naturgemäß zunächst auf dem Verhalten unter vorwiegend ruhender Beanspruchung. In Karlsruhe wurden aber bereits 1959 von Steinhardt und Möhler [25, II. Teil] Dauerschwingversuche mit T-Stößen durchgeführt, die aus coupierten Walzprofilen hergestellt wurden. Die Trägerflansche der verwendeten Walzprofile waren im Verhältnis zum Durchmesser der Schrauben sehr dick, so daß hohe Schwingbreiten der äußeren Last $2 \cdot 10^6$ Schwingspiele ertragen wurden. Empfohlen wurde, die Schrauben bei schwellender Zugbeanspruchung bis zur Höhe der Vorspannkraft auszunutzen.

Weitere Dauerschwingversuche mit T-Stößen, die aus Walzprofilen geschnitten wurden, sind in Japan von Wakiyama et al durchgeführt worden, in [13] werden die Versuchsergebnisse vorgestellt. Dabei wurde auch der Frage Beachtung geschenkt, ob die Schwingbreite der Spannung im Verlauf des Dauerschwingversuches konstant bleibt. Ebenfalls in [13] wird über Versuche in den USA aus dem Jahre 1958 berichtet, die von Schmid durchgeführt wurden. Bei diesen Versuchen wurde eine Erhöhung der Dauerfestigkeit durch eine höhere Vorspannkraft festgestellt.

Von Bouwman [3] wurden 1979 Dauerschwingversuche mit T-Stößen durchgeführt. Der Einfluß der Kontaktzonenlage wurde systematisch untersucht, zusätzlich wurden Wöhlerlinien für hochfeste Schrauben erstellt.

In [14] werden Versuchsergebnisse von Dauerschwingversuchen an T-Stößen und Stirnplattenstößen in Trägern nach [27] mitgeteilt. Die geprüften überstehenden Stirnplatten waren in Träger aus Profilen HE 260 B und HE 220 B eingebaut. Zur Ermittlung der zu einer äußeren schwingenden Beanspruchung gehörenden Spannungsdoppelamplitude der Schrauben wurden begleitend statische Meßversuche durchgeführt. Als Teil des Programms wurden auch Versuche mit Zwischenplättchen gefahren, mit denen extremal günstige und ungünstige Kontaktzonenlagen der Stirnplatten untersucht wurden. Die in [17] und [18] beschriebenen Versuche an Stirnplattenstößen IPE 600 und HE 600 B stellten eine Fortsetzung der experimentellen Trägerversuche von [14] mit hohen Trägerprofilen dar.

Die im Rahmen der in [14,17,18] beschriebenen Forschungsvorhaben durchgeführten Meßversuche an T-Stößen und Stirnplattenstößen verschiedener Profile boten durch eine Anzahl im Versuchsprogramm veränderter Parameter und die Erfassung der Auswirkung dieser Veränderungen im Meßversuch die Möglichkeit einer Kontrolle für die theoretischen Parameterstudien dieses Forschungsvorhabens.

3. Berechnungen zu T-Stößen mit Hilfe der Methode der finiten Elemente

3.1 Überblick über die verwendeten Elemente und Details zum verwendeten FEM-Programm

Die Untersuchung der Stirnplattenanschlüsse erfolgte an räumlichen Modellen mit nichtlinearem Werkstoffgesetz und unter Verwendung von Kontaktelementen. Das Programmsystem SOLVIA [22,23] erfüllte die damit verbundenen Anforderungen und wurde deshalb für die hier vorgestellten Berechnungen gewählt. Verwendet wurden ausschließlich 8-Knoten-Volumenelemente. Das im Programmsystem SOLVIA implementierte Element verfügt je Knoten über drei Freiheitsgrade für Verschiebungen, die drei Rotationsfreiheitsgrade sind generell gesperrt. Es wurde ein bilineares elastisch-plastisches Materialgesetz gewählt, mit einer nichtlinearen Formulierung (infinitesimal kleine Verschiebungen) und den Fließbedingungen nach von Mises

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_F^2 \quad (3.1)$$

Mit dem gewählten ideal elastisch-plastischen Materialgesetz läßt sich für die berechneten Nennspannungen der Bauschinger Effekt, d. h. die Herabsetzung der Fließgrenze bei nachfolgender Belastung in Gegenrichtung mit der resultierenden Versprödung des Materials nicht ausdrücken. Daraus ergibt sich kein Nachteil, da die Spannungswechsel in der vorgespannten Schraube einer Stirnplattenverbindung im Schwellbereich mit $0 \ll \kappa < 1$ liegen.

Zur Lösung des Kontaktproblems zwischen den Stirnplatten wurden die in SOLVIA implementierten 3-D-Kontaktflächen verwendet. Die Kontaktflächen bestehen aus Segmenten die durch vier Eckknoten definiert werden. Durch das Programmsystem wird im Iterationsverlauf kontrolliert, ob die Knoten in die Zielfläche eingedrungen sind. Die Verwendung von Kontaktflächen erfordert das an Rechenzeit aufwendige Newton-Raphsonsche Iterationsverfahren zur Lösung des nichtlinearen F-E-Gleichungssystems.

3.2 Voruntersuchungen am Teilsystem Schraube

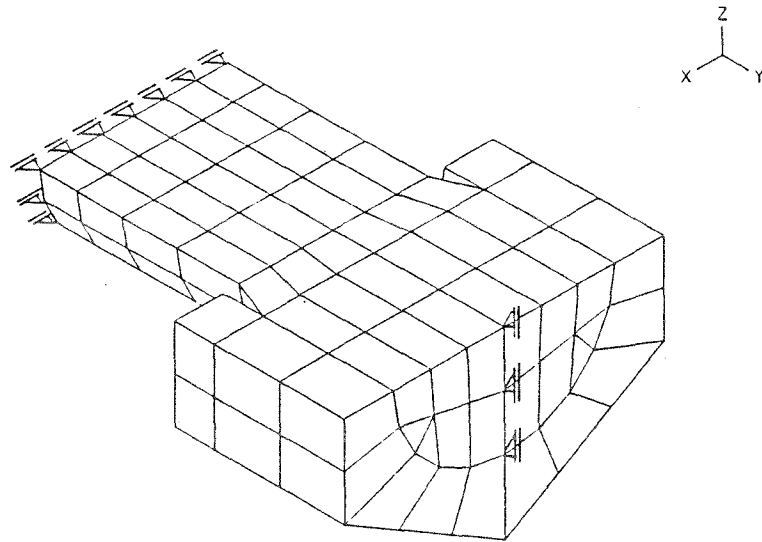
Wegen der hohen Anforderungen, die an die Genauigkeit der berechneten Spannungen in der Schraube zu stellen waren, wurde das Teilsystem der Schraube vorab untersucht. Betrachtet wurde dabei die Kopfseite bis zur halben Schaftlänge. Hier wurde durch die Wahl der Randbedingungen eine Einspannung idealisiert. Außerdem wurde die Symmetrie parallel zur Biegeachse ausgenutzt, indem mit einer halben Schraube gerechnet wurde (Bild 3.1).

Der Schraubenschaft mußte wegen der geraden Elementränder als Vieleck elementiert werden. Gewählt wurde die Hälfte von einem flächengleichen 20-Eck, da am halben System gerechnet wurde. Für die Biegerichtung ergaben sich dadurch sechs Elementschichten, quer dazu zwei. Diese Aufteilung erwies sich bei Betrachtung erster Proberechnungen als zweckmäßig, die notwendige Anzahl der Elemente in Schaftlängsrichtung wurde durch Konvergenzuntersuchungen ermittelt. Der Schraubenkopf erhielt einen weiteren Elementkranz und zwei Lagen in Richtung der Schraubenachse. Die Unterlegscheibe wurde durch einen Elementkranz berücksichtigt.

Am Übergang von Schaft und Kopf bzw. Schaft und Mutter waren scharfe Kerben vorhanden, die bei genauer Untersuchung der Spannungen in diesen Regionen eine hohe Netzverdichtung erfordern würden. Da die Berechnung der Spannungen in diesen Kerben im Rahmen einer Elementierung für ein ganzes Bauteil nicht geleistet werden kann, war es das Ziel den Störbereich dieser Kerben gering zu halten. Durch eine leichte Verdickung des Schaftes wurde erreicht, daß die Anzahl der benötigten Elemente gering gehalten werden konnte. Der Einfluß des sich so ergebenden spitzen Winkels war aufgrund des Kraftflusses räumlich sehr begrenzt.

Als Lastfall für die Kalibration wurde ein über je zweimal drei Randknoten des Schraubenkopfes aufgebrachtendes Endmoment benutzt. Aus dem Stabendmoment waren nach der technischen Biegelehre Randspannungen für einen kreisrunden Schraubenschaft von $\sigma_y = 230,0 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, für das elementierte, flächengleiche 20-Eck bei unterschiedlichem Widerstandsmoment von $\sigma_y = 231,3 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ zu erwarten.

Bild 3.1 zeigt drei Elementierungen der Schraube, die mit 4 bis 10 Elementschichten im Schaft getestet wurden. Die Dicke der Elementschichten wurde mit dem Faktor 2,0 in Richtung Einspannung in die Symmetrieebene verringert.



SOLVIA-PRE 90

SCHRAUBEN-MODELL - HALBES SYSTEM

ORIGINAL — 3.496

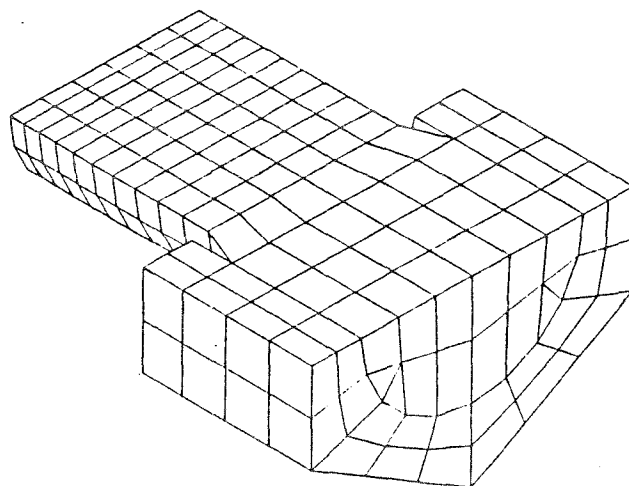
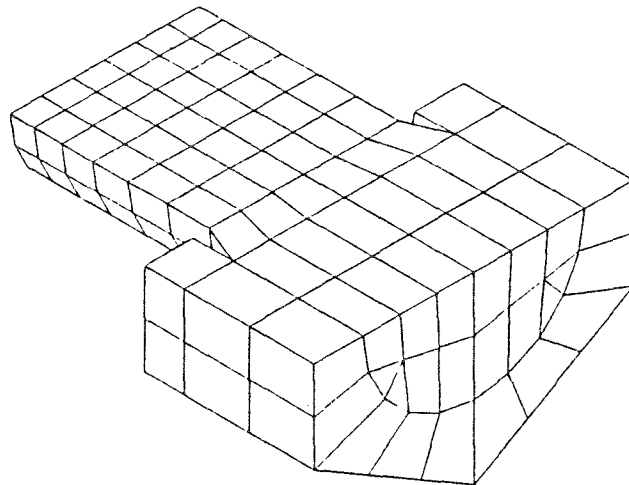


Bild 3.1: Für die Schraube verwendete Elementnetze aus Volumenelementen

Tabelle 3.1 zeigt die Abweichung des Berechnungsergebnisses vom theoretischen Wert.

Tabelle 3.1: Vergleich der Rechengenauigkeit bei unterschiedlicher Anzahl von Elementschichten im Schaft und unterschiedlichen Netzverdichtungen

lfd. Nr.	Element-schichten im Schaft	Anzahl der Knoten	Anzahl der Elemente	Freiheitsgrade	berechnete Biegespannung σ_Y [N/mm ²]	theoret. Biegespannung σ_Y [N/mm ²]	Abweichung [%]
1	4	223	128	579	229,7	231,3	-0,69
2	6	265	156	691	232,6	"	+0,56
3	8	307	184	803	233,5	"	+0,96
4	10	436	276	1157	234,0	"	+1,14

Der Verlauf der Biegespannungen (Bild 3.2) zeigte die für 8-Knoten-Volumenelemente zu erwartenden Sprünge zwischen den Elementen. Die Biegerandspannungen wurden durch eine Regressionsanalyse mit den 12 Knotenspannungen der Knoten auf der Symmetrieachse x ermittelt. Das Mittel der Regressionsanalyse erschien wegen des annähernd geradlinigen Verlaufs der Spannungen als legitim um die zusätzliche Ungenauigkeit durch die Spannungssprünge zwischen den Elementen zu eliminieren.

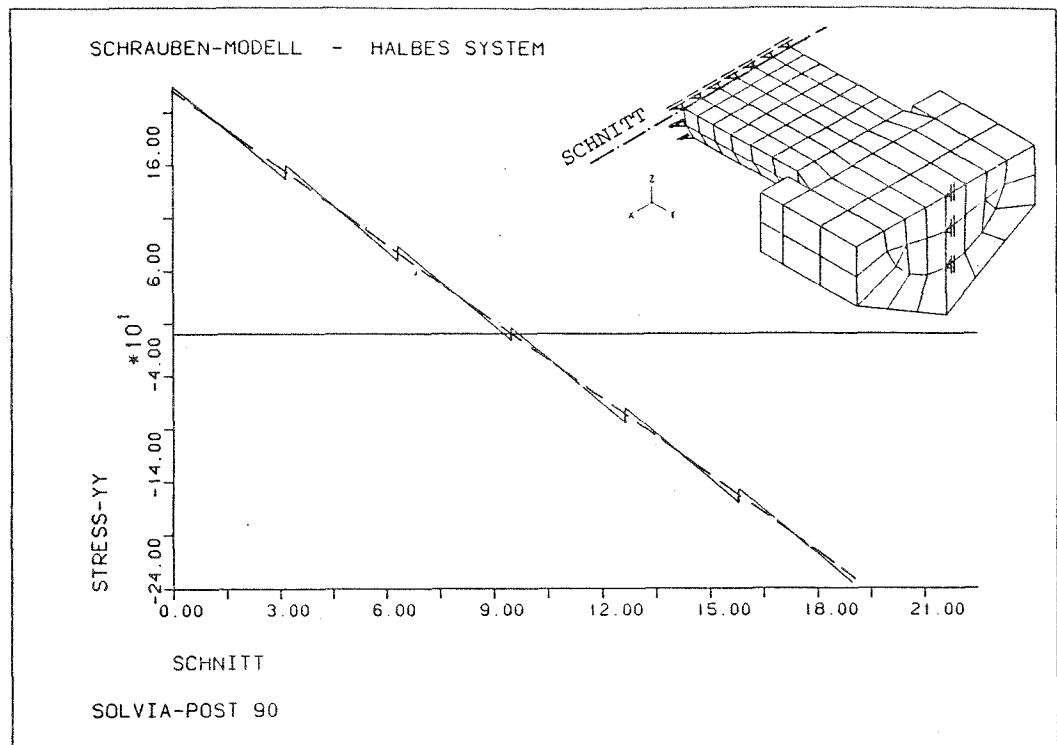


Bild 3.2: Verlauf der Spannungen σ_y entlang der Symmetrieachse x mit der Ausgleichsgeraden (gestrichelte Linie)

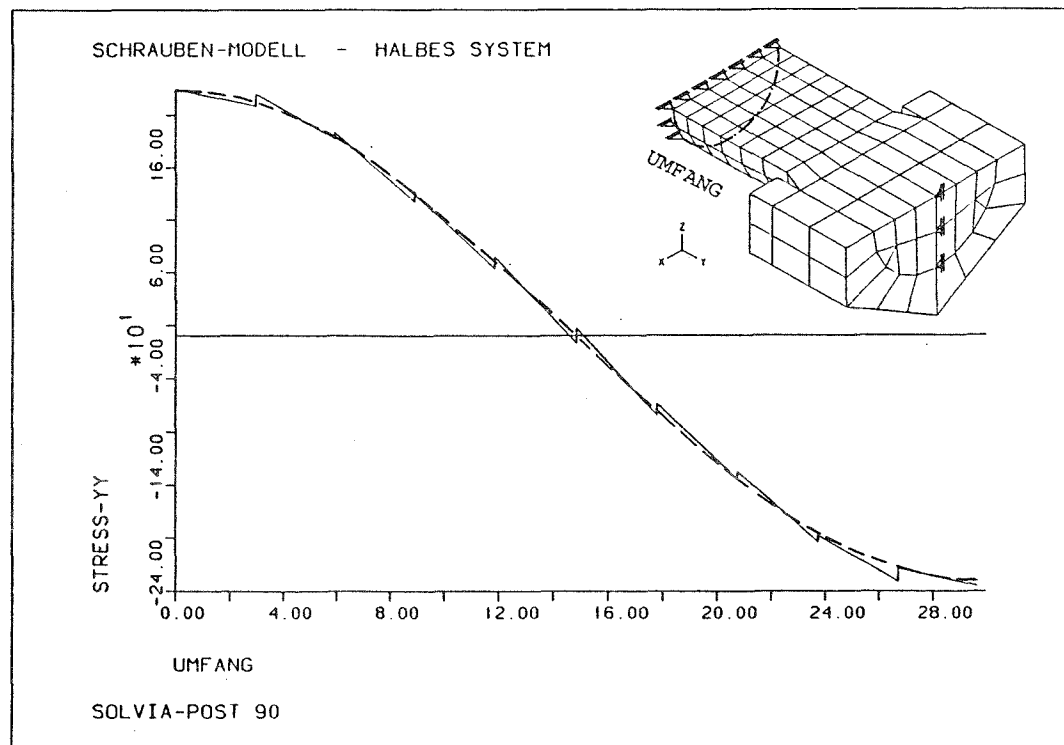


Bild 3.3: Verlauf der Spannungen σ_y entlang des halben Umfanges mit dem theoretischen Verlauf (gestrichelte Linie)

3.3 Ziel der Berechnung von T-Stößen

Häufig wurde aus dem Stirnplattenstoß mit Überstand gedanklich der Bereich des Zugflansches "herausgeschnitten" und an dem so entstandenen T-Modell die weiteren Betrachtungen angestellt. Sieht man einmal davon ab, daß der innere Stirnplattenbereich durch den Steg ausgesteift und daher - zum Teil wesentlich - steifer ist, so kann man jedoch aus der Untersuchung eines solchen Modelles wesentliche Erkenntnisse für die Beanspruchung der Schrauben im Überstand einer Stirnplatte erwarten, insbesondere was die Entstehung und Zunahme der Abstützkräfte am Stirnplattenrand angeht.

Bouwman zeigt in [3], daß die Lage der Kontaktzone in einem T-Stoß von entscheidender Bedeutung für die Höhe der Schraubenspannungen ist. Er unterscheidet drei Fälle, die er nach Bild 3.4 als günstig, nicht sehr günstig und ungünstig einstuft. Die in Bild 3.4 als günstig und ungünstig bezeichneten Systeme bilden im Prinzip die beiden extremalen Grenzen der möglichen Ergebniswerte und wurden deshalb im Rahmen der Parameterstudien untersucht.

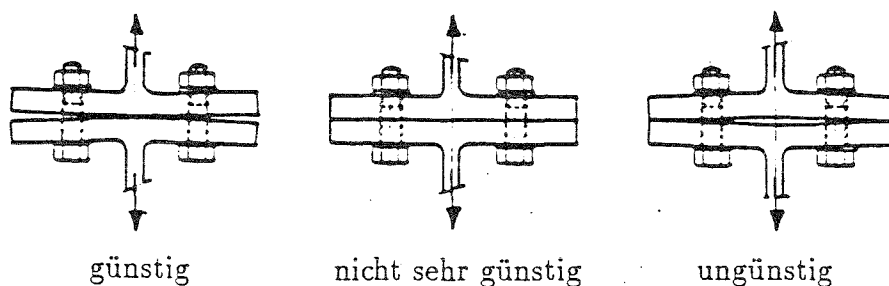


Bild 3.4: Einfluß der Lage der Kontaktzonen nach Bouwman [3]

Von Lacher/Kießlich wurden Meßversuche und Dauerschwingversuche an solchen T-Stößen durchgeführt, deren Ergebnisse in [14] vorliegen. Einige dieser geprüften Verbindungen konnten zur Überprüfung der Rechenergebnisse herangezogen werden.

Um den Rechenaufwand gering zu halten, wurden innerhalb dieser Arbeit einige Parameter am T-Stoß untersucht. Zumindest im Überstandsbereich einer realen Stirnplatte werden durch den T-Stoß die Verhältnisse richtig erfaßt. Die Bedeutung der Stirnplattendicke für die Schraubenspannungen, die Auswirkung eines größeren Schraubendurchmessers und der Einfluß der Größe der Kontaktfläche lassen sich auch am T-Modell bestimmen. Für die zuvor skizzierten extremalen Kontaktzonenlagen mit Randkontakt und Mittenkontakt lassen sich wichtige Erkenntnisse sammeln. Ebenso bietet das T-Modell die Möglichkeit mit relativ geringem Aufwand zu untersuchen, ob eine Bearbeitung des Stirnplattenrandes die Bildung von Kontaktkräften verhindern oder wenigstens verzögern kann. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick wie einzelne Parameter mit möglichst geringem Aufwand untersucht werden können.

Tabelle 3.2: Auswahl der Berechnungsmodelle zur Untersuchung der Parameter

Parameter	T-Modell	Stirnplattenstoß
Stirnplattendicke d_p	x	
Schraubendurchmesser	x	
Randbearbeitung	x	
Randkontakt	x 1)	
Größe der Kontaktzone	x	
Mittenkontakt	x	x
Ausmitte der Kontaktzone		x
Einfluß der Trägerhöhe		x

1) Untersuchung am T-Modell unter Einschränkungen möglich

3.4 Beschreibung der Elementierung und der Lastfälle für die T-Stöße

Da keine unsymmetrischen Lastfälle oder Kontaktzonenlagen untersucht werden sollten, konnte der T-Stoß durch Spiegelung an 3 Symmetrieebenen auf ein Achtel des Umfangs reduziert werden. Die erste Symmetrieebene wurde durch die verspannte Fläche der Stirnplatte gebildet. Hier wurde ein Kontaktflächenpaar elementiert, wobei statt einer zweiten Stirnplatte eine starre Zielebene erzeugt wurde. Der Reibungsbeiwert wurde unter Beachtung der Symmetriebedingungen zu $\mu = 0$ gesetzt. Die zweite Symmetrieebene bildete die Mittelfläche des Steges. Die Symmetriebedingung erforderte hier eine Sperrung des Freiheitsgrades senkrecht zur Ebene für alle angrenzenden Elementknoten. Die letzte Symmetrieebene teilte den verbliebenen Winkel und die Schraube in ihrer Längsachse. Bild 3.5 zeigt eine isometrische Ansicht des Modells.

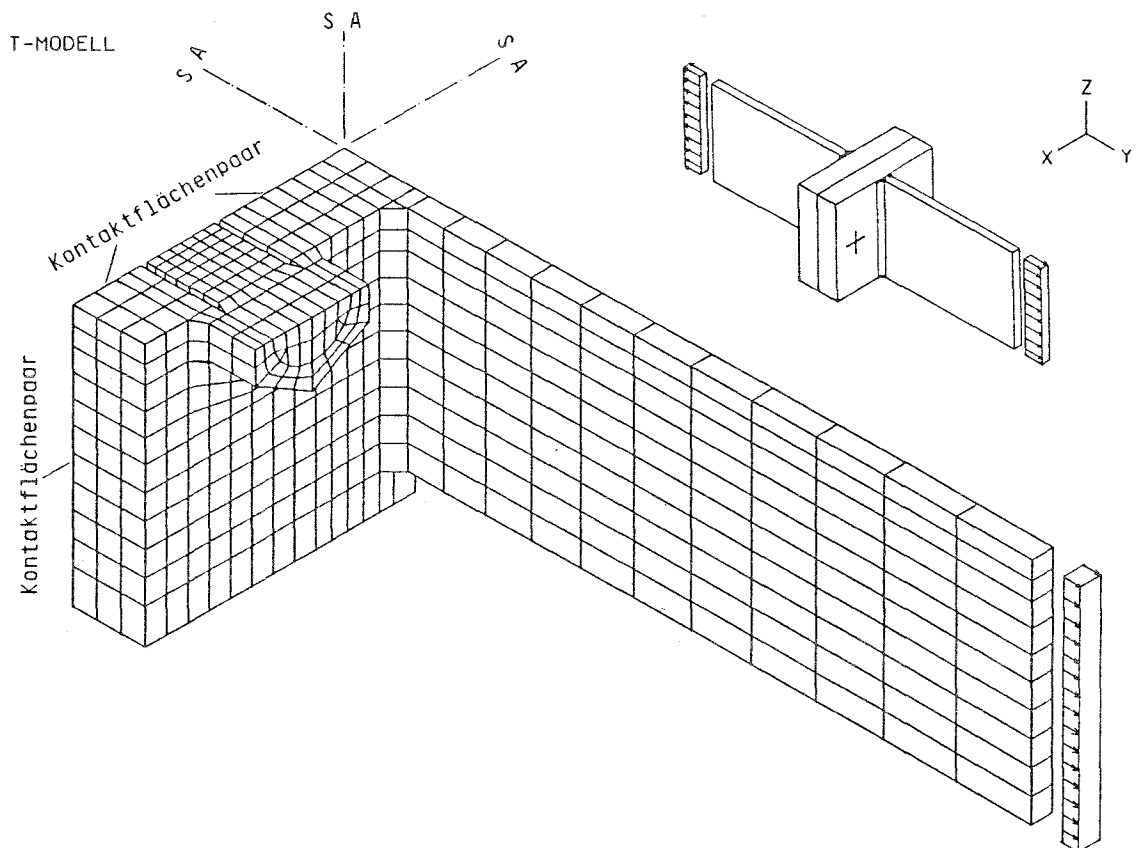


Bild 3.5: Isometrische Ansicht des reduzierten T-Modells mit äußerer Last

Für die Elementierung der Schraube wurde das zuvor beschriebene Teilsystem benutzt. Der Schaft wurde mit einem reduzierten Durchmesser abgebildet, der in Anlehnung an die Meßversuche in [14] gewählt wurde. Er wurde unter Vernachlässigung des Gewindeteiles glatt elementiert. Dieses Vorgehen wird dadurch gerechtfertigt, daß eine durchgehende Verwendung des Schaftdurchmessers die geringere Steifigkeit des Gewindeteiles nicht berücksichtigt hätte. Der reduzierte Schaftquerschnitt, der von der Größe her zwischen Schaft- und Spannungsquerschnitt liegt, gibt die Steifigkeitsverhältnisse im System ausreichend genau wieder. Die an diesem Querschnitt ermittelten Spannungen können mit den im Meßversuch ermittelten Spannungen direkt verglichen werden.

Die Nachgiebigkeit einer zylindrischen Einschraubenverbindung kann nach der VDI-Richtlinie 2230 [29] unter Berücksichtigung der Nachgiebigkeiten aller Schraubenteile berechnet werden. In den Gleichungen (3.2) bis (3.6) sind die Formeln zu der Gesamtnachgiebigkeit und den Nachgiebigkeiten der einzelnen Abschnitte angegeben worden. Die Schraube wird mit ihren unterschiedlichen Querschnittsbereichen als Reihe von hintereinandergeschalteten Einzelementen betrachtet:

$$\delta_S = \delta_K + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_G + \delta_M \quad (3.2)$$

Für die Berechnung der Nachgiebigkeit des eingeschraubten Schraubengewindekerns, des Muttergewindes und des Kopfes nach VDI-Richtlinie 2230 werden empirisch gewonnene Längen eingesetzt.

$$\delta_G = \frac{0,5 d}{E_S A_3} \quad (3.3)$$

$$\delta_M = \frac{0,4 d}{E_S A_N} \quad (3.4)$$

$$\delta_K = \frac{0,4 d}{E_S A_N} \quad (3.5)$$

$$\delta_i = \frac{l_i}{E_S A_i} \quad (3.6)$$

Die Nachgiebigkeiten der Schrauben aller verwendeten Kombinationen von Schrauben und Stirnplattendicken wurden berechnet und in Tabelle 3.3 eingetragen.

Tabelle 3.3: Nachgiebigkeiten der Schrauben nach VDI-Ri. 2230 [29]

Schraubengröße	Stirnplatte		Nachgiebigkeiten						
	d_p [mm]	l_K [mm]	δ_K	δ_1	δ_2 [10^{-7} mm/N]	δ_G mm/N]	δ_M	δ_S	
M20 $A_N = 314 \text{ mm}^2$ $A_3 = 225,2 \text{ mm}^2$ $l_1 \approx l_K - 4,0 \text{ mm}$	15	38	1,213	5,156	0,846	1,213	2,115	10,543	
	20	48	1,213	6,673	0,846	1,213	2,115	12,060	
	30	68	1,213	9,706	0,846	1,213	2,115	15,093	
M24 $A_N = 452 \text{ mm}^2$ $A_3 = 324,3 \text{ mm}^2$ $l_1 \approx l_K - 4,0 \text{ mm}$	20	45	1,011	4,635	0,587	1,011	1,762	9,006	
	25	58	1,011	5,689	0,587	1,011	1,762	10,060	
	35	78	1,011	7,796	0,587	1,011	1,762	12,167	

Für die in der FE-Berechnung elementierte Kopfseite der Schraube vereinfacht sich die Berechnung der Nachgiebigkeit zu

$$\delta_S = \delta_K + \delta_1 \quad (3.7)$$

Die Ergebnisse für die Berechnung der Nachgiebigkeiten der elementierten Schrauben werden in Tabelle 3.4 angegeben.

Tabelle 3.4: Nachgiebigkeiten der elementierten Schrauben, Angaben für die halbe Schraubenlänge

Schraubengröße	Stirnplatte		Nachgiebigkeiten			
	d_p [mm]	l_K [mm]	δ_K	δ_1 [10^{-7} mm/N]	δ_S	
M20 reduziert $A_{red} = 278 \text{ mm}^2$	15	38	1,288	3,255	4,543	
	20	48	1,288	4,111	5,399	
	30	68	1,288	5,824	7,112	
M24 reduziert $A_{red} = 398 \text{ mm}^2$	20	45	1,077	2,872	3,949	
	25	58	1,077	3,470	4,547	
	35	78	1,077	4,666	5,743	

Der Vergleich der Werte δ_S aus Tabelle 3.3 mit den doppelten Werten von δ_S von Tabelle 3.4 für die Schraubenmodelle der FE-Berechnung zeigt, daß die elementierten Schrauben geringfügig steifer sind. Für die berechneten Spannungen der FE-Analyse, den am reduzierten Querschnitt ermittelten Spannungen in Meßversuchen [14,17,18] und den Spannungen in einer realen Schraubenverbindung ergibt sich damit folgender Zusammenhang: Die berechneten Spannungen sind geringfügig höher als die der realen Verbindung, deren Spannungen sind wiederum höher als die des Meßversuches, da die Meßschrauben durch die Schaftreduktion etwas weicher als normale Schaftschrauben sind.

Die Steifigkeit des Klemmpaketes für den Fall ebener Platten läßt sich ebenfalls nach VDI-Richtlinie 2230 berechnen.

$$\delta_P = \frac{l_K}{E_P A_{ers}} \quad (3.8)$$

In Tabelle 3.5 wurden die berechneten Steifigkeiten des Klemmpaketes und die Gesamtsteifigkeiten der Verbindungen angegeben. Die daraus resultierende aufzubringende Verzerrung zur Erzielung der Vorspannkraft berechnet sich zu

$$\Delta l = F_V \cdot (\delta_S + \delta_P) \quad (3.9)$$

Tabelle 3.5: Ermittlung der Verzerrung Δl zur Erzielung der Soll-Vorspannkraft

Schraubengröße	Stirnplatte d_P [mm]	Nachgiebigkeiten			Δl [mm]
		δ_S	δ_P	$\delta_S + \delta_P$	
M20 reduziert $d_w = 37$ mm $d_h = 22$ mm $D_A = 60$ mm	15	4,543	0,664	5,207	0,0833
	20	5,399	0,798	6,197	0,0992
	30	7,112	1,044	8,156	0,1305
M24 reduziert $d_w = 44$ mm $d_h = 26$ mm $D_A = 70$ mm	20	3,949	0,594	4,543	0,0999
	25	4,547	0,689	5,236	0,1152
	35	5,743	0,867	6,610	0,1454

Der Lastfall Vorspannung der Schraube wurde durch eine eingeprägte Verschiebung der Schraubenschnittfläche aus der ersten Symmetrieebene heraus realisiert. Die Gesamtverschiebung wurde schrittweise über eine Zeitfunktion aufgebracht und dann über alle weiteren Laststufen der äußeren Belastung konstant gehalten (Bild 3.6). Die mit den Verzerrungen Δl erzielten Vorspannkraften waren um maximal 3% größer als die erwarteten Sollvorspannkraften. Damit werden die empirischen Werte der VDI-Richtlinie 2230 für die Ermittlung der Nachgiebigkeiten des Schraubenkopfes und des Klemmpaketes bestätigt.

In der Stirnplatte wurden in Dickenrichtung 3 Elementschichten gewählt. Das Elementnetz wurde unter Berücksichtigung möglicher Plastizierungen im Bereich der Schraube und erwarteter Kontaktzonen verfeinert.

Die äußere Last wurde als Gleichflächenlast auf der Randfläche des Steges aufgebracht. Die aufintegrierte Summe der Flächenlast entsprach in der höchsten Laststufe dem Wert der Vorspannkraft F_V^{SOLL} je Schraube. Ausgehend von Null wurde die äußere Last in 5 Stufen mit der Schrittweite 0,2 gesteigert. Zum Teil waren eine Anzahl von weiteren Zwischenschritten erforderlich, um Konvergenz im Iterationsverfahren zu erreichen, diese Zwischenergebnisse wurden jedoch nicht ausgewertet. Von den zwischengespeicherten 5 Laststufen wurden im Anschluß an den Belastungspfad Entlastungspfade bis zum Wert Null der äußeren Last gerechnet. Bild 3.6 zeigt die Zeitfunktionen für die Vorspannung und die äußere Last einschließlich der 5 Entlastungspfade.

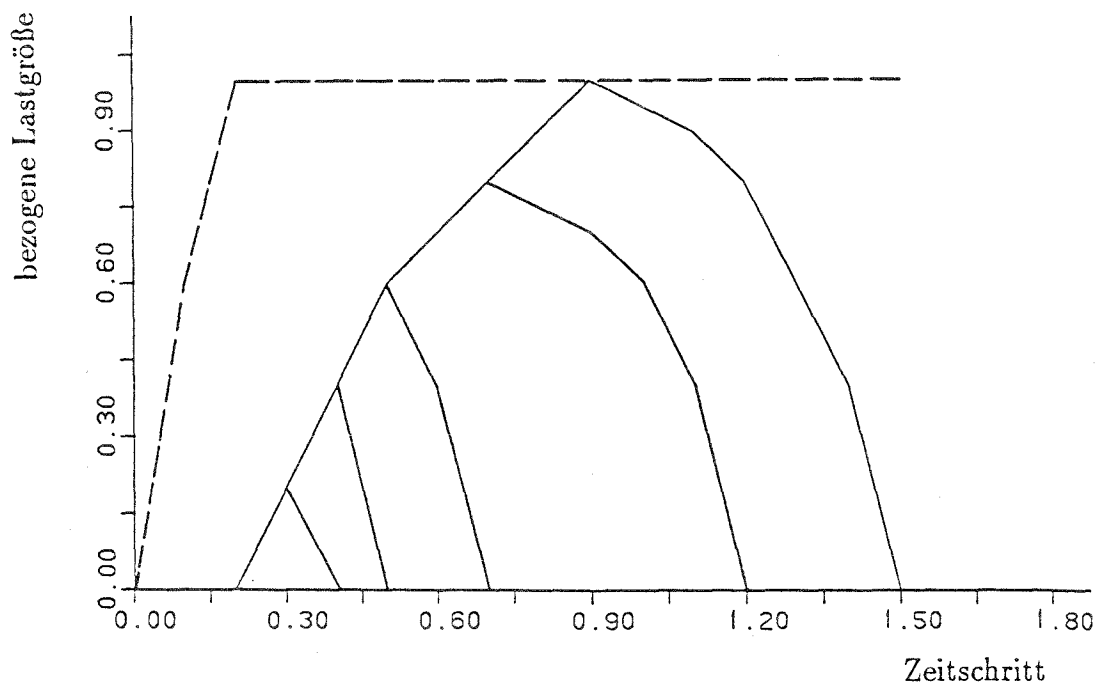


Bild 3.6: Zeitfunktionen der auf F_V^{SOLL} bezogenen Belastungen:
 - - - - - Vorspannkraft (als eingeprägte Verschiebung)
 ——— äußere Last

Um das Elementnetz von Stirnplatte und Steg des T-Modells zu überprüfen wurde ein Stoß mit einem feineren Netz berechnet. Die Zahl der Elementschichten wurde bei dieser Kontrollberechnung auf 6 verdoppelt, im Bereich der Kontaktzone am Stirnplattenrand wurden noch weitere Verfeinerungen vorgenommen. Die Ergebnisse

der Berechnungen mit unterschiedlich feinem Netz brachten keine signifikanten Unterschiede für die interessierenden Schraubenspannungen. In Anlage 18 wurden die Ergebnisse der Berechnungen mit unterschiedlich feinem Netz verglichen.

An ausgewählten Stellen der Stirnplatte wurde überprüft ob ungewöhnlich große Spannungsprünge auftraten, die eine nachteilige Beeinflussung der Ergebnisse hätten erwarten lassen.

3.5 Parameterstudien zu den T-Stößen

3.5.1 Übersicht über die Berechnungen zu den T-Stößen

Die Berechnungen zu den Parameterstudien lassen sich in drei Gruppen einteilen, ebene Platten, konvexe Platten mit Mittenkontakt und konkave Platten mit Randkontakt. An den ebenen Platten wurden die Fälle dünne, mitteldicke und dicke Platten für die Schraubengrößen M20 und M24 untersucht. Für die mitteldicken Platten beider Schraubengrößen wurden noch die Fälle bearbeiteter Plattenränder (Randschliff) untersucht.

Von den konvexen Platten wurden bei mittlerer Plattendicke für beide Schraubengrößen 2 verschiedene Kontaktzonenbreiten untersucht. Für die Schrauben M20 und die schmalere Kontaktzone wurden auch noch die dünnen und die dicken Platten gerechnet.

Für den Sonderfall der konkaven Platten erschien es wegen des weichen Systems nicht sinnvoll die Fälle mit dünnen Platten zu verfolgen. Für die Schraubengröße M20 wurden die Fälle mitteldicke und dicke Platten gerechnet, für M24 nur die mitteldicken Platten. Bild 3.7 zeigt einen Überblick über die in den Parameterstudien zum T-Modell durchgeführten Berechnungen.

Um die Berechnungen trotz verschiedener Schraubendurchmesser untereinander vergleichbar zu machen, wurden die jeweiligen äußeren Lasten auf die Sollvorspannkraft F_V^{SOLL} bezogen. Die äußere Last je Schraube entspricht jeweils dem κ -fachen Wert der Sollvorspannkraft

$$\kappa = \frac{F}{F_V^{SOLL}} \quad (3.10)$$

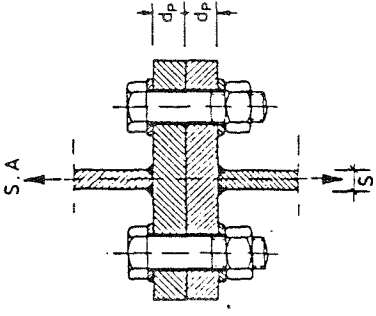
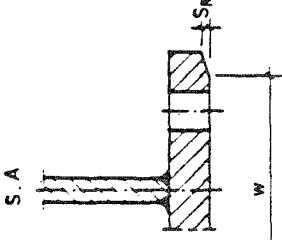
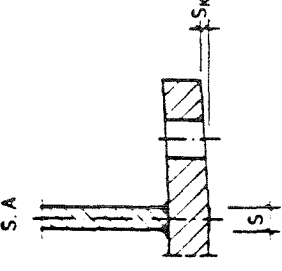
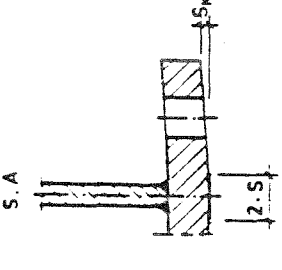
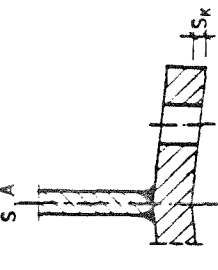
Parameterstudien zum T-Modell						
ϕ	d_P [mm]	ebene Platten		konvexe Platten		konkave Platten
		Randschliff		Breite der Kontaktzone		
						
		T_E1F T_E2F T_E3F	T_R2	T_X1S T_X2S T_X3S	T_X2D	T_V2 T_V3
		T_E4F T_E5F T_E6F	T_R5	T_X5S	T_X5D	T_V5
		20 25 35				

Bild 3.7

3.5.2 Berechnung ebener T-Stöße mit Variation der Plattendicke und des Schraubendurchmessers

Eine ideal ebene Platte ist mit üblichen Fertigungsmethoden nicht erreichbar, auch ist sie weder die günstigste, noch die ungünstigste Form für den schwingend beanspruchten Stoß. Bedeutung kommt ihr aber deshalb zu, weil sie einen optisch erkennbaren Übergang von günstiger zu ungünstiger Form markiert. Der günstige Fall konvexer Platten mit Mittenkontakt durch belassenen Schweißverzug setzt voraus, daß die zu verspannenden Platten nicht soweit schräg sind, daß sich die Schrauben nicht mehr ordnungsgemäß vorspannen lassen. Da der ursprünglich belassene Schweißverzug vielfach zu groß ist, ist ein vorheriges oder nachträgliches Richten unerlässlich, jedoch auch schwer steuerbar.

Von großem Interesse war die Frage wie dick die Platten des schwingend beanspruchten T-Stoßes zu wählen sind. Ausgehend von einem üblichen Verhältnis der Dicke der Platte zum Schraubendurchmesser von etwa 1,0, wie er sich z. B. nach [27] für statisch beanspruchte Stirnplattenverbindungen ergibt, wurde noch eine dünnere und eine dickere Variante untersucht.

Bild 3.8 zeigt einen Vergleich der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannungen für die Berechnungen T_E1F bis T_E3F mit Schrauben M20 (siehe auch Anlagen 1 bis 3). Bei der Betrachtung der Axialspannungen fällt auf, daß die Kurven sich in der Form gleichen, je dicker die Stirnplatten sind aber ein späteres Anwachsen der Spannungen zeigen. Nach einem zunächst geringen Anwachsen der Spannungen bei allen drei Stirnplattendicken verläuft die Spannungszunahme nichtlinear. Bei dem T-Stoß mit 15 mm Plattendicke erreicht die Zunahme der Axialspannungen bei einer äußeren Last von etwa $0,57 F_V^{\text{SOLL}}$ die Grenze zu einer überproportionalen Zunahme, das heißt die Spannung in der Schraube wächst schneller als es dem Anwachsen die äußere Last entspricht. Bei der 20 mm dicken Platte wird die Grenze bei etwa $0,72 F_V^{\text{SOLL}}$ erreicht; für $d_p = 30$ mm liegt sie über $1,0 F_V^{\text{SOLL}}$. In Bild 3.8 ist an die Kurven eine Tangente gelegt, die in ihrer Neigung einer direkten Beanspruchung der Schrauben durch die äußere Last entspricht.

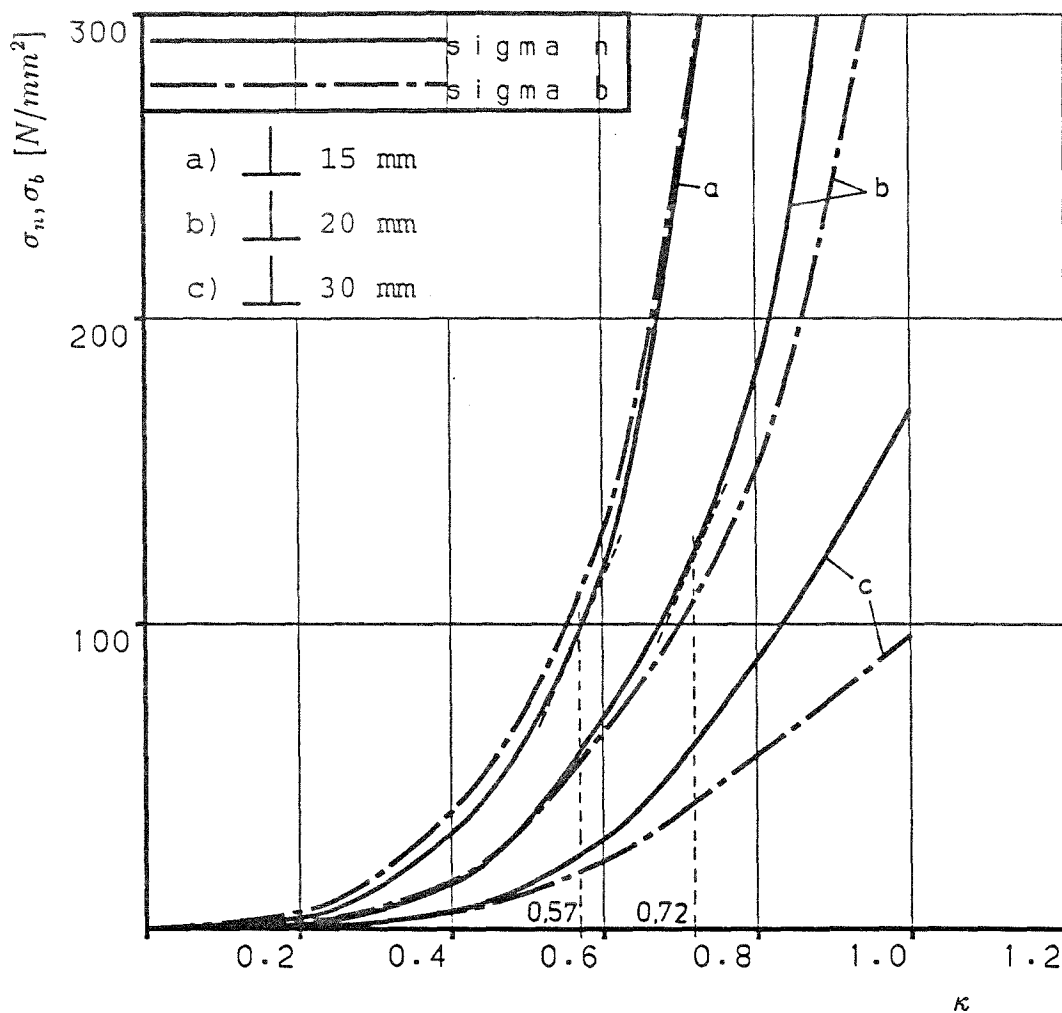


Bild 3.8: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit ebenen Platten und Schrauben M20, (a) T_E1F ($d_p = 15$ mm), (b) T_E2F ($d_p = 20$ mm) und (c) T_E3F ($d_p = 30$ mm)

Eine größere Dicke der Platten wirkt sich auf die Höhe der Biegespannungen noch günstiger aus als auf die Axialspannungen. Bei einer äußeren Last von $0,6 F_V^{SOLL}$ sind bei der Platte mit $d_p = 15$ mm die Biegespannungen um etwa 10 % größer als die Axialspannungen, im Falle der Platte mit $d_p = 20$ mm sind die Biegespannungen um etwa 7 % kleiner und bei $d_p = 30$ mm um 24 %. Insgesamt hinterläßt der Vergleich der Spannungsverläufe in Bild 3.8 den Eindruck, daß eine Plattendicke, die kleiner als der Schraubendurchmesser ist, sich nicht für schwingende Beanspruchung eignet. Auch bei einer Plattendicke gleich dem Schraubendurchmesser ist bei ebenen Platten noch eine Verringerung der Schraubenspannungen erreichbar.

Der Vergleich der Berechnungen T_E2F und T_E5F (Bild 3.9) zeigt keinen bedeutenden Einfluß des Schraubendurchmessers auf die Schraubenspannungen für eine auf die Vorspannkraft F_V^{SOLL} bezogene äußere Last.

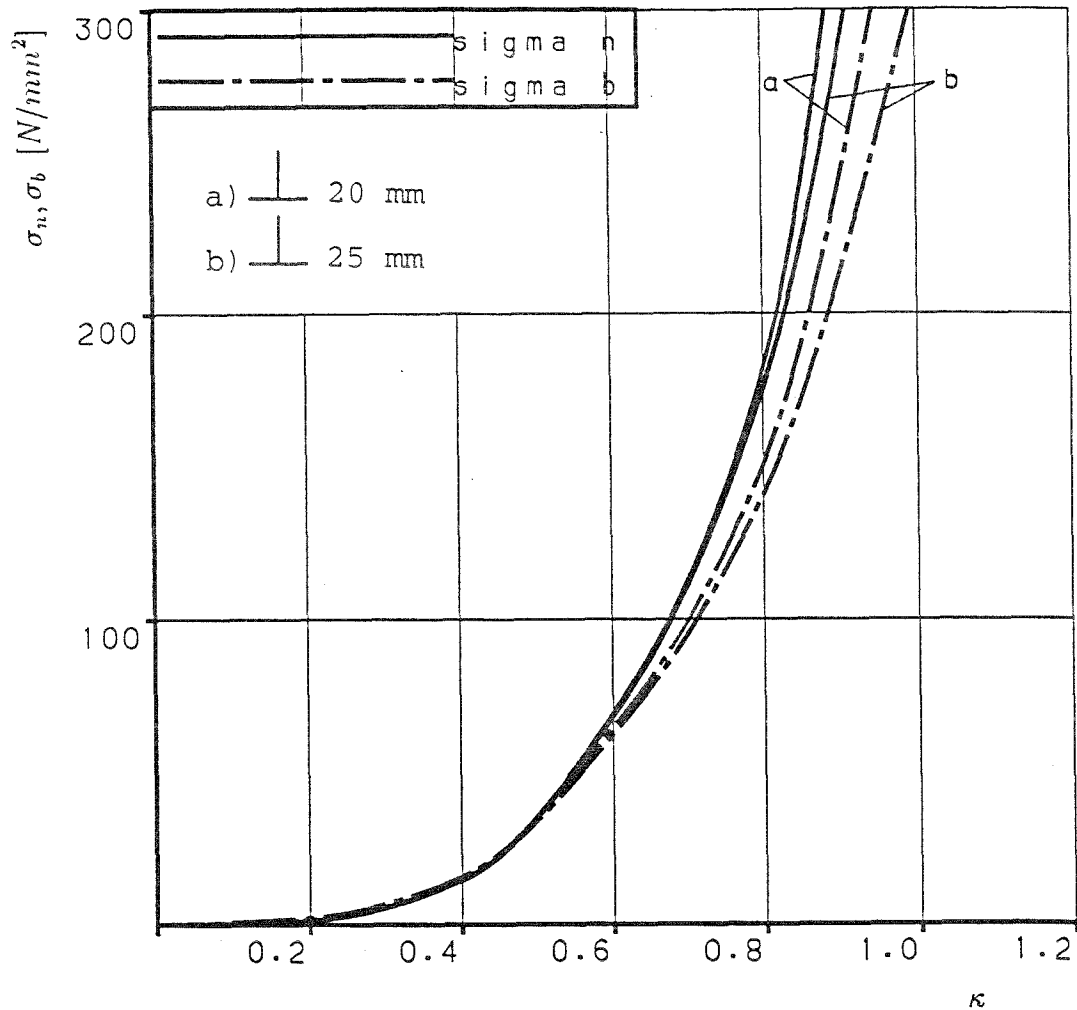


Bild 3.9: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit ebenen Platten von mittlerer Dicke (a) T_E2F ($d_p=20$ mm, M20), (b) T_E5F ($d_p=25$ mm, M24)

Die Berechnungen T_R2 und T_R5 (Bild 3.10 und Anlagen 7 und 8) sollten zeigen, ob mit einer Bearbeitung der Plattenränder (Randschliff) die Entstehung von Abstützkräften am Rand verhindert oder verzögert werden kann. Der für die Berechnungen gewählte "Randschliff" hatte jeweils eine Randstärke von $s_R = 1,0$ mm und reichte bis unter den Rand des Schraubenkopfes. Eine Bearbeitung über die Systemachse der Schraube hinaus würde dem Fall "Schweißverzug" gleichkommen und wurde hier deshalb nicht untersucht. Wie das Bild 3.10 zeigt, wachsen die Schraubenspannungen im Fall "Randschliff" sogar etwas schneller an. Dieser Effekt ist auch leicht einsehbar, da im Falle des Randschliffes der Hebelarm der Abstützkraft, die am Rand der Bearbeitung entsteht, kürzer ist als im Fall ebener Platten. Eine Bearbeitung der Plattenränder kann deshalb nicht empfohlen werden.

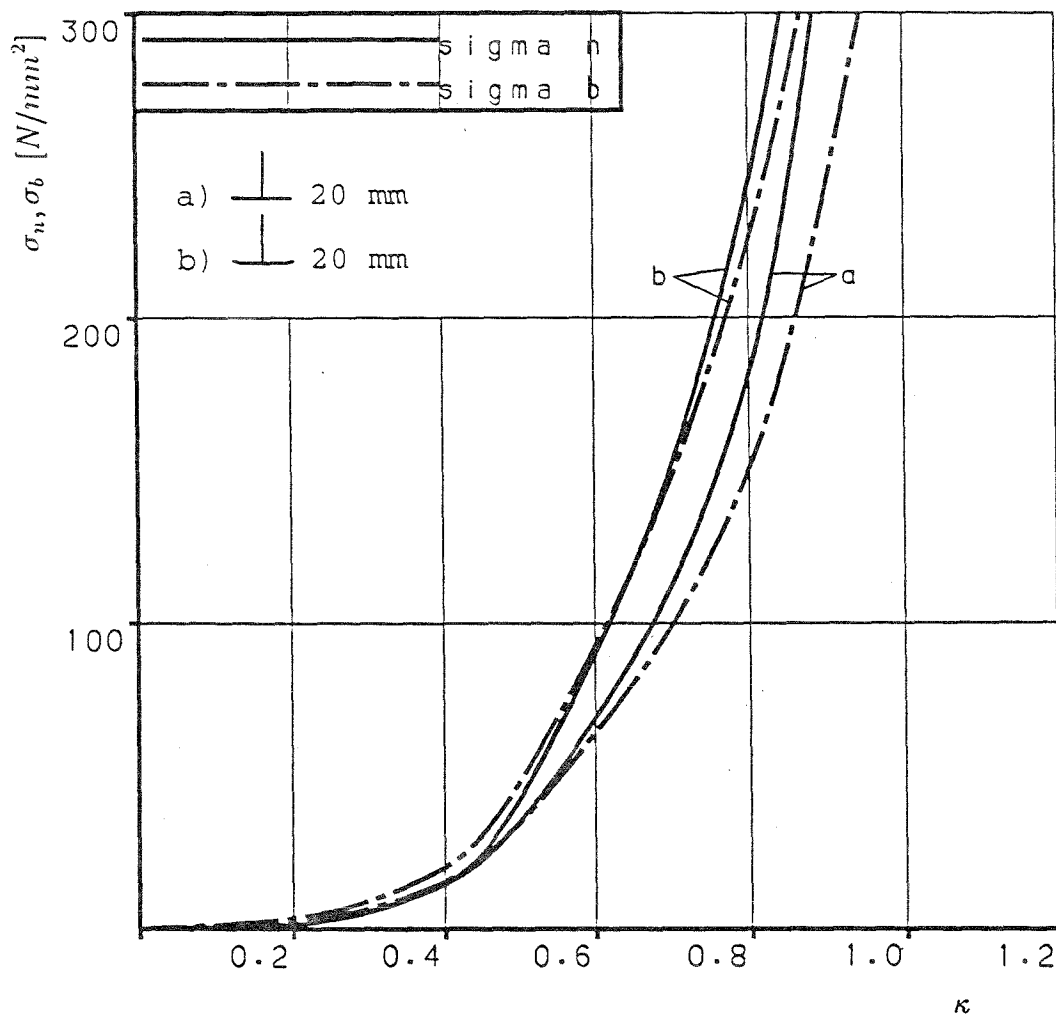


Bild 3.10: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit ebenen Platten und mit Randschliff
(a) T_E2F ($d_p=20$ mm, eben), (b) T_R2 ($d_p=20$ mm, Randschliff)

3.5.3 Variation der Plattendicke und der Kontaktzone bei konvexer Stirnplatte

Das Anschweißen der Stirnplatten bei T-Stößen hat eine Schweißverformung zur Folge, die, wie schon in Abschnitt 3.3 gesagt wurde, günstig auf die Dauerschwingfestigkeit wirkt. Für den Fall Schweißverzug wurde eine mittige Lage der Kontaktzone angenommen. Zur Breite der Kontaktzone wurden zwei Fälle untersucht, einmal mit der Breite s des angeschweißten Steges bzw. Flansches (Anlagen 9 bis 12) und noch einmal mit der doppelten Breite (Anlagen 13 und 14). Auch hier wurden zunächst Systeme mit unterschiedlichen Plattendicken gerechnet. Bild 3.11 zeigt einen Vergleich der berechneten Spannungen für unterschiedliche Stirnplattendicken.

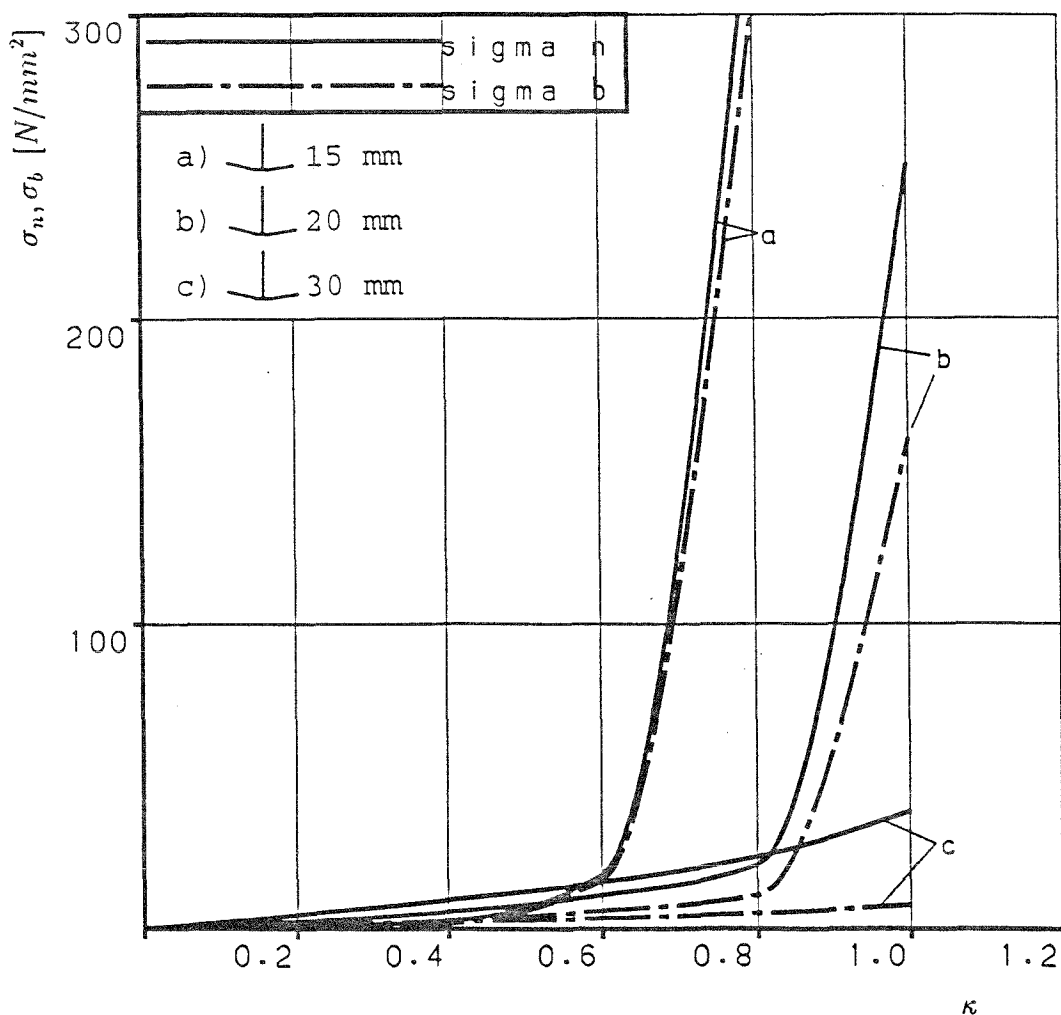


Bild 3.11: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit konvexen Platten, Klaffung $s_K = 0,4$ mm und Schrauben M20, (a) T_X1S ($d_P = 15$ mm), (b) T_X2S ($d_P = 20$ mm) und (c) T_X3S ($d_P = 30$ mm)

Bei den Platten mit konvexer Form ist der Wert ab dem die Schraubenspannungen überproportional anwachsen leichter abzulesen als bei den ebenen Platten. Bei den Platten mit $d_p = 15$ mm liegt die bezogene äußere Last, ab der die Schraubenspannungen überproportional steigen bei $0,6 F_V^{SOLL}$, für Platten mit $d_p = 20$ mm bei $0,8 F_V^{SOLL}$. Für die Platten mit $d_p = 30$ mm liegt dieser Abknickpunkt oberhalb $1,0 F_V^{SOLL}$. Insgesamt sind auch die Spannungen beim Erreichen der Grenze, ab der ein überproportionales Ansteigen zu vermerken ist bei den konvexen Stirnplatten niedriger. Bild 3.12 zeigt einen Vergleich der Berechnungen T_E2F (ebene Platte) mit der Berechnung T_X2S (konvexe Platte).

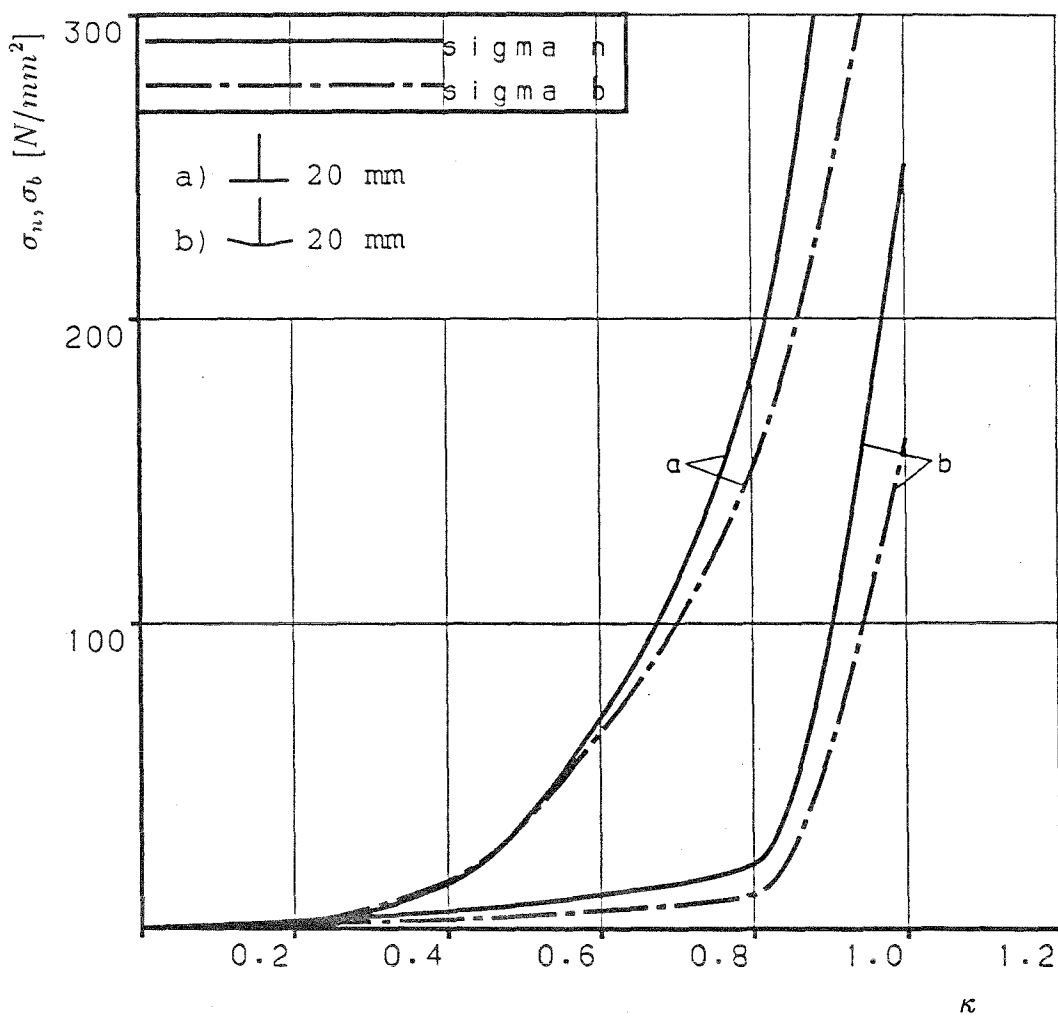


Bild 3.12: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für einen T-Stoß mit ebener Platte und mit konvexer Platte,
 (a) T_E2F ($d_p=20$ mm, M20, eben),
 (b) T_X2S ($d_p=20$ mm, M20, konvexe Platte)

Der Stoß der Berechnung T_X2S wird in Bild 3.13 auch noch mit dem T-Stoß mit doppelter Breite der Kontaktzone von Berechnung T_X2D verglichen. Hier zeigt sich, daß die Spannungen der Schrauben bei größerer Kontaktzone zwar noch geringer sind, jedoch verändert sich nicht die Lage des Abknickpunktes, von dem an die Spannungen überproportional zur Laststeigerung zu wachsen beginnen.

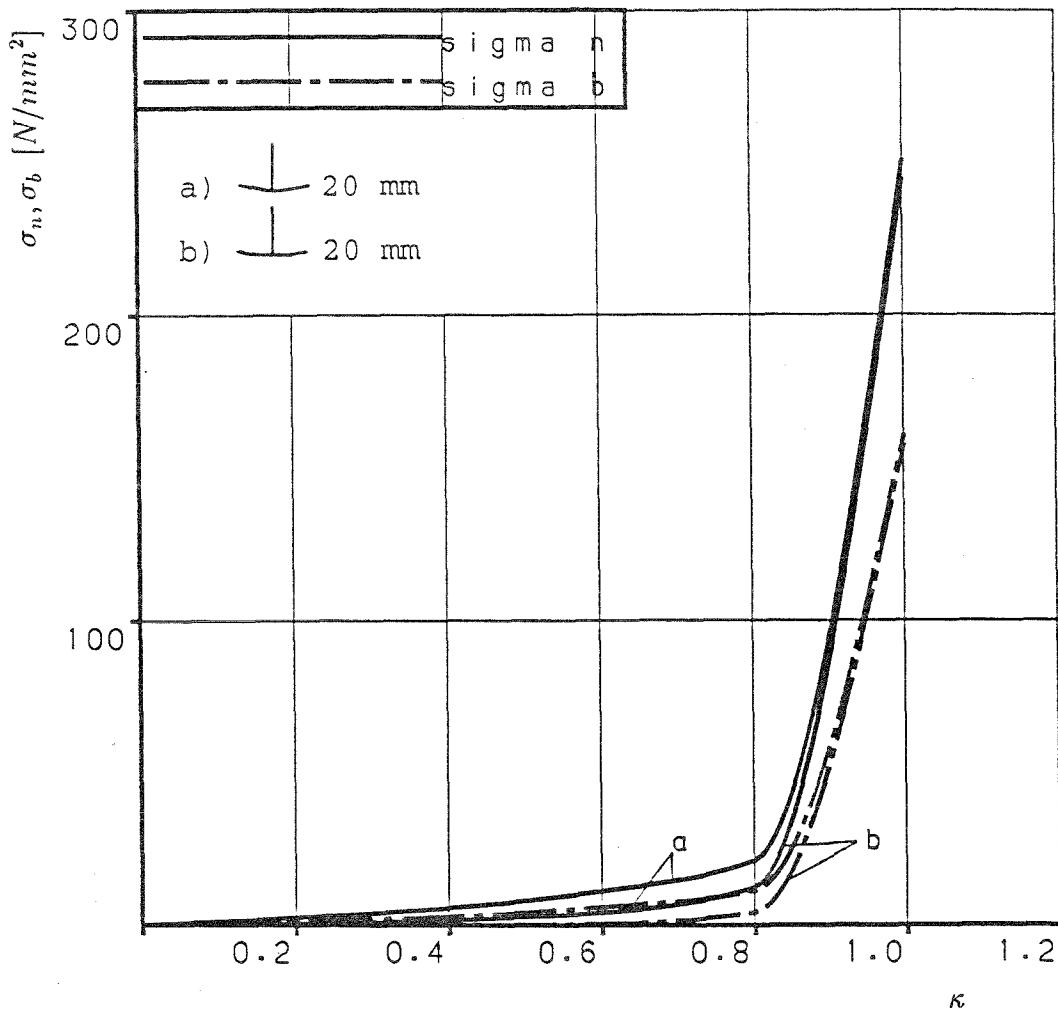


Bild 3.13: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit konvexer Platte und unterschiedlicher Breite der Kontaktzone, (a) T_X2S ($d_p=20$ mm, M20, Breite=s) (b) T_X2D ($d_p=20$ mm, M20, Breite=2s)

3.5.4 Untersuchung des Sonderfalls der konkaven Stirnplatte

Die Ergebnisse der Berechnungen T_V2 und T_V3 mit konkaven Platten (Anlagen 15 bis 17) und mittlerer Klaffung $s_{\kappa} = 0,4 \text{ mm}$ sind in Bild 3.14 wiedergegeben. Es bestätigt sich, daß diese Plattenform sehr ungünstig ist. Selbst im Falle einer dicken Platte (T_V3) wird die günstige Wirkung der Schraubenvorspannung fast aufgehoben. Die Spannungen wachsen linear mit der äußeren Last an. Diese Form der Stirnplatten ist damit für eine schwingende Beanspruchung ungeeignet und bei der Herstellung zu vermeiden. Aus diesem Grunde wurde hier auf die weitere Untersuchung dieses Falles verzichtet.

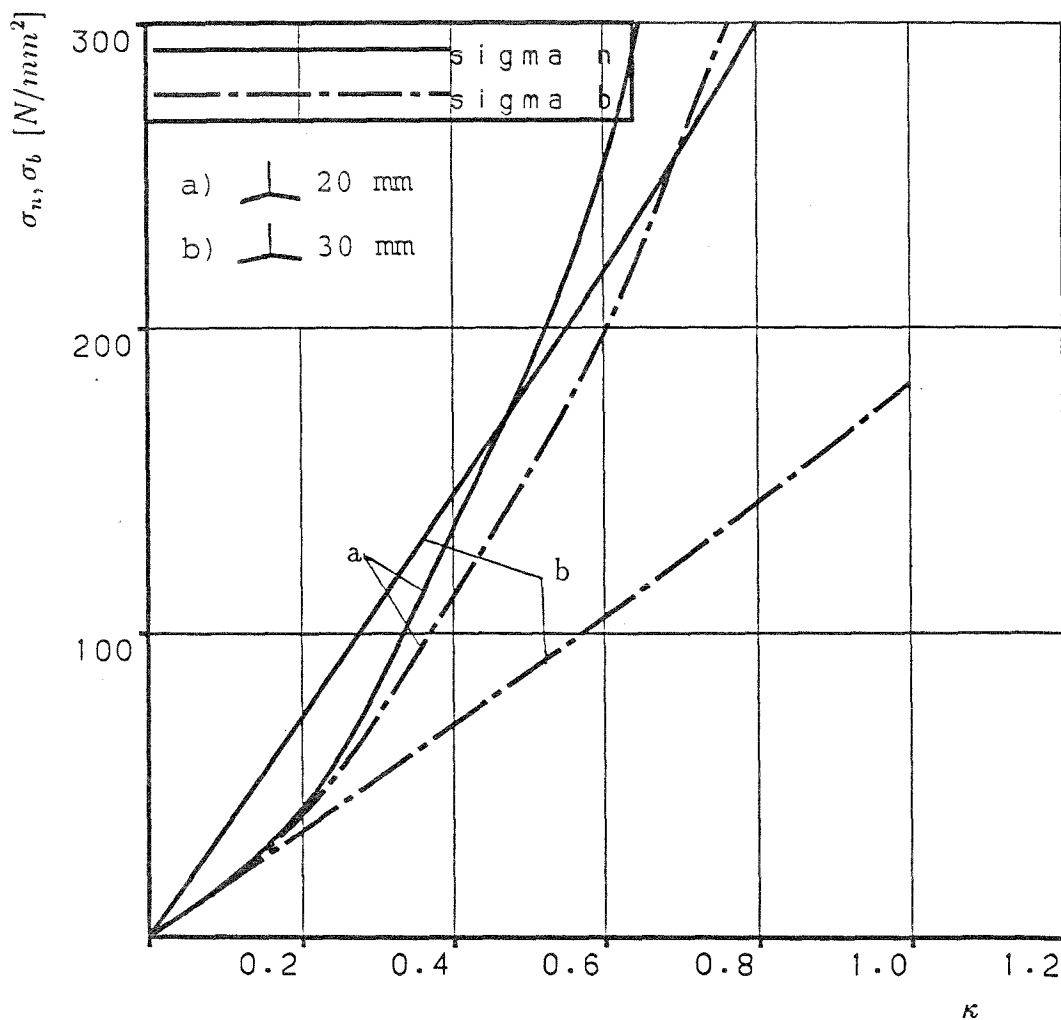


Bild 3.14: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit konkaver Platte und unterschiedlicher Plattendicke, (a) T_V2 ($d_p=20 \text{ mm}$, M20), (b) T_V3 ($d_p=30 \text{ mm}$, M20)

3.6 Bewertung der Berechnungen zu den T-Stößen nach der Methode der finiten Elemente

Bild 3.15 zeigt einen Vergleich der Ergebnisse der Berechnung T_X2S (konvexe Platte, $d_p=20$ mm, M20, Kontaktzonenbreite= s) mit den Versuchsergebnisse aus [14] für einen Meßversuch an einem T-Stoß mit belassenem Schweißverzug und sonst gleichen Schrauben und Plattenabmessungen.

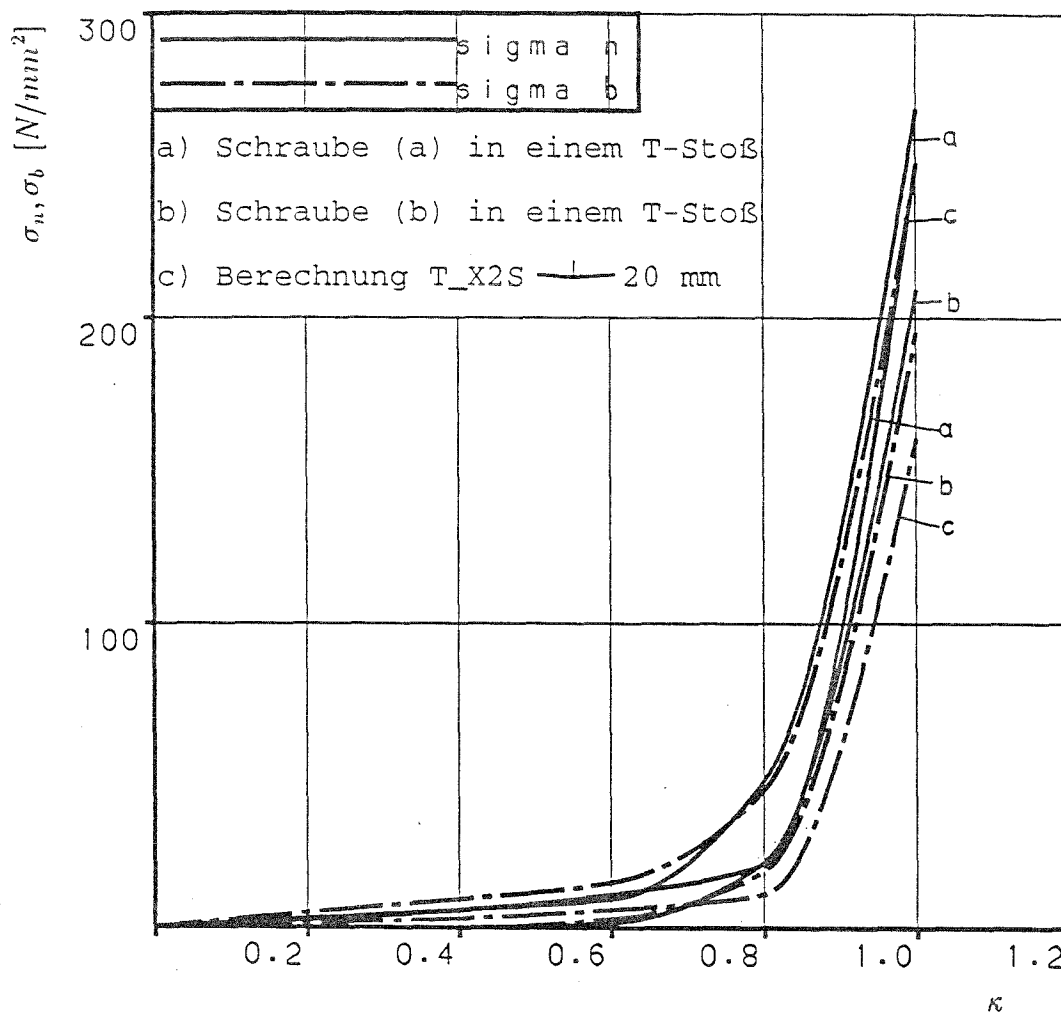


Bild 3.15: Vergleich der Axial- und Biegespannungen für die Schrauben (a) und (b) in einem T-Stoß mit belassenem Schweißverzug nach [14] und der Berechnung (c) T_X2S ($d_p=20$ mm, M20, Breite= s)

Bild 3.15 zeigt, daß die Annahme völliger Symmetrie etwas idealisierend ist, jedoch stimmen die Ergebnisse im Mittel recht gut überein. Die Axialspannungskurve c der Berechnung liegt zwischen den Meßkurven der Schrauben a und b. Die Biegespannungen wurden in der FE-Rechnung etwas kleiner erhalten.

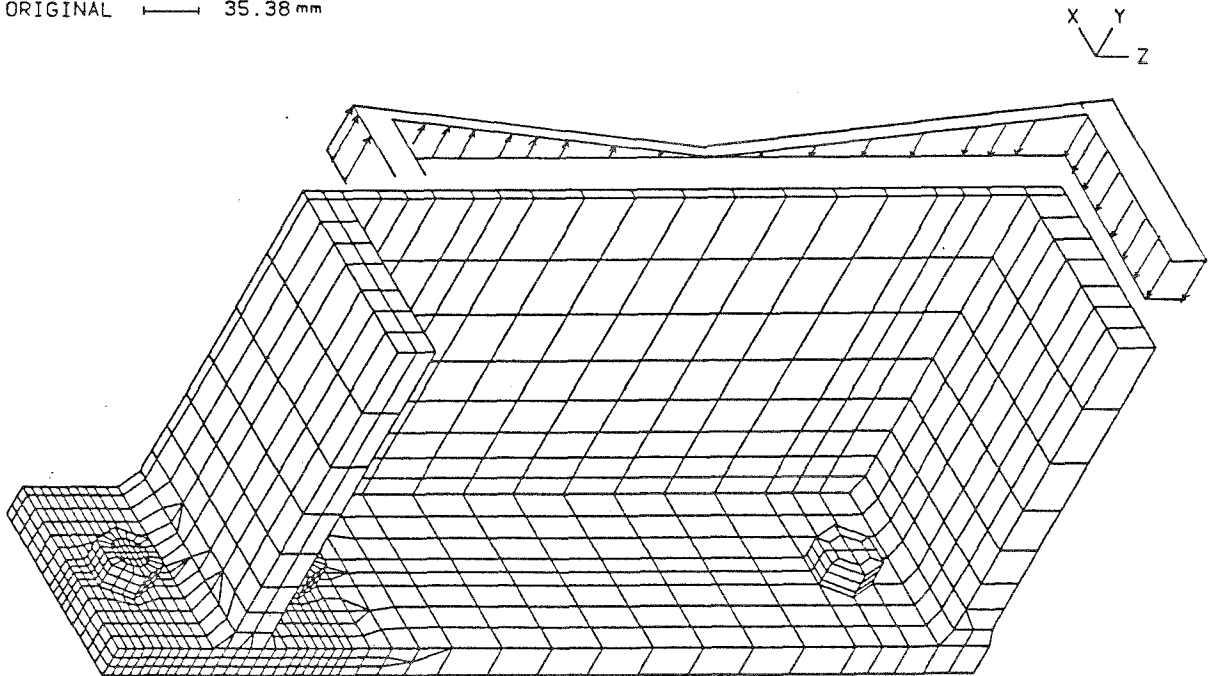
4. Berechnungen zu Stirnplattenstößen von I-Trägern mit Hilfe der Methode der finiten Elemente

4.1 Beschreibung der Elementierung und der Lastfälle

Für die Elementierung der Stirnplattenstöße wurde die Symmetrieebene in Stegmitte genutzt. Anstelle einer zweiten Stirnplatte wurde wieder ein Kontaktflächenpaar mit einer starren Zielebene und dem Reibungsbeiwert $\mu = 0$ elementiert. Bild 4.1 zeigt die isometrische Ansicht eines Stirnplattenmodelles.

HE 600 B - EBENE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 35.38 mm



SOLVIA-PRE 90

Bild 4.1: Stirnplattenmodell zu der Berechnung HEB6_E (siehe Übersicht Bild 4.3)

Für den Zugflanscbereich wurde das T-Modell als Teilsystem verwendet. Da ausschließlich in diesem Teil der Stirnplatte und in der Schraube mit Spannungen bis zur Fließgrenze gerechnet werden konnte, wurde hier die Stirnplatte ähnlich fein wie das T-Modell mit drei Elementschichten in der Dickenrichtung elementiert. Für diesen Stirnplattenabschnitt und die Schraubenschäfte wurde wieder das in Kapitel 3.1 beschriebene bilineare elastisch-plastische Materialgesetz gewählt. Die Elementierung der Schrauben am Zugflansch entspricht der des T-Modells. In den übrigen Bereichen des Modells wurde ein gröberes Elementnetz mit linear-elastischem Materialgesetz gewählt. Der Lastfall Vorspannung der Schraube wurde wieder als eingeprägte Verschiebung erzeugt.

Das äußere Moment wurde als antimetrische "Spannungsverteilung" auf die Stirnfläche des Trägerprofils aufgebracht. In der höchsten Laststufe entspricht die äußere Last der Spannungsverteilung, die ein Moment von

$$M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h \quad (4.1)$$

hervorrufen würde, wobei h der Mittenabstand der Flansche ist. Die äußere Last wurde wieder mit der Schrittweite 0,2 in 5 Lastschritten aufgebracht. In Bild 4.1 ist die Form der äußeren Belastung angedeutet. Die Zeitfunktionen für die Vorspannung und die äußere Last entspricht auch für das Stirnplattenmodell der Darstellung in Bild 3.6.

4.2 Parameterstudien zu den Stirnplattenstößen von I-Trägern

4.2.1 Übersicht über die Berechnungen zu den Stirnplattenstößen

Die Berechnungen, die mit dem Modell des Stirnplattenstoßes durchgeführt wurden, dienten der Eingrenzung des Einflusses von unterschiedlichen Lagen der anfänglichen Kontaktzone. Außer dem Fall ebener Stirnplatten sollten vordringlich die als günstig angesehenen Fälle von Stirnplatten mit belassenem Schweißverzug untersucht werden.

Bei den Meß- und Dauerschwingversuchen in [18] hatte es sich gezeigt, daß die Kontaktzonen nicht exakt mittig lagen. Der Grund dafür war in der Herstellung der Schweißnähte zu sehen. Die Nahtausführung der Flanschnähte war zwar hinsichtlich der Nahtvorbereitung symmetrisch, jedoch wurden die innere und die äußere K-Nahtseite nacheinander gelegt. Während die erste Nahtseite bereits erheblich abgekühlt war, wurde die Nahtwurzel ausgeräumt und dann die gegenüberliegende Naht geschweißt. Folge dieses Vorgehens war es, daß die Seite der zweiten Nahthälfte bei dem weiteren Abkühlen im Vergleich zur ersten mehr schrumpfte und somit die Kuppe des Schweißverzuges zur ersten Nahthälfte hin verschoben lag. In Bild 4.2 ist die Schweißfolge dargestellt, die zur Ausmitte der Kuppe des Schweißverzuges führte.

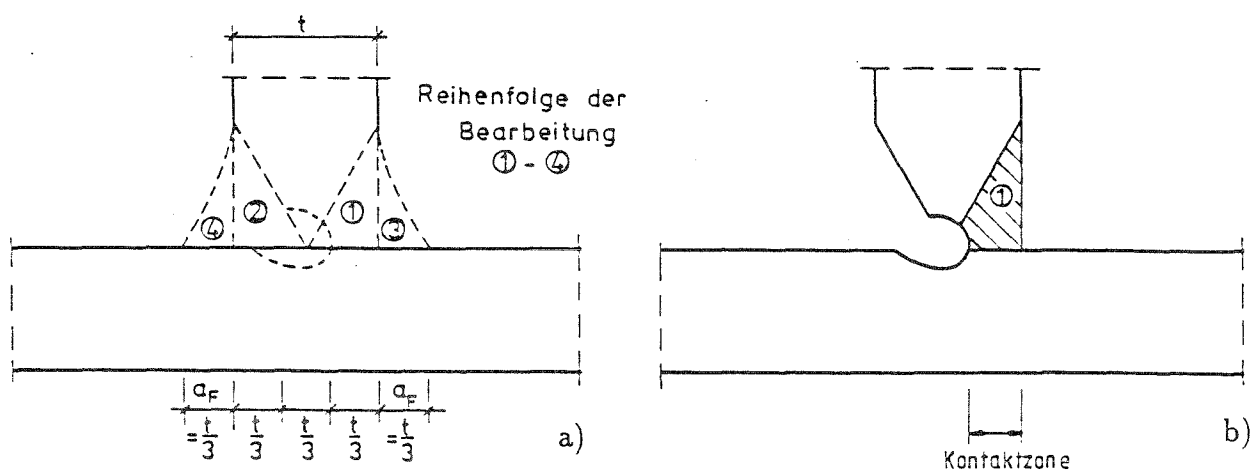


Bild 4.2: Schweißfolge einer Zugflanschsweißnaht

Aus der schematischen Darstellung des Bildes 4.2 ist ersichtlich, daß bei einem Stirnplattenstoß mit einer um etwa ein Drittel der Flanschdicke ausmittigen Lage der anfänglichen Kontaktzone zu rechnen ist. Um diesen Effekt zu berücksichtigen, wurden außer einem Stirnplattenmodell mit mittiger Lage der Kuppe des Schweißverzuges noch Modelle mit um $t/3$ ausmittigen Lagen der Kontaktzonen gerechnet. Die Lage der anfänglichen Kontaktzone war dabei je einmal zur Überstandsseite und zur Stegseite hin verschoben. Bereits bei Meßversuchen [18] hatte sich ein großer Einfluß der Kontaktzonenausmitten auf die Höhe der Schraubenspannungen gezeigt. Unter der Vielzahl der möglichen Imperfektionen des Stirnplattenstoßes mußte die Kontaktzonenausmitte eine entscheidende Bedeutung haben und sollte in ihrem Einfluß auf die Dauerfestigkeit des schwingend beanspruchten Stirnplattenstoßes untersucht werden. Bild 4.3 zeigt eine Übersicht aller durchgeführten Berechnungen.

Parameterstudien zum Stirnplattenstoß

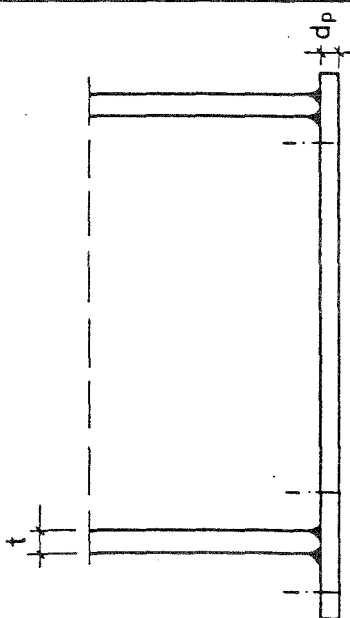
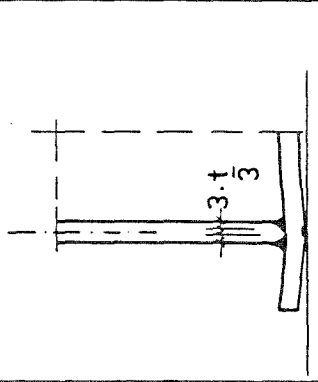
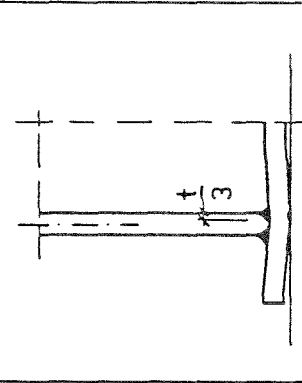
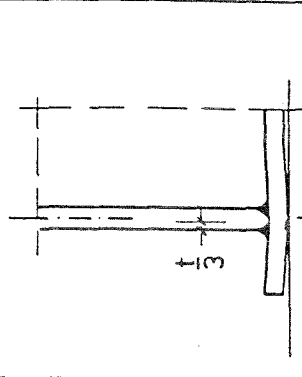
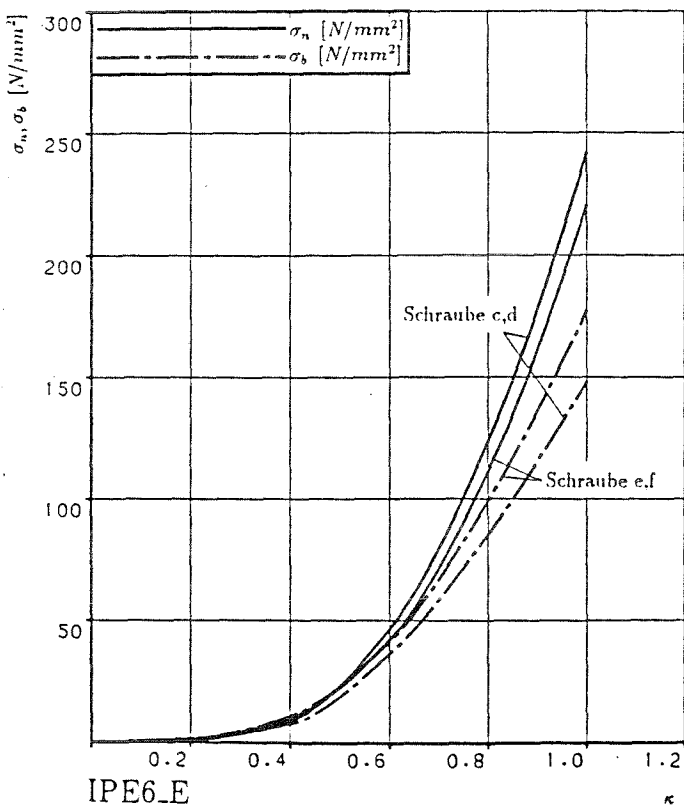
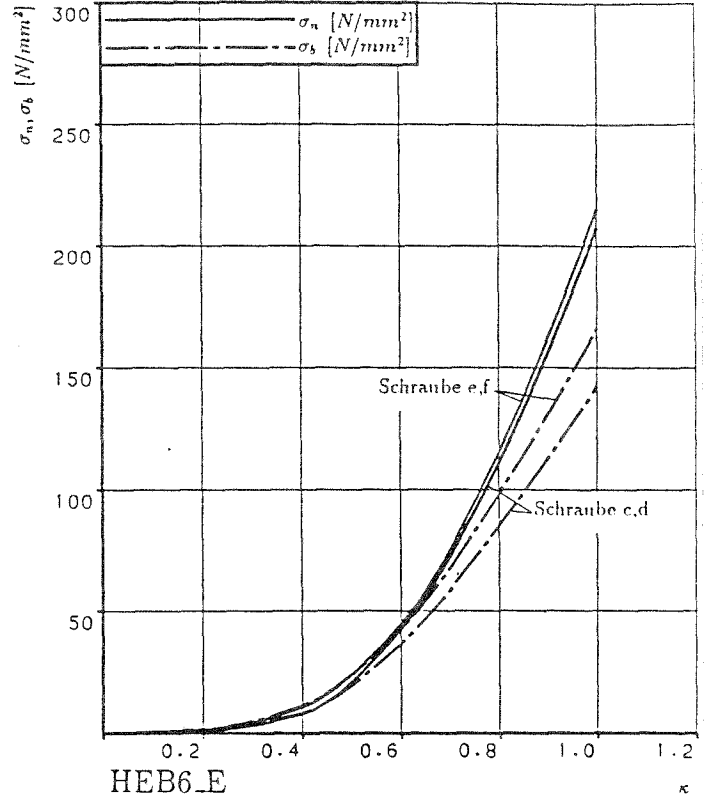
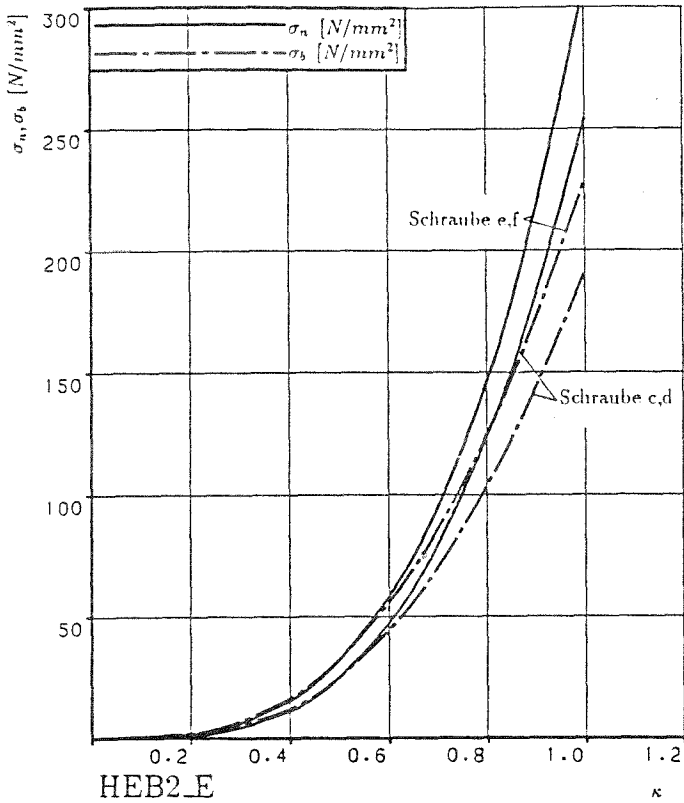
				
Träger- profil ϕ d_p [mm]	ebene Stirnplatten		Stirnplatten mit systematisiertem Schweißverzug	
	Kontaktzone mittig	Kontaktzone ausmittig		
HE 260 B M20 20	IHEB2_M	IHEB2_O	IHEB2_U	IHEB2_U
HE 600 B M24 25	IHEB6_M	IHEB6_O	IHEB6_U	IHEB6_U
IPE 600 M20 20	IPE6_M	IPE6_O	IPE6_U	IPE6_U

Bild 4.3

4.2.2 Berechnungen zu ebenen Stirnplattenstößen

Die Berechnungen HEB2_E, HEB6_E und IPE6_E (Anlagen 19 bis 21) als Modelle für die Trägerprofile HE 260 B, HE 600 B und IPE 600 stehen stellvertretend für gedrungene Profile, für hohe und breite, sowie hohe und schmale Profile. Die berechneten Schraubenspannungen wurden über das Bezugsmoment M nach Gleichung (4.1) für die unterschiedlichen Anschlüsse miteinander vergleichbar gemacht. Für die Schrauben am Zugflansch, Einbaulage c,d auf der inneren Seite, e,f im Überstand, wurden die Ergebnisse der Spannungsberechnungen in Bild 4.4 eingetragen. Die Spannungen wurden dabei auf den κ -fachen Wert von M bezogen.

Gemeinsam ist den drei Diagrammen des Bildes 4.4, daß die Beanspruchung der Schrauben der Einbaulage c,d und e,f relativ gleichmäßig ist. Die Spannungen in allen Schrauben wachsen zunächst sehr gering, im Bereich bei etwa $\kappa = 0,5$ ist dann jedoch ein Übergang zu einem sprunghaften Anwachsen zu verzeichnen. Bis $\kappa = 0,4$ wird zunächst bei allen drei Stirnplattenstößen die Schraube der Einbaulage e,f mit der größten Entfernung zum Druckflansch am höchsten beansprucht. Bei den Breitflanschprofilen bleibt diese Aufteilung der Kräfte auch in den weiteren Laststufen erhalten, während sich bei dem hohen, schmalen Profil IPE 600 die Aussteifung der Stirnplatte durch den Steg für die Schraube der Einbaulage c,d bemerkbar macht.



Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
 mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

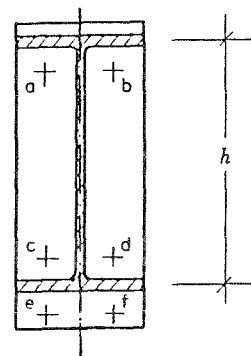


Bild 4.4: Verläufe der Axial- und Biegespannungen für die Berechnungen HEB2_E, HEB6_E und IPE6_E mit ebenen Stirplatten

In der Höhe der Axialspannung hebt sich der Stirnplattenstoß des gedrunenen Profils HE 260 B von den beiden anderen Stößen ab. Dies läßt sich mit einer höheren Abstützkraft begründen. Bei etwa gleicher Größe der Spaltöffnung am Zugflansch ist der Spaltöffnungswinkel des flacheren Profils größer; diese größere Rotation im Anschluß erzeugt eine größere Verformung des Stirnplattenüberstandes, wodurch die höheren Abstützkräfte aktiviert werden. In Tabelle 4.1 sind die Verschiebungen in der Zugflanschachse bei Einwirkung des 0,6-fachen Bezugsmomentes als äußere Last angegeben worden sowie die daraus berechnete Rotation des Stoßes.

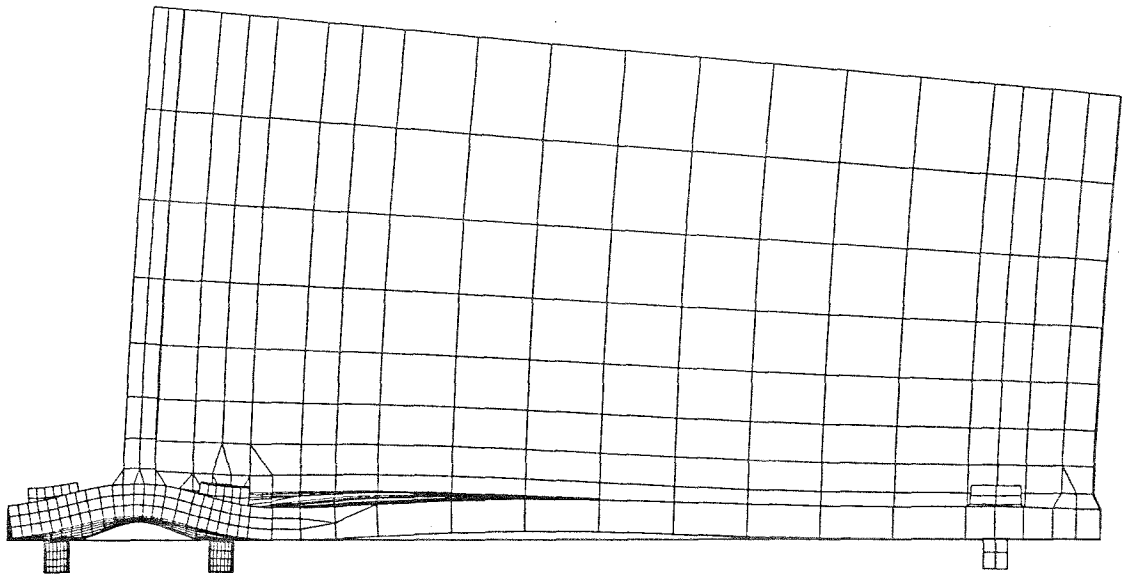
Tabelle 4.1: Vergleich der Verschiebungen am Zugflansch und der Rotationen der Stirnplattenstöße

Berechnung	Moment $\kappa = 0,6$ [kNm]	Verschiebung [mm]	Rotation [10^{-3} rad]
HEB2_E	93,12	0,07425	0,306
HEB6_E	300,96	0,07435	0,130
IPE6_E	223,12	0,06232	0,107

In Zugflanshhöhe klaffen die ebenen Stirnplattenstöße praktisch vom Beginn der äußeren Belastung an. Dies hat zur Folge, daß die Schrauben starker Biegung ausgesetzt werden und die Biegespannungen fast ebenso hoch sind wie die Axialspannungen. Bild 4.5 zeigt eine Ansicht des verformten Modells IPE6_E bei Einwirkung von $\kappa = 0,6$. Die Verformungen sind stark überhöht dargestellt, die Schrauben erscheinen wegen der Überhöhung der eingepprägten Verschiebung zur Erzeugung der Vorspannkraft überlang.

IPE 600 - EBENE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 20$ mm)

DEFORMED \longleftarrow .1598 mm
TIME .7000



SOLVIA-POST 90

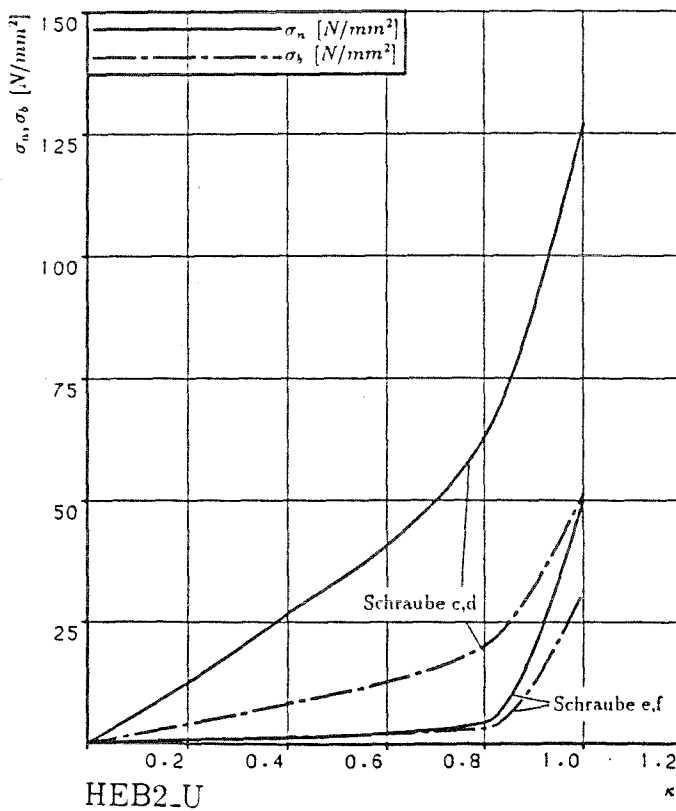
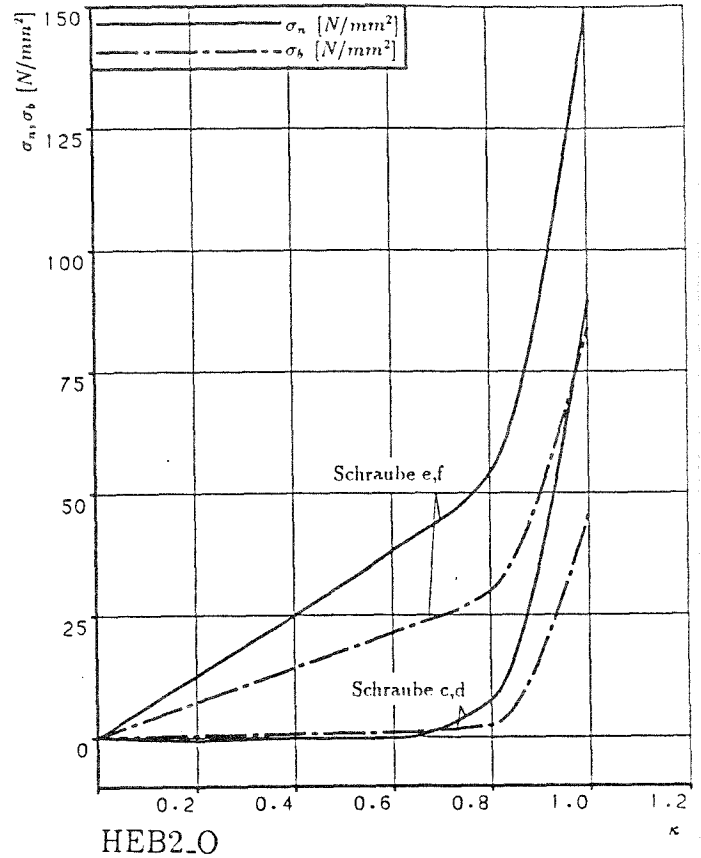
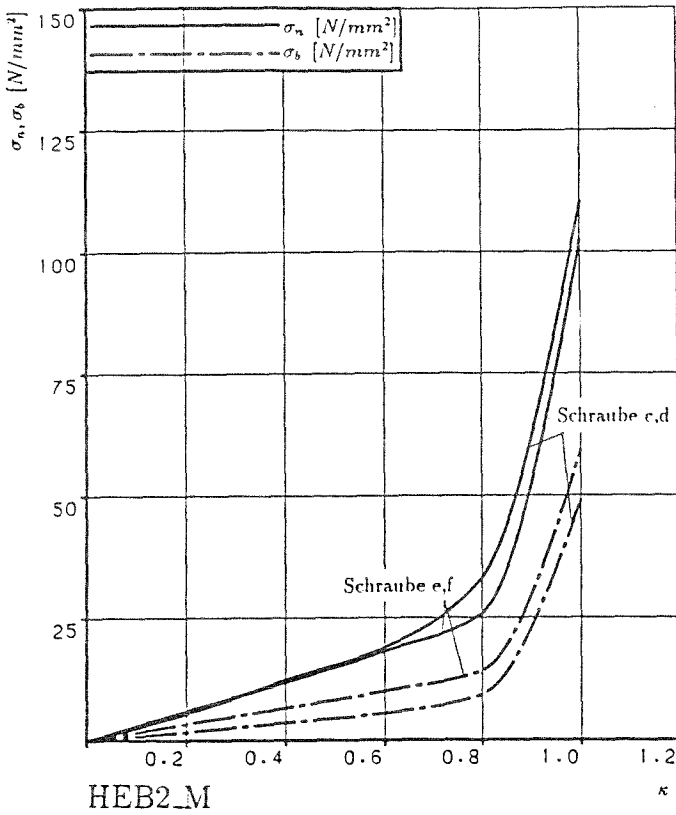
Bild 4.5: Modell IPE6_E, verformtes System bei $\kappa = 0,6$

4.2.3 Variation der Lage der anfänglichen Kontaktzone

Der Einfluß eines belassenen Schweißverzuges wurde bereits durch Versuche, z. B. die von Bouwman [3], belegt. Da aufgrund der von vielen Faktoren beeinflussten Schweißverformungen keine exakt bestimmbare Lage der Kontaktzone herstellbar ist, waren die zu erwartenden Imperfektionen zu berücksichtigen. Durch die Variation der Lage der anfänglichen Kontaktzone, die, wie im Abschnitt 4.2.1 beschrieben, durch Ausmitten von $t/3$ bezüglich der Zugflanschachse erzeugt wurde, sollte der wesentliche Bereich möglicher Streuungen erfaßt werden. Die wegen der geradlinigen Begrenzung der finiten Elemente und Kontaktflächen notwendigerweise zu elementierende Ausdehnung der anfänglichen Kontaktzone wurde jeweils auf ein Drittel der Flanschdicke t beschränkt. Die aus der Vorspannkraft der Schrauben resultierende Spannung, bezogen auf die anfängliche Kontaktzonenfläche, lag jeweils über der Fließgrenze des Stirnplattenmaterials. Soweit nicht infolge des mehrachsigen Spannungszustandes höhere Flächenpressungen aufgenommen werden konnten, mußte sich die Kontaktzone entsprechend der gegebenen Belastung aus der Vorspannung ausdehnen.

Für die Elementierung des Schweißverzuges wurde ein einheitliches Schema gewählt. Das Maß der maximalen Klaffung zwischen der Stirnplatte und der Zielfläche wurde auf 0,5 mm festgelegt. Am Überstand verringerte sich der Spalt vom Maximalwert am Rand zum Kontaktzonenstreifen hin geradlinig. Im inneren Teil der Stirnplatte wurde der Winkel des "Schweißverzuges" am Überstand gegenläufig wieder aufgenommen. Am Steg wurde ebenfalls ein anfänglicher Kontakt vorgegeben. Vom Rand dieses Kontaktbereiches aus nahm die Klaffung bis zur Achse der Schraubenreihe stetig bis zum Maximalwert zu.

In den Bildern 4.6 bis 4.8 sind jeweils die Spannungen, die bei den drei unterschiedlichen Kontaktzonenlagen berechnet wurden, für die Profile HE 260 B, HE 600 B und IPE 600 eingetragen worden.



Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
 mit $M = 4 \cdot F_V^{SOELL} \cdot h$

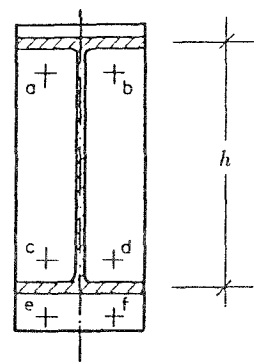
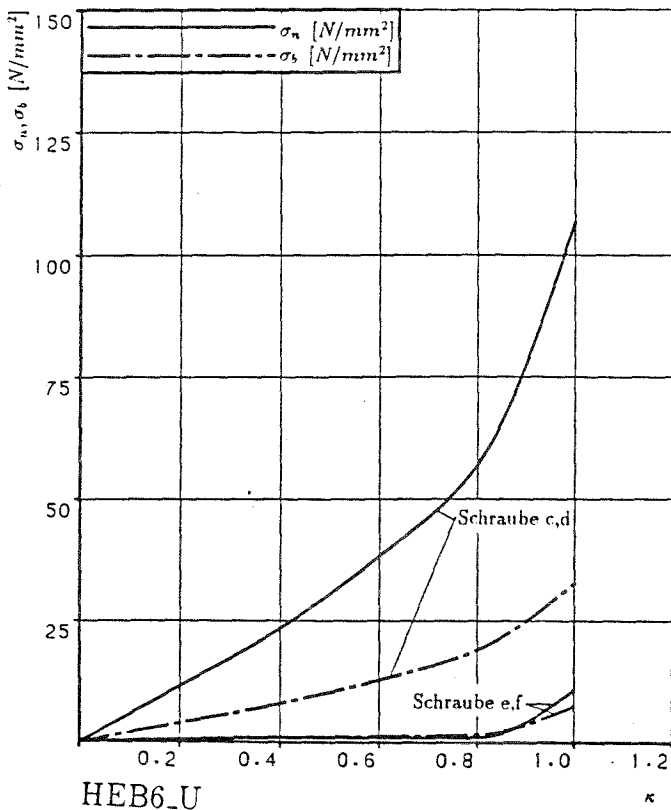
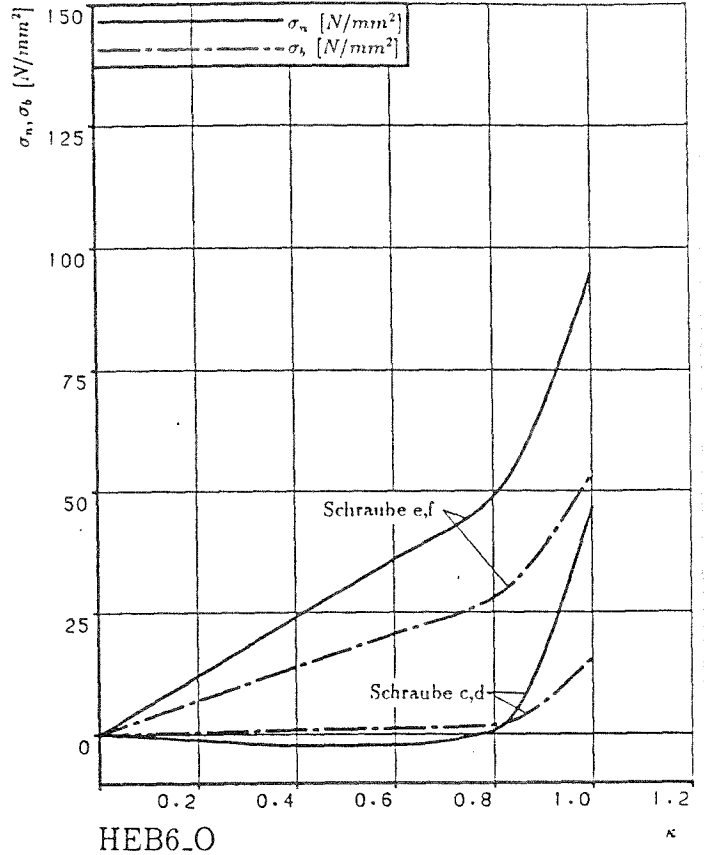
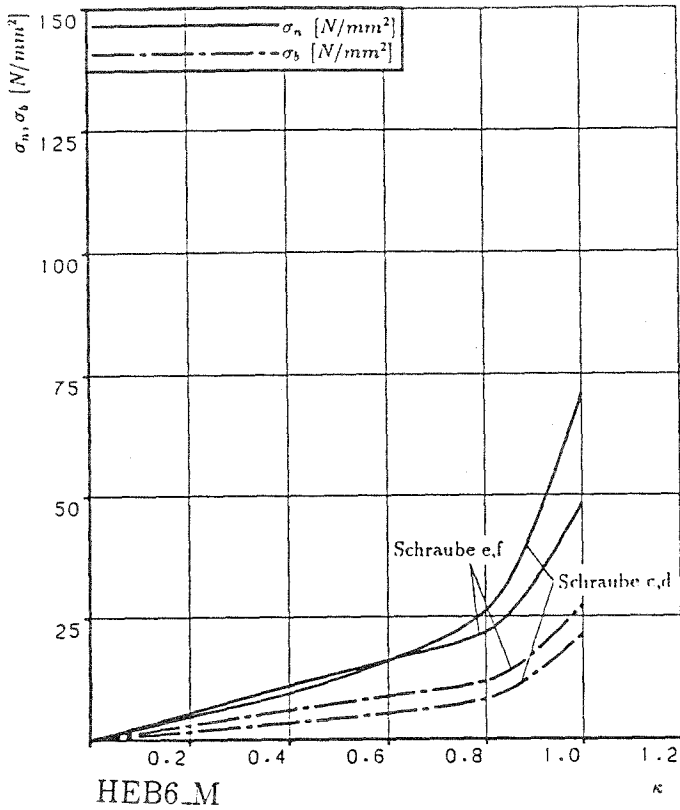


Bild 4.6: Berechnete Spannungen für den HE 260 B Stirnplattenstoß, M20, $d_p = 20$ mm mit schematisiertem Schweißverzug, Kontaktzonenlage mittig (HEB2_M), um $t/3$ in Richtung Steg verschoben (HEB2_O) und um $t/3$ zum Überstand hin verschoben (HEB2_U)



Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
 mit $M = 4 \cdot F_V^{SOELL} \cdot h$

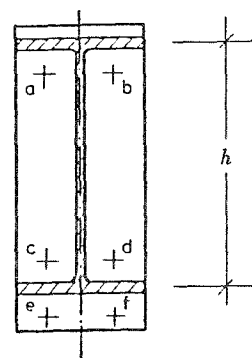
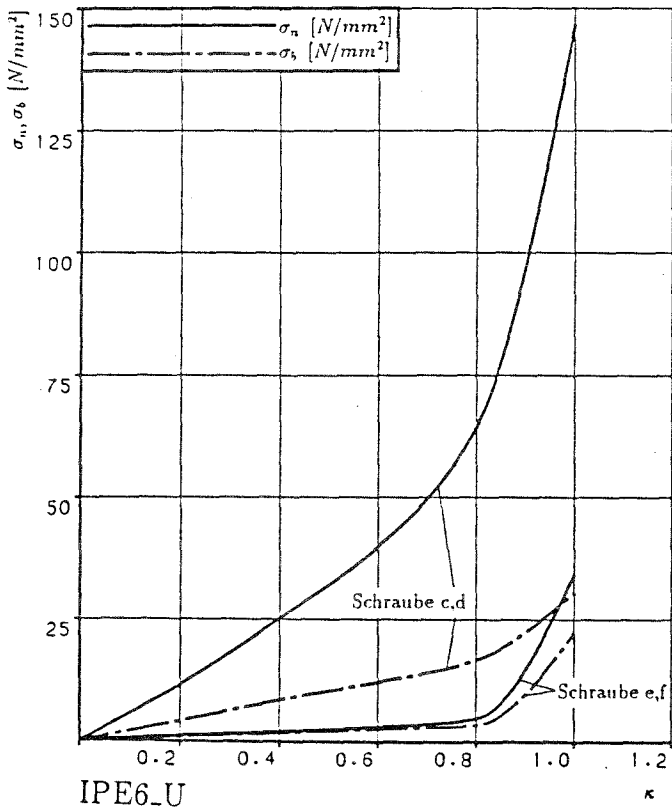
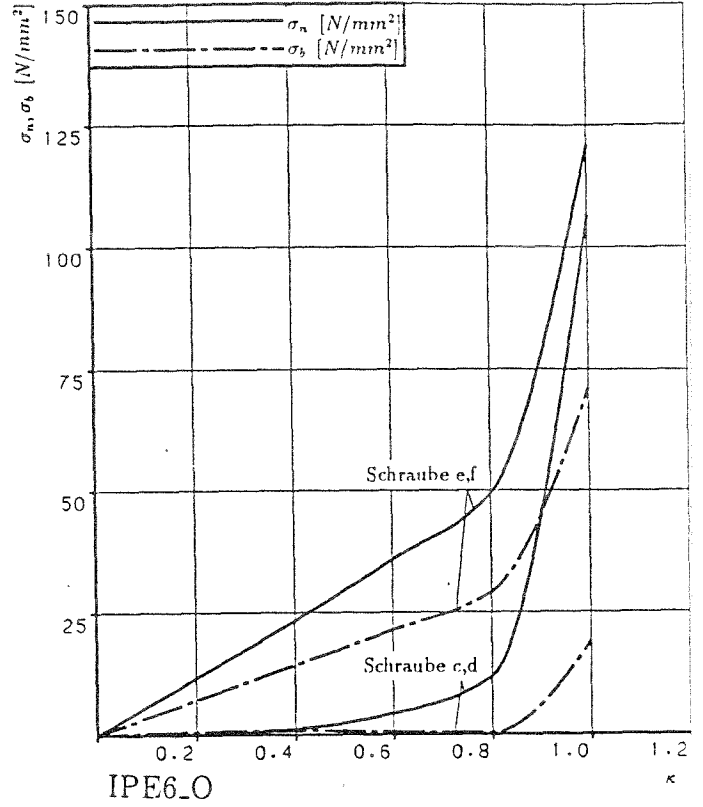
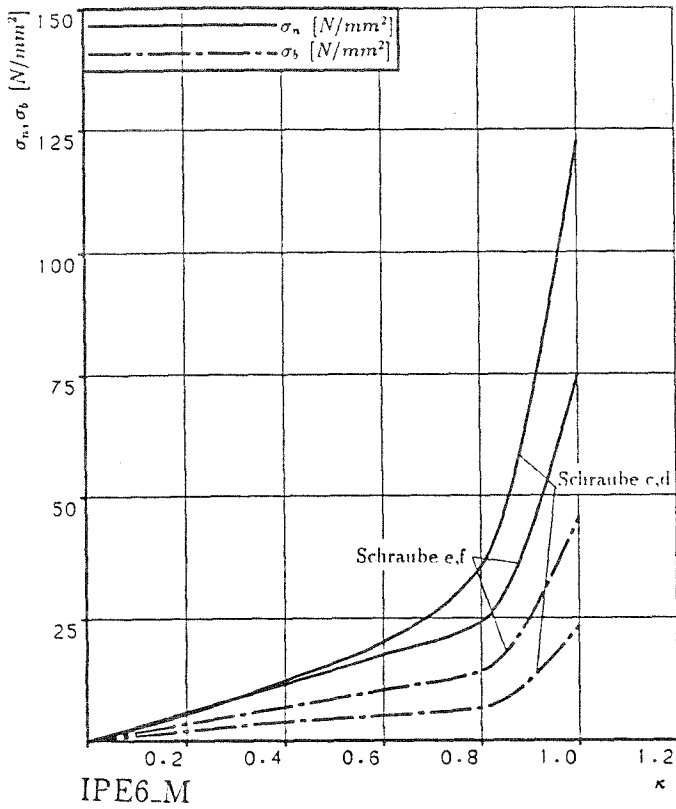


Bild 4.7: Berechnete Spannungen für den HE 600 B Stirnplattenstoß, M24, $d_p = 25$ mm mit schematisiertem Schweißverzug, Kontaktzonenlage mittig (HEB6_M), um $t/3$ in Richtung Steg verschoben (HEB6_O) und um $t/3$ zum Überstand hin verschoben (HEB6_U)



Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
 mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

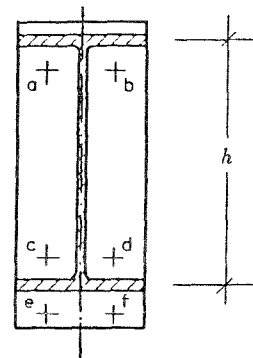


Bild 4.8: Berechnete Spannungen für den IPE 600 Stirnplattenstoß, M20, $d_p = 20$ mm mit schematisiertem Schweißverzug, Kontaktzonenlage mittig (IPE6_M), um $t/3$ in Richtung Steg verschoben (IPE6_O) und um $t/3$ zum Überstand hin verschoben (IPE6_U)

Die Spannungsverläufe für die Berechnung HEB2_M in Bild 4.6 sind bis etwa $\kappa = 0,8$ deutlich flacher als für die ebene Berechnung. Die Schrauben c,d und e,f werden axial nahezu gleichmäßig beansprucht. Die Biegespannung der Schraube e,f im Überstand ist etwas höher als die der Schraube c,d. Die Berechnung HEB2_O zeigt eine sehr ungleiche Beanspruchung der Schrauben. Während die Schrauben c,d bis $\kappa = 0,6$ sogar axial entlastet werden, ist in den Schrauben e,f ein starkes, fast lineares Anwachsen der Spannungen zu verzeichnen. Unverändert bleibt die Lage des Beanspruchungswertes, ab dem ein sprunghaftes Anwachsen der Spannungen eintritt, bei etwa $\kappa \approx 0,8$. Für die Berechnung HEB2_U ist ein sprunghaftes Anwachsen der Spannungen ebenfalls erst bei $\kappa \approx 0,8$ feststellbar. Hier ist in den unteren Laststufen die Schraube e,f kaum beansprucht, während die Axialspannungen sogar noch etwas größer sind als bei der Berechnung HEB2_O. Bei dem Vergleich der Biegespannungen wird deutlich, daß die Schraube e,f im Überstand aufgrund der größeren Verdrehung grundsätzlich höhere Biegespannungen bezogen auf die Axialspannungen aufweist.

Die Spannungsverläufe der Berechnungen HEB6_M, HEB6_O und HEB6_U stimmen im Grundsatz mit den bereits diskutierten Ergebnissen für die HE 260 B Stirnplattenstöße überein, jedoch sind die Spannungen insgesamt etwas kleiner. Der Grund dafür ist wieder in den kleineren Abstützkräften aus der geringeren Rotation zu sehen.

Bei den Spannungen der Berechnung IPE6_M für den Stirnplattenstoß des Profils IPE 600 ist, wie schon bei der Berechnung für den ebenen Fall, eine stärkere Beanspruchung der Schraube c,d zu erkennen. Diese Tendenz führt bei der Berechnung IPE6_U dazu, daß die Spannungen hier besonders hoch ausfallen, während sich bei der Berechnung IPE6_O die Effekte, nämlich hohe Beanspruchung der Schraube c,d aus der Aussteifung durch den Steg und geringe Beanspruchung durch entlastende Ausmitte der Kontaktzone, zum Teil aufheben.

Für alle drei Profile zeigt sich ein deutlicher Einfluß der Ausmitte der anfänglichen Kontaktzone. Die Veränderungen in der Höhe der Axialspannungen für die jeweils am höchsten beanspruchte Schraube im Vergleich zur Berechnung mit mittiger Kontaktzone sind in Tabellen 4.2 bis 4.4 eingetragen worden.

Tabelle 4.2: Einfluß der Kontaktzonenausmitte, Trägerprofil HE 260 B

Berechnung	Schraube	Axialspannungen infolge κ M [N/mm ²]				
		$\kappa=0,2$	0,4	0,6	0,8	1,0
HEB2_M	c,d	5,47	12,41	18,99	33,33	110,40
HEB2_U	c,d	12,55	26,76	40,83	62,91	126,80
Abweichung	[%]	129,4	115,6	115,0	88,5	14,9
HEB2_M	e,f	6,15	11,83	18,17	25,97	102,41
HEB2_O	e,f	12,59	24,89	38,23	54,10	148,67
Abweichung	[%]	104,7	110,4	110,4	108,3	45,2

Tabelle 4.3: Einfluß der Kontaktzonenausmitte, Trägerprofil HE 600 B

Berechnung	Schraube	Axialspannungen infolge κ M [N/mm ²]				
		$\kappa=0,2$	0,4	0,6	0,8	1,0
HEB6_M	c,d	4,70	9,50	16,08	26,23	70,93
HEB6_U	c,d	11,56	23,49	38,29	57,01	106,76
Abweichung	[%]	146,0	147,3	138,1	117,3	50,5
HEB6_M	e,f	5,52	11,08	16,23	21,91	48,37
HEB6_O	e,f	11,93	24,05	35,93	48,79	94,90
Abweichung	[%]	116,1	117,1	121,4	122,7	96,2

Tabelle 4.4: Einfluß der Kontaktzonenausmitte, Trägerprofil IPE 600

Berechnung	Schraube	Axialspannungen infolge κ M [N/mm ²]				
		$\kappa=0,2$	0,4	0,6	0,8	1,0
IPE6_M	c,d	5,47	12,41	20,18	35,58	122,48
IPE6_U	c,d	11,62	25,22	39,93	64,46	146,47
Abweichung	[%]	112,4	103,2	97,9	81,2	19,6
IPE6_M	e,f	5,94	11,65	17,59	24,28	75,00
IPE6_O	e,f	11,69	23,38	35,86	49,42	120,94
Abweichung	[%]	96,8	100,7	103,9	103,5	61,3

Aus den berechneten Abweichungen in den Tabellen 4.2 bis 4.4 für die Laststufen bis einschließlich $\kappa = 0,8$ mit Werten zwischen 81,2 und 147,3 % wird ersichtlich, daß sich durch die ausmittige Lage der Kontaktzone die Spannung in der höher belasteten Schraube verdoppelt. Bereits in den Bildern 4.6 bis 4.8 wurde ersichtlich, daß die jeweils geringer beanspruchte Schraube bei den Berechnungen mit Kontaktzonenausmitte fast gänzlich entlastet wurde.

Damit kann festgestellt werden, daß eine um $t/3$ ausmittige Lage der anfänglichen Kontaktzone eine ausschließliche Beanspruchung der Schrauben c,d, bei zum Überstand verschobener Kontaktzone oder der Schraube e,f, bei zum Steg verschobener Kontaktzone, zur Folge hat.

Die Auswirkung der Kontaktzone am Zugflansch ist trotz der berücksichtigten Ausmitten gegenüber der ebenen Stirnplatte günstig. Bis einschließlich der Laststufe $\kappa = 0,6$ tritt kein Fugenklaffen am Flansch auf, die Rotation im Anschluß ist hier im Gegensatz zur ebenen Stirnplatte Null, vergleiche hierzu Tabelle 4.1.

Zur Untersuchung der Kontaktbereiche wurden die Verformungen der Kontaktzone der belasteten Stirnplatte im Zugflanschbereich geplottet. Dazu wurden drei parallele Linien durch die Knotenpunkte der Kontaktfläche gelegt, eine in Stegachse, eine weitere durch die Schraubenachse und eine am Längsrand der Stirnplatte. Die Lage der Linien in dem Stirnplattenmodell kann der Systemskizze in den Bildern entnommen werden. Zur Darstellungsweise in den Bildern 4.9 bis 4.12 ist zu beachten, daß sich die Verformungsnulldlinie auf die Ausgangslage der Knotenpunkte am System vor dem Vorspannen der Schrauben bezieht. Als gestrichelte Linie ist der bereits vorhandene Schweißverzug eingetragen worden. Kontaktzonen traten in der FE-Berechnung dort auf, wo sich die Linien der Knotenverschiebung und die gestrichelte Linie der Schweißverformungen berühren. Als Laststufe für den Vergleich wurde $\kappa = 0,6$ gewählt, um Lastverformungen sichtbar machen zu können, die noch im interessanten Bereich unterhalb des sprunghaften Spannungsanstiegs liegen. Die Bilder 4.9 bis 4.11 geben die Verformungen der Berechnungen HEB6_M, HEB6_O und HEB6_U wieder. Der Vergleich dieser drei Bilder sollte Aufschluß darüber geben, ob sich bei unterschiedlicher Lage der anfänglichen Kontaktzone andere Lagen der weiteren Kontaktzonen aus der Vorspannung der Schrauben und der äußeren Belastung ergeben.

HE 600 B - KONTAKTZONE MITTE (M24, $d_p = 25$ mm)

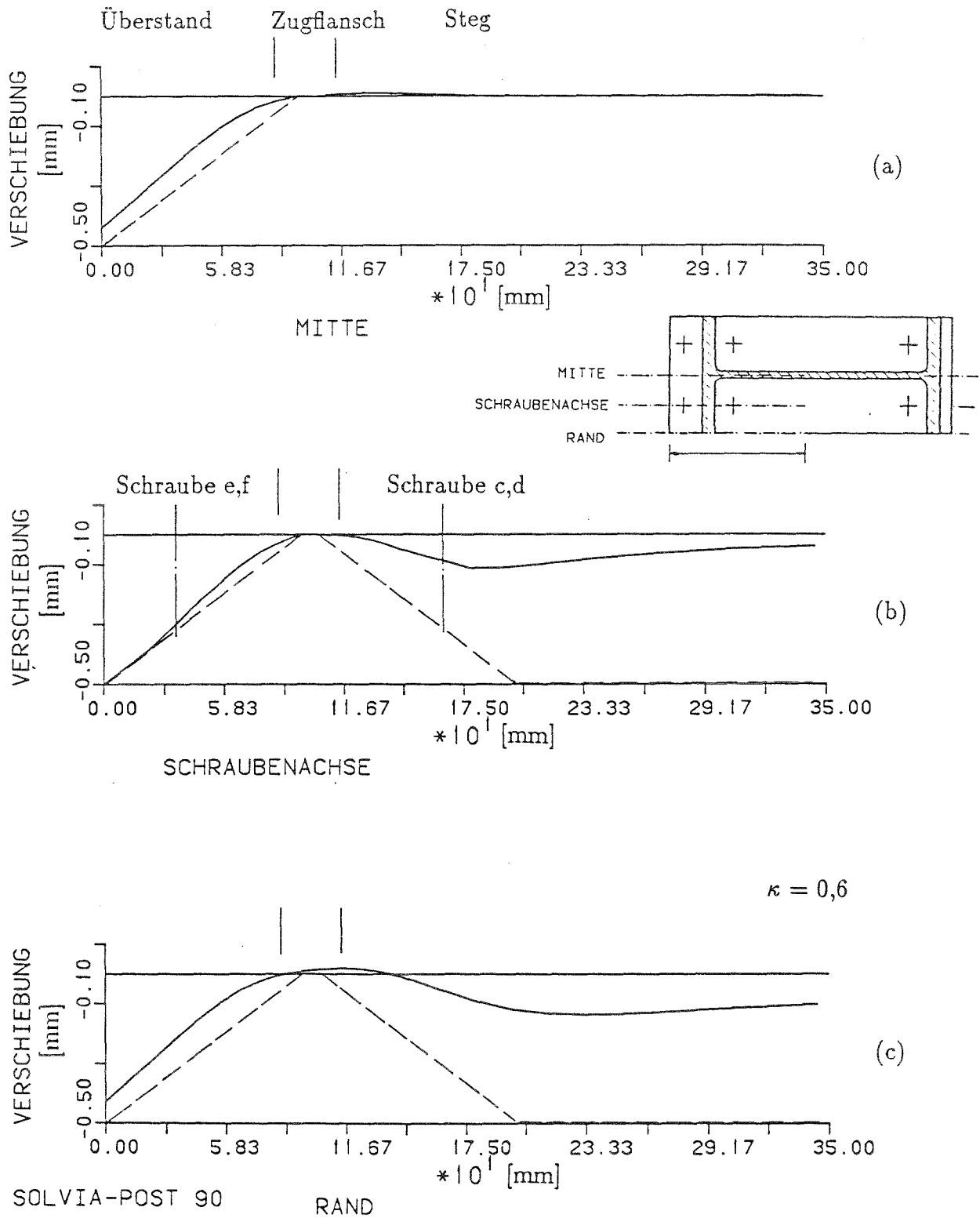
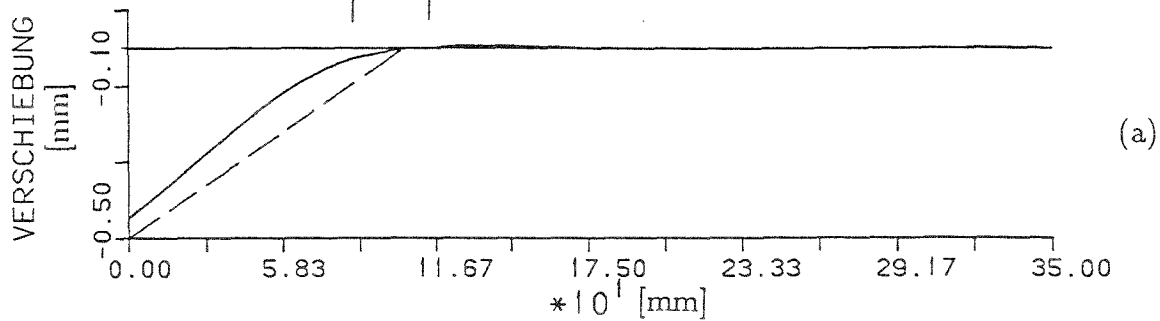


Bild 4.9: Berechnung HEB6_M, M24, $d_p = 25$ mm, anfängliche Kontaktzone mittig, Verformungen (Knotenverschiebungen) in der Kontaktfläche der Stirnplatte (— durchgezogene Linie) und schematisierter Schweißverzug (---- gestrichelte Linie)

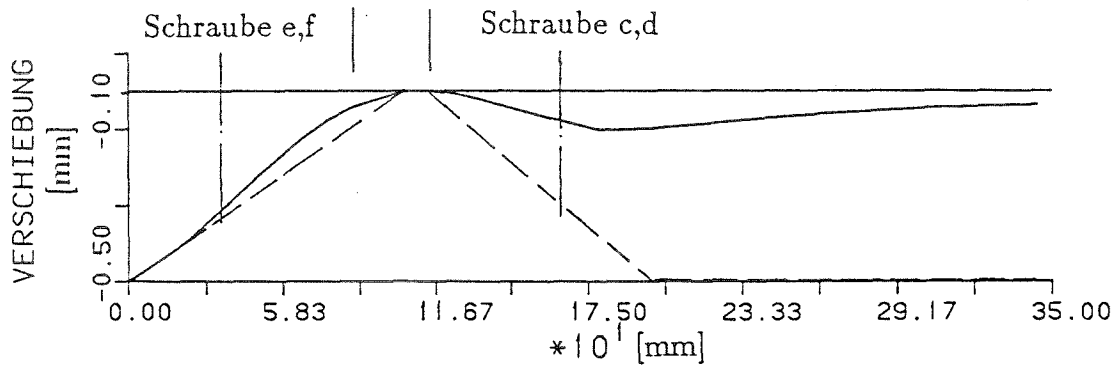
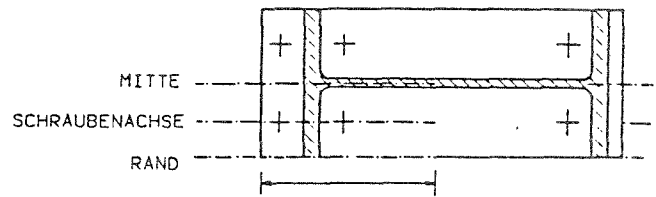
HE 600 B - KONTAKTZONE OBEN (M24, $d_p = 25$ mm)

Überstand Zugflansch Steg



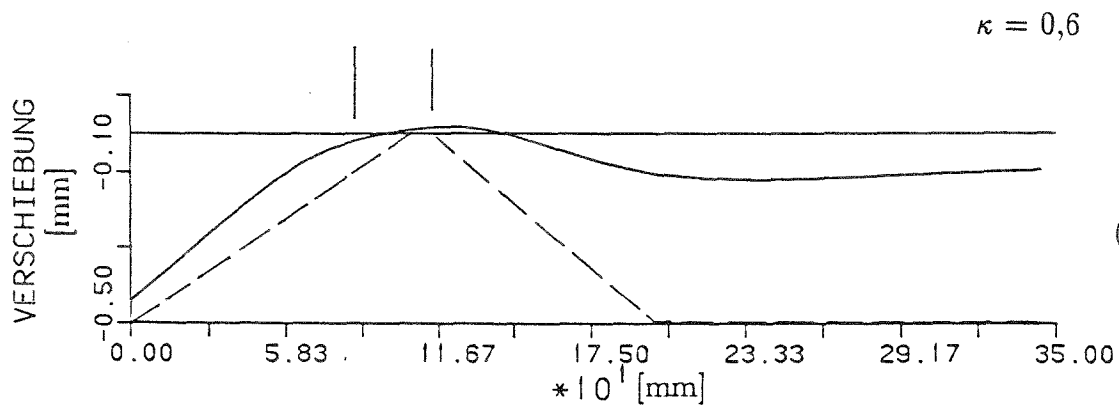
(a)

MITTE



(b)

SCHRAUBENACHSE



(c)

SOLVIA-POST 90

RAND

Bild 4.10: Berechnung HEB6_O, M24, $d_p = 25$ mm, anfängliche Kontaktzone ausmittig zum Steg verschoben, Verformungen (Knotenverschiebungen) in der Kontaktfläche der Stirnplatte (— durchgezogene Linie) und schematisierter Schweißverzug (---- gestrichelte Linie)

HE 600 B - KONTAKTZONE UNTEN (M24, $d_p = 25$ mm)

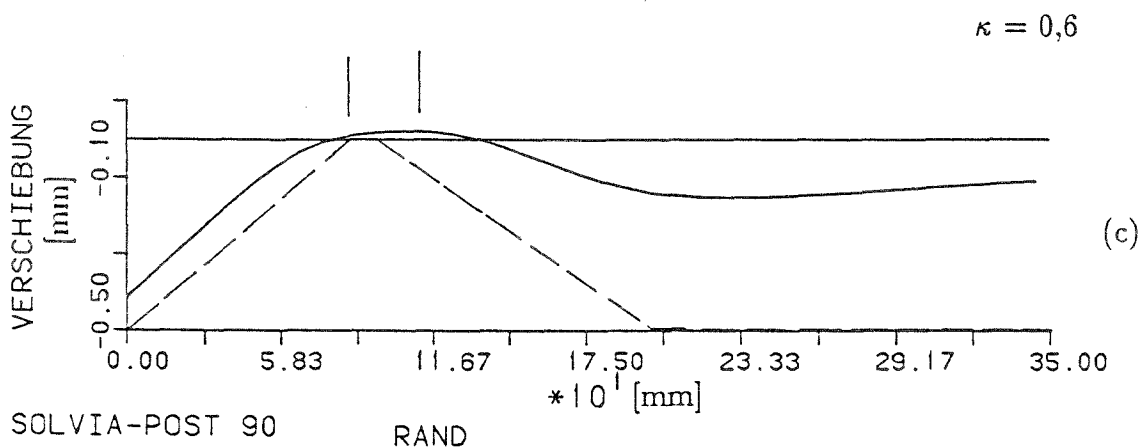
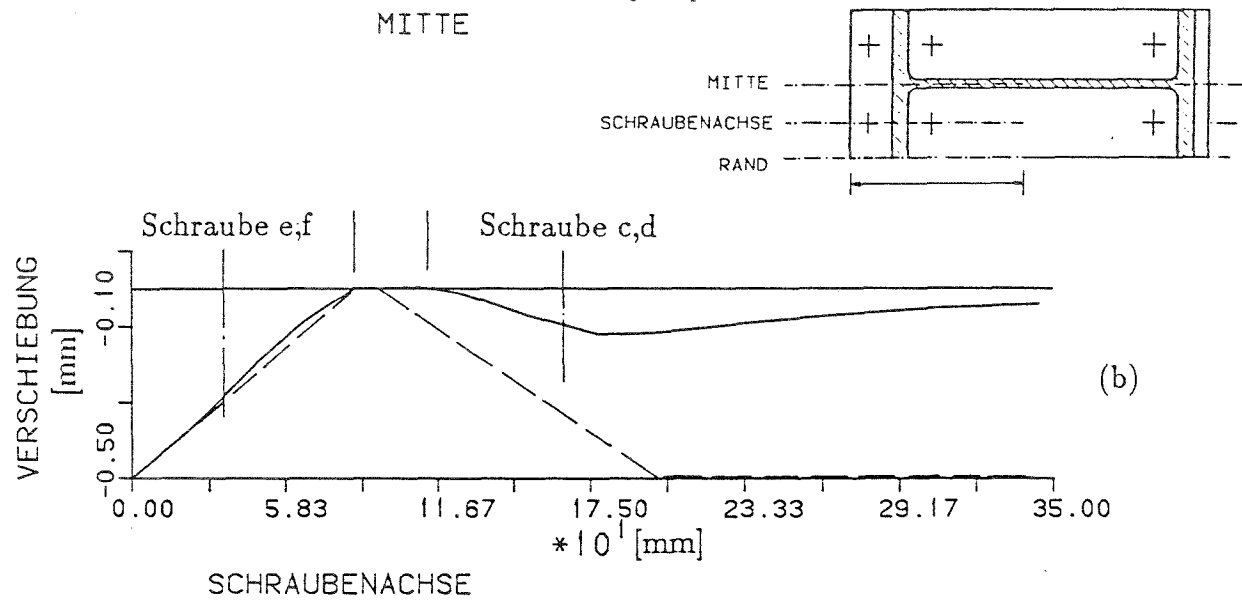
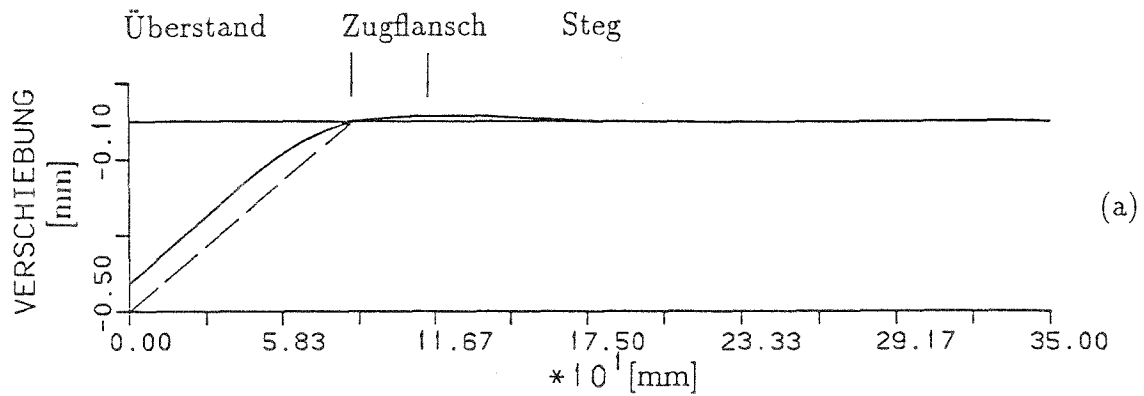


Bild 4.11: Berechnung HEB6_U, M24, $d_p = 25$ mm, anfängliche Kontaktzone ausmittig zum Überstand verschoben, Verformungen (Knotenverschiebungen) in der Kontaktfläche der Stirnplatte (— durchgezogene Linie) und schematisierter Schweißverzug (---- gestrichelte Linie)

Der Vergleich der Bilder 4.9 bis 4.11 zeigt, daß trotz der Ausmitten der anfänglichen Kontaktzonen keine grundsätzlichen Veränderungen bei den weiteren Kontaktzonen unter Vorspannung und Belastung auftreten. In der Stegachse (a) herrscht Kontakt im Bereich des Flansches und am Steg im Bereich neben und oberhalb der Schraube c,d. Eine weitere Kontaktzone wird in der Schraubenachse (b) am äußeren Rand des Stirnplattenüberstandes deutlich, außerdem besteht wieder im Flanschbereich Kontakt. An der Schraube c,d konnte jedoch der vorgegebene Schweißverzug nicht "beigezogen" werden. Am seitlichen Stirnplattenrand (c) zeigt sich, daß hier weder am äußeren Rand des Überstandes, noch im Zugflanschbereich Kontakt besteht. Die Erklärung liegt im Aufschüsseln der Stirnplatte um die vorgespannte Schraube herum.

Diese Situation der Kontaktzonenlage ergab sich auch für die Berechnungen zu den Stirnplattenstößen der Profile HE 260 B und IPE 600, so daß auf die Wiedergabe weiterer Ergebnisdarstellungen verzichtet werden konnte. In Bild 4.12 sind zum Vergleich die Verformungen für die ebene Stirnplatte (Berechnung HEB6_E) dargestellt worden. Die Verformungslinien zeigen, daß hier praktisch nur im Bereich der Schrauben Kontaktzonen bestehen und über die gesamte Zugflanschbreite ein Spalt klafft.

HE 600 B - EBENE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25$ mm)

Überstand Zugflansch Steg

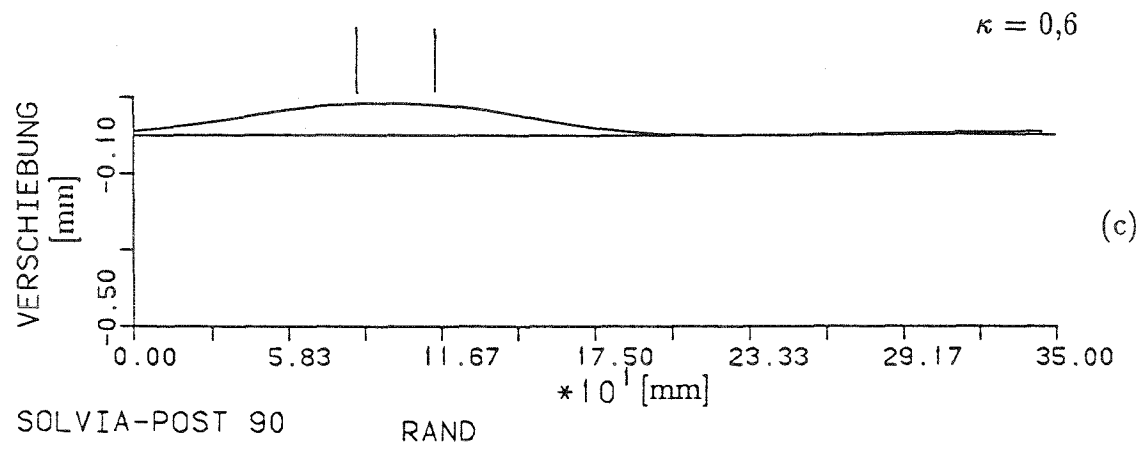
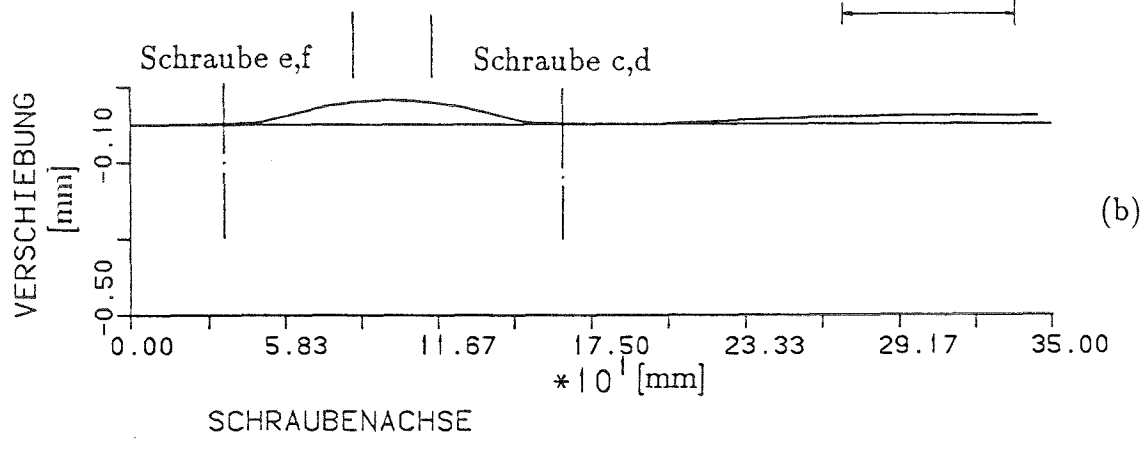
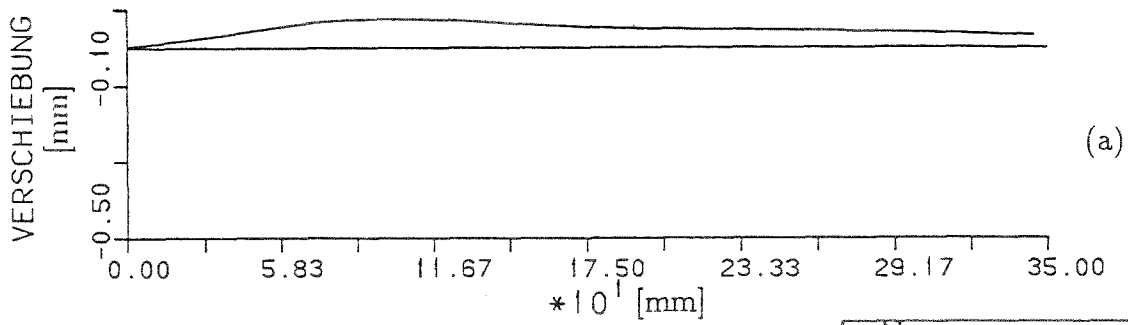


Bild 4.12: Berechnung HEB6_E, M24, $d_p = 25$ mm, ebene Stirnplatte, Verformungen (Knotenverschiebungen) in der Kontaktfläche der Stirnplatte

4.3 Bewertung der Berechnungen nach der Methode der finiten Elemente anhand von Meßversuchen an Stirnplattenstößen

Die Vielzahl der möglichen Lagen, Formen und Größen der Kontaktzonen konnten durch die Parametrestudien nicht alle erfaßt werden. Die Berechnungsergebnisse geben deshalb über die Schraubenspannungen solcher Stirnplattenstöße Auskunft, bei denen durch geeignete Schweißnahtvorbereitung eine Kontaktzone in Höhe des Zugflansches erreicht wird, wobei die Klaffung des Schweißverzuges nur so groß ist, daß die Schrauben korrekt vorgespannt werden können.

Die Herstellung und Bearbeitung der Versuchsträger bei den Versuchen mit den Trägern HE 600 B [18] wurde in dieser Weise beeinflusst. Durch Nachbearbeitung wurde versucht die Lage der anfänglichen Kontaktzone, die zunächst um etwa 20 mm zu den inneren Schrauben verschoben lag, zu verändern. Eine völlige Zentrierung gelang nicht, so daß von einer Ausmitte von mehreren Millimetern auszugehen ist. Die Ergebnisse des Meßversuches M6 sind deshalb der Berechnung HEB6_O zuzuordnen, Bild 4.13 zeigt den Vergleich der Axial- und Biegespannungen.

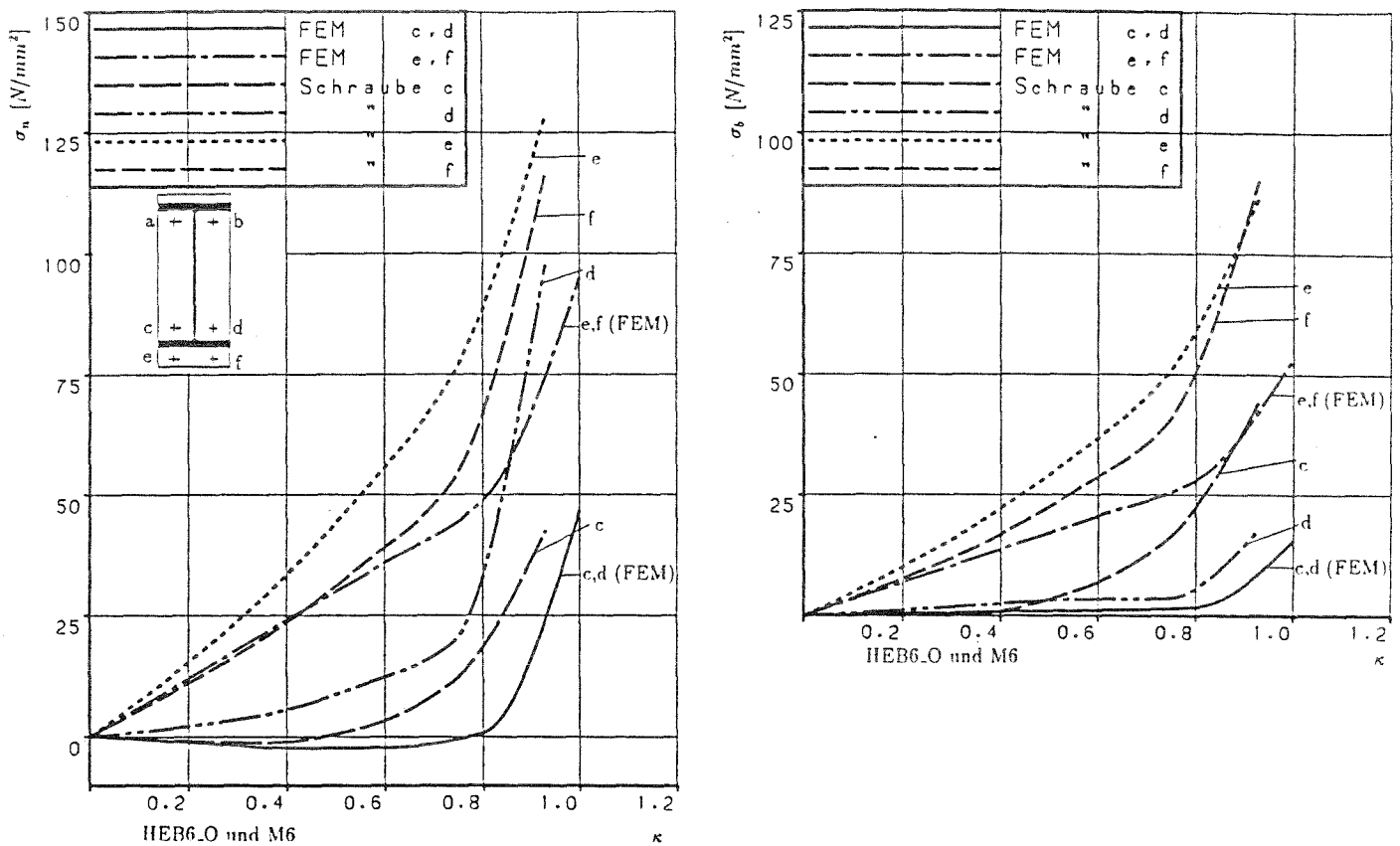


Bild 4.13: Vergleich der Axial- und Biegespannungen der Schrauben c bis f im Meßversuch M6 nach [18] mit belassenem Schweißverzug und der Berechnung HEB6_O (M24, $d_p = 25$ mm)

Es zeigt sich, daß die Berechnung HEB6_O die Spannungsverteilung des Meßversuches M6 recht gut wiedergibt. Übereinstimmend kann dem Versuchsergebnis, wie der Berechnung, der Beginn des sprunghaften Spannungsanstiegs bei etwa $\kappa = 0,8$ entnommen werden.

Bei dem Versuchsträger des Meßversuches Nr. 50 nach [17] waren nur einfache K-Nähte ohne Ausräumung der Nahtwurzel hergestellt worden, wodurch die Kuppe des Schweißverzuges relativ gut zentriert auf der Achse des Zugflansches lag. Für den Vergleich mit der Berechnung mit mittiger Lage der anfänglichen Kontaktzone HEB6_M ist noch zu beachten, daß die Dicke der Stirnplatten des Versuchsträgers nur $d_p = 23$ mm betrug (Bild 4.14).

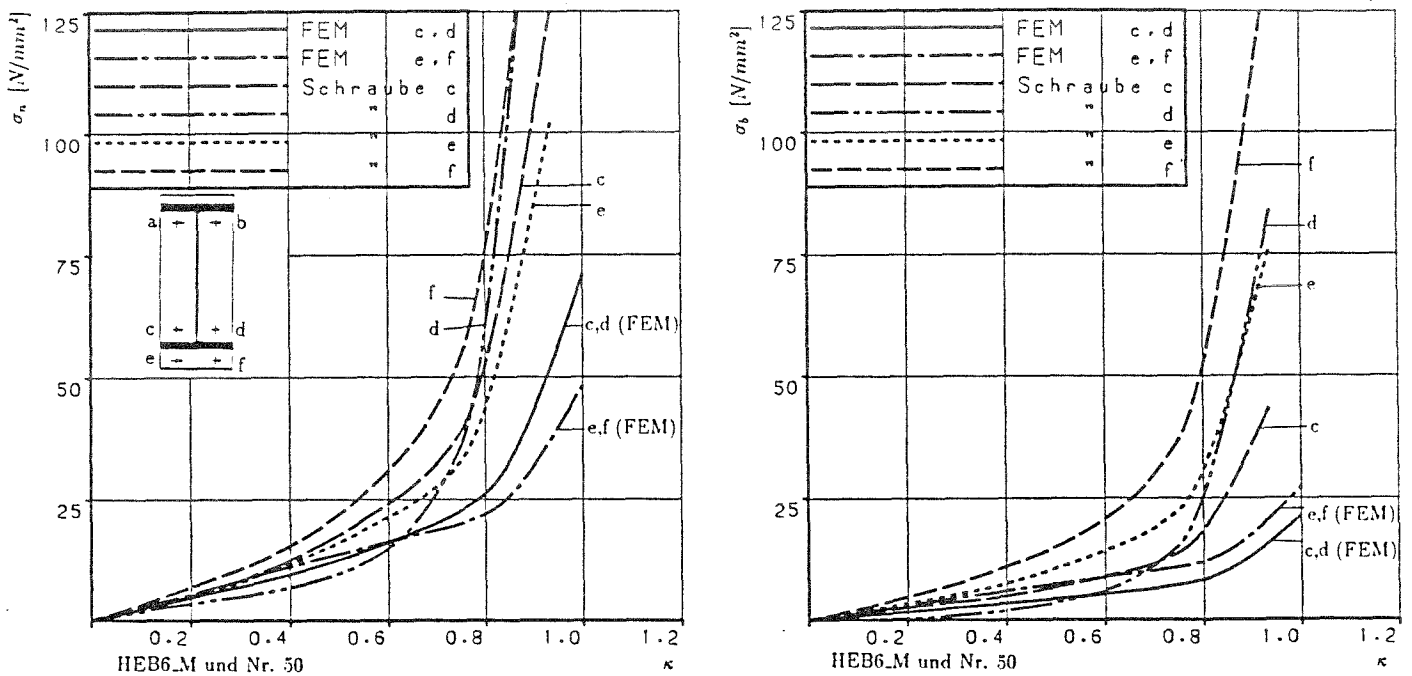


Bild 4.14: Vergleich der Axial- und Biegespannungen der Schrauben c bis f im Meßversuch Nr. 50 nach [17] mit belassenem Schweißverzug und der Berechnung HEB6_M (M24, $d_p = 25$ mm)

Abgesehen von dem früheren Beginn des starken Spannungsanstiegs im Versuch, der auf die etwas dünnere Stirnplatte zurückgeführt werden kann, ist die Übereinstimmung von Versuchs- und Berechnungsergebnis verhältnismäßig gut.

Da mit dem Profil HE 600 B auch ein Meßversuch mit Zwischenplättchen an Zug- und Druckflansch durchgeführt wurde, Meßversuch Nr. 57 nach [17], ist in Bild 4.15 auch noch der Vergleich der Spannungen von Berechnung HEB6_M mit den gemessenen Spannungen dieses Versuches aufgetragen worden. Hier zeigt sich, daß durch Zwischenplättchen die vergleichsweise geringen Spannungen der Berechnung HEB6_M nahezu erreicht werden können.

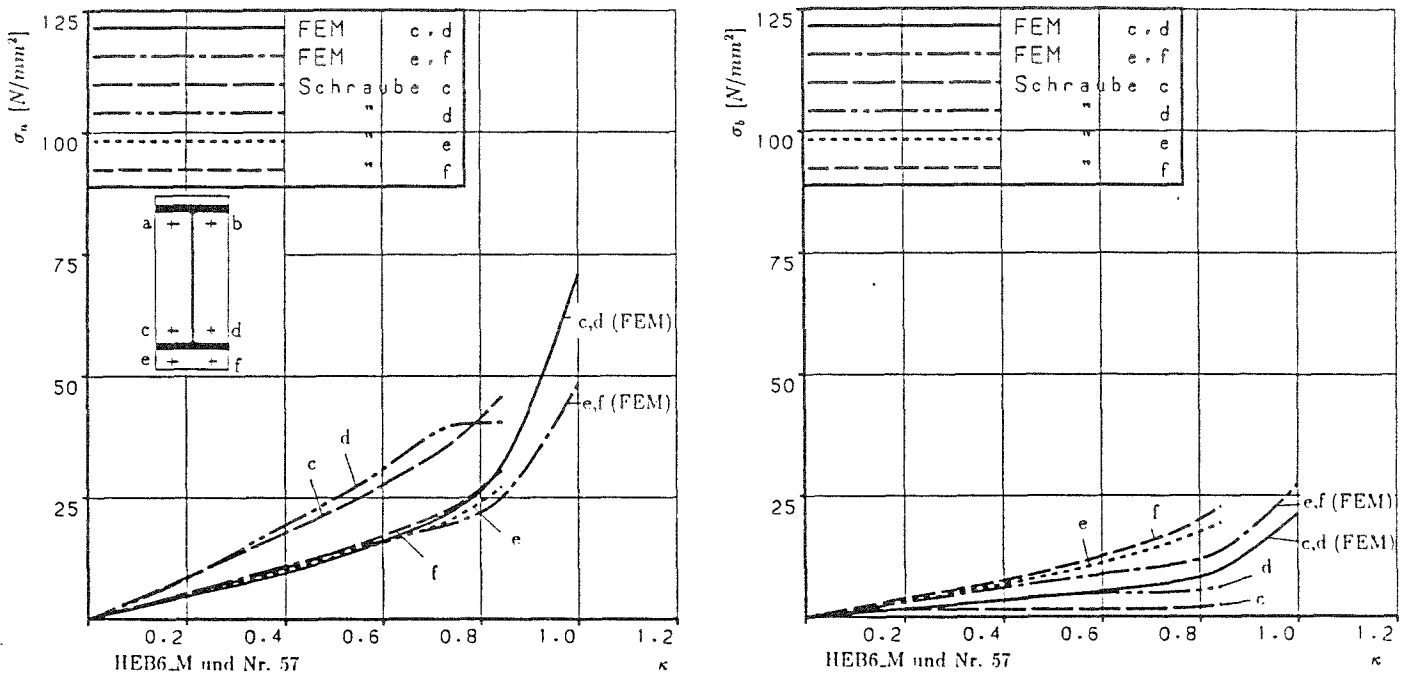


Bild 4.15: Vergleich der Axial- und Biegespannungen der Schrauben c bis f im Meßversuch Nr. 57 nach [17] mit Zwischenplättchen und der Berechnung HEB6_M (M24, $d_p = 25$ mm)

Im Zusammenhang mit den Meßversuchen an Stirnplattenstößen des Profils IPE 600 war eine leichte Ausmitte der anfänglichen Kontaktzone in Richtung des Stirnplattenüberstandes festgestellt worden. Bild 4.16 zeigt deshalb den Vergleich mit der Berechnung IPE6_U.

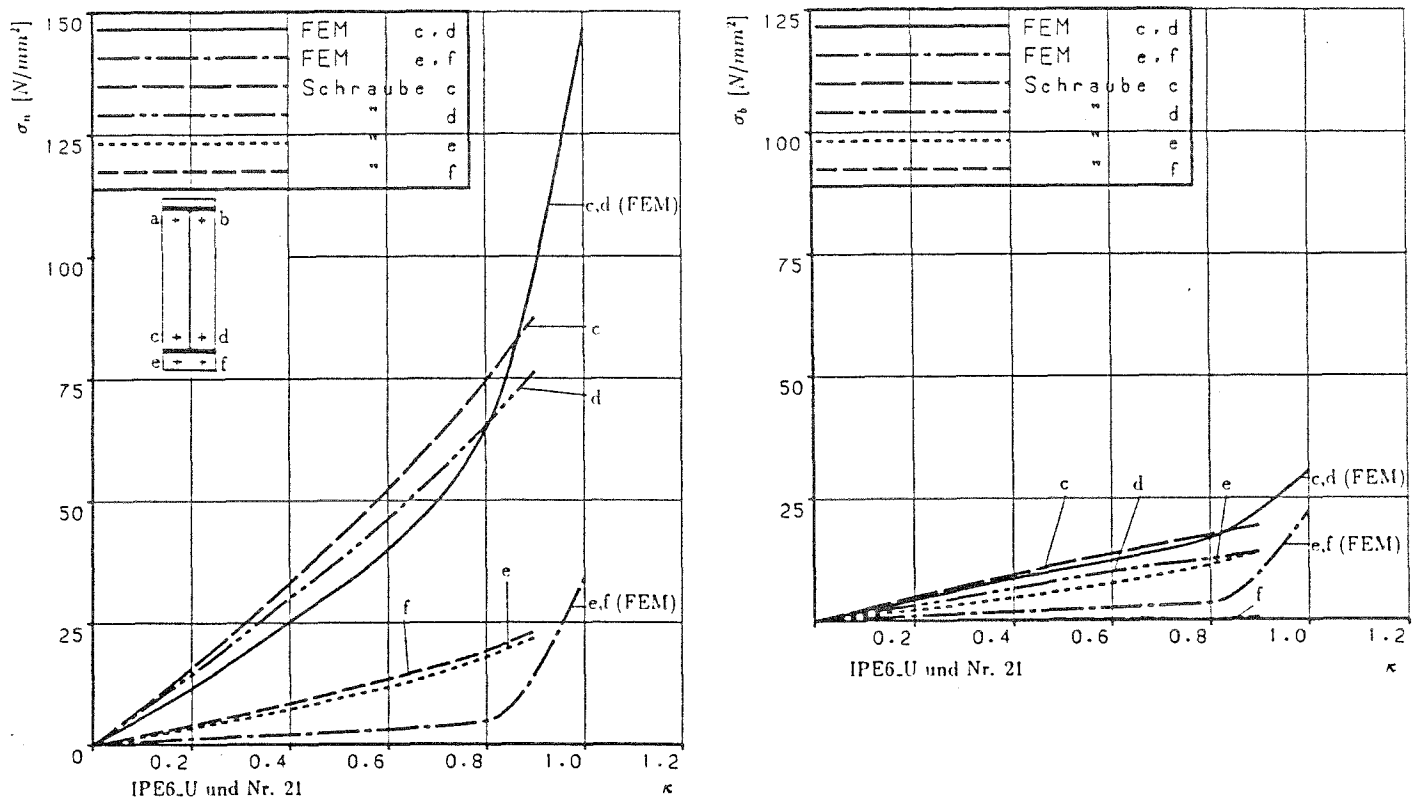


Bild 4.16: Vergleich der Axial- und Biegespannungen der Schrauben c bis f im Meßversuch Nr. 21 nach [17] mit belassenem Schweißverzug und der Berechnung IPE6_U (M20, $d_p = 20$ mm)

Die Übereinstimmung der Spannungsverläufe in Bild 4.16 ist recht gut, obwohl die Ausmitte der Kontaktzone im Versuch geringer war als die der Berechnung.

5. Bewertung der Ergebnisse der Parameterstudien

5.1 Einfluß der geometrischen, beeinflussbaren Parameter auf die Größe der Schraubenspannungen

Eine grobe Bewertung der geometrischen Einflüsse der Parameter, die am T-Stoß untersucht wurden, gibt die Tabelle 5.1 wieder.

Tabelle 5.1: Einfluß der untersuchten Parameter auf die Schraubenspannungen

Parameter	Einfluß auf die Schraubenspannungen		
	groß	gering	fast ohne
Stirnplattendicke d_p	x		x 1)
Schraubendurchmesser			
Mittenkontakt	x		
Randkontakt	x		
Randbearbeitung		x	
Größe der Kontaktzone		x	

1) bei einer auf F_V^{SOLL} bezogenen Last

Tabelle 5.1 gibt nicht an, ob sich der Einfluß der einzelnen Parameter günstig oder ungünstig für die Dauerfestigkeit der Schrauben auswirkt, weil dazu eine differenzierte Betrachtung notwendig ist. Bei der Beurteilung des Einflusses der Stirnplattendicke auf die Dauerfestigkeit eines T-Stoßes vermittelt das Bild 3.8 den Eindruck, daß die Schraubenspannungen mit steigender Stirnplattendicke abnehmen. Bei dem T-Stoß mit ebenen Platten entstehen durch das Vorspannen der Schrauben nur unterhalb des Schraubenkopfes bzw. der Schraubenmutter Kontaktzonen. Durch das Aufschüsseln des gedrückten Bereiches um die Schraube herum entsteht außerhalb der gedrückten Zone ein Spalt. Unter Einwirkung einer äußeren Zugkraft am Steg ist das statische System ein Balken (Platte) auf zwei federnden Stützen (Schrauben und verspannte Bereiche der Platte). Der Anteil der Kraft der dabei auf die Schraube entfällt ist abhängig vom Steifigkeitsverhältnis Schraube/Verspannungskörper. Bei einer Erhöhung der Dicke der Platten vergrößert sich der Durchmesser des gedrückten Bereiches, der Verspannungskörper wird dadurch steifer, während eine längere und somit "weichere" Schraube gewählt werden muß. Aufgrund dieser Verhältnisse werden bei ebenen Platten die Schraubenspannungen mit zunehmender Stirnplattendicke geringer.

Anders sind die Verhältnisse bei belassenem Schweißverzug. Zunächst entsteht hier nur unterhalb des Steges eine Kontaktzone, eventuell, wenn der Spalt durch die Vorspannkraft der Schraube beigezogen werden kann, entstehen noch am Plattenrand Kontaktzonen, die aber wegen der dort wirkenden geringen Kräfte unbedeutend sind. Die Größe der auf die Schrauben entfallenden Zusatzkräfte wird bestimmt aus dem Verhältnis der Steifigkeit der Schraube, die über die als Biegebalken wirkende Platte an das System gekoppelt ist, und der Steifigkeit der Kontaktzone. Durch eine dickere Platte wird das Teilsystem Schraube/Biegebalken steifer, während sich die Steifigkeit der Kontaktzone praktisch nicht verändert. Der Anteil der auf die Schrauben entfallenden Zusatzkraft aus einer äußeren Belastung ist deshalb bei dickeren Platten größer. Bild 3.11 bestätigt diese Aussage für den Bereich $\kappa < 0,5$ für T_E1F mit $d_p = 15$ mm und $\kappa < 0,8$ für T_E2F mit $d_p = 20$ mm. Da aber infolge von Plastizierungen bei dünneren Platten auf die zunächst geringen Spannungen ein abrupter Übergang zu einem starken Anwachsen der Spannungen erfolgt, stellt sich die Frage der "richtigen" Plattendicke als Optimierungsproblem dar. Die Lösung dieser Aufgabe kann nur unter Einbeziehung zulässiger Schwingbreiten der Spannungen hinsichtlich der optimalen Dauerfestigkeit gelöst werden.

Der Vergleich der Berechnungen T_V2 und T_V3 in Bild 3.14 zeigt zudem, daß dicke Platten kein Mittel sind die Schraubenspannungen bei besonders ungünstigen Lagen der Kontaktzonen wirksam zu reduzieren.

Die Wahl eines größeren Schraubendurchmessers wirkt sich auf die Dauerfestigkeit eines T-Stoßes grundsätzlich günstig aus, wenn die Größe der äußeren Last dabei konstant bleibt. Mit Blick wieder auf das Bild 3.11 muß aber einschränkend gesagt werden, daß z. B. das starke Anwachsen der Spannungen im Stoß T_E1F bei $\kappa = 0,6$ aus der Erschöpfung der Tragkraft der Stirnplatte resultiert und auch eine größere Schraube, etwa M24, die Dauerfestigkeit oberhalb von $\kappa = 0,6$ nur in geringem Maße erhöhen würde. Werden der Schraubendurchmesser und die Plattendicke gleichermaßen erhöht, steigen die dauerhaft ertragbaren Schwingbreiten der Spannung im Verhältnis der jeweiligen Vorspannkraft.

Die Auswirkung einer mittigen Kontaktzone auf die Dauerfestigkeit eines T-Stoßes ist günstig im Vergleich zu ebenen Platten. Aus den in den Bildern 3.8 und 3.11 aufgetragenen Spannungsverläufen kann dieser Schluß leicht gezogen werden. Ein Randkontakt wirkt sich sehr ungünstig auf die Dauerfestigkeit eines T-Stoßes aus. Bild 3.14 zeigt das steile Anwachsen der Spannungen vom Beginn der äußeren Belastung an.

Die Bearbeitung des Plattenrandes kann das Entstehen und Anwachsen von Abstützkräften nicht verhindern und wirkt sich bei ebenen Platten sogar ungünstig auf die Höhe der Schraubenspannungen aus. Für Platten mit belassenem Schweißverzug wurde der Fall "Randschliff" nicht untersucht, jedoch ist auch dafür kein günstiger Einfluß zu erwarten.

Die Größe der Kontaktzone ist nur in geringem Maße von Einfluß. Die Beeinflussung dieses Parameters eines T-Stoßes ist nur durch aufwendige Bearbeitung oder durch Zwischenplättchen denkbar.

Bei den Parameterstudien zu den Stirnplattenstößen zeigte sich, daß ein Einfluß der Trägerhöhe auf die Schraubenspannungen vorhanden ist. Beim Vergleich mit bezogenen Lasten wurde deutlich, daß die größere Anschlußrotation etwas höhere Schraubenspannungen bei den Stirnplattenstößen von flacheren Profilen erzeugt. Bei hohen und schmalen Profilen wirkt sich die Aussteifung der Stirnplatte durch den Steg erhöhend auf die Spannungen der Schrauben c und d aus.

5.2 Einfluß der Lage der Kontaktzonen (beeinflussenden Parameter) auf die Höhe der Schraubenspannungen

Die Lage der Kontaktzone ist bei der Wahl eines Stirnplattenstoßes mit belassenem Schweißverzug nicht exakt zu bestimmen. Die Parameterstudien mit mittigen und ausmittigen Lagen der anfänglichen Kontaktzonen haben gezeigt, daß eine Ausmitte der Kontaktzone jedoch von großem Einfluß auf die Verteilung der Zusatzkräfte aus äußerer Belastung auf die Schrauben ober- und unterhalb des Zugflansches ist. Der Einfluß reicht von geringer Entlastung bis zur 2,5-fach höheren Belastung im Vergleich zur mittigen Kontaktzone. Wegen der nicht genau bestimmbar Lage der Kontaktzone eines Stirnplattenstoßes mit belassenem Schweißverzug ist bei der Bemessung die Ausmitte unbedingt zu berücksichtigen. Die Höhe der Summe der Zusatzkräfte aller vier Schrauben am Zugflansch ändert sich durch eine Ausmitte jedoch kaum.

Bei der Wahl von Zwischenplättchen an Zug- und Druckflansch kann gegebenenfalls auf die Berücksichtigung einer Ausmitte verzichtet werden, wenn für die mittige Lage der Zwischenplättchen und deren Lagesicherung bei der Montage gesorgt wird.

6. Abschätzung der Dauerfestigkeit geschraubter Stirnplattenstöße

Die VDI-Richtlinie 2230 [29] bewertet die Biegerandspannungen am Kernquerschnitt der Schrauben als gleich schädigungswirksam für die Dauerschwingfestigkeit wie eine gleich große Axialspannungsamplitude. Die Schädigungswirksamkeit einer zusätzlichen Biegespannung für die Dauerfestigkeit der Schraube war bisher umstritten [13], jedoch dürfte nach den Ergebnissen von [14,17,18] dieses Vorgehen auf der sicheren Seite liegen.

In Achsrichtung belastete hochfeste Schrauben werden nach Eurocode 3 [9] der Detailkategorie 36* zugeordnet. Da der Eurocode 3, Kapitel 9, die Grundlage des zukünftigen Bemessungskonzeptes für die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen ist, werden die dort angegebenen Bestimmungen bei der Ermittlung der Dauerfestigkeit der Stirnplattenstöße in besonderer Weise berücksichtigt.

Ausgehend von der dauerfest ertragbaren Schwingbreite der Spannung $\Delta\sigma_R$ ist es möglich auf die dauerfest ertragbare äußere Last zu schließen. Die in den Parameterstudien berechneten Schraubenspannungen wurden zu Schwingbreiten der Spannung umgerechnet, mit dem Kernquerschnitt als Bezugsgröße. Die Umrechnung erfolgte bei den Axialspannungen über das Verhältnis der Querschnittsflächen, bei den Biegespannungsanteilen über das Verhältnis der Widerstandsmomente.

Der Kernquerschnitt wurde als Bezugsgröße gewählt, weil die Berücksichtigung der Biegespannung bisher allein in der VDI-Richtlinie [29] verbindlich geregelt ist. Dort wird die Beziehung von Axial- zu Biegespannungen ebenfalls über den Kernquerschnitt hergestellt.

Da die Spannungen der Schraube nach Eurocode 3, Kapitel 9, Tafel 9.8.1, Konstruktionsdetail 8, auf den Spannungsquerschnitt zu beziehen sind, werden die zulässigen Spannungen nach Detailkategorie 36* in Tabelle 6.1 zur Erleichterung des Vergleichs für ausgewählte Lastspielzahlen angegeben. Die Spannungen werden dabei sowohl auf den Spannungsquerschnitt A_S bezogen als auch auf den Kernquerschnitt A_3 . Die Umrechnung erfolgte mit dem Faktor $A_3/A_S \approx 0,92$.

Tabelle 6.1 Zulässige Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma_R$ und $\Delta\sigma_R^K$ mit Bezug auf den Spannungs- und den Kernquerschnitt.

Lastspielzahl N	zulässige Schwingbreite der Spannung	
	bezogen auf A_S $\Delta\sigma_R$ [N/mm ²]	bezogen auf A_3 $\Delta\sigma_R^K$ [N/mm ²]
10^5	108,1	117,5
$5 \cdot 10^5$	63,2	68,7
10^6	50,2	54,5
$2 \cdot 10^6$	39,8	43,3
$5 \cdot 10^6$	29,3	31,9
10^7	23,3	25,3

Die Verknüpfung der berechneten Spannungen aller untersuchten ebenen T-Stöße mit den dauerhaft ertragbaren Spannungen nach Detailkategorie 36* [9] wird durch die Bilder 6.1 und 6.2 ermöglicht. Die aus Axial- und Biegespannungsanteilen aufsummierten Zugnormalspannungen wurden durch Umrechnung auf den Kernquerschnitt bezogen. Die den Lastspielzahlen 10^7 , $5 \cdot 10^6$, $2 \cdot 10^6$, 10^6 , $5 \cdot 10^5$ und 10^5 entsprechenden Spannungswerte nach Detailkategorie 36* wurden eingetragen (vergleiche Tabelle 6.1).

Die Bilder 6.1 und 6.2 veranschaulichen nochmals den geringen Einfluß des Schraubendurchmessers, wenn die äußere Last auf die Vorspannkraft bezogen wird. Legt man Eurocode 3 [9] der Beurteilung zugrunde, so ist keiner der ebenen T-Stöße in der Lage eine schwingende äußere Last von $0,6 F_V$ dauerhaft zu ertragen.

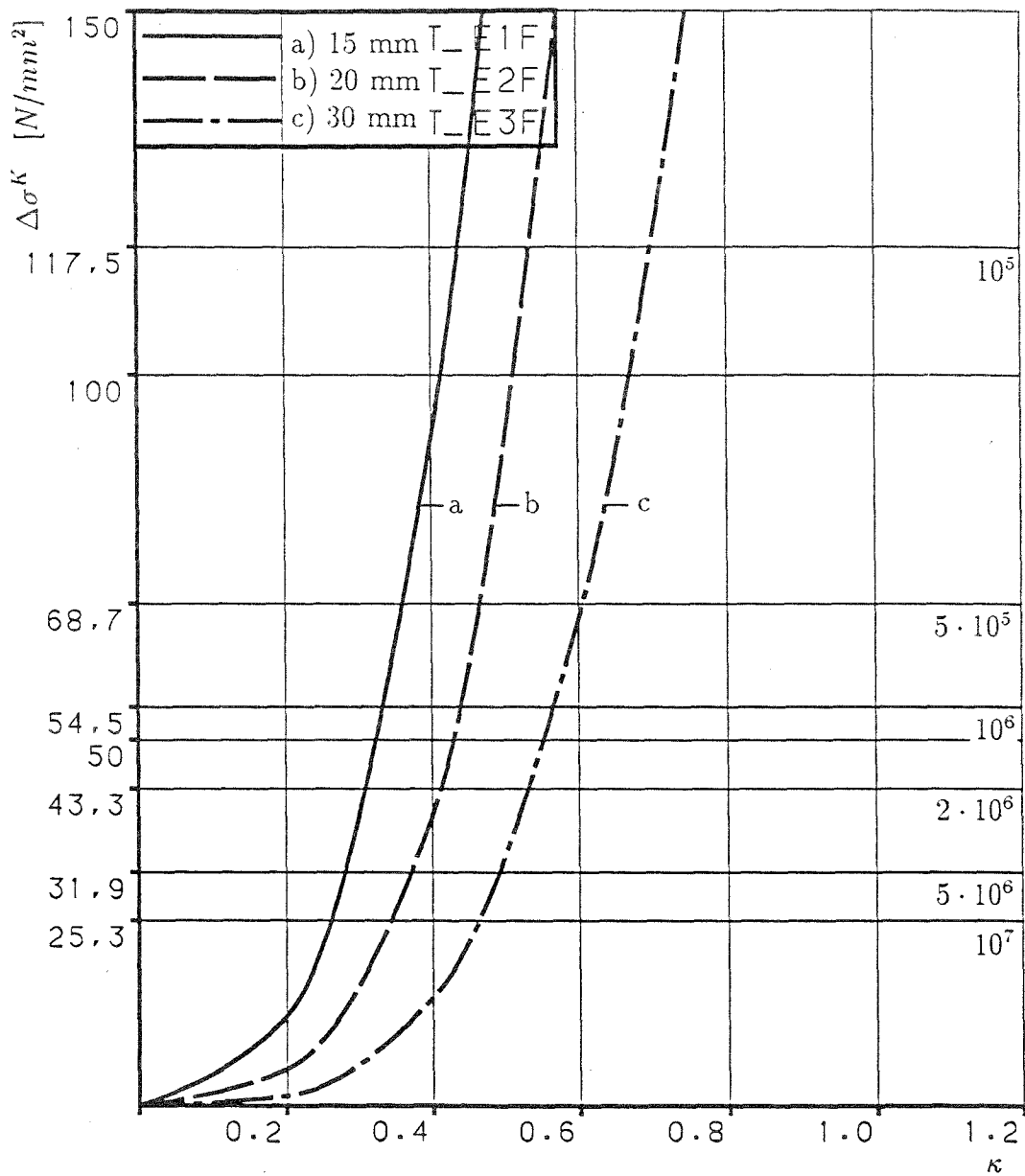


Bild 6.1: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit ebenen Platten und Schrauben M20, (a) T_E1F ($d_p = 15$ mm), (b) T_E2F ($d_p = 20$ mm) und (c) T_E3F ($d_p = 30$ mm) mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

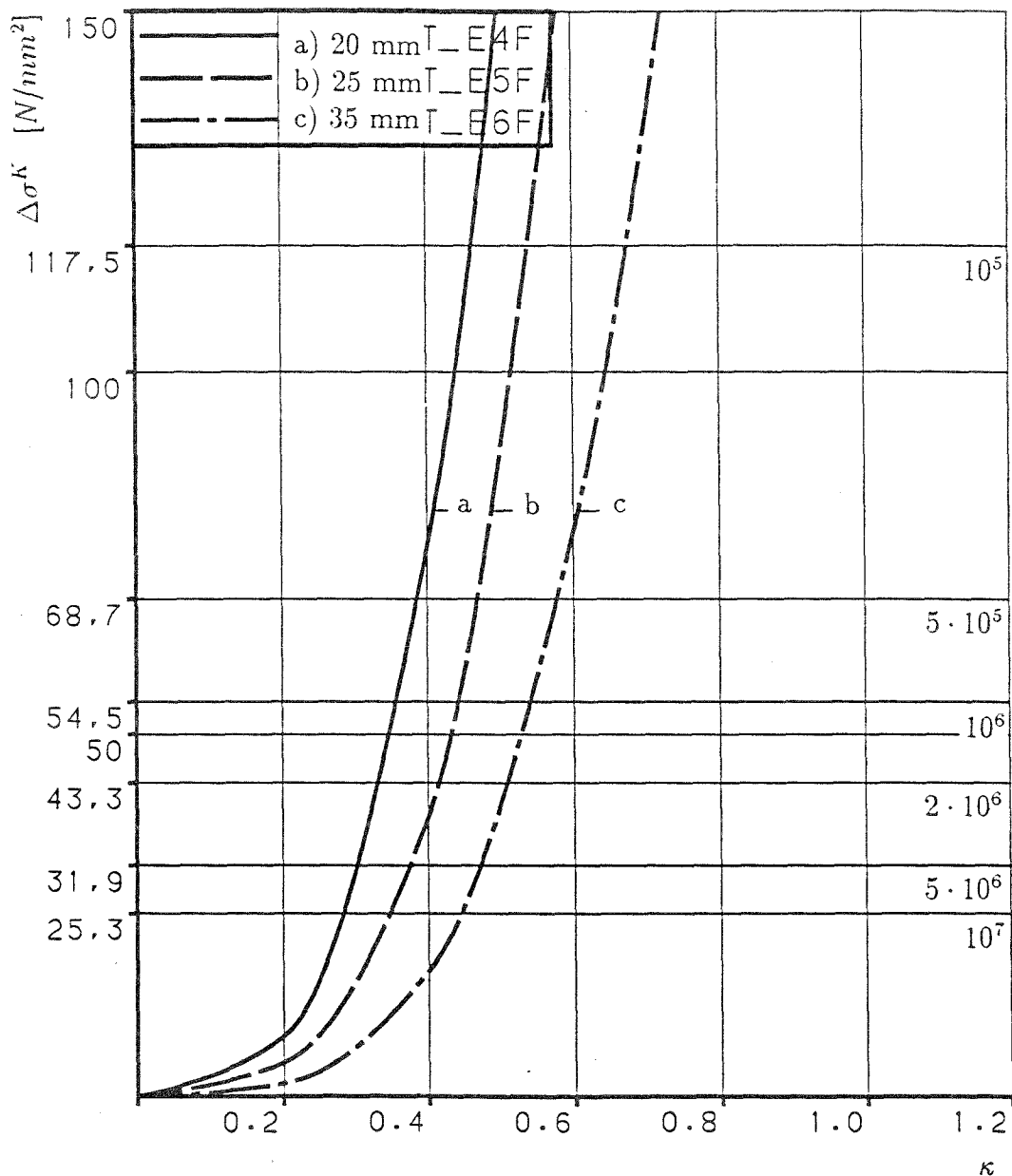


Bild 6.2: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit ebenen Platten und Schrauben M24, (a) T_E4F ($d_p = 20$ mm), (b) T_E5F ($d_p = 25$ mm) und (c) T_E6F ($d_p = 35$ mm) mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

Wesentlich günstiger sehen die Verhältnisse bei konvexen Platten aus, wie das Bild 6.3 zeigt. Hier halten die dickeren Platten bei Beurteilung nach [9], einer Schwingweite von über $0,6 F_V$ stand, die Platte mit $d_p = 15$ mm erträgt noch $0,54 F_V$ dauerhaft.

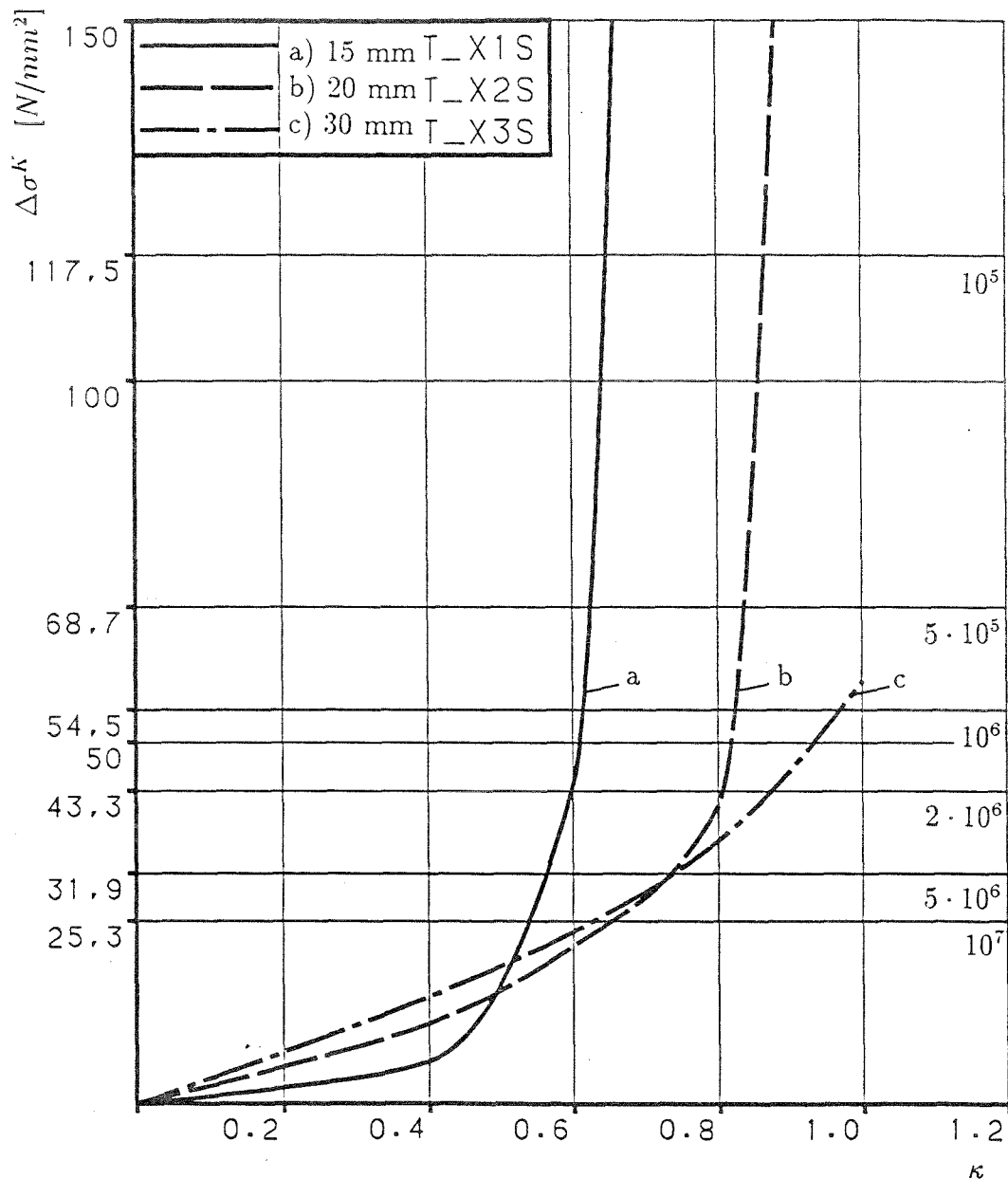


Bild 6.3: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit konvexen Platten und Schrauben M20, (a) T_X1S ($d_p = 15$ mm), (b) T_X2S ($d_p = 20$ mm) und (c) T_X3S ($d_p = 30$ mm) mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

Der Vergleich der Schwingbreite der Spannung $\Delta\sigma^K$ der drei Berechnungen mit den 0,75-, 1,0- und 1,5-fachen Dicken der Stirnplatte in Bild 6.3 zeigt, daß für die Bemessung auf 10^7 Lastspiele der T-Stoß der Berechnung T_X2S mit $d_p = 1,0 d$ die höchste ertragbare Belastung liefert. Für den Bereich der Dauerfestigkeit ist bei belassenem Schweißverzug oder bei Anordnung von Zwischenplättchen demnach die Stirnplattendicke $d_p = 1,0 \cdot d$ optimal.

Die konkaven T-Stöße ertragen nur eine auf F_V bezogene Last von weniger als $\kappa = 0,1$. Zu beachten ist hier, daß die ertragbaren Spannungsschwingbreiten für die dickere Platte $d_p = 30$ mm geringer sind als für $d_p = 20$ mm.

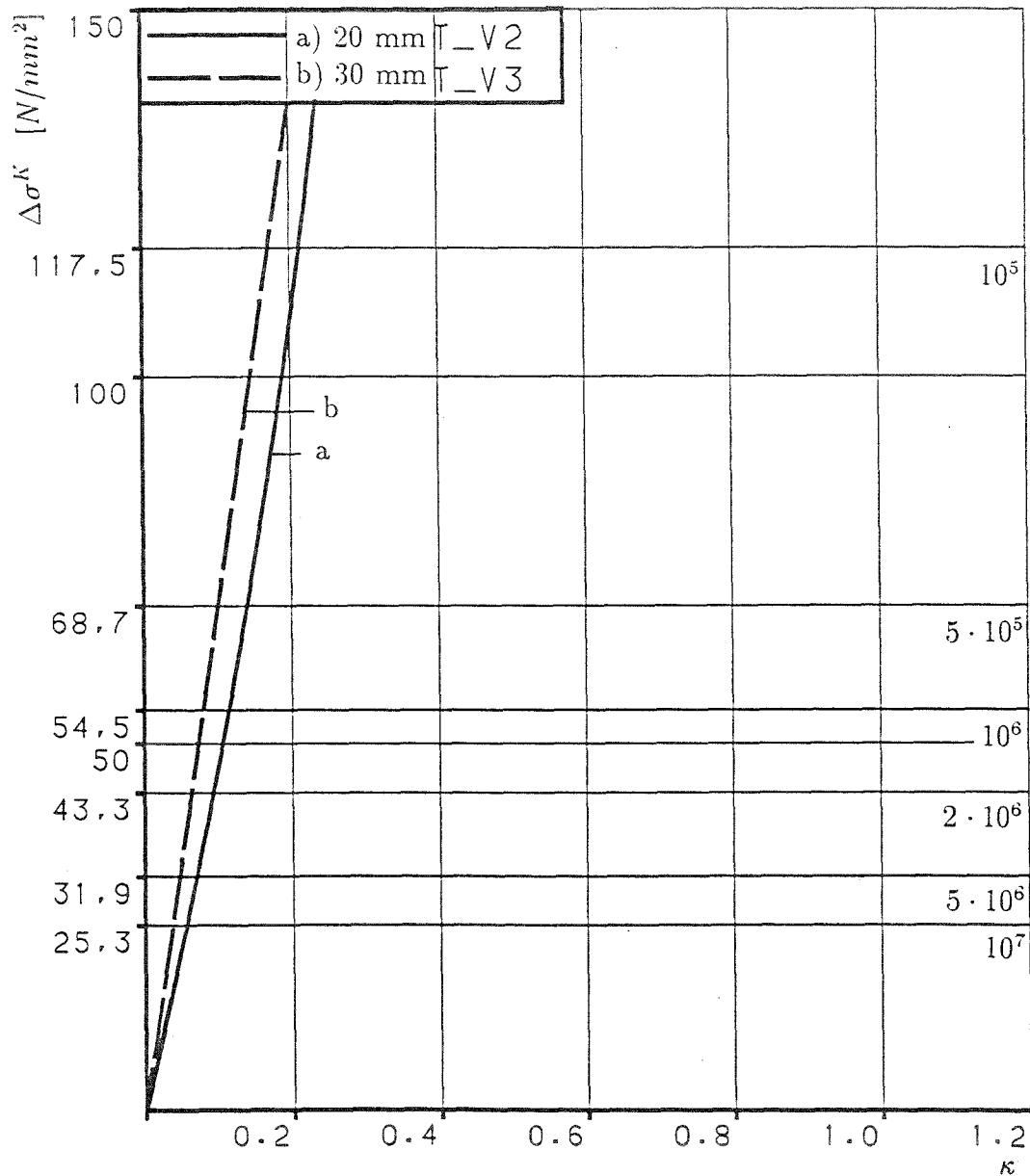













Bild 6.4: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die T-Stöße mit konkaven Platten und Schrauben M20, (a) T_V2 ($d_p = 20$ mm) und (b) T_V3 ($d_p = 30$ mm), mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

Tabelle 6.2 gibt die nach den Bildern 6.1 bis 6.4 dauerfest ertragbaren Schwingweiten bezogen auf die Vorspannkraft F_V an. Die Werte für die Berechnungen mit Schweißverzug berücksichtigen nicht eine eventuell vorhandene Ausmitte.

Tabelle 6.2: Dauerfest ertragbare Schwingweiten bezogen auf die Vorspannkraft F_V^{SOLL}

Berechnung / T-Stoß	Patten- form	d_p [mm]	ertragbare Schwingweite κ nach Eurocode 3, Detailkategorie 36*	
			$5 \cdot 10^6$ Lastspiele	10^7
T_E1F		15	0,28	0,26
T_E2F		20	0,37	0,34
T_E3F		30	0,49	0,46
T_E4F		20	0,30	0,28
T_E5F		25	0,37	0,34
T_E6F		35	0,47	0,44
T_X1S		15	0,56	0,54
T_X2S		20	0,73	0,65
T_X3S		30	0,73	0,63
T_V2		20	0,07	0,055
T_V3		30	0,045	0,035

In den Bildern 6.5 bis 6.7 ist die Verknüpfung der berechneten Spannungen der untersuchten Stirnplattenstöße mit den dauerfest ertragbaren Spannungen nach Detailkategorie 36* [9] vorgenommen worden. Da aus den FEM-Analysen die Biegespannung auch für die Biegung der Schrauben um die Achse parallel zum Steg berechnet wurde, konnten die Maximalwerte der Biegespannungen errechnet werden. Sie wurden zur Ermittlung der Schwingbreite der Spannung benutzt. Wie sich in den Bildern 6.5 bis 6.7 zeigt, sind für alle drei Profile die Spannungen der Schrauben e, f bei zum Steg verschobener, ausmittiger Kontaktzonenlage maßgebend. Die Größe der Schwingbreite der Spannung weist bis $\kappa = 0,6$ für die drei verschiedenen Profile kaum Unterschiede auf.

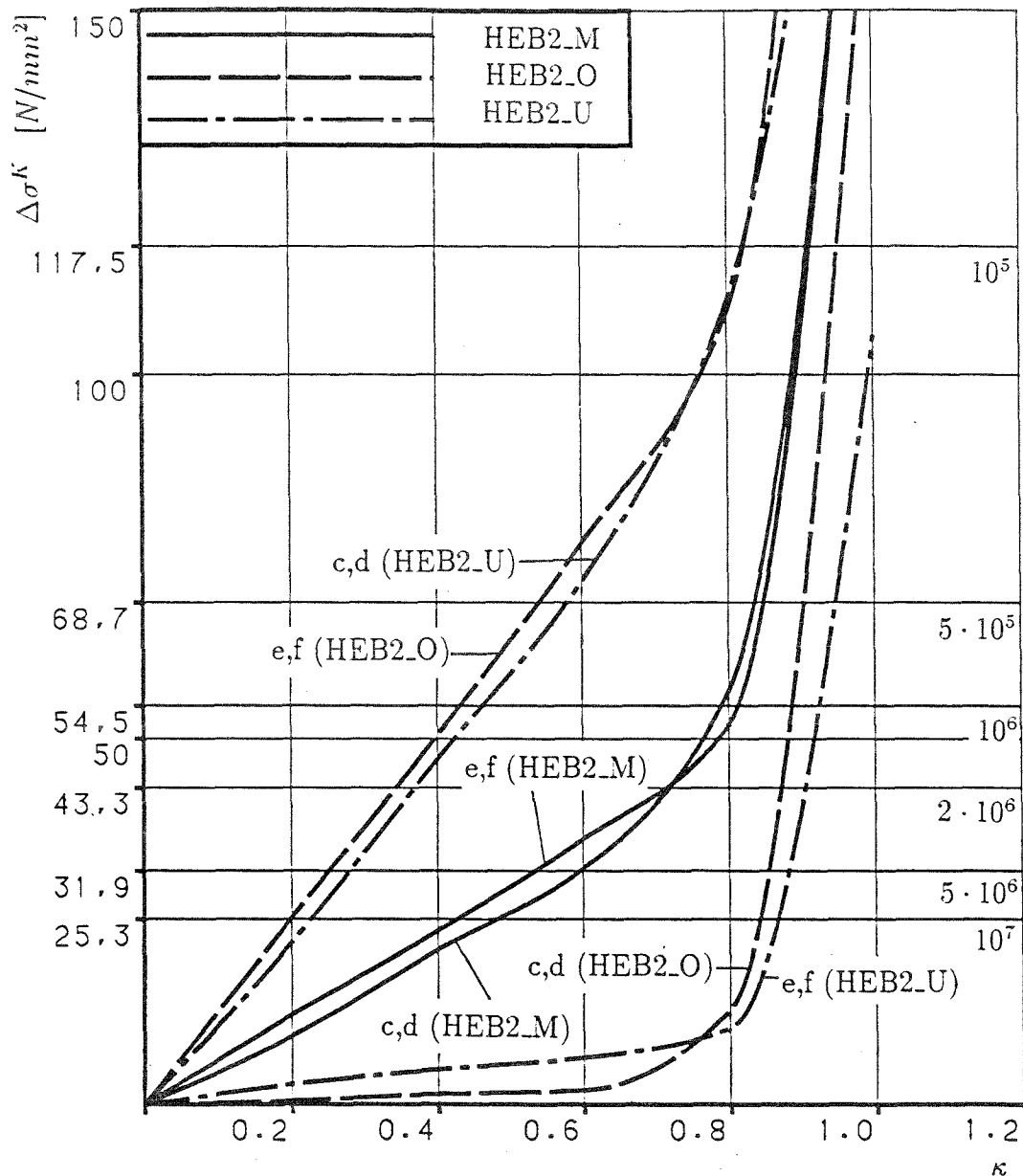


Bild 6.5: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die Stirnplattenstoß-Berechnungen HEB2_M (mittige Kontaktzone), HEB2_O (Ausmitte der Kontaktzone zum Steg) und HEB2_U (Ausmitte der Kontaktzone zum Überstand), mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

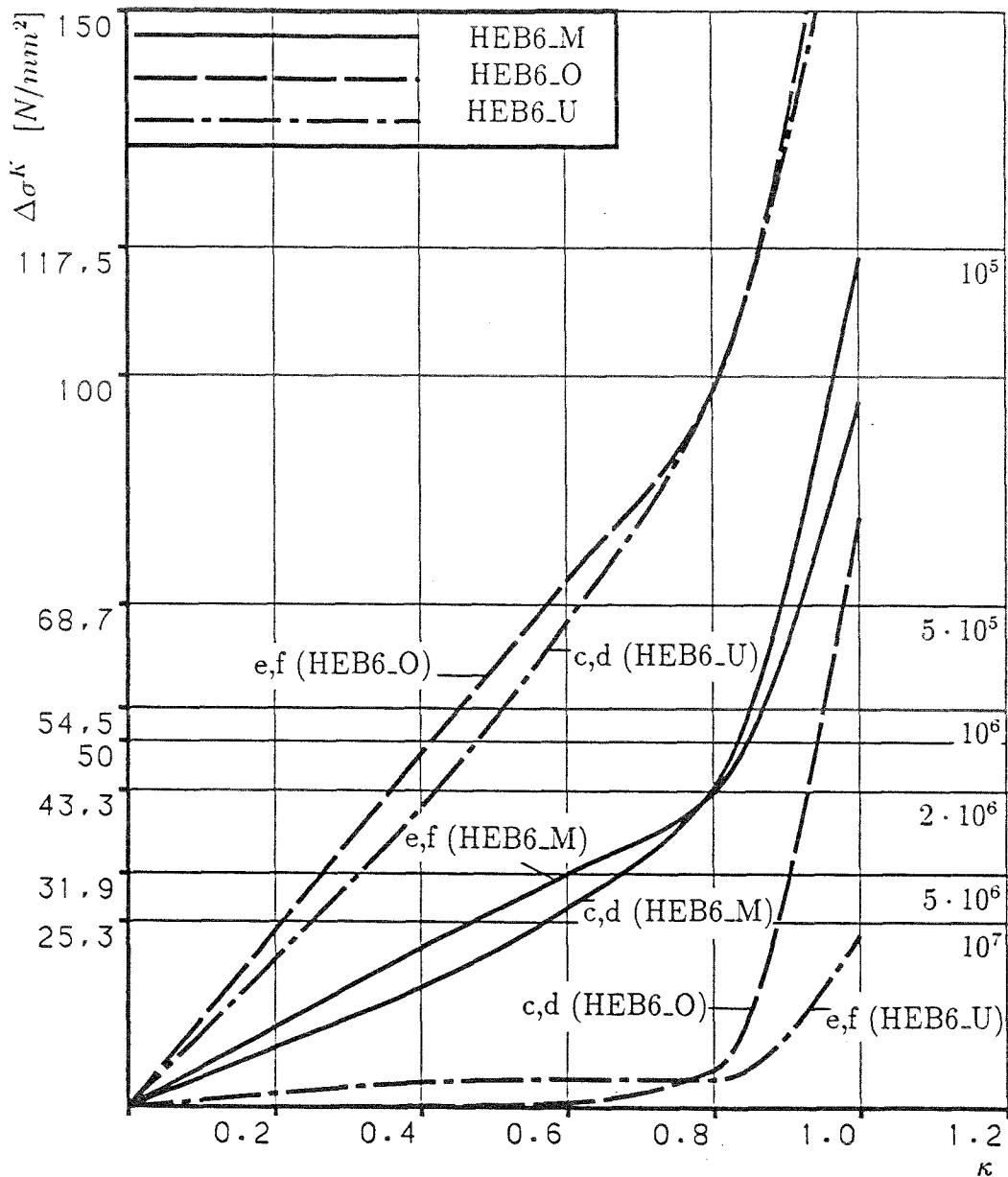


Bild 6.6: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die Stirnplattenstoß-Berechnungen HEB6_M (mittige Kontaktzone), HEB6_O (Ausmitte der Kontaktzone zum Steg) und HEB6_U (Ausmitte der Kontaktzone zum Überstand), mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

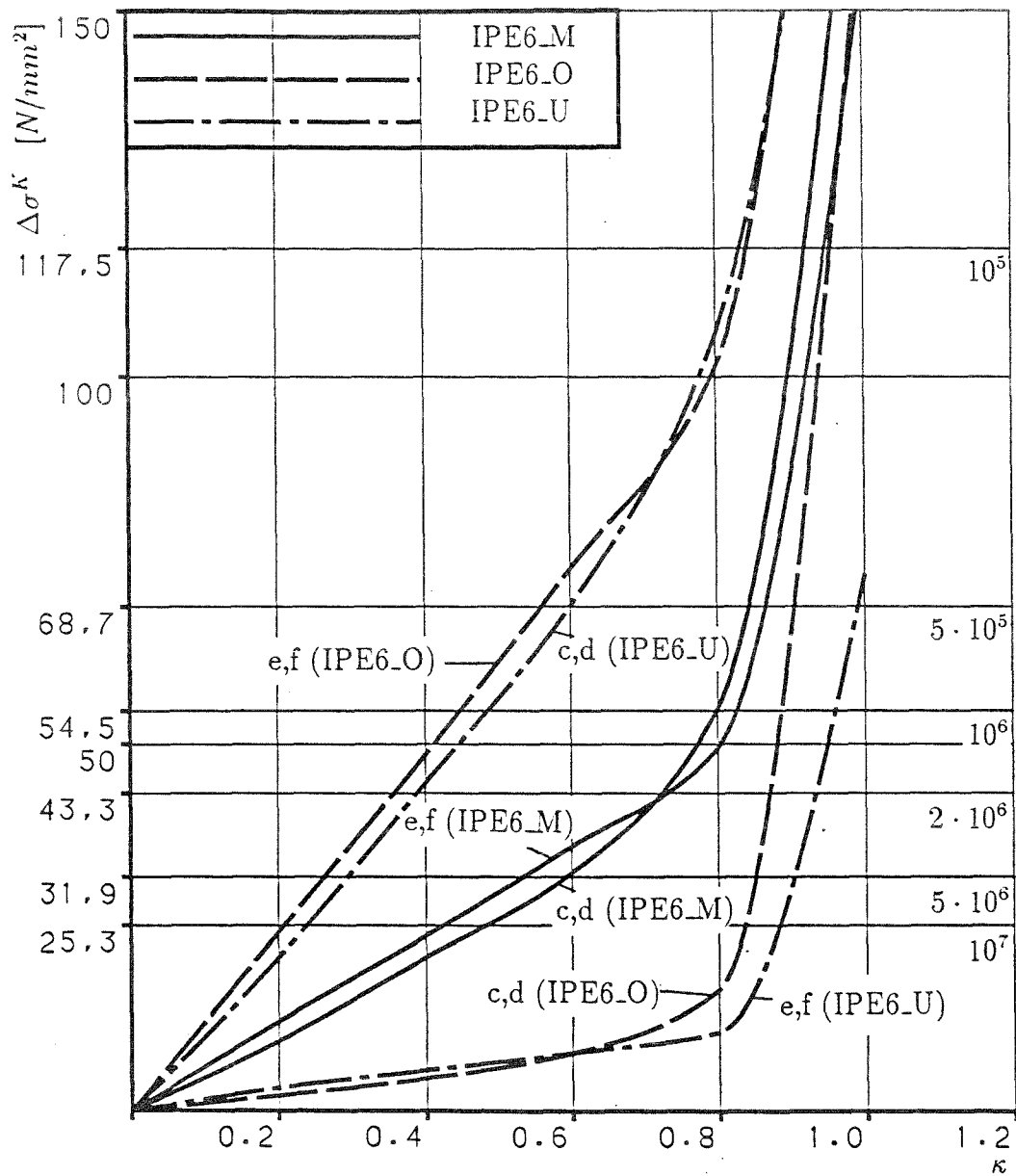


Bild 6.7: Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die Stirnplattenstoß-Berechnungen IPE6_M (mittige Kontaktzone), IPE6_O (Ausmitte der Kontaktzone zum Steg) und IPE6_U (Ausmitte der Kontaktzone zum Überstand), mit Dauerfestigkeitslinien nach Eurocode 3 [9]

Die Schwingbreiten der Spannung für die Schrauben der mittigen Kontaktzonen weisen nur etwa 50% der Maximalwerte der Berechnungen mit ausmittigen Kontaktzonen auf. Da für die ausmittigen Kontaktzonenlagen jeweils die Spannungsschwingbreiten für die höher und die weniger beanspruchten Schrauben eingetragen wurden, läßt sich erkennen, daß die Summen der Beanspruchung aller vier Schrauben jeweils etwa gleich sind. Durch die ausmittige Lage der Kontaktzone ergibt sich demnach nur eine Umverteilung der Schraubenbeanspruchung auf die Schrauben der unterschiedlichen Einbaulagen, jedoch keine wesentliche Veränderung der Kontaktkräfte.

Aufschlußreich ist auch der Vergleich der Schwingbreiten der Spannung der T-Stöße und der Stirnplattenstöße mit mittiger Kontaktzone. Die Anschauung, daß die Bemessung eines Stirnplattenstoßes mit Hilfe des T-Modells auf der sicheren Seite liegt, läßt sich für die Bemessung auf Dauerfestigkeit nicht bestätigen. Verglichen werden können hier die Linie b aus Bild 6.3, Berechnung T_X2S ($d_p = 20$ mm) und die Berechnung HEB2_M (mittige Kontaktzone, $d_p = 20$ mm) in Bild 6.5. Der direkte Vergleich auf der Basis der bezogenen Lasten κ ist möglich, weil die äußere Zugkraft des T-Stoßes und die Zugflanschkraft aus der Zerlegung des Momentes in ein Kräftepaar beim Stirnplattenstoß jeweils auf die Sollvorspannkraft F_V^{SOLL} bezogen wurden. Die Abmessungen des Rechenmodells beim T-Modell entsprechen den Abmessungen des Überstandes beim Stirnplattenstoßmodell.

Der Vergleich zeigt, daß bis $\kappa = 0,8$ die Spannungen beim T-Modell geringer sind. Der Grund dafür ist, daß beim Stirnplattenstoß die Symmetriebedingungen gestört sind. Im elastischen Bereich der Spannungen in der Stirnplatte ergibt sich für den Überstand der Stirnplatte nur eine elastische Einspannung. Die Kräfte der inneren Schrauben werden zu den drei Seiten der dreiseitig gelagerten Platte, die der Stirnplattenteil zwischen den Flanschen und dem Steg bildet, abgetragen. Dem Einspannmoment des Überstandes steht nicht ein Moment gleicher Größe aus den Schrauben c,d gegenüber. Daraus ergibt sich am Zugflansch eine Verdrehung, die zu einer größeren Verformung als beim T-Stoß führt. Höhere Abstützkräfte aus der Kontaktzone am Stirnplattenrand sind die Folge.

Im Bereich $0,8 < \kappa \leq 1,0$ kommen dann die größeren plastischen Reserven des Stirnplattenstoßes zum tragen; ab etwa $\kappa = 0,83$ steigen die Schraubenspannungen des T-Modells wesentlich stärker an.

Die dauerhaft ertragbaren Schwingbreiten, bezogen auf die Sollvorspannkraft F_V^{SOLL} , sind in Tabelle 6.3 eingetragen worden.

Tabelle 6.3: Dauerfest ertragbare Schwingweiten bezogen auf die Vorspannkraft F_V^{SOLL}

Berechnung / Stirnplattenstoß	Profil	ertragbare Schwingweite κ nach Eurocode 3, Detailkategorie 36*	
		5 · 10 ⁶ Lastspiele	10 ⁷
HEB2_O	HE 260 B	0,25	0,20
HEB6_O	HE 600 B	0,26	0,21
IPE6_O	IPE 600	0,26	0,21
HEB2_M	HE 260 B	0,53	0,42
HEB6_M	HE 600 B	0,60	0,46
IPE6_M	IPE 600	0,53	0,42

7. Vorschlag für eine wirklichkeitsnahe Berechnung von Stirnplattenstößen des Stahlbaus unter schwingender Biegemomentenbeanspruchung

Die Bilder 6.5 bis 6.7 lassen es gerechtfertigt erscheinen, einen Bemessungsvorschlag für die verschiedenen Profilformen zu unterbreiten. Es ist ein lineares Anwachsen der Summenspannung aus Axialzug und Biegung im Zeitfestigkeitsbereich bis etwa $\kappa \approx 0,8$ zu verzeichnen. Wegen dieses sprunghaften Anstiegs der Spannungen erscheint es sinnvoll im oberen Bereich der Zeit- und der Kurzzeitfestigkeit die maximale äußere Last in Abhängigkeit von der Vorspannkraft der Schrauben zu begrenzen.

Für die Berechnungen an Stirnplattenstößen mit Schweißverzug des Abschnittes 4 wurde in der Ebene, die durch die Stegmitte der Träger aufgespannt wird, Symmetrie unterstellt. Die Ergebnisse für die Spannungen in den Schrauben berücksichtigen nicht mögliche Streuungen der Spannungen infolge einer unsymmetrischen Lage der Kontaktzonen zu beiden Seiten des Steges. Dieser Einfluß und weitere, die bei der Fülle möglicher Unebenheiten und zusätzlicher Kontaktzonen auftreten können, sind entsprechend zu berücksichtigen. Aufgrund der Streuungen, die bei den Versuchen an Stirnplattenstößen des Profils HE 600 B aufgetreten sind [18], erscheint der Faktor 1,33 als ausreichend. Dieser Faktor soll sowohl für die Spannungen, als auch für den Abknickpunkt am Übergang zu dem beobachteten starken Anwachsen der Spannungen benutzt werden.

Demnach ist für den Bereich der Zeitfestigkeit die maximale äußere Belastung auf $\kappa \approx 0,8/1,33 = 0,6$ zu begrenzen. Die Schwingbreite der Spannung (Summenspannung aus Axialzug und Biegung) beträgt bei $\kappa = 0,6$ im ungünstigsten Fall $\Delta\sigma^K \approx 77 \cdot 1,33 = 102,6 \text{ N/mm}^2$ für die Berechnung HEB2_O. Dieser Wert entspricht $\Delta\sigma = 94,4 \text{ N/mm}^2$, wenn die Spannungen auf den Spannungsquerschnitt der Schraube bezogen werden. Dem Wert $\Delta\sigma_R = 94,4 \text{ N/mm}^2$ entspricht nach Eurocode 3, Detailkategorie 36*, eine Schwingspielzahl von $1,5 \cdot 10^5$. Der Spannungsanstieg in der Schraube durch die äußere Last wird bis $\Delta\sigma = 94,4 \text{ N/mm}^2$ als geradlinig angenommen. Bild 7.1 zeigt die vorgeschlagene Bemessungslinie (a) zusammen mit den berechneten Schwingbreiten der Spannung für die Berechnungen HEB2_M, HEB2_O und HEB2_U.

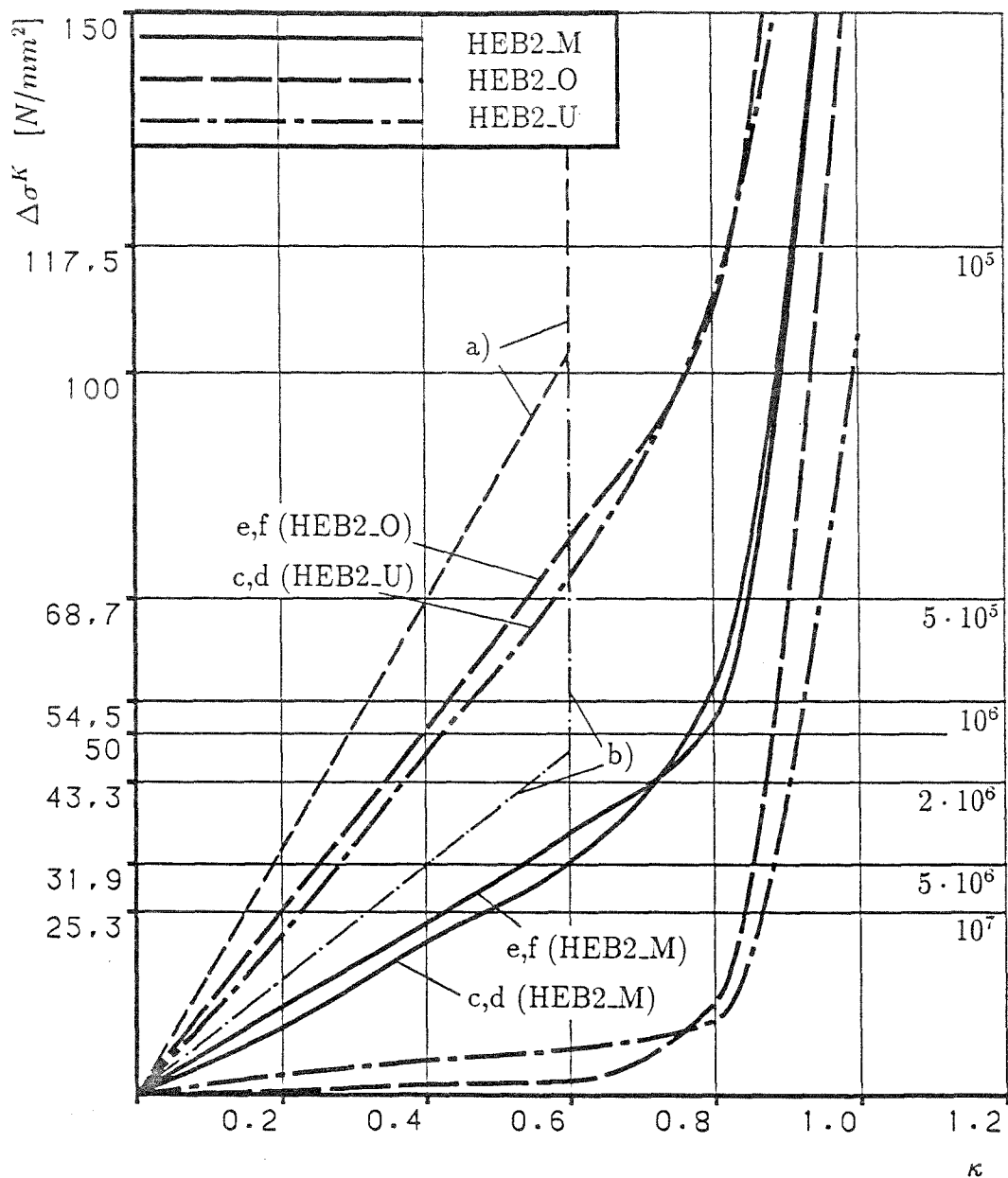


Bild 7.1: (a) Bemessungslinie für belassenen Schweißverzug, (b) Bemessungslinie bei Anordnung von mittigen Zwischenplättchen und Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma^K$ aus der Summe von Axial- und Biegespannungen für die Stirnplattenstoß-Berechnungen HEB2_M, HEB2_O und HEB2_U

Aus diesen Überlegungen läßt sich der folgende Vorschlag für die Bemessung des Stirnplattenstoßes eines I-förmigen Trägers unter schwingender Momentenbeanspruchung ableiten:

Das Moment ist in ein Kräftepaar zu zerlegen,

$$N_Z = \frac{M_y}{h_F} \quad (7.1)$$

$$N_D = -\frac{M_y}{h_F} \quad (7.2)$$

wobei h_F der Schwerpunktsabstand der Flansche ist. Die Kraft N_Z wird auf die 4 Schrauben am Zugflansch gleichmäßig verteilt. Es ist dann nachzuweisen, daß

$$\frac{N_Z}{4} \leq \kappa_N \cdot F_V \quad (7.3)$$

ist. κ_N ist in Abhängigkeit von der Lastspielzahl N der Tabelle 7.1 zu entnehmen.

Für die Anwendung dieses Bemessungsverfahrens sind folgende Voraussetzungen einzuhalten:

- 1) Stirnplattenstoß eines gewalzten I-Trägers mit 4 Schrauben am Zugflansch, Vermaßung nach [27],
- 2) Stirnplattendicke etwa $1,0 \cdot d$, mit d = Schraubendurchmesser,
- 3) hochfeste Schrauben 10.9, mit voller Vorspannung gemäß DIN 18800 Teil 7 [5]
- 4) Kontaktzone in Achsmitte des Zugflansches durch belassenen Schweißverzug, gegebenenfalls durch Nachbearbeitung sichergestellt,
- 5) die Klaffung des Schweißverzuges ist durch fachgerechtes Richten während der Schweißarbeiten soweit zu begrenzen, daß die Schrauben ordnungsgemäß vorgespannt werden können. Das Maß der Klaffung am Stirnplattenrand soll je Stirnplatte mindestens 0,5 mm und maximal 2,0 mm betragen.

Tabelle 7.1: Bemessungsfaktoren κ_N für belassenen Schweißverzug

Lastspielzahl N	κ_N
$\geq 10^7$	0,148
$5 \cdot 10^6$	0,186
$2 \cdot 10^6$	0,253
10^6	0,319
$5 \cdot 10^5$	0,402
$\leq 1,5 \cdot 10^5$	0,6

Im Bereich $10^7 \geq N \geq 1,5 \cdot 10^5$ können Zwischenwerte nach der Formel

$$\kappa_N = \frac{\Delta\sigma_{R,N}}{94,4} \cdot 0,6 \quad (7.4)$$

eingeschaltet werden, wobei $\Delta\sigma_{R,N}$ der zulässige Wert $\Delta\sigma_R$ nach Eurocode 3, Detailkategorie 36*, in Abhängigkeit von der Lastspielzahl N ist.

Die Zuverlässigkeit des Bemessungsverfahrens soll anhand der Ergebnisse von Dauerschwingversuchen an Stirnplattenstößen mit belassenem Schweißverzug überprüft werden. Bilder 7.2 bis 7.4 zeigen die Ergebnispunkte für Versuche mit den Profilen HE 260 B [14], HE 600 B [18] und IPE 600 [17], die jeweils einen Schraubenbruch oder einen Durchläufer (Pfeil) angeben. Zu beachten ist, daß nur die Versuchsträger des Profils HE 600 B die Voraussetzungen 4 und 5 erfüllten.

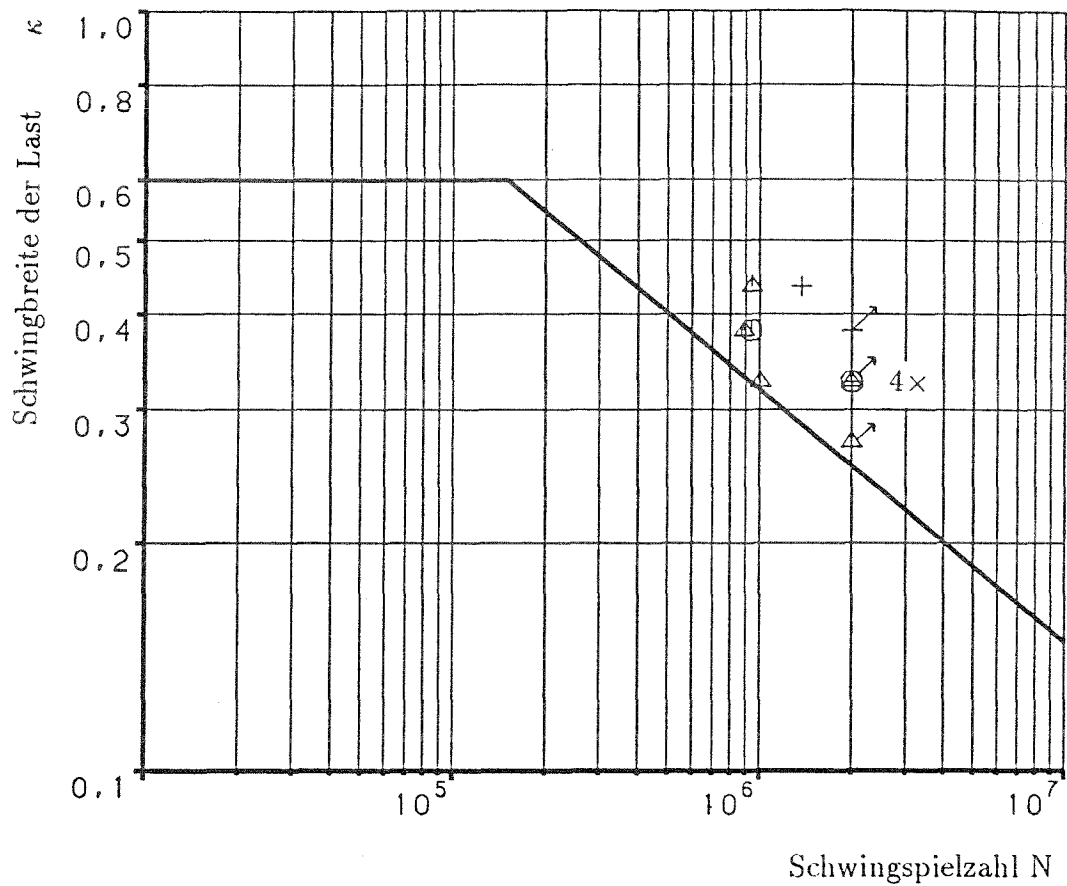


Bild 7.2: Bemessungslinie nach Gleichung 7.3 für den Stirnplattenstoß eines HE 260 B (M20, $d_p = 20$ mm) und Ergebnispunkte von Dauerschwingversuchen nach [14]

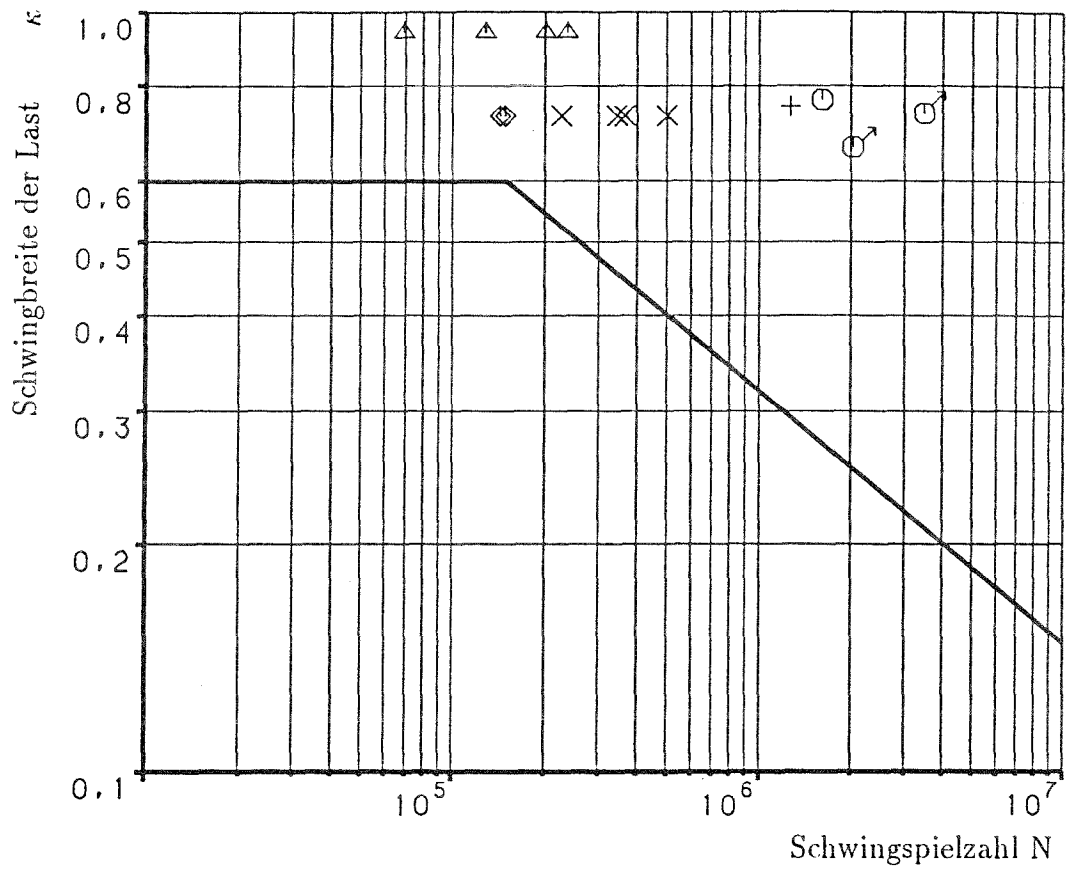


Bild 7.3: Bemessungslinie nach Gleichung 7.3 für den Stirnplattenstoß eines HE 600 B (M24, $d_p = 25$ mm) und Ergebnispunkte von Dauerschwingversuchen nach [18]

Will man von den günstigen Auswirkungen einer exakt mittigen Lage der Kontaktzone bei belassenem Schweißverzug Gebrauch machen, so muß die exakte Mittigkeit sichergestellt sein, entweder durch kontrolliertes Legen der Schweißnahtlagen, erforderlichenfalls durch Nachbearbeitung, oder durch Anordnung eines Zwischenplättchens, das wie eine Schneidenlagerung wirkt. Dann kann analog zum Bemessungsverfahren bei belassenem Schweißverzug für kontrolliert mittige Lage das gleiche Bemessungsverfahren vorgeschlagen werden mit den Bemessungsfaktoren nach Tabelle 7.2. Der Abknickpunkt liegt in den Bildern 6.5 bis 6.7 ebenfalls bei $\kappa \approx 0,8$, so daß wieder der Zeitfestigkeitsbereich auf $\kappa = 0,6$ begrenzt wird. Die maximale Schwingbreite der Spannung liefert für $\kappa = 0,6$ die Berechnung HEB2_M mit $\Delta\sigma^K \approx 36 \cdot 1,33 = 47,6 \text{ N/mm}^2$, dem entspricht $43,8 \text{ N/mm}^2$ bei Bezug auf den Spannungsquerschnitt. Die diesem Wert entsprechende Schwingzahl ist $N = 1,5 \cdot 10^6$. Die Bemessungslinie (b) ist ebenfalls in Bild 7.1 eingetragen worden.

Tabelle 7.2: Bemessungsfaktoren κ_N bei Anordnung von mittigen Zwischenplättchen

Lastspielzahl N	κ_N
$\geq 10^7$	0,319
$5 \cdot 10^6$	0,402
$2 \cdot 10^6$	0,545
$\leq 1,5 \cdot 10^6$	0,6

Im Bereich $10^7 \geq N \geq 1,5 \cdot 10^6$ können Zwischenwerte nach der Formel

$$\kappa_N = \frac{\Delta\sigma_{R,N}}{43,8} \cdot 0,6 \quad (7.5)$$

eingeschaltet werden.

Bei beiden Bemessungsvorschlägen sind gegebenenfalls noch die Sicherheitsbeiwerte γ_{Mf} nach Eurocode 3 zur Berücksichtigung der Bedeutung des Bauteils und der Inspektionsmöglichkeit zu wählen. In den Bemessungsverfahren berücksichtigt sind die maximalen Schraubenrandspannungen bei Einhaltung der zulässigen Schwingbreiten der Spannung $\Delta\sigma_R$ für Schrauben nach Eurocode 3. Die Bemessung der Schweißnähte ist für das volle Anschlußmoment vorzunehmen. Für den Dauerfestigkeitsnachweis ist

dabei eine ungleichmäßige Verteilung der Spannungen durch die Kontaktzonen-
ausmitten und Schraubeneinflüsse in Betracht zu ziehen.

Der Dauerfestigkeitsnachweis für die Stirnplatte kann mit dem Moment aus der
maximalen Zusatzbeanspruchung der Schraube

$$F_{SA} = A_S \Delta \sigma \quad (7.6)$$

geführt werden (Maximalwerte für $\Delta \sigma = \Delta \sigma_R$ bei $1,5 \cdot 10^5$ bzw. $1,5 \cdot 10^6$ Lastspielen, $94,4$
 N/mm^2 bzw. $43,8 \text{ N/mm}^2$).

8. Zusammenfassung und Wertung

Der Einsatz biegesteifer Stirnplattenstöße bei nicht vorwiegend ruhender Beanspruchung ist bisher nur in Sonderfällen gebräuchlich, zumal die zur Zeit gültigen Regelwerke hierfür lückenhaft sind. Auch im Schrifttum fehlen Bemessungskonzepte für den Stirnplattenstoß unter schwingender Biegemomentenbeanspruchung. Ergebnisse von statischen Meßversuchen und Dauerschwingversuchen lagen aus eigenen Untersuchungen vor, jedoch war das Studium einzelner Parameter wegen der großen Streuung der gemessenen Spannungen nur unter Einschränkungen möglich. Für die Ermittlung des Einflusses von Parametern auf die Höhe der Schraubenspannungen erschienen weitere statische Meßversuche ungeeignet. Im übrigen Schrifttum waren nur Ergebnisse von Dauerschwingversuchen an T-Stößen zu finden. Die Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse zum Tragverhalten des symmetrischen T-Stoßes auf den realen Stirnplattenstoß im Biege-Zugbereich wurde bisher unterstellt.

Die Auswirkung veränderter Parameter auf die Dauerfestigkeit der hochfesten vorgespannten Schrauben in Stirnplattenverbindungen wurde in dieser Arbeit mit Hilfe der Methode der finiten Elemente untersucht. Es wurden dazu räumliche Elemente und Kontaktelemente benutzt. Um den Rechenaufwand gering zu halten, wurden die Parameter "Stirnplattendicke", "Schraubendurchmesser" und "Größe der Kontaktzone" zunächst am T-Modell variiert und zwar ausschließlich am ebenen T-Modell und mit mittlerer Kontaktzone, da diese Fälle auch Ausgangspunkt für die Untersuchungen am realen Stirnplattenstoß waren. Die gewonnenen Erkenntnisse sind auf den Stirnplattenstoß im Überstandsbereich übertragbar. Die notwendige Feinheit des Elementnetzes wurde für die Schraube durch Voruntersuchungen an einem Schraubenmodell bestimmt.

An einem T-Modell mit konvexen Platten, das Ergebnisse für den Fall eines belassenen Schweißverzuges liefern sollte, wurde wiederum die Stirnplattendicke und der Schraubendurchmesser variiert. Zusätzlich wurde dem Einfluß unterschiedlicher Größen der anfänglichen Kontaktzone nachgegangen. Ergänzt wurden die Berechnungen am T-Modell durch die Bestimmung der Schraubenspannungen für den bereits in der Literatur als ungünstig ausgewiesenen Fall konkaver Platten, d. h. mit anfänglicher Kontaktzone am äußeren Plattenrand.

Unter den am T-Modell untersuchten Parametern konnte ein großer Einfluß der Stirnplattendicke auf die Höhe der Schraubenspannungen ermittelt werden. Insbesondere war die Höhe der Biegespannungsanteile bei allen berechneten

Systemen stark von der Stirnplattendicke abhängig. Erwartungsgemäß war die Lage der Kontaktzonen von großem Einfluß, das Modell mit anfänglicher Kontaktzone am Steg (belassener Schweißverzug) erwies sich als besonders günstig. Die Größe der Kontaktzone war hingegen von geringem Einfluß. Bei einer auf die Sollvorspannkraft bezogenen äußeren schwingenden Last ist der Schraubendurchmesser praktisch ohne Einfluß.

Für den realen Stirnplattenstoß wurden zunächst die Schraubenspannungen für die ideal ebene Stirnplatte berechnet und zwar für drei Typen, stellvertretend für gedrungene, für hohe und breite und hohe und schmale Profilformen.

Für die Untersuchung der Auswirkung einer unterschiedlichen Lage der Kontaktzone wurden ebenfalls diese drei Profilformen gewählt. Es wurden Stirnplattenstöße mit einem schematisiertem belassenem Schweißverzug zugrundegelegt und die Kontaktzonenlagen variiert. Ausgehend von einer mittigen Lage der Kontaktzone, bei der die Mittellinie des Zugflansches auf der Mittellinie der anfänglichen Kontaktzone lag, wurden noch ausmittige Fälle untersucht, bei denen die Lagen der Kontaktzonen um ein Drittel der Zugflanschdicke nach oben und unten verschoben wurden. Die Ergebnisse nach der Methode der finiten Elemente wurden mit den gemessenen Spannungen der statischen Meßversuche verglichen und ein entscheidender Einfluß der Lage der Kontaktzonen auf die Höhe der Schraubenspannungen festgestellt.

Ein Ergebnis des Forschungsvorhabens ist, daß die Bemessung eines Stirnplattenstoßes unter schwingender Biegemomentenbeanspruchung nicht, wie es in den zur Zeit gültigen Normen, z. B. DIN 18800 Teil 1, für statische Last beschrieben wird, mit dem symmetrischen T-Stoß durchgeführt werden kann. Aus praktischen und wirtschaftlichen Gründen sind für schwingende Beanspruchung nur Stirnplattenstöße mit belassenem Schweißverzug zu empfehlen, da die ideal ebenen Platten in der Herstellung teuer und hinsichtlich der Dauerfestigkeit weniger günstig sind. Die Tragwirkung der Stirnplatte mit belassenem Schweißverzug wird aber durch das übliche T-Modell nicht richtig beschrieben.

Das Stirnplattensystem mit belassenem Schweißverzug hat zunächst nur im Bereich der Flansche Kontakt. Lediglich am Stirnplattenrand bilden sich eventuell weitere Kontaktzonen, wenn der Überstandsbereich durch die Vorspannkraft der Schrauben beigezogen werden kann. Im Unterschied zum konkav gekrümmten Stirnplattensystem tritt beim konvex gekrümmten, also bei belassenem Schweißverzug, unter äußerer Belastung keine nennenswerte Abstützkraft auf. Die Zugkräfte im Zugflansch führen zu

einer Entlastung der gedrückten mittigen Kontaktzone. Solange die Kräfte im Zugflansch geringer sind als die Summe der Vorspannkräfte der vier Schrauben am Zugflansch, erhalten die Schrauben nur sehr geringe Zusatzkräfte aus der äußeren Last.

Bei dem System mit belassenem Schweißverzug ist die genaue Lage der Kontaktzone von großem Einfluß. An der Aufnahme des Momentes aus einer Ausmitte der Kontaktzone gegenüber der Flanschebene sind die Schrauben erheblich beteiligt. In diesem Forschungsbericht wurde dargelegt, daß die mögliche Größe der Ausmitte mit $t/3$ (t = Flanschdicke) sinnvoll einzugrenzen ist. Für die drei unterschiedlichen Profilformen wurden die mittige Kontaktzonenlage sowie die zum Steg und zum Überstand um jeweils $t/3$ verschobenen Lagen der Kontaktzone untersucht. Die Größe der äußeren Last wurde über Faktoren κ auf die Sollvorspannkraft bezogen. Die durchgeführten Berechnungen zeigten, daß unabhängig von der Profilform die näher an der verschobenen Kontaktzone angeordneten Schrauben im interessierenden Lastbereich fast gänzlich entlastet wurden, während die gegenüberliegenden Schrauben entsprechend höhere Spannungen aufwiesen. Die Beanspruchung der Schrauben bei ideal mittiger Lage der Kontaktzone war jeweils ziemlich gleichmäßig. Der entscheidende Einfluß der Ausmitte der Kontaktzone auf die Höhe der Schraubenspannungen konnte durch den Vergleich mit den gemessenen Spannungen statischer Meßversuche bestätigt werden. Da die Schwingbreite der Spannung bei um nur $t/3$ ausmittiger Lage der Kontaktzone etwa doppelt so hoch ist wie bei mittiger Lage, kann bei belassenem Schweißverzug die mögliche Ausmitte der Kontaktzone für die Bemessung der Schrauben nicht vernachlässigt werden.

Für die untersuchten mittigen und ausmittigen Stirnplattenstoßsysteme wurden die maximalen Schwingbreiten der Spannung in der Schraube berechnet. Die Axial- und Biegespannungsanteile wurden in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2230 auf den Kernquerschnitt bezogen und addiert. Wegen eines möglichen zur Stegebene unsymmetrischen Zustandes der Kontaktzone und weiterer Einflüsse aufgrund von Unebenheiten der Stirnplatten wurde vorgeschlagen, diese Streuungen durch einen Erhöhungsfaktor für die berechneten Spannungen von 1,33 zu erfassen. Die so ermittelten Spannungen wurden den zulässigen Schwingbreiten der Spannung nach Eurocode 3 gegenübergestellt. So wurde eine Bemessungslinie für den unteren Bereich der Zeitfestigkeit bis zur Dauerfestigkeit gefunden.

Die Überprüfung des Bemessungsverfahrens erfolgte anhand der Gegenüberstellung der berechneten Zeit- und Dauerfestigkeitslinien von drei Stirnplattenstößen mit den Ergebniswerten von Dauerschwingversuchen mit Stirnplattenstößen der gleichen Abmessungen.

Das vorgestellte Bemessungsverfahren bietet den Vorteil, daß die aus der Zerlegung des äußeren Momentes in ein Kräftepaar berechneten Schraubenkräfte direkt mit zulässigen Schraubenkräften verglichen werden können, die mit $0,25 F_V$ bei $2 \cdot 10^6$ Lastspielen ermittelt wurden. Bei Beachtung der Anwendungsvoraussetzungen werden die zulässigen Schwingbreiten der Spannung in der Schraube nach Eurocode 3 eingehalten. Die Biegespannungen in der Schraube werden dabei ausreichend berücksichtigt.

Literaturverzeichnis

- [1] Bathe, K. J.:
Finite-Element-Methoden. Deutsche Übersetzung von P. Zimmermann.
Springer Verlag, 1986
- [2] Beitz, W., Küttner, K.-H. (Hrsg.):
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 14. Auflage,
Springer Verlag, 1981
- [3] Bouwman, L.P.:
Fatigue of bolted connections and bolt loaded in tension,
Stevin Laboratory Delft, Report 6-79-9
- [4] DAST-Richtlinie 010: Anwendung hochfester Schrauben im Stahlbau,
Richtlinie, Juni 1976
- [5] Deutsche Institut für Normung e. V. (Hrsg.):
DIN ISO 898 Teil 1: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen, Schrauben, Januar 1989
DIN ISO 3800 Teil 1: Verbindungselemente mit Gewinde,
Dauerschwingversuche unter Zugschwellbeanspruchung, März 1978
DIN 4132: Kranbahnen, Stahltragwerke - Grundsätze für Berechnung,
bauliche Durchbildung und Ausführung, Ausgabe Febr. 1980
DIN 15 018 Teil 1: Krane; Grundsätze für Stahltragwerke, Berechnung,
Nov. 1984
DIN 18 800 Teil 1: Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion, März 1981
DIN 18 800 Teil 1: Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion, Nov. 1990
DIN 18 800 Teil 7: Stahlbauten; Herstellen, Eignungsnachweise zum
Schweißen, Mai 1983
- [6] DS 804: Vorschrift für Eisenbahnbrücken und sonstige Ingenieurbauwerke 1983
- [7] ECCS - Technical Committee 10 - Bolted and Welded Connections:
European Recommendations for bolted connections in structural
steelwork, Publication No 38, 4th Edition, Brüssel, März 1985
- [8] EKS - Technische Kommission 6, Ermüdung:
Empfehlungen für die Bemessung und Konstruktion von ermüdungsbeanspruchten Stahlbauten, Nr. 43, Zürich, 1987
- [9] Eurocode 3: Design of Steel Structures; Part 1 - General Rules and Rules
for Buildings. Edited draft, Brüssel, April 1990
- [10] Fisher, J. W. , Kulak G. L., Struik, J. H. A.:
Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, Second Edition,
John Wiley & Sons, New York 1987
- [11] Jenkins, W. M. , Tong, C. S., Prescott, A. T.:
Moment-transmitting endplate connections in steel construction,
and a proposed basis for flash endplate design,
The Structural Engineer, Vol. 64A, Nr. 5 May 1986, S. 121 - 132
- [12] Kosteas, D.:
Grundlagen für Betriebsfestigkeitsnachweise, Stahlbau-Handbuch, S. 585ff,
Köln, Stahlbau Verlags-GmbH, 1982

- [13] Lacher, G., Kießlich, H. P.:
Zur Bemessung von hochfesten, vorgespannten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen unter äußerer Zug-Schwellbelastung, Literaturstudie, Inst. f. Stahlbau, Universität Hannover 1982
- [14] Lacher, G., Kießlich, H. P.:
Dauerschwingversuche als Grundlage zur Bemessung von hochfesten axial beanspruchten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen, Forschungsbericht, Universität Hannover 1984
- [15] Lacher, G.:
Zeit- und Dauerfestigkeit von schwarzen und feuerverzinkten hochfesten Schrauben M 20 der Festigkeitsklasse 10.9 unter axialer Beanspruchung Bauingenieur 61 (1986), S. 227-233
- [16] Lacher, G.:
Dauerschwingversuche an axialbeanspruchten Schrauben 10.9 in T-Verbindungen, Der Stahlbau 56 (1987), S. 257 - 266
- [17] Lacher, G., Hedenkamp, A.:
Schwingversuche an biegesteifen Stirnplattenverbindungen der Profile IPE 400, IPE 600 und HEB 400, HEB 600 unter Biegemomentenbeanspruchung (1. Teilprogramm, Versuche an den 600er Profilen), Schlußbericht zum Forschungsvorhaben AIF 6902, Inst. f. Stahlbau, Univ. Hannover 1989
- [18] Lacher, G., Hedenkamp, A.:
Weiterführung der Dauerschwingversuche an einem biegesteifen Stirnplattenstoß für das Profil HEB 600 unter Biegemomentenbeanspruchung, Schlußbericht zum Forschungsvorhaben AIF 8326, Inst. f. Stahlbau, Universität Hannover 1991
- [19] Palme, E.:
Schraubenkräfte in Kopfplattenstößen, Der Bauingenieur 49 (1974), S. 394 - 396
- [20] Petersen, Ch.:
Stahlbau, 1. Aufl. 1988, Vieweg-Verlag, Braunschweig
- [21] Scheer, J., Peil, U., Nölle, H.:
Schrauben mit planmäßiger Biegebeanspruchung, Der Stahlbau 57 (1988), S. 237-245
- [22] Solvia Engineering AB
SOLVIA-PRE 90 Users Manuel for Stress Analysis, Report SE 90 - 1, September 1989
- [23] Solvia Engineering AB
SOLVIA-POST 90 Users Manuel for Display and Post-Processing of SOLVIA and SOLVIA-TEMP Results, Report SE 90 - 2, September 1989
- [24] Stark, J., Bijlaard, F., Sedlacek, G.:
Bolted and welded connections in steel structures, in: Connections in Steelstructures. London and New York, Elsevier Applied Science 1988

- [25] Steinhardt, O., Möhler, K.:
Versuche zur Anwendung vorgespannter Schrauben im Stahlbau,
II. Teil. Berichte des DAST, Heft 22, Köln 1959.
III. Teil. Berichte des DAST, Heft 24, Köln 1962
- [26] Thomsen, K., Agerskov, H.:
Versuche zur Ermittlung des Tragverhaltens von Kopfplattenstößen
in biegebeanspruchten gewalzten IPE- und HEB-Profil-Trägern,
Der Stahlbau 42 (1973), S. 236 - 246
- [27] Typisierte Verbindungen im Stahlhochbau, 2. Aufl., Stahlbau-Verlags GmbH,
Köln 1978
- [28] Valtinat, G.:
Schraubenverbindungen, Stahlbau-Handbuch, S. 402ff,
Köln, Stahlbau Verlags-GmbH, 1982.
- [29] VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter
Schraubenverbindungen, zylindrische Einschraubenverbindungen,
Blatt 1, VDI-Richtlinie Juli 1986
- [30] Zienkiewicz, O. C.:
Methode der finiten Elemente, 2. Aufl., Hanser Verlag München 1984

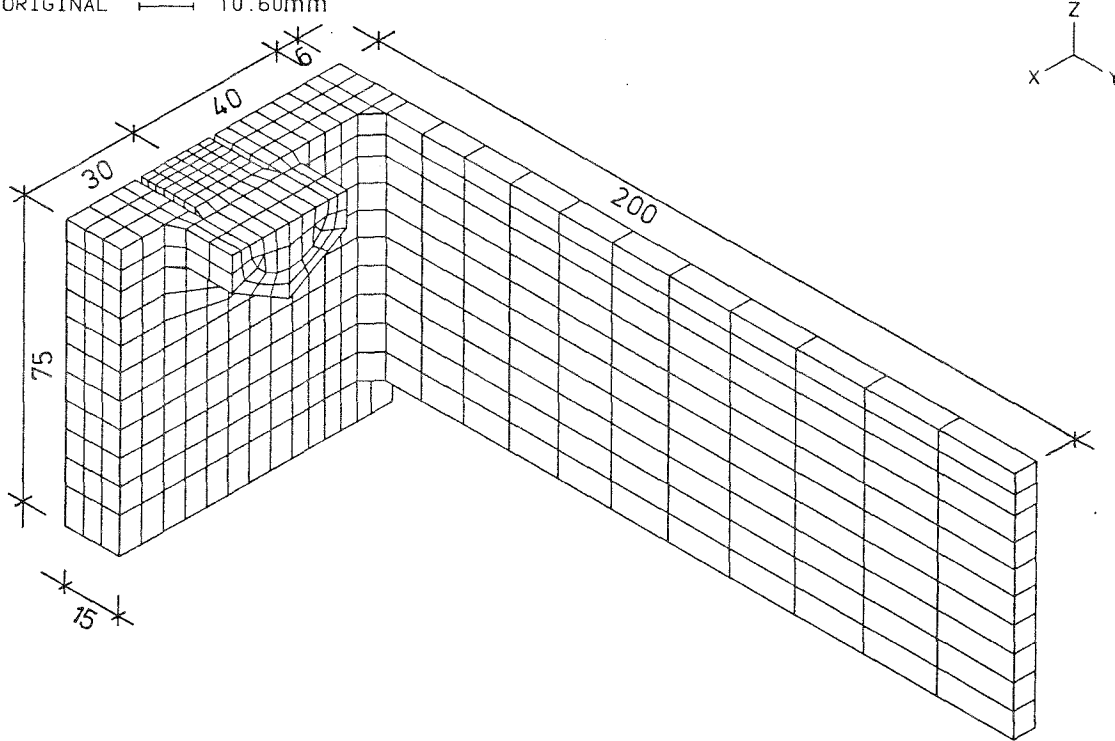
Forschungsvorhaben Az. IV 1-5-537/88

Anlagen

zum Schlußbericht

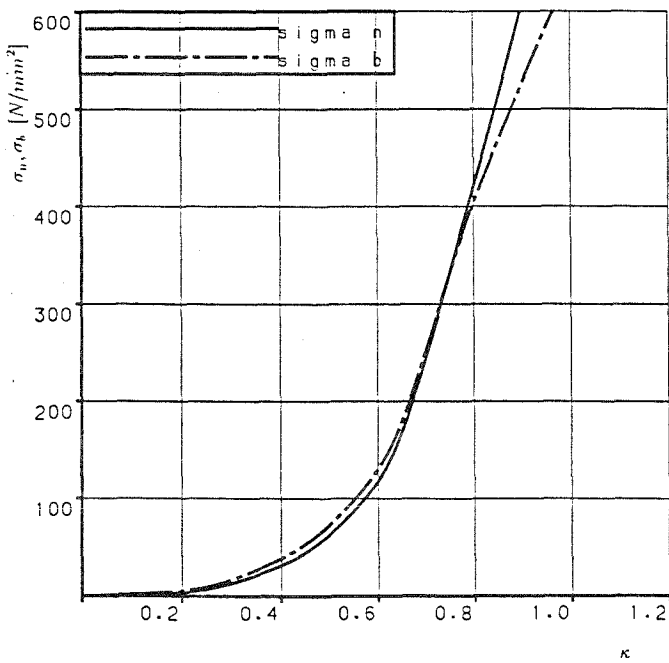
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE ($d_p = 15 \text{ mm}$)

ORIGINAL \longrightarrow 10.60mm M20 10.9

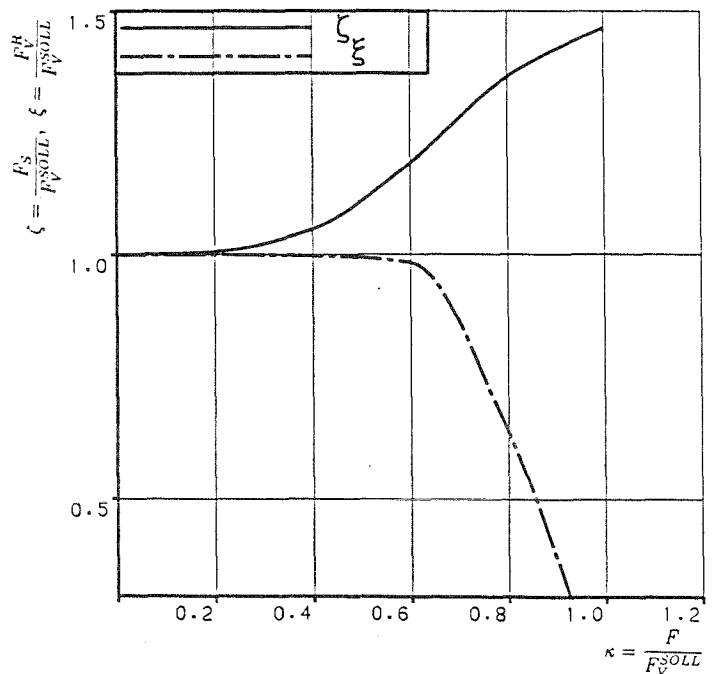


SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_E1F (ebene Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ



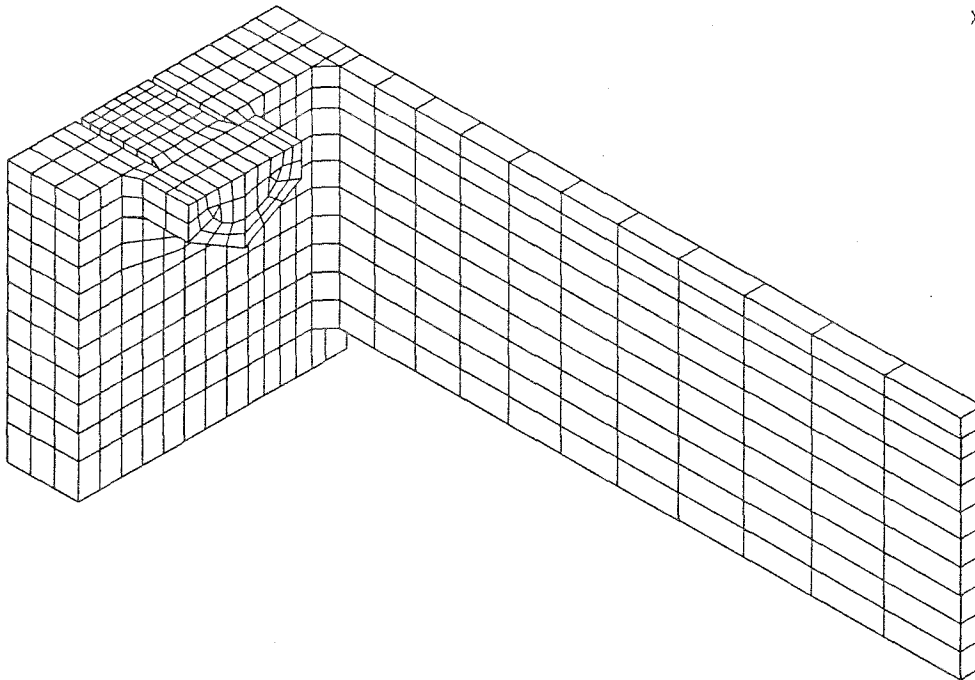
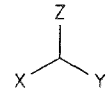
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_E1F (ebene Platte)

Schraubengröße M20
Stirnplattendicke $d_p = 15 \text{ mm}$

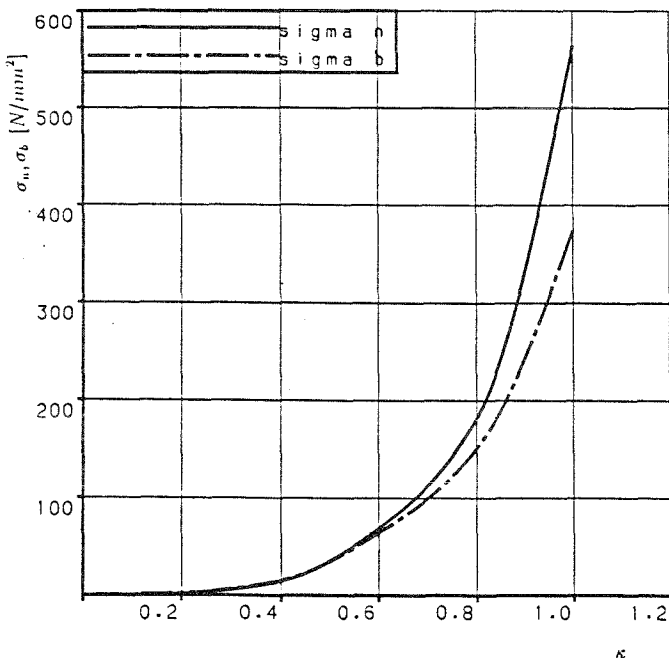
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE ($d_p = 20 \text{ mm}$)

ORIGINAL \longrightarrow 10.76

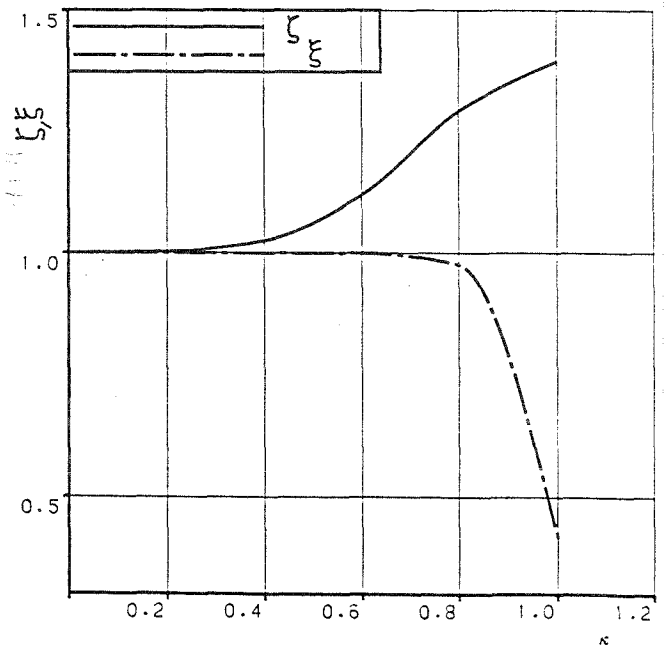


SOLVIA DRP 90

FE-Netz für das T-Modell T_E2F (ebene Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ



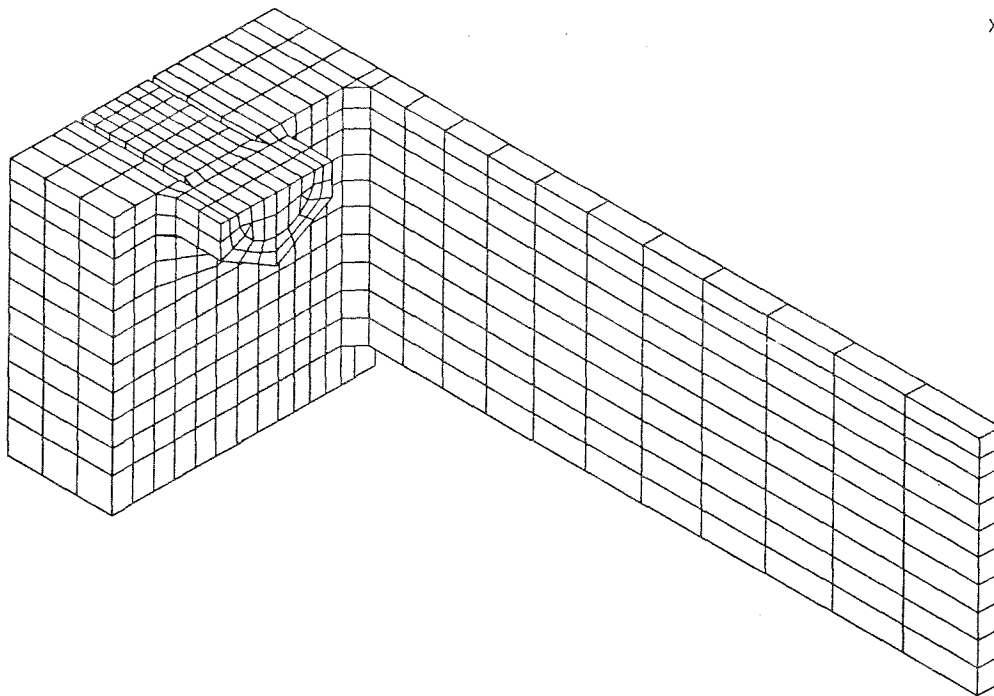
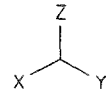
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_E2F (ebene Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20 \text{ mm}$

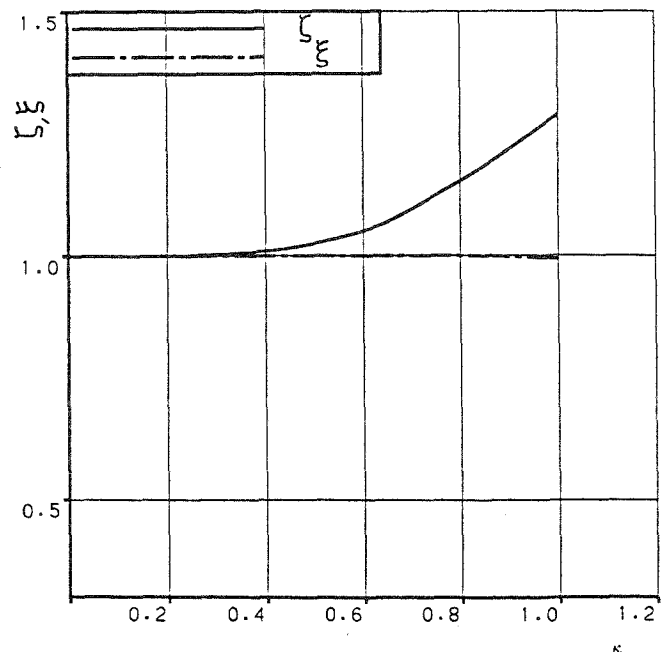
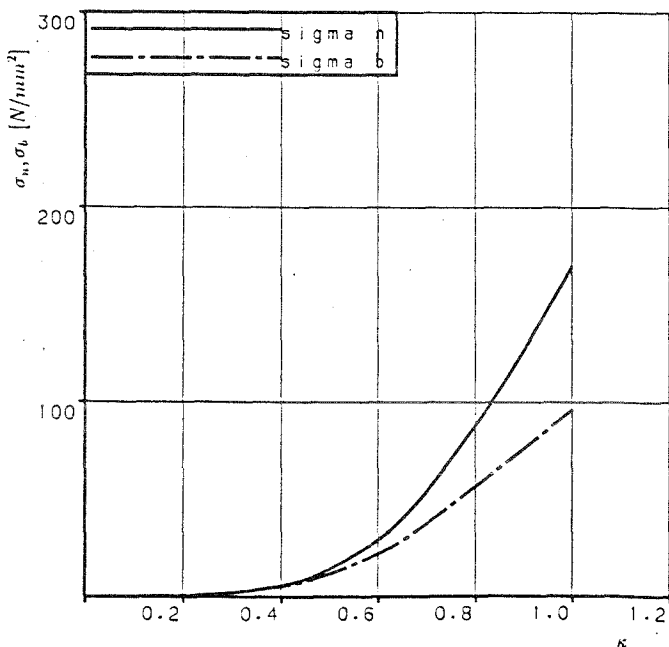
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE ($d_P = 30 \text{ mm}$)

ORIGINAL \longrightarrow 11.08



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_E3F (ebene Platte)



Axialspannung σ_a und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_E3F (ebene Platte)

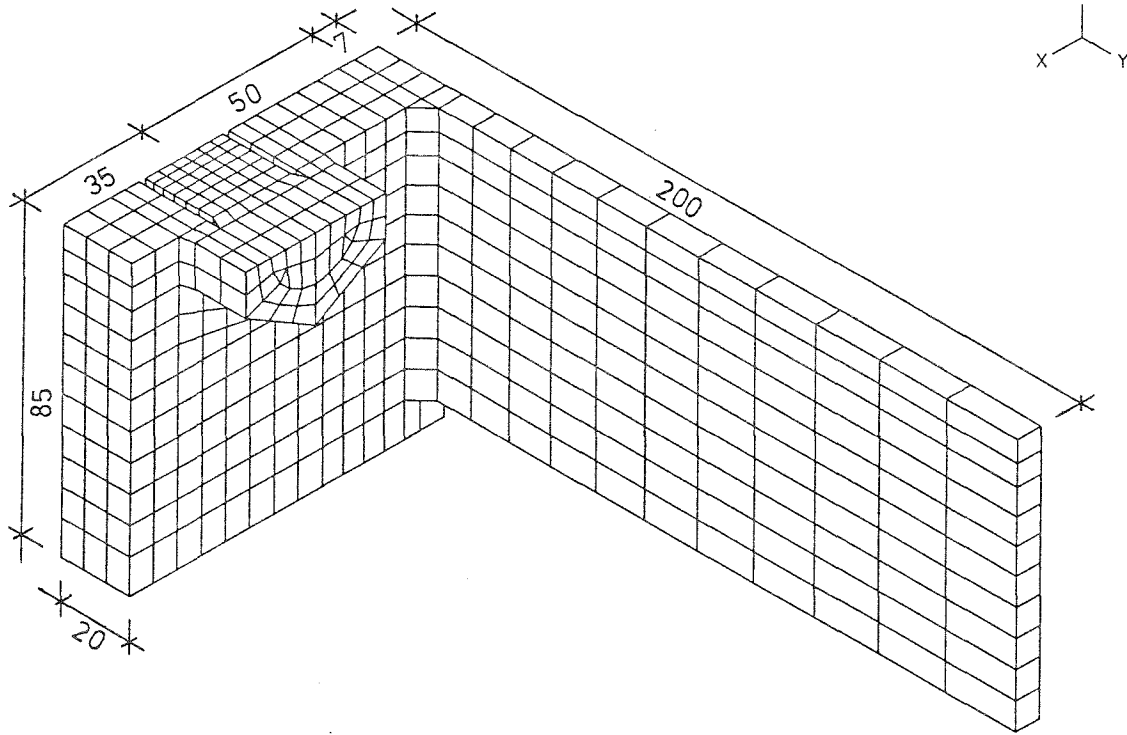
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Schraubengröße M20
Stirnplattendicke $d_P = 30 \text{ mm}$

T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 20 \text{ mm}$)

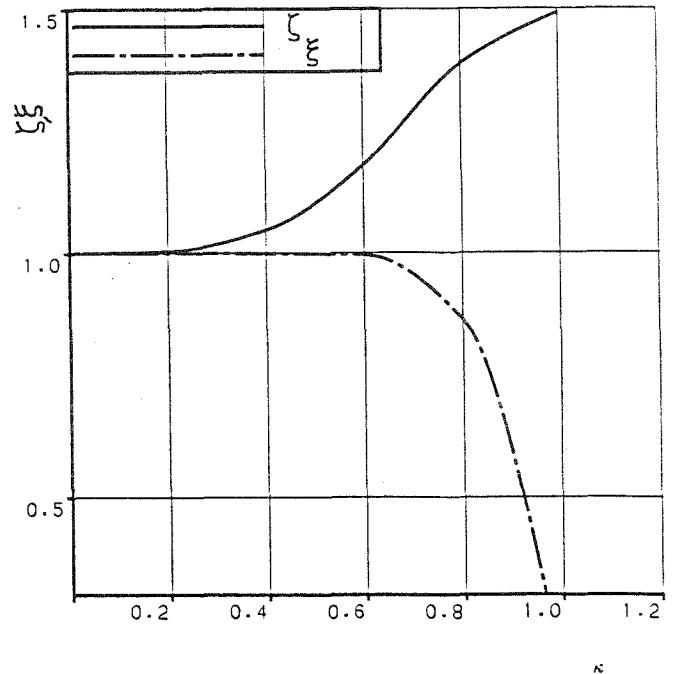
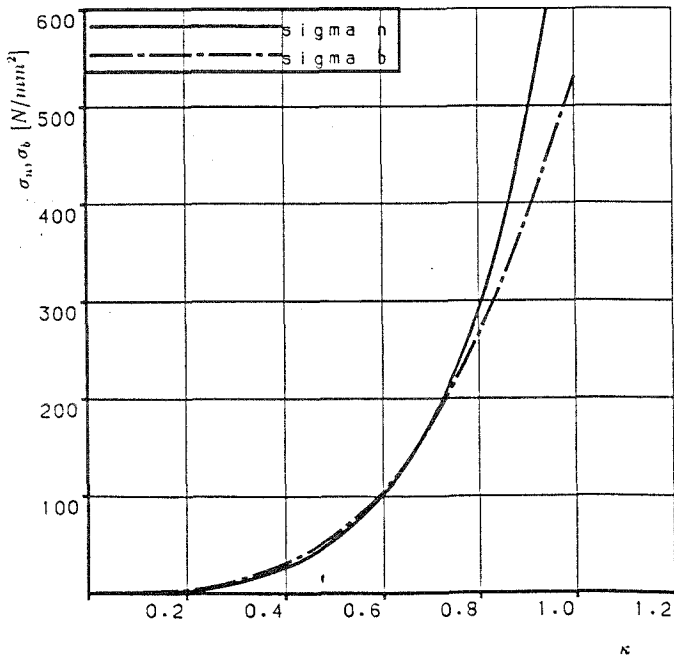
ORIGINAL $\rightarrow 11.27 \text{ mm}$

M24 10.9



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_E4F (ebene Platte)



Axialspannung σ_a und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last ξ

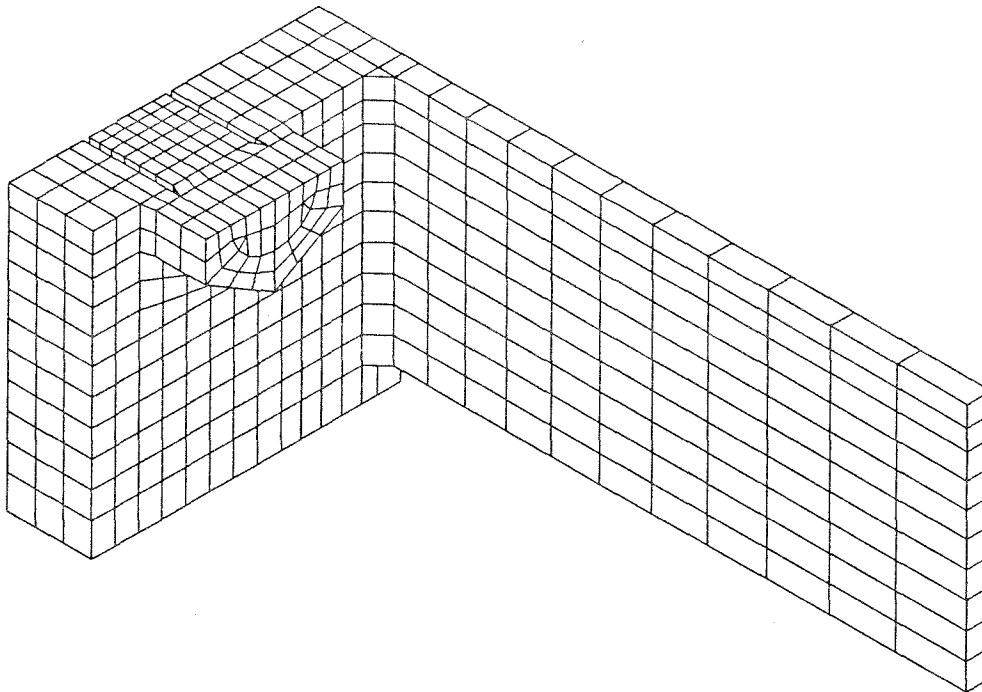
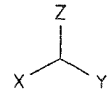
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last ξ

T-Modell T_E4F (ebene Platte)

Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 20 \text{ mm}$

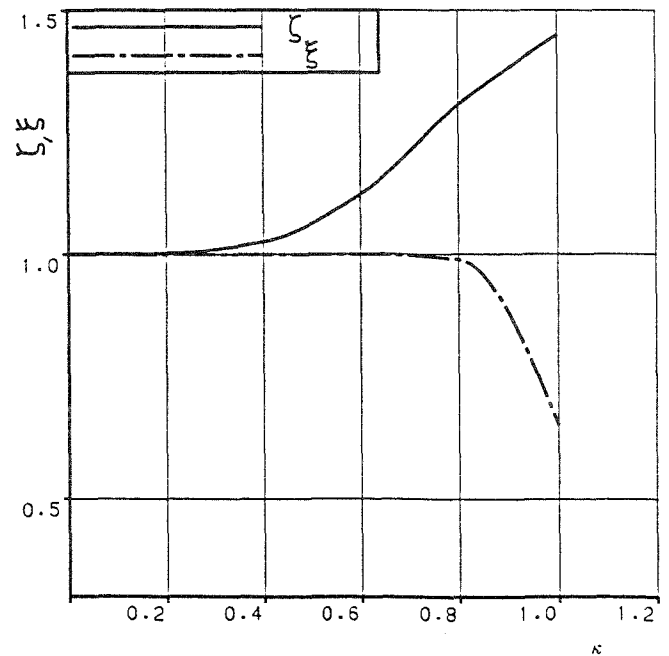
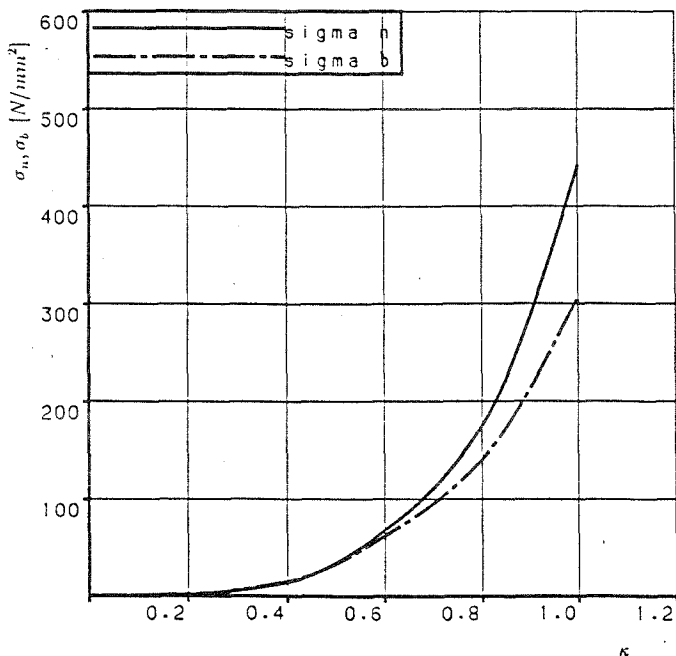
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \rightarrow 11.43



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_E5F (ebene Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

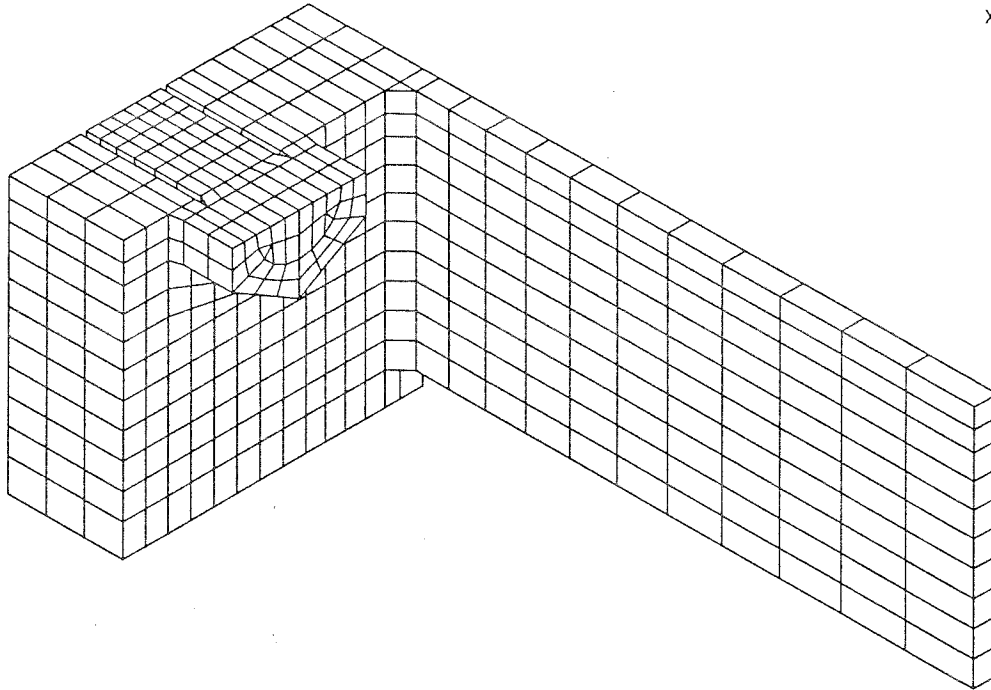
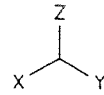
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_E5F (ebene Platte)

Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

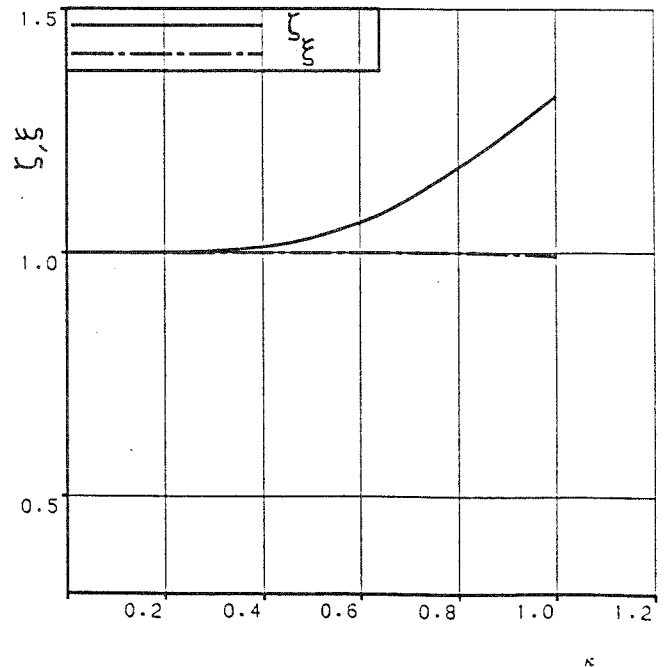
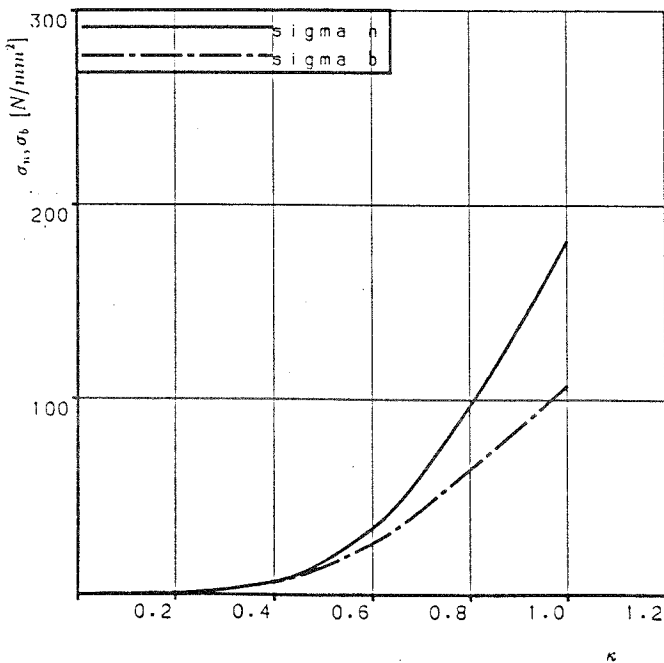
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 35$ mm)

ORIGINAL \longleftrightarrow 11.75



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_E6F (ebene Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

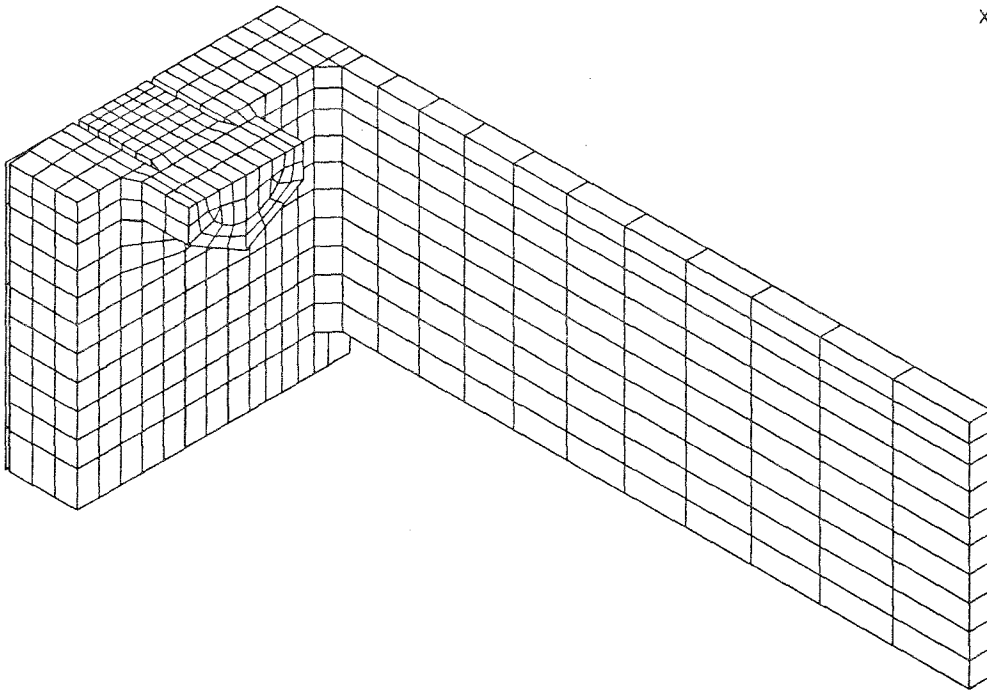
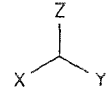
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_E6F (ebene Platte)

Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 35$ mm

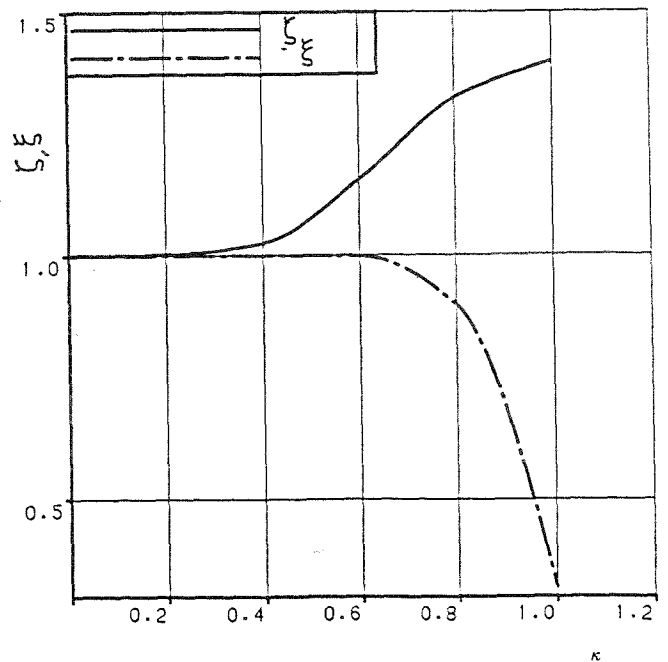
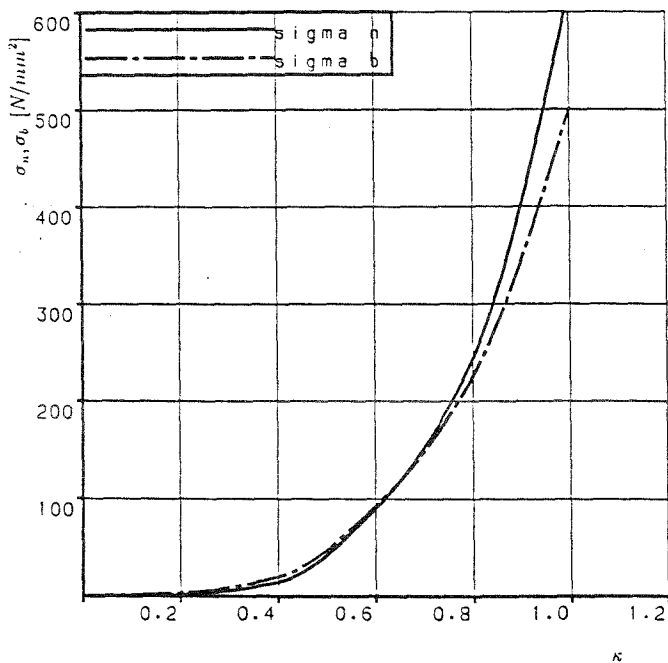
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE (mit Randschliff, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 10.76



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_R2 (Randschliff)



Axialspannung σ_a und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

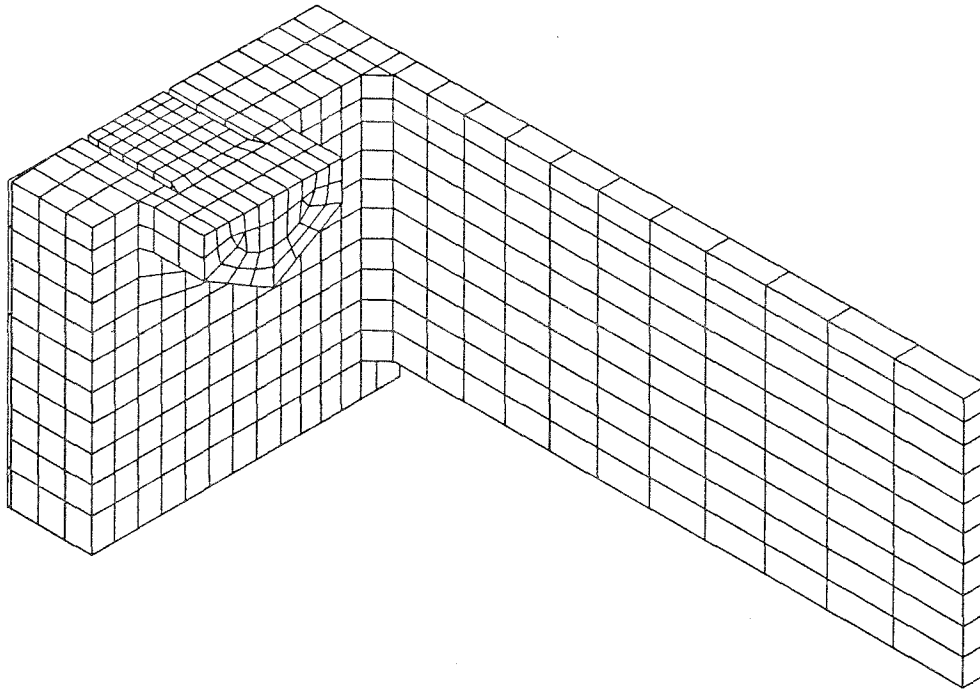
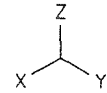
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_R2 (Randschliff)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

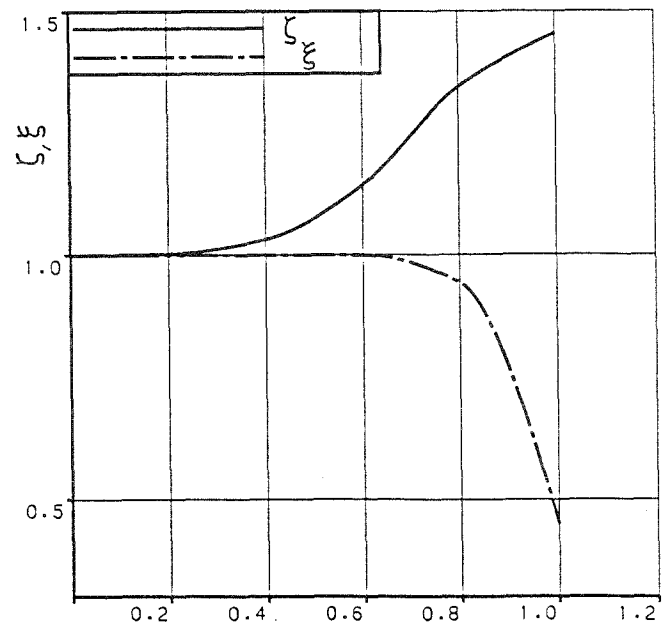
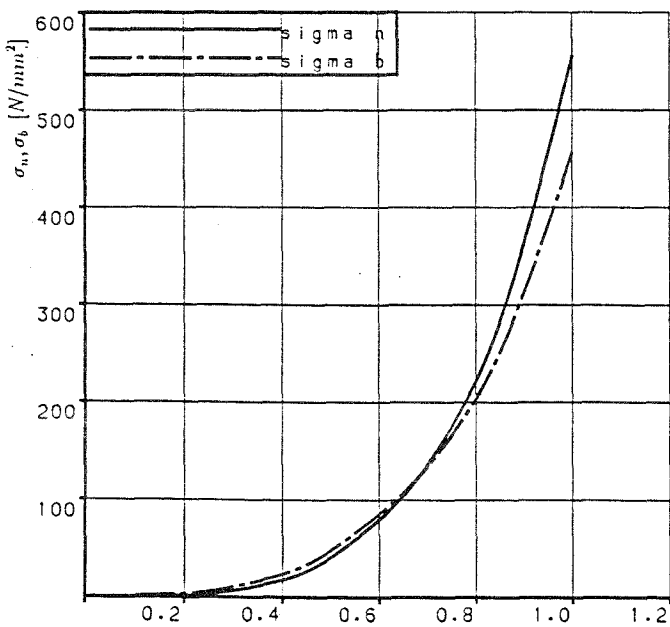
T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE (mit Randschliff, M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \rightarrow 11.43



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_R5 (Randschliff)



Axialspannung σ_n und Biege-
spannung σ_b infolge der
bezogenen äußeren Last ξ

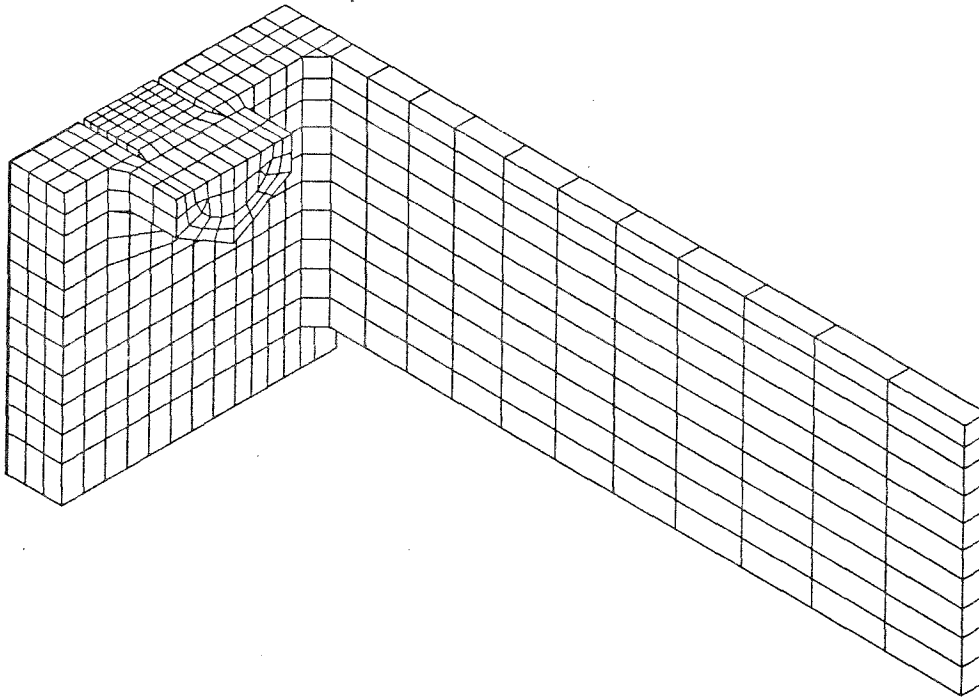
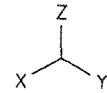
bezogene Axialzugkraft ζ und
Restvorspannkraft ξ infolge
der bezogenen äußeren Last ξ

T-Modell T_R5 (Randschliff)

Schraubengröße M24
Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

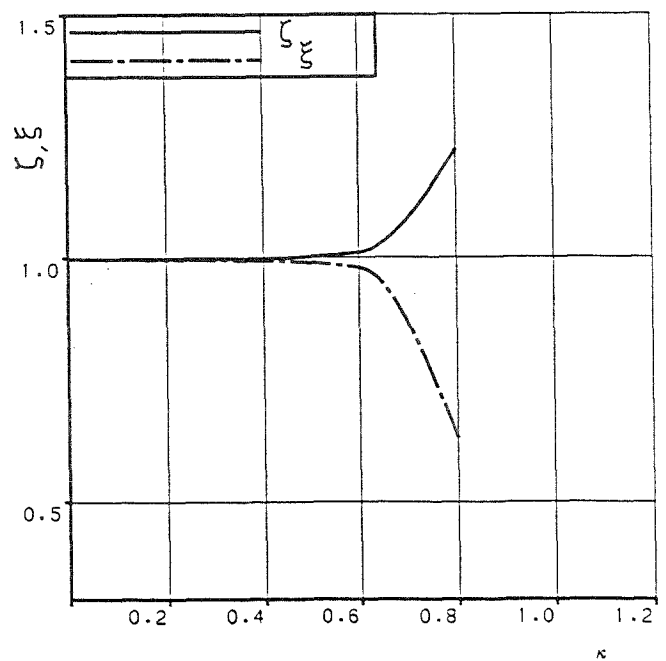
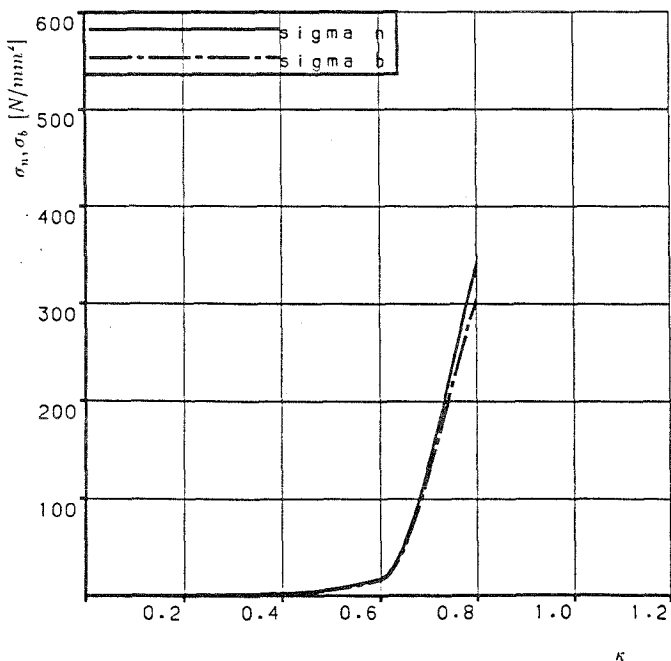
T-MODELL - KONVEXE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 15 \text{ mm}$, s)

ORIGINAL \longrightarrow 10.60



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_X1S (konvexe Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

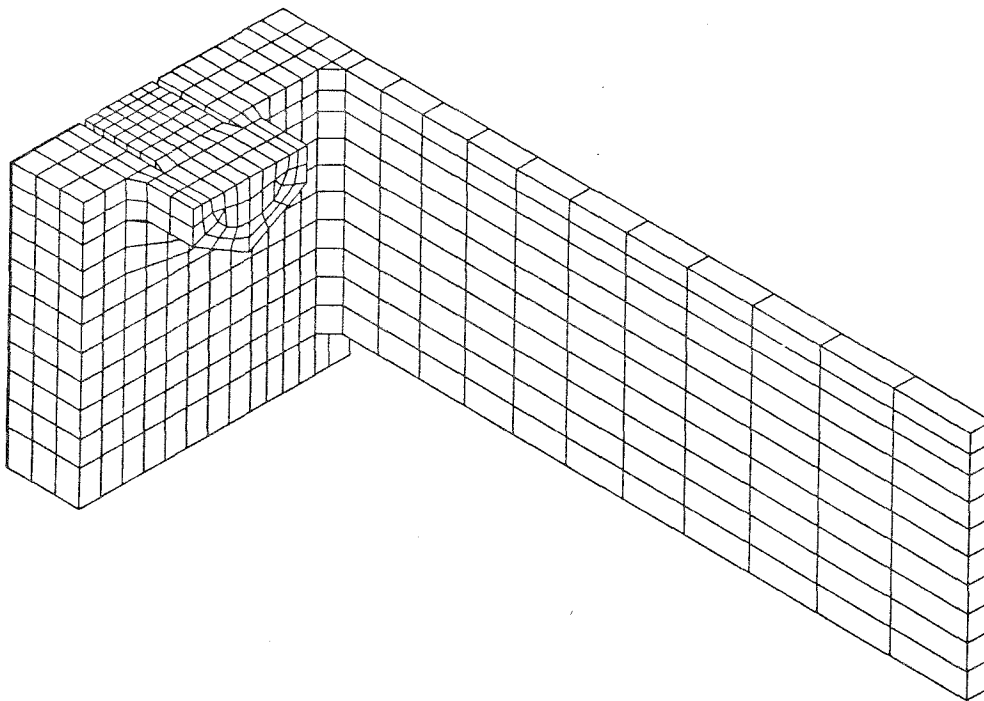
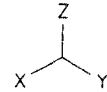
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_X1S (konvexe Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 15 \text{ mm}$, Kontaktzonenbreite $s = 12,0 \text{ mm}$

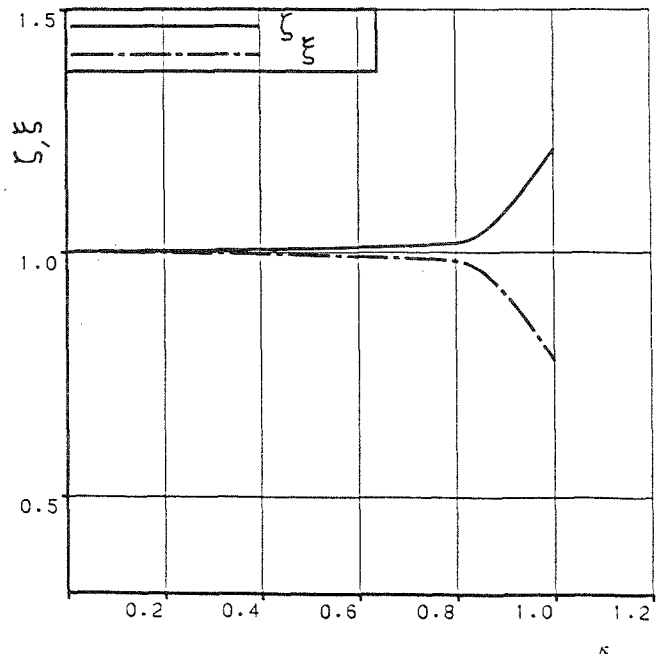
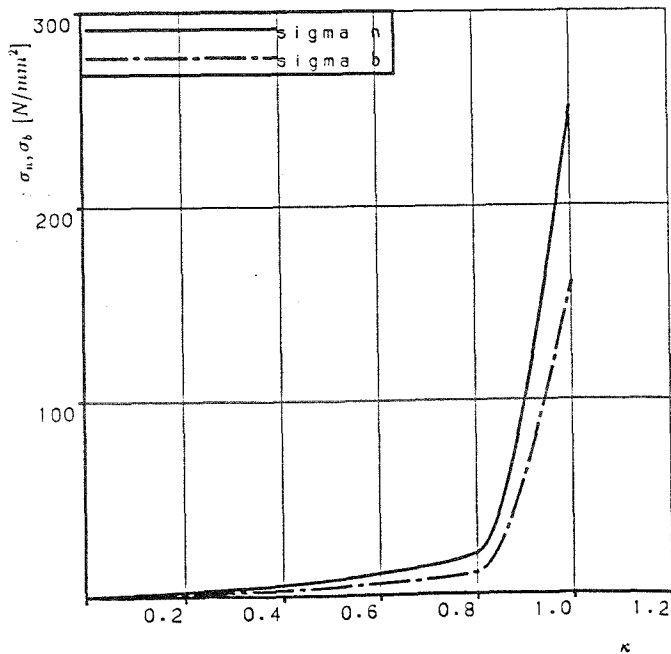
T-MODELL - KONVEXE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 20$ mm, s)

ORIGINAL \longleftarrow 10.76



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_X2S (konvexe Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

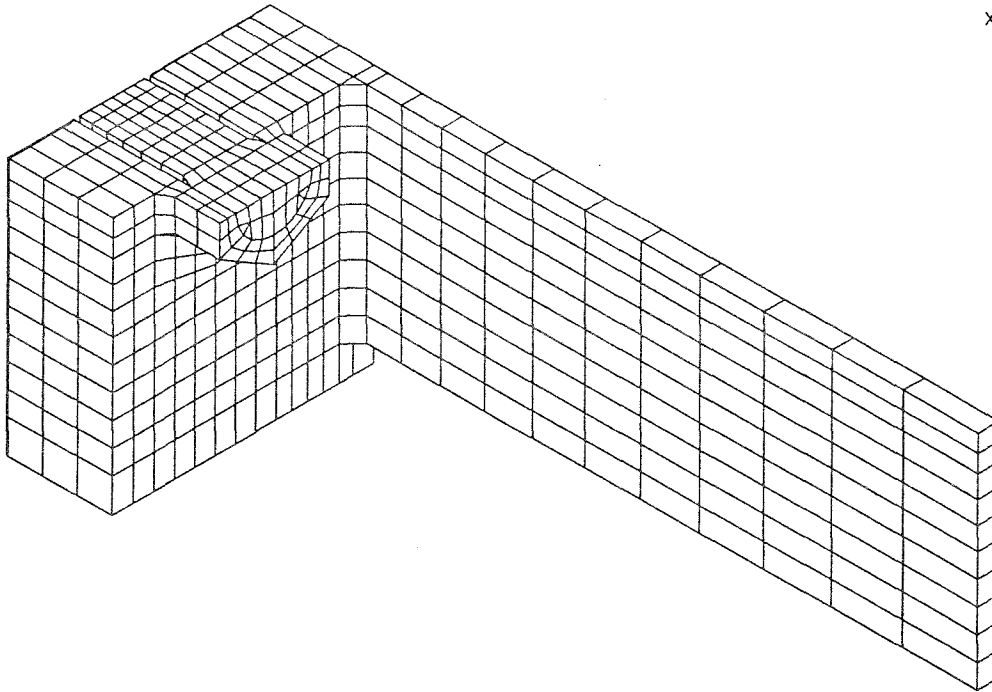
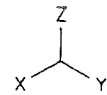
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_X2S (konvexe Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm, Kontaktzonenbreite $s = 12,0$ mm

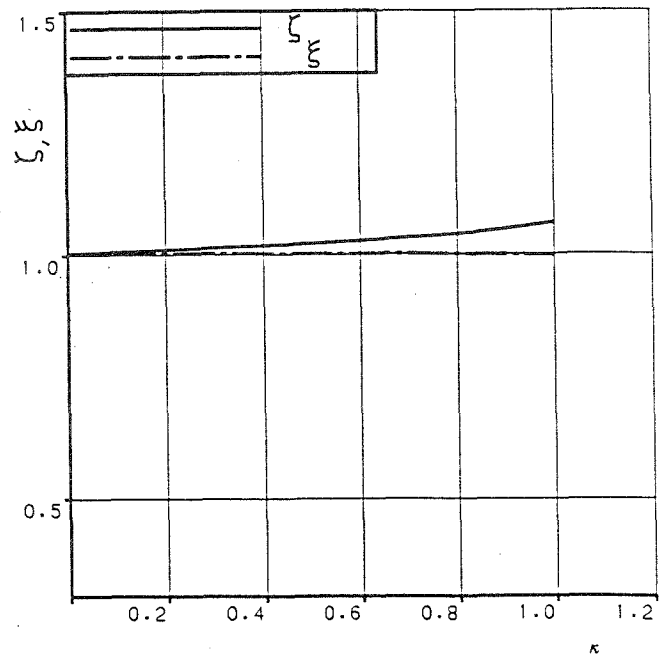
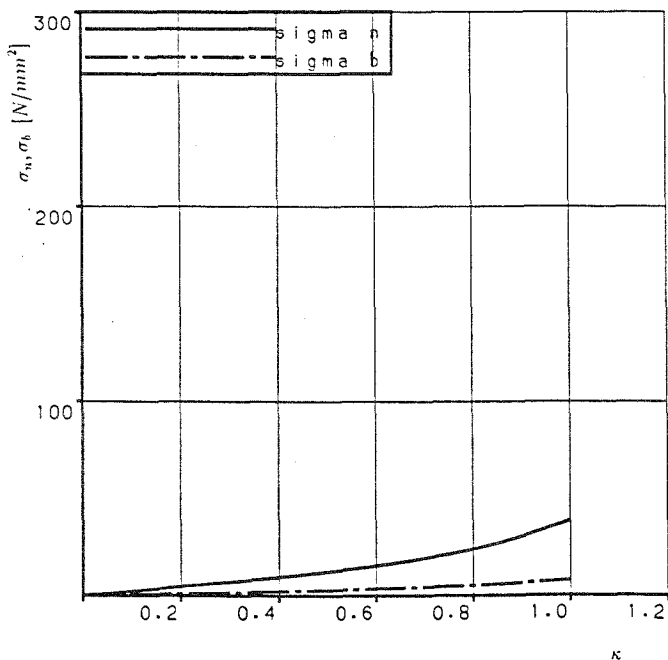
T-MODELL - KONVEXE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 30$ mm, s)

ORIGINAL \longleftarrow 11.08



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_X3S (konvexe Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

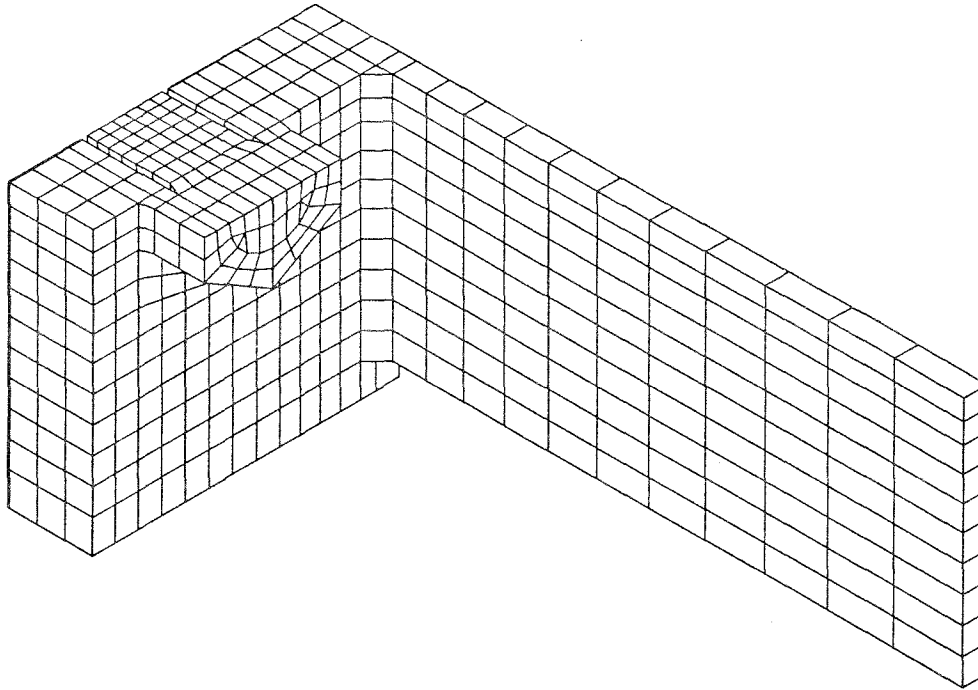
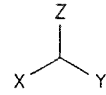
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_X3S (konvexe Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 30$ mm, Kontaktzonenbreite $s = 12,0$ mm

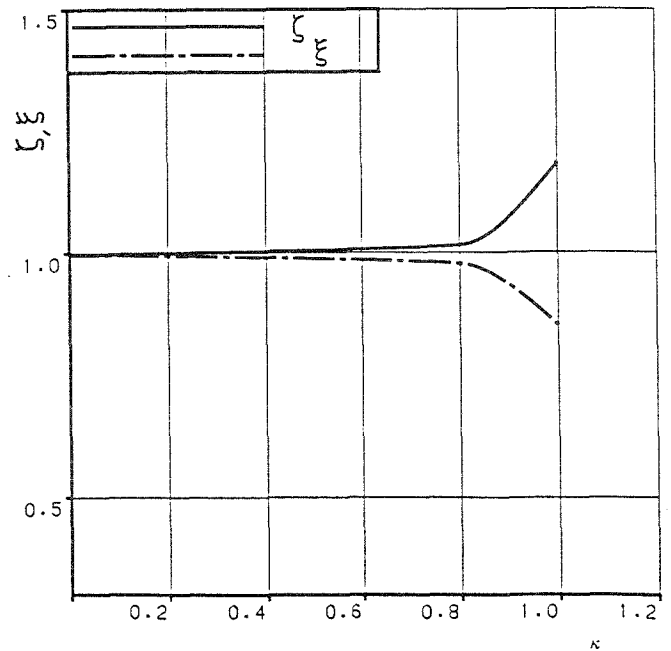
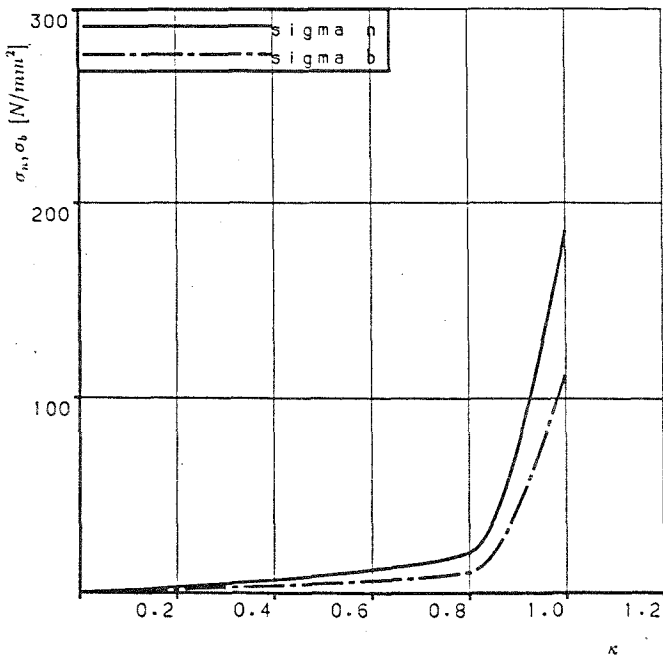
T-MODELL - KONVEXE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25 \text{ mm}$, s)

ORIGINAL \longleftrightarrow 11.43



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_X5S (konvexe Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

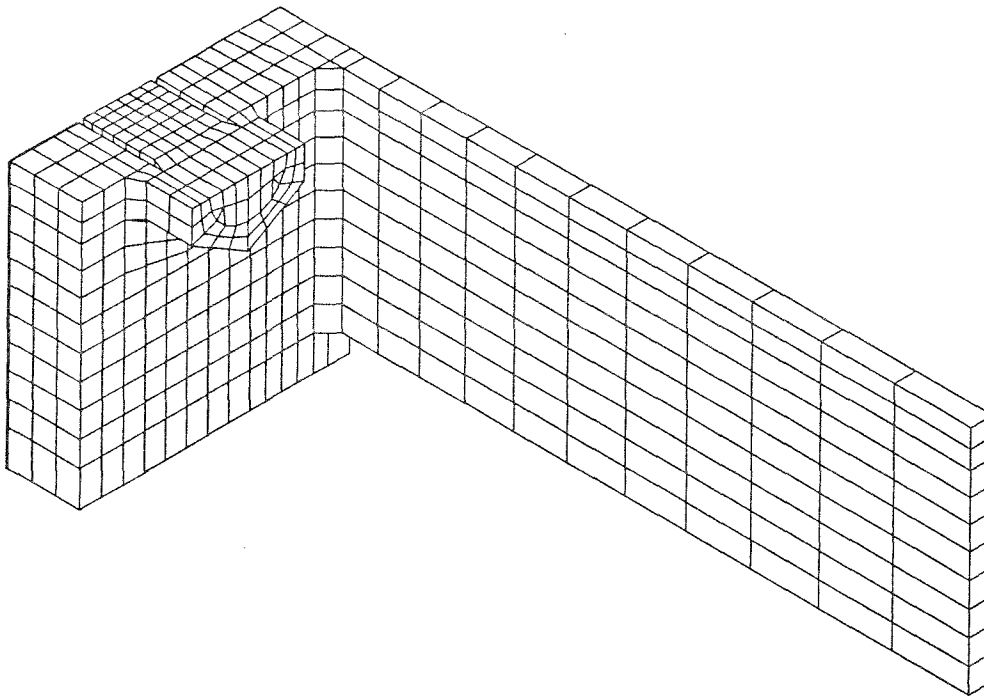
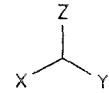
T-Modell T_X5S (konvexe Platte)

Schraubengröße M24

Stirnplattendicke $d_p = 25 \text{ mm}$, Kontaktzonenbreite $s = 14,0 \text{ mm}$

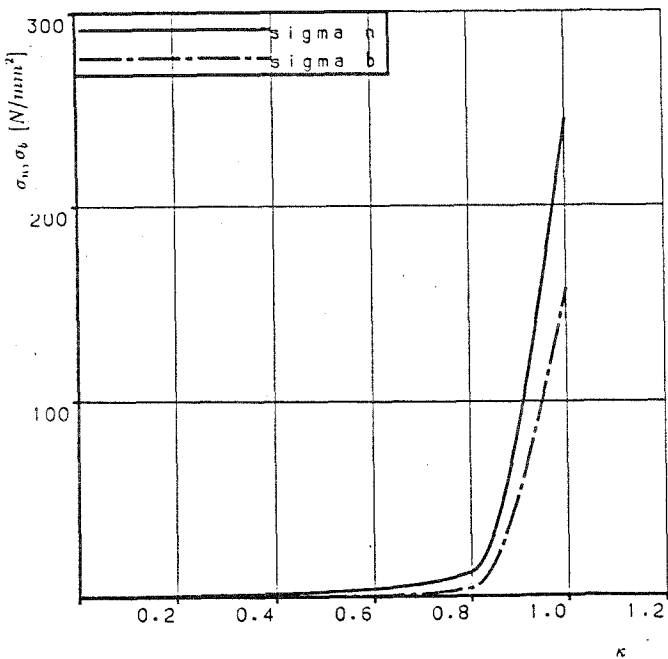
T-MODELL - KONVEXE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 20$ mm, $2s$)

ORIGINAL \longrightarrow 10.76

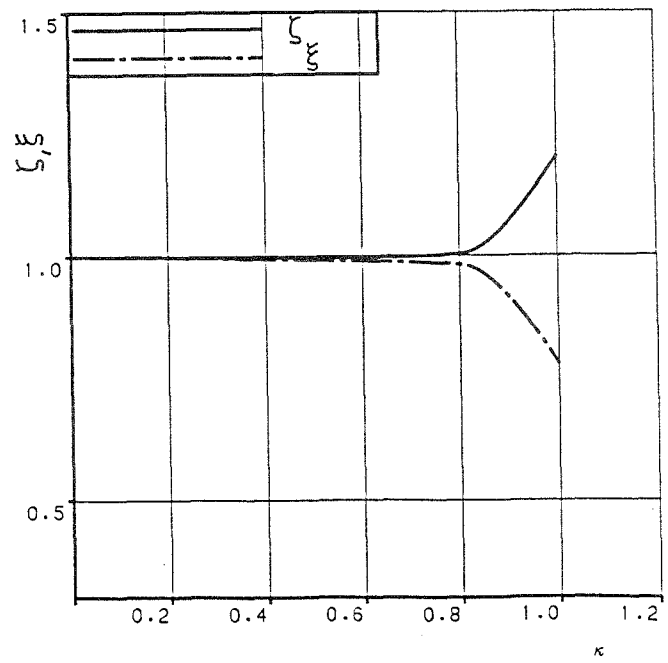


SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_X2D (konvexe Platte)



Axialspannung σ_a und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ



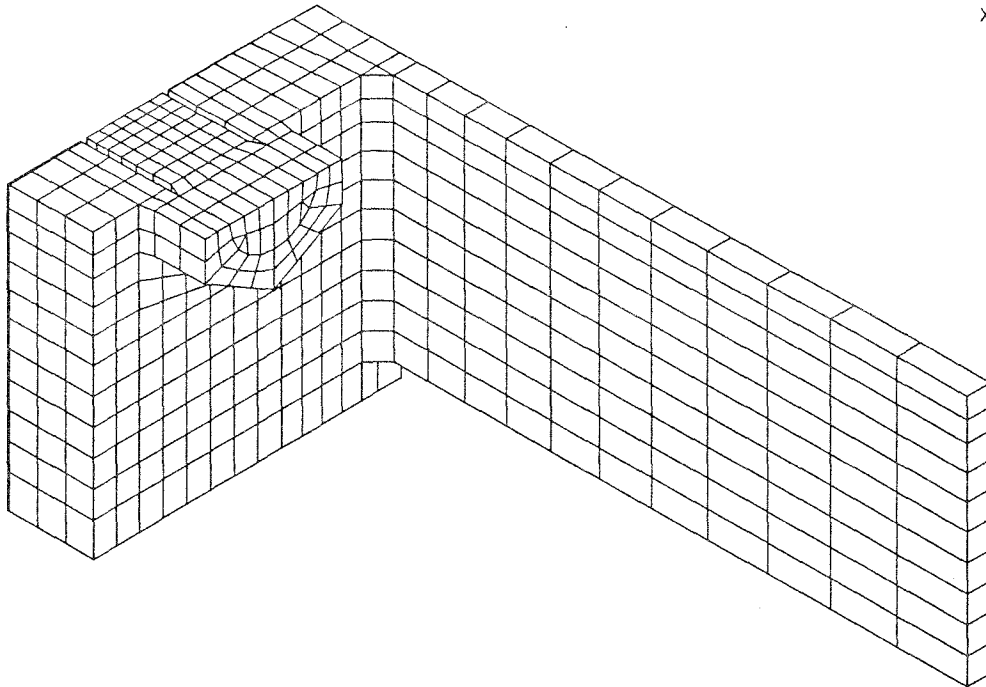
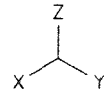
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_X2D (konvexe Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm, Kontaktzonenbreite $2s = 24,0$ mm

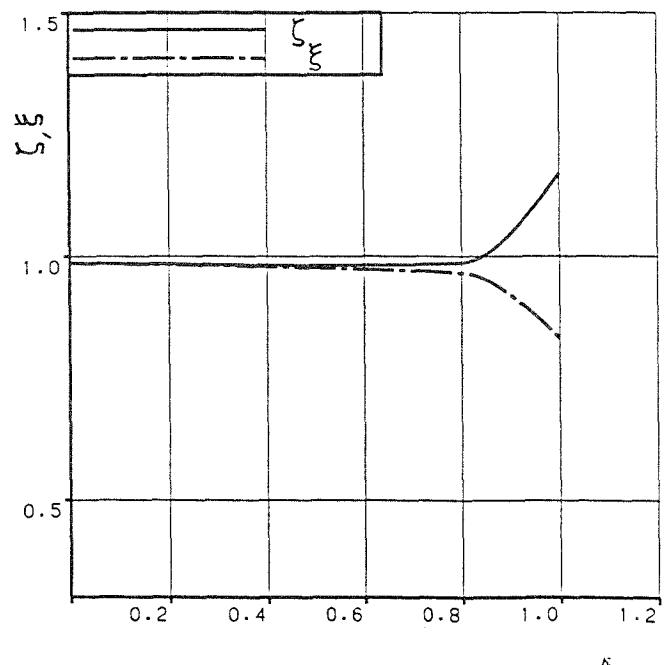
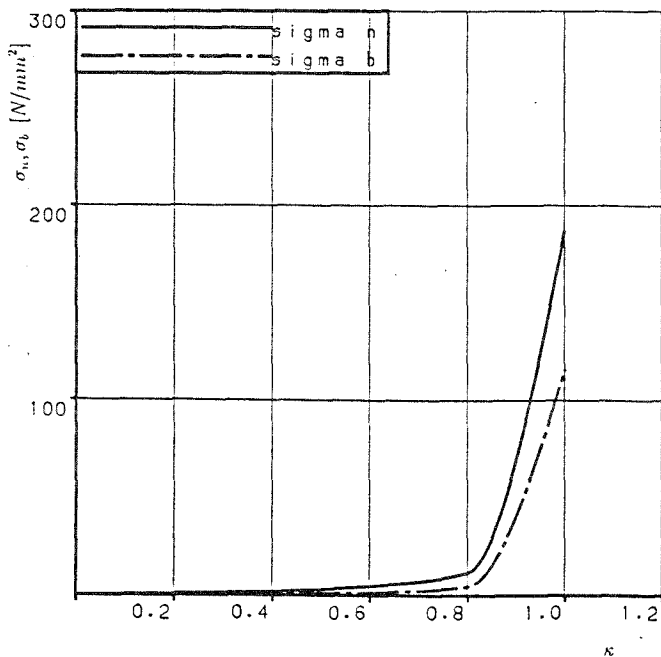
T-MODELL - KONVEXE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25$ mm, $2s$)

ORIGINAL \longleftarrow 11.43



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_X5D (konvexe Platte)



Axialspannung σ_h und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_X5D (konvexe Platte)

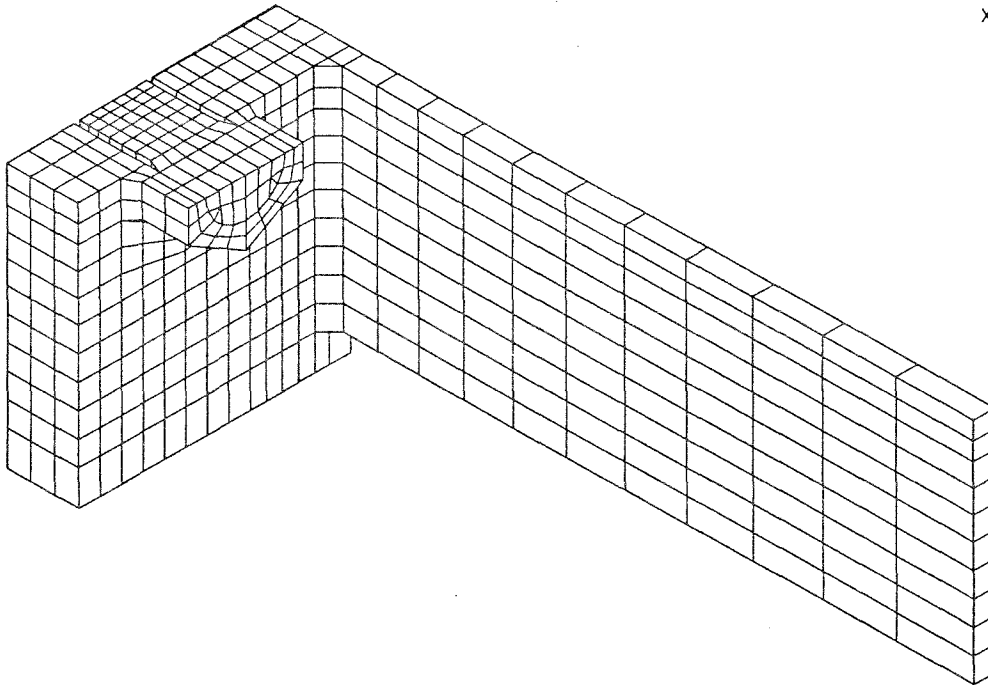
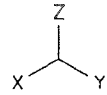
Schraubengröße M24

Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm,

Kontaktzonenbreite $2s = 28,0$ mm

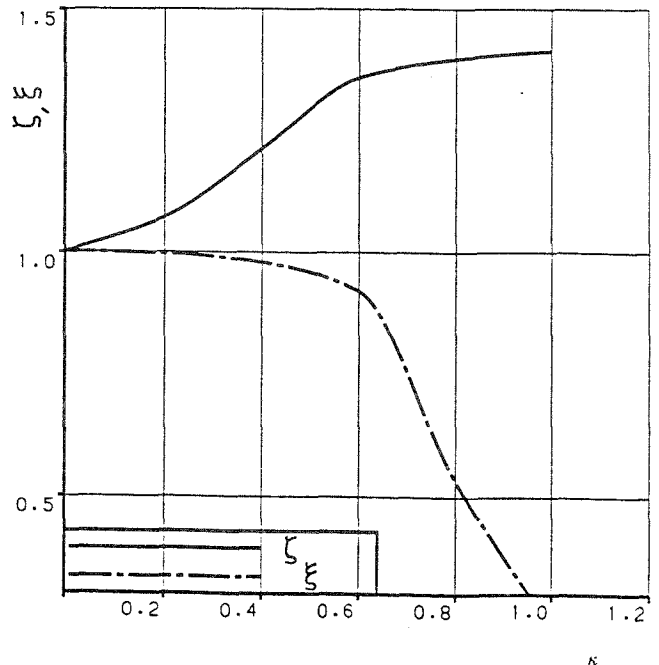
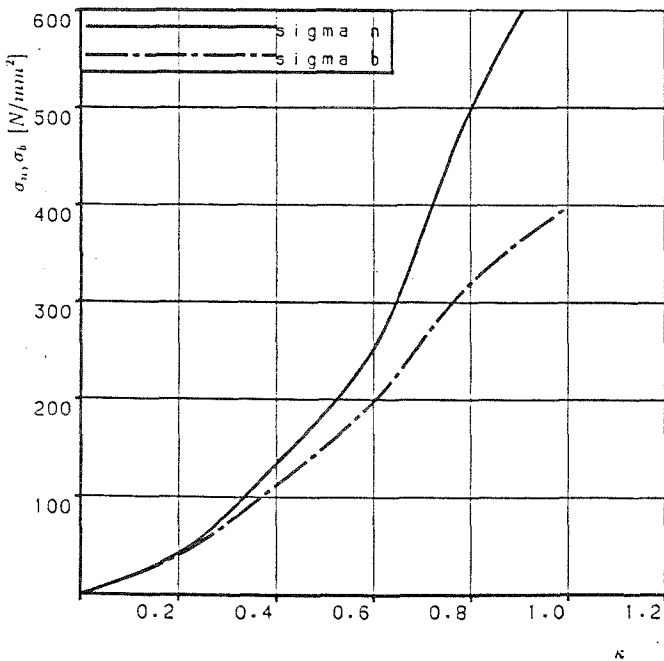
T-MODELL - KONKAVE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 10.76



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_V2 (konkave Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ

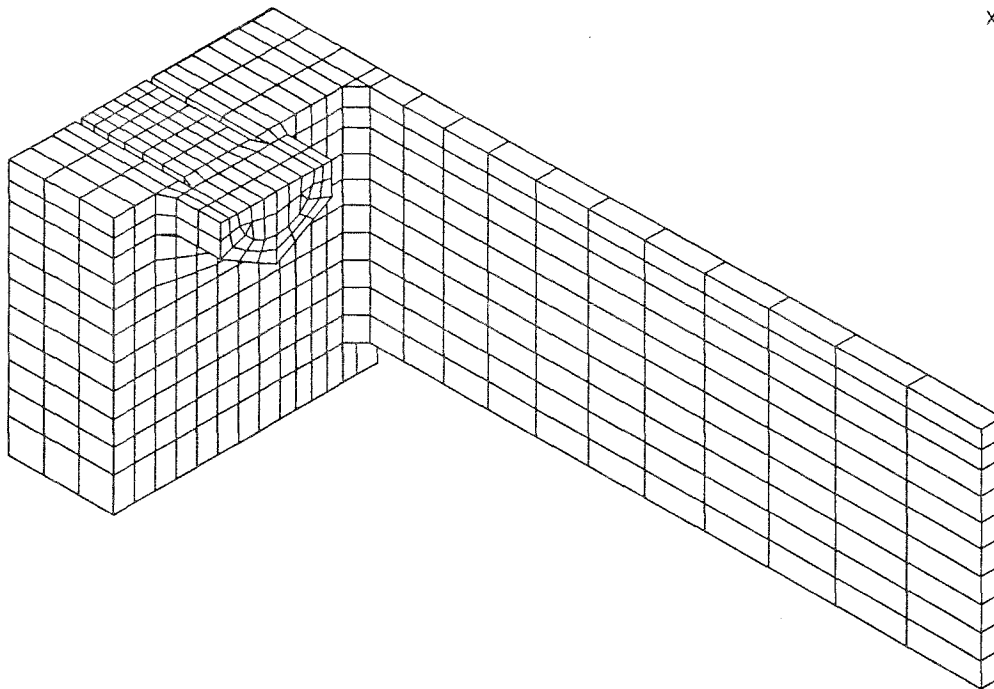
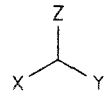
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_V2 (konkave Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

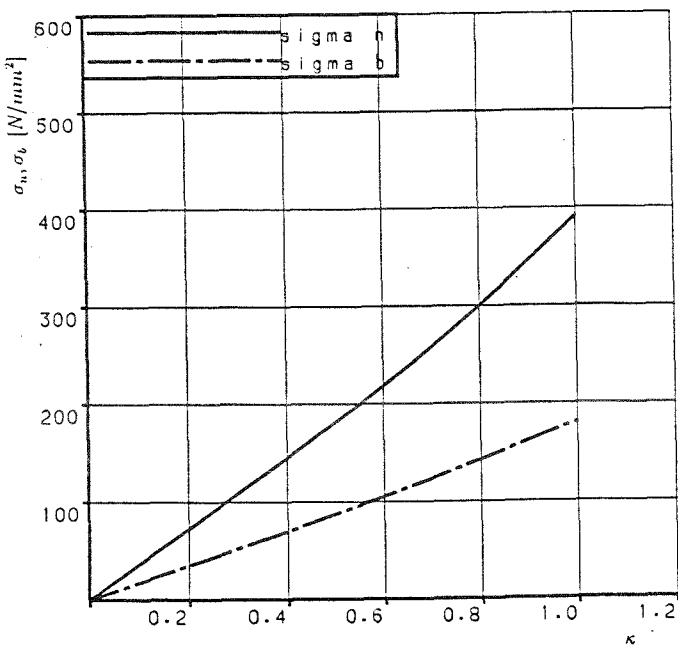
T-MODELL - KONKAVE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 30$ mm)

ORIGINAL \longleftarrow 11.08

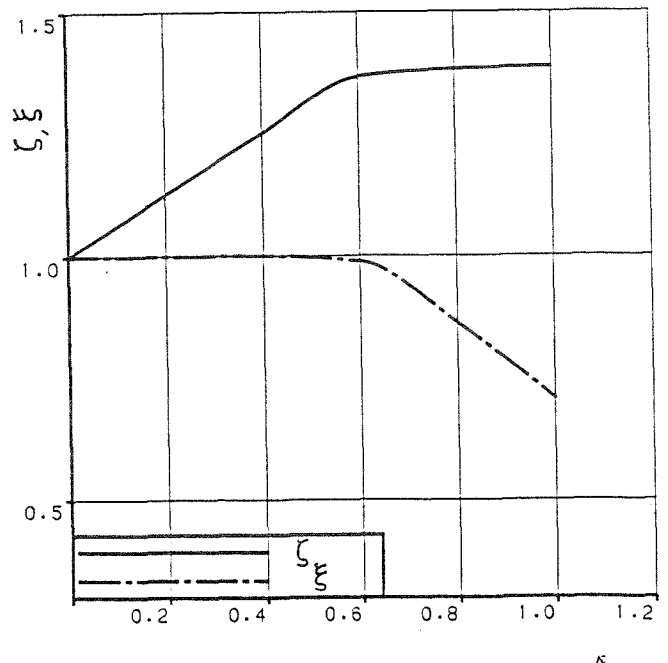


SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_V3 (konkave Platte)



Axialspannung σ_n und Biegespannung σ_b infolge der bezogenen äußeren Last κ



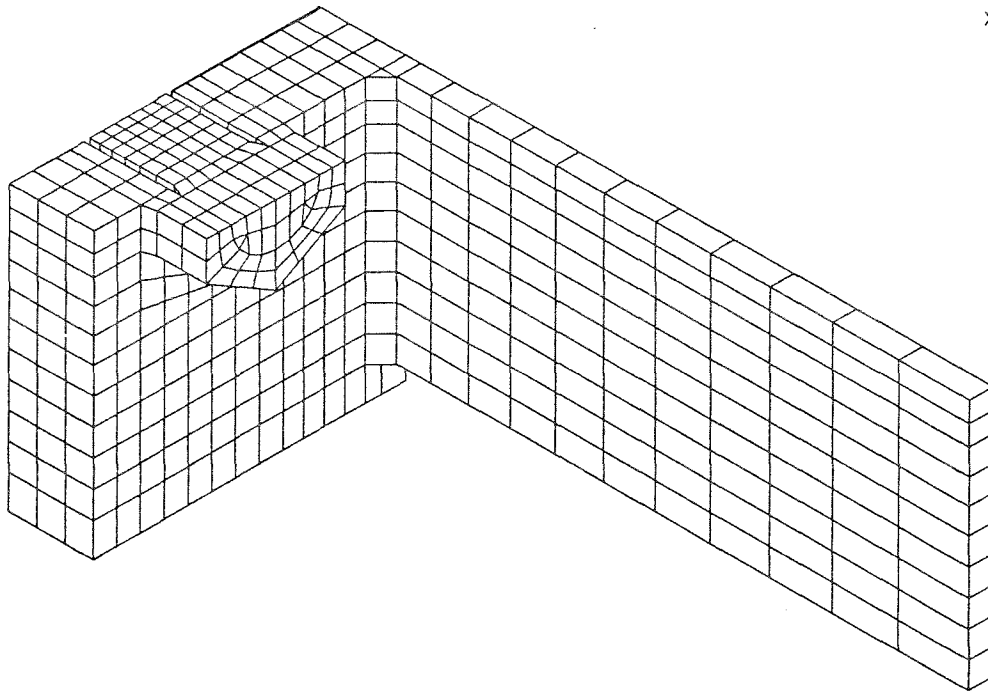
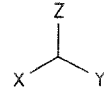
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_V3 (konkave Platte)

Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 30$ mm

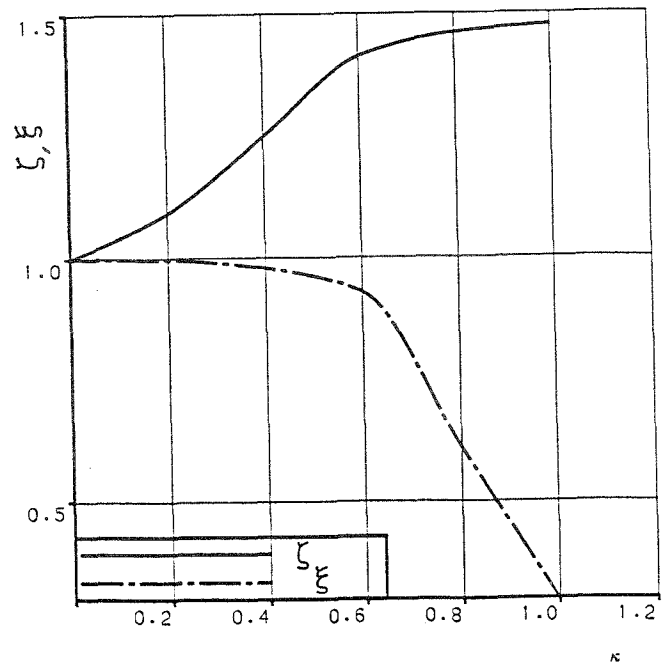
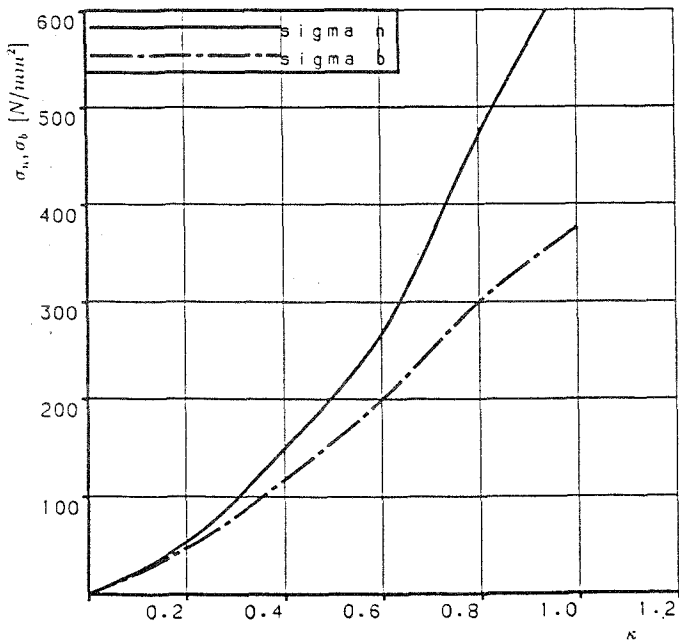
T-MODELL - KONKAVE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 1:1.43



SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_V5 (konkave Platte)



Axialspannung σ_n und Biege-
spannung σ_b infolge der
bezogenen äußeren Last κ

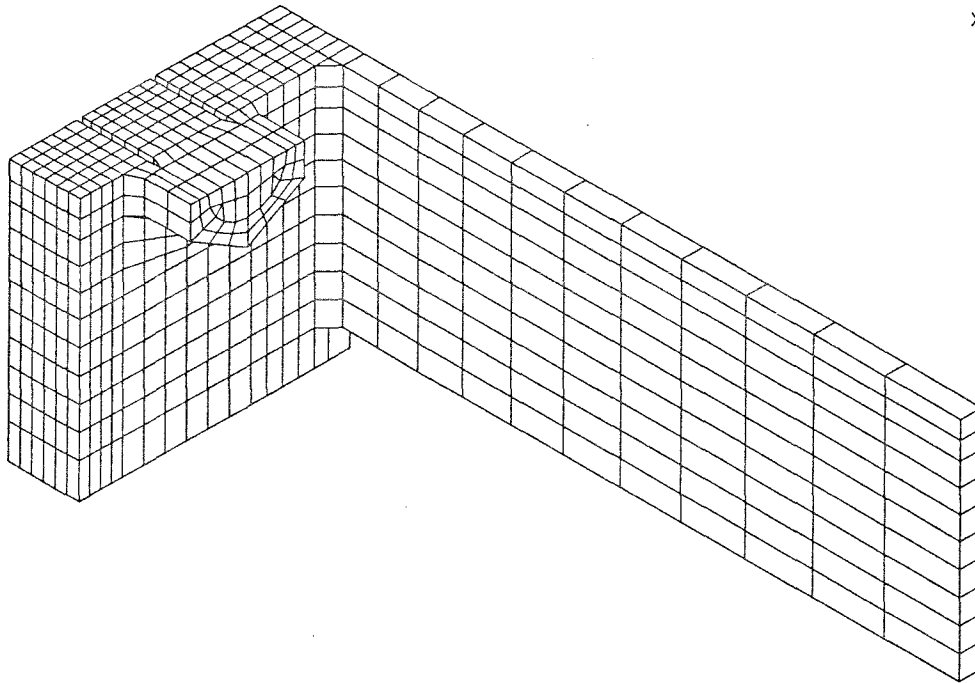
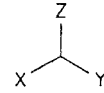
bezogene Axialzugkraft ζ und
Restvorspannkraft ξ infolge
der bezogenen äußeren Last κ

T-Modell T_V5 (konkave Platte)

Schraubengröße M24
Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

T-MODELL - EBENE STIRNPLATTE ($d_p = 20$ mm, Netzverfeinerung)

ORIGINAL \rightarrow 10.76

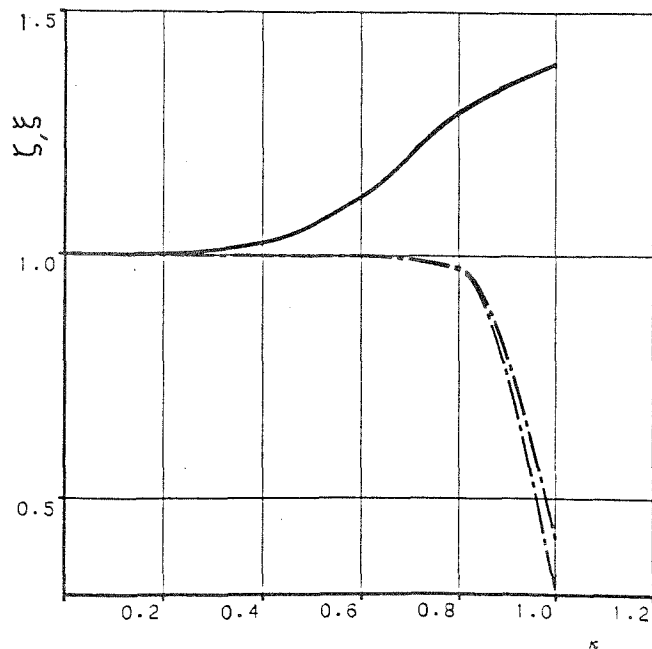


SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das T-Modell T_8F (ebene Platte)

T-Modell T_8F (ebene Platte)

Schraubengröße M20, Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm



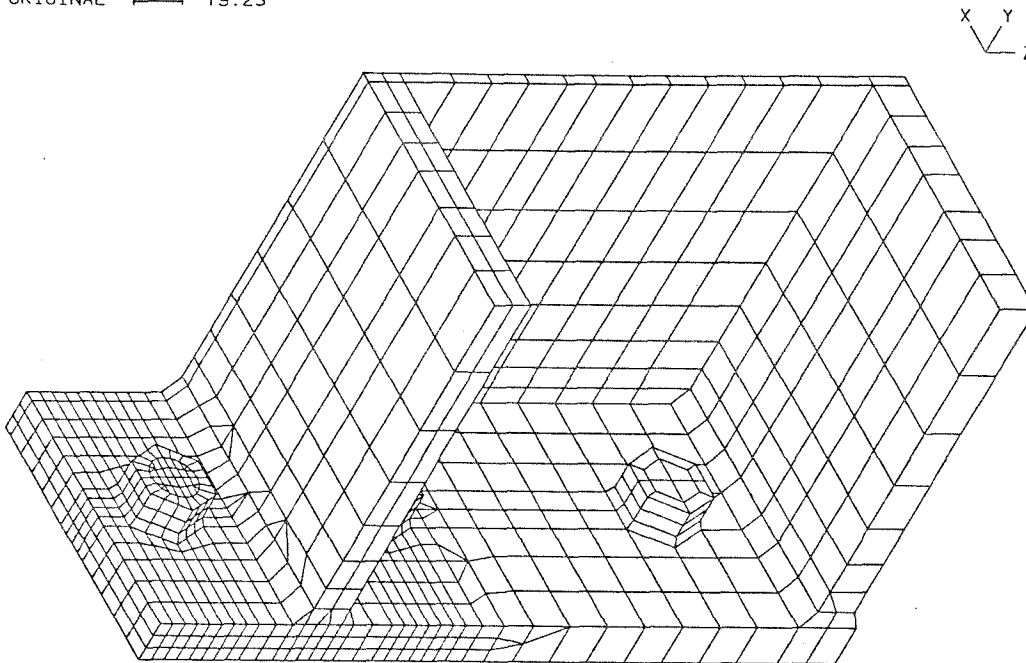
$$\zeta = \frac{F_S}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

$$\kappa = \frac{F}{F_V^{SOLL}}$$

Vergleich der bezogenen Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ für die Berechnungen T_E2F und T_8F

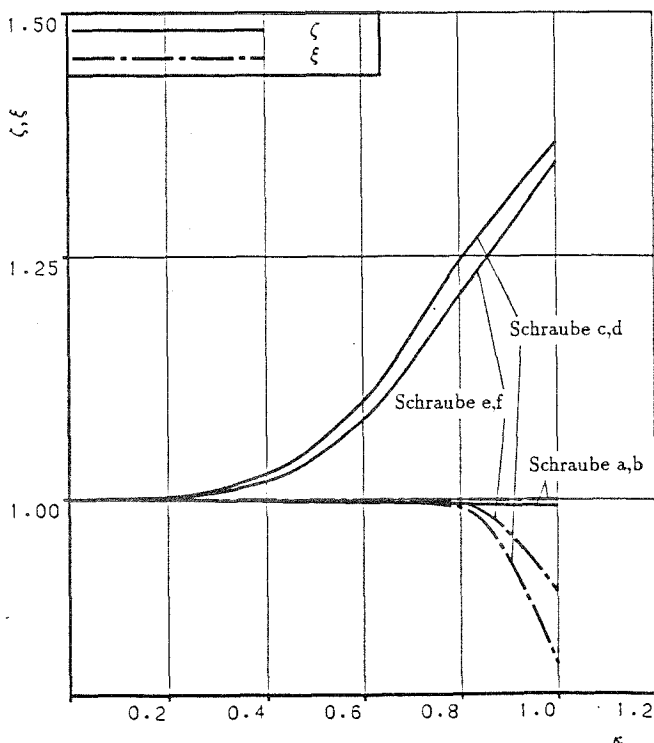
HE 260 B - EBENE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longleftarrow 19.25



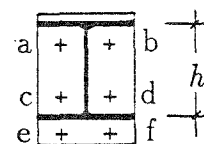
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB2_E (ebene Platte)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$



bezogene Axialzugkraft ζ und
Restvorspannkraft ξ infolge
der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB2_E (ebene Platte)

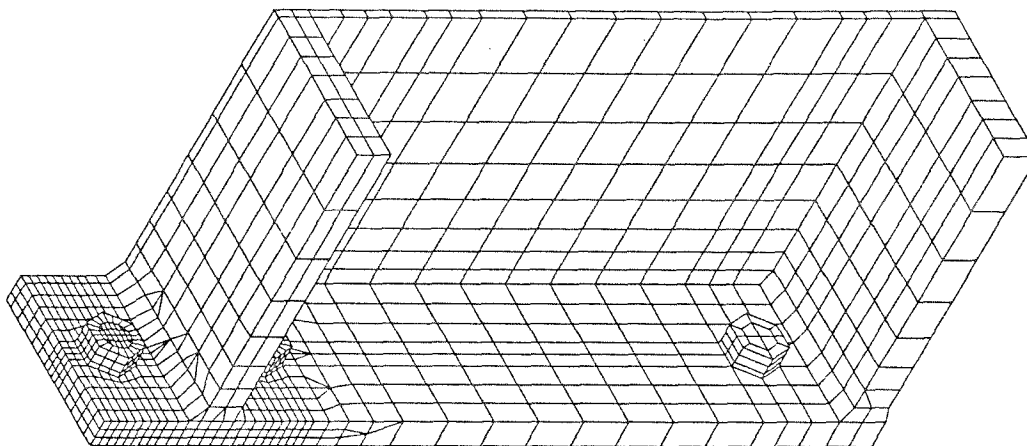
Profil HE 260 B

Schraubengröße M20

Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

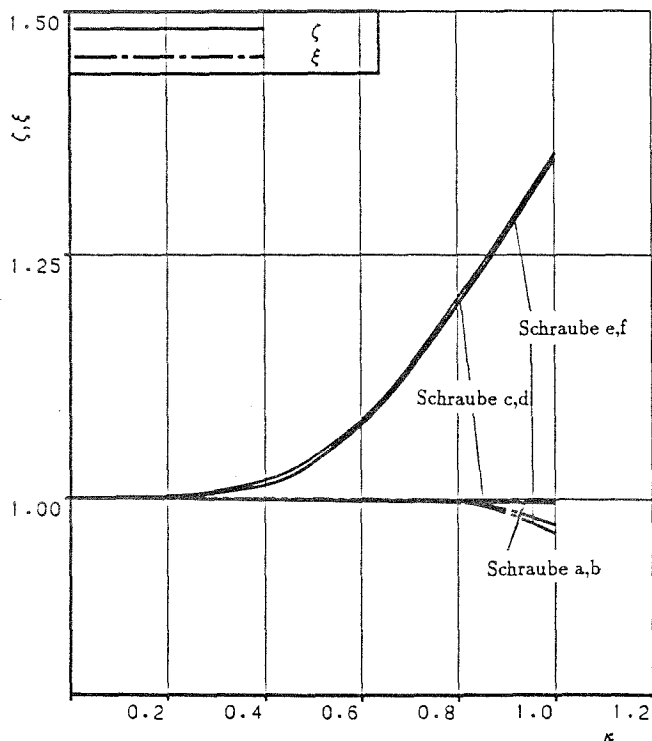
HE 600 B - EBENE STIRNPLATTE (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 35.38 mm



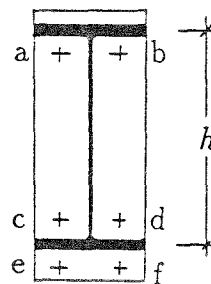
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB6_E (ebene Platte)



$$\zeta = \frac{F_S}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
 mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$



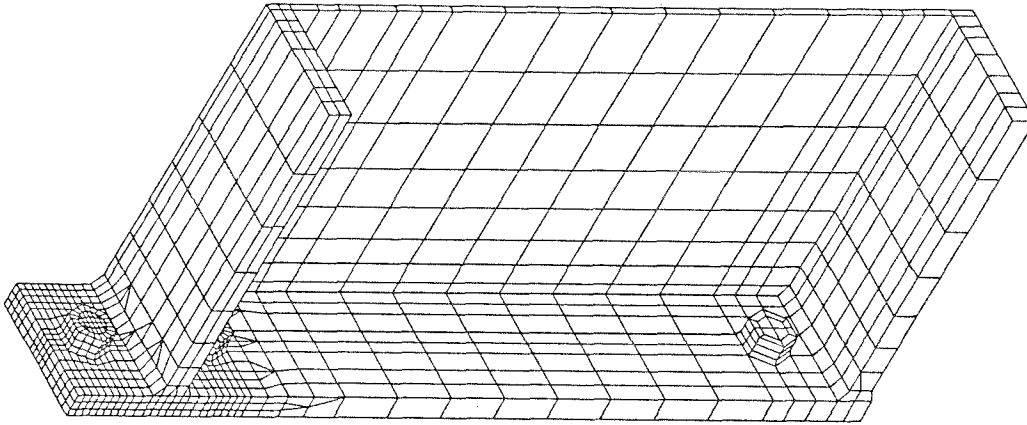
bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB6_E (ebene Platte)

Profil HE 600 B
 Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

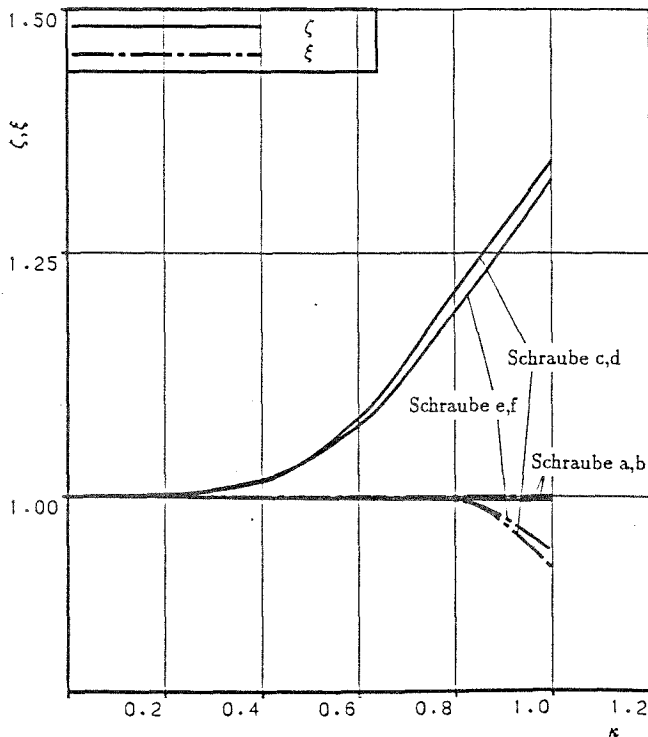
IPE 600 - EBENE STIRNPLATTE (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 34.02



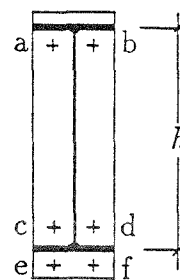
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell IPE6_E (ebene Platte)



$$\zeta = \frac{F_S}{F_V^{SOELL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOELL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOELL} \cdot h$

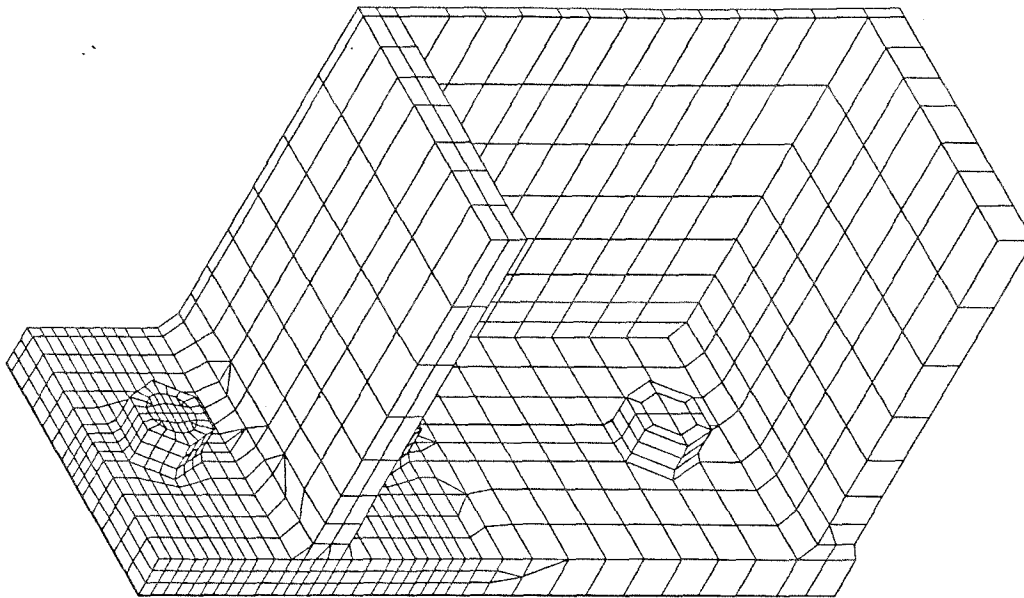


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell IPE6_E (ebene Platte)
 Profil IPE 600
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

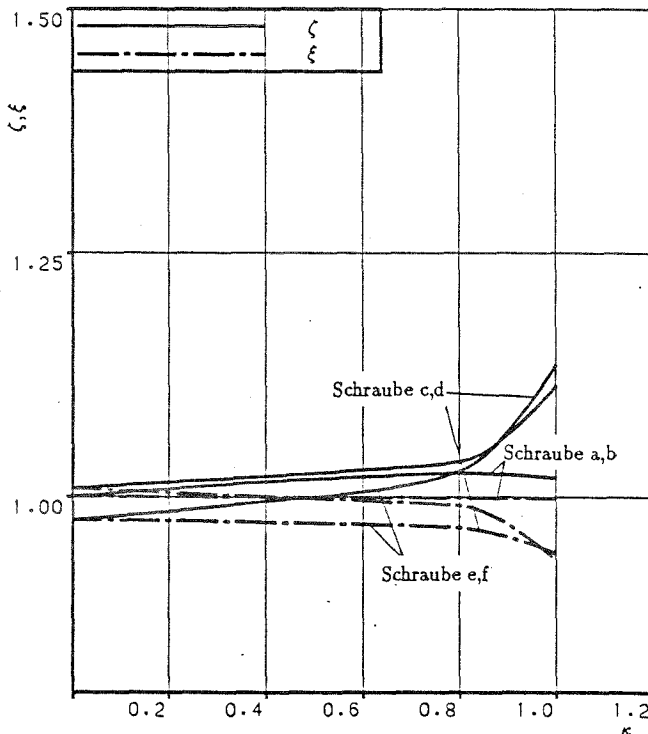
HE 260 B - KONTAKTZONE MITTE (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 19.25



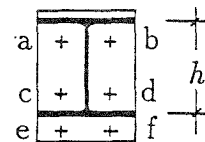
SCLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB2_M (Schweißverzug, Kontaktzone mittig)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

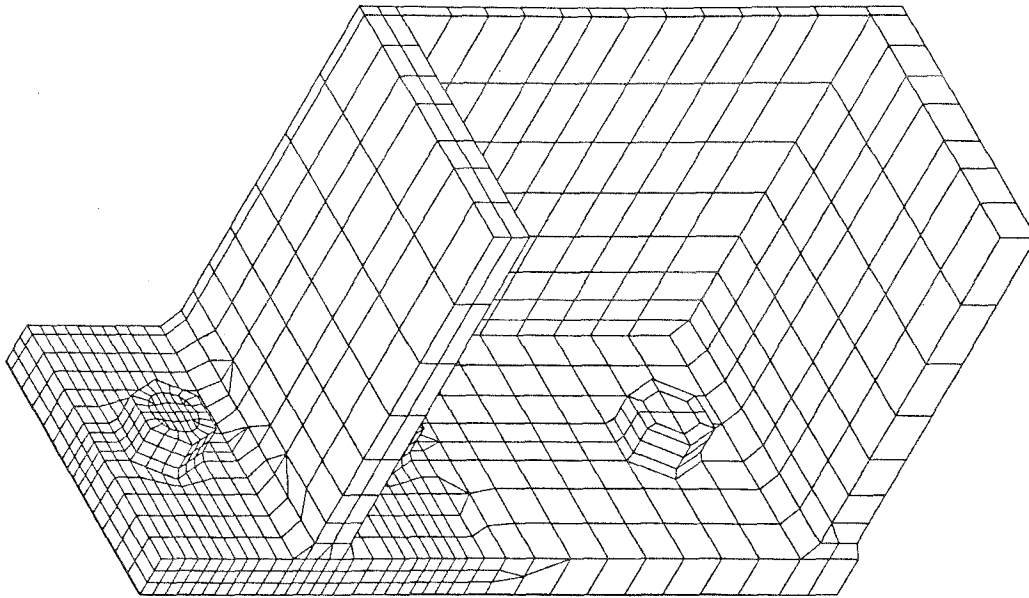


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB2_M (Schweißverzug, Kontaktzone mittig)
 Profil HE 260 B
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

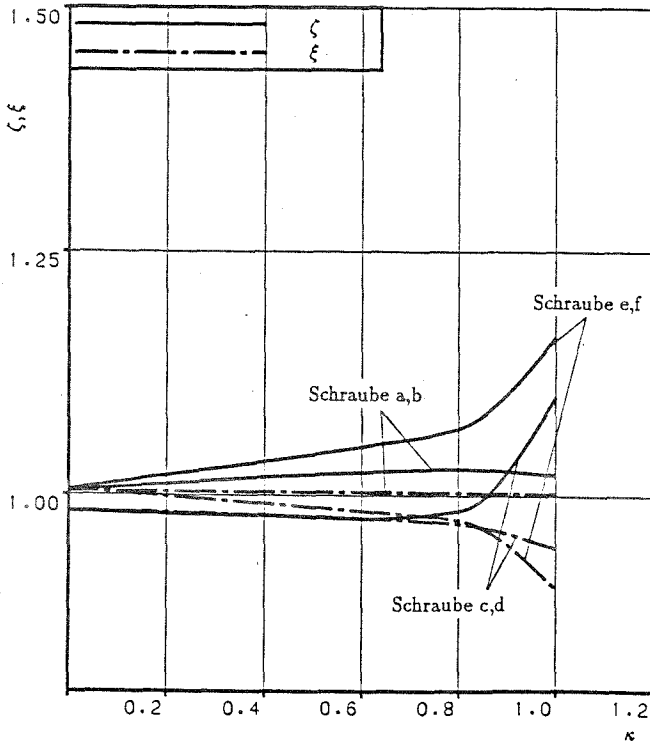
HE 260 B - KONTAKTZONE OBEN (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 19.25



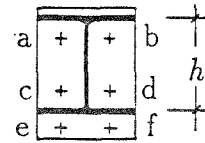
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB2_O (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig, zum Steg verschoben)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

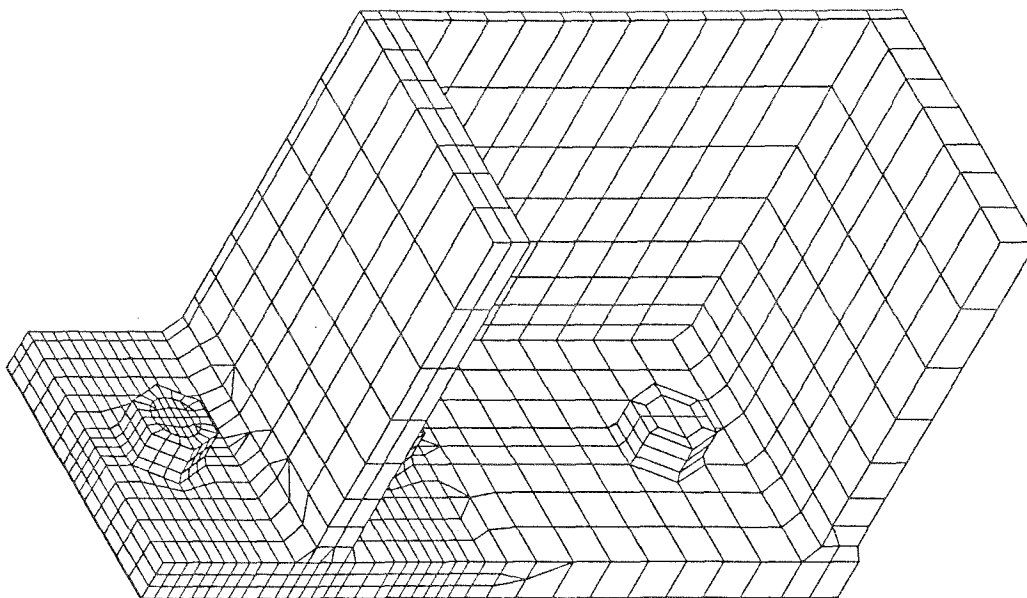


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB2_O (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig)
 Profil HE 260 B
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

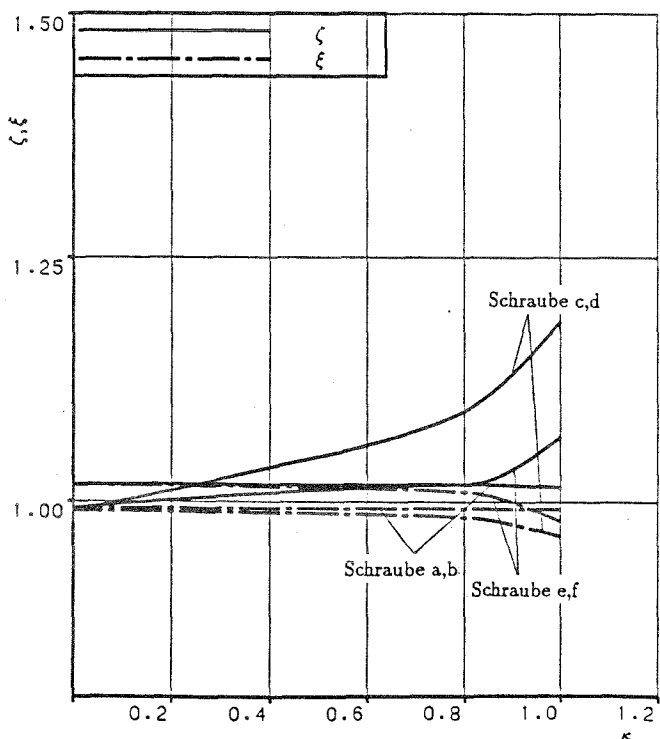
HE 260 B - KONTAKTZONE UNTEN (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 19.25



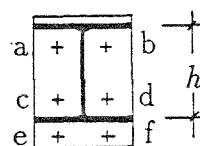
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB2_U (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig, zum Überstand verschoben)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

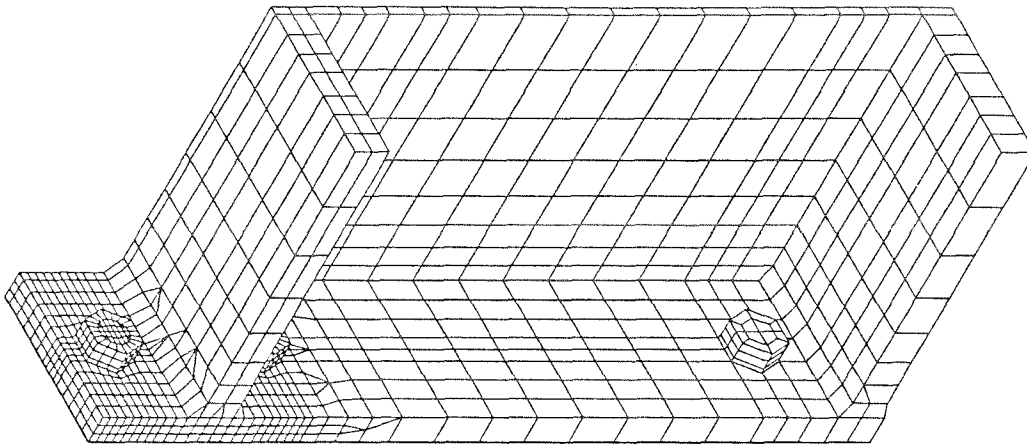


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB2_U (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig)
 Profil HE 260 B
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

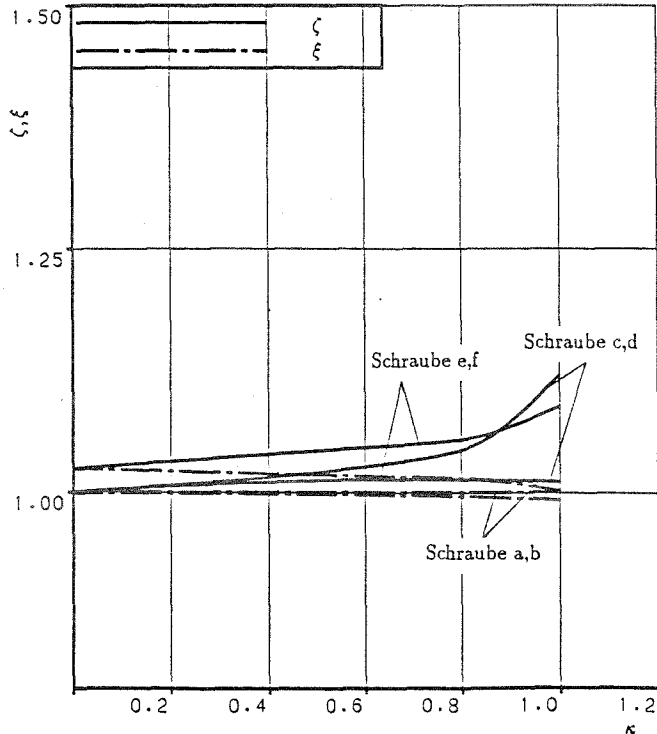
HE 600 B - KONTAKTZONE MITTE (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 35.38



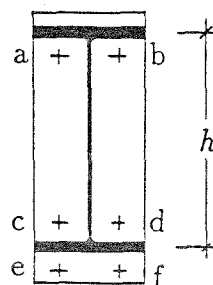
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB6_M (Schweißverzug, Kontaktzone mittig)



$$\zeta = \frac{F_S}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
 mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

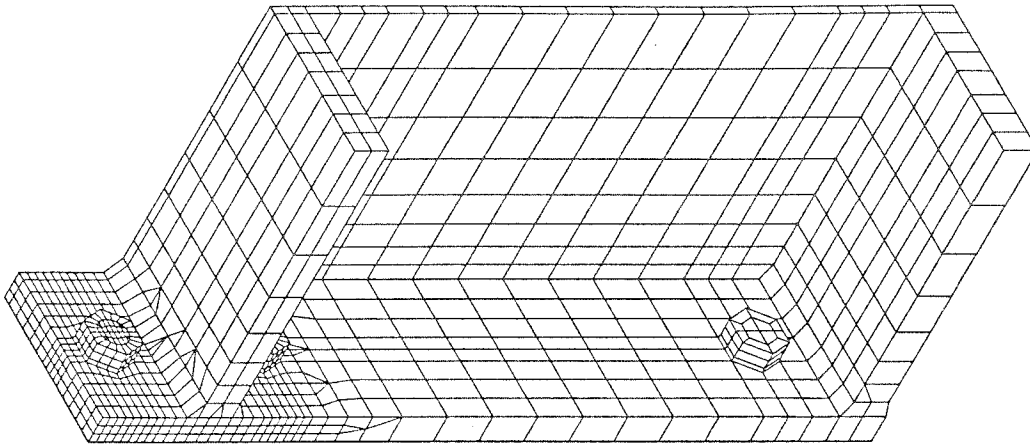


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB6_M (Schweißverzug, Kontaktzone mittig)
 Profil HE 600 B
 Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

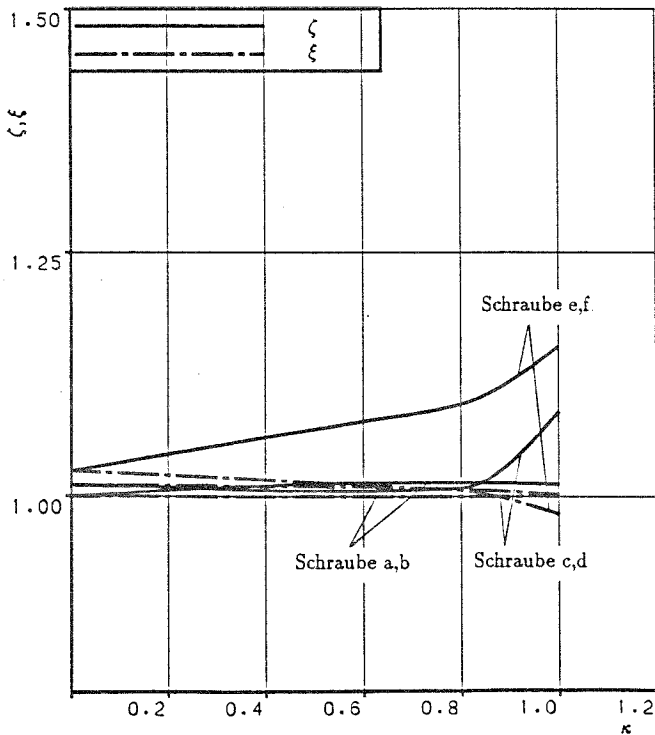
HE 600 B - KONTAKTZONE OBEN (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 35.38



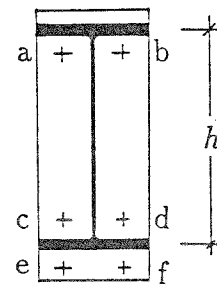
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB6_O (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig, zum Steg verschoben)



$$\zeta = \frac{F_S}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

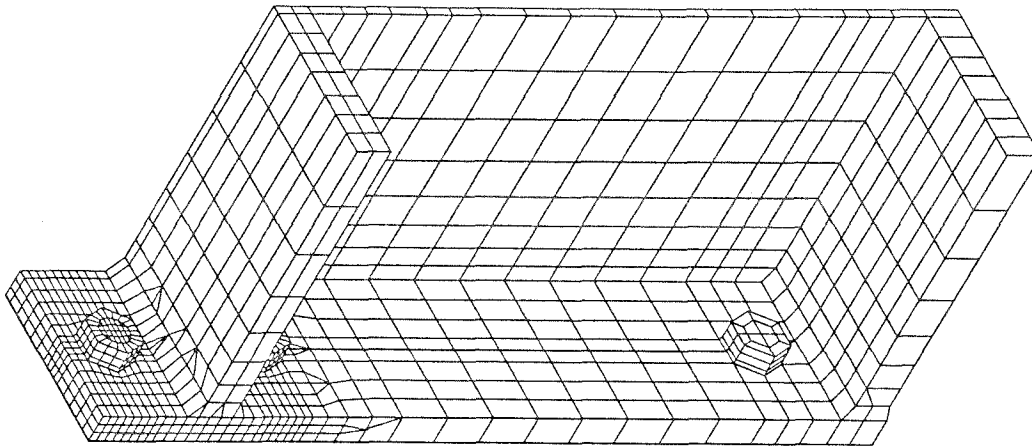


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB6_O (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig)
 Profil HE 600 B
 Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

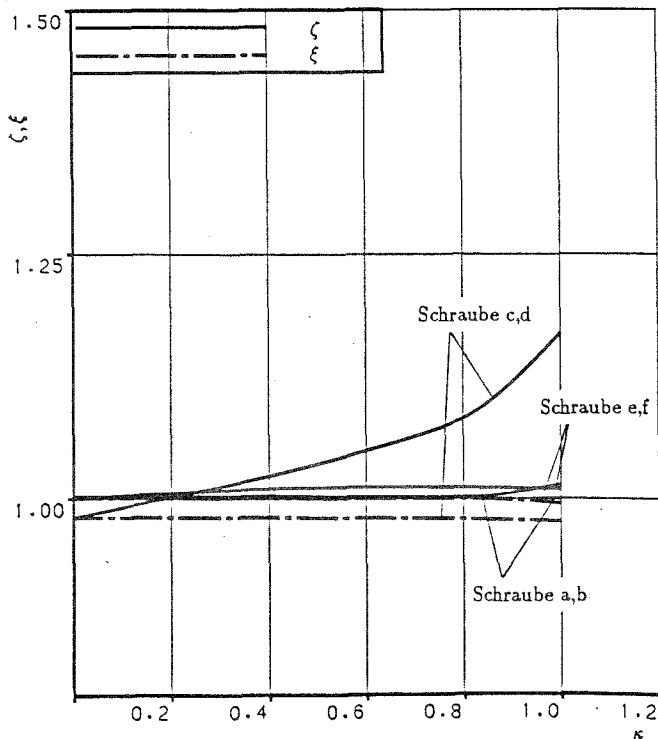
HE 600 B - KONTAKTZONE UNTEN (M24, $d_p = 25$ mm)

ORIGINAL $\frac{1}{35.38}$



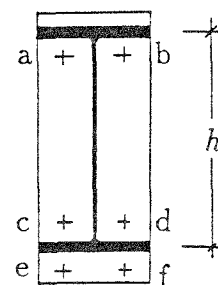
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell HEB6_U (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig, zum Überstand verschoben)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

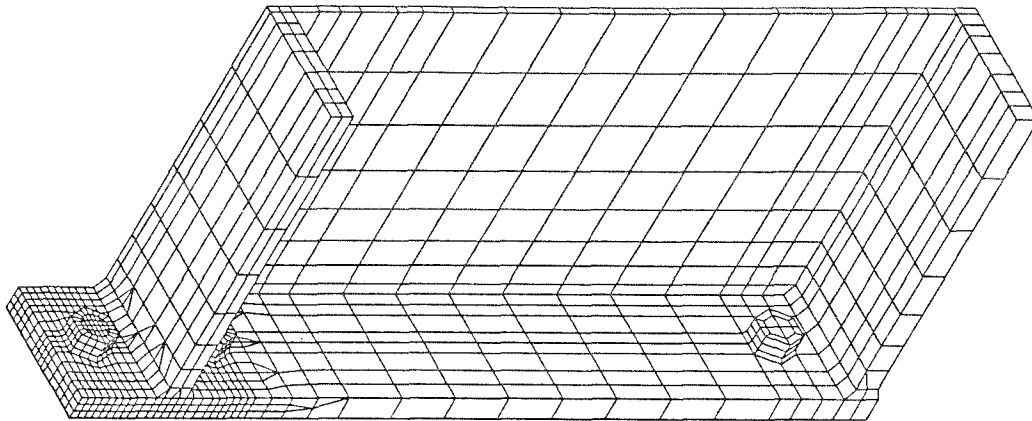


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell HEB6_U (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig)
 Profil HE 600 B
 Schraubengröße M24
 Stirnplattendicke $d_p = 25$ mm

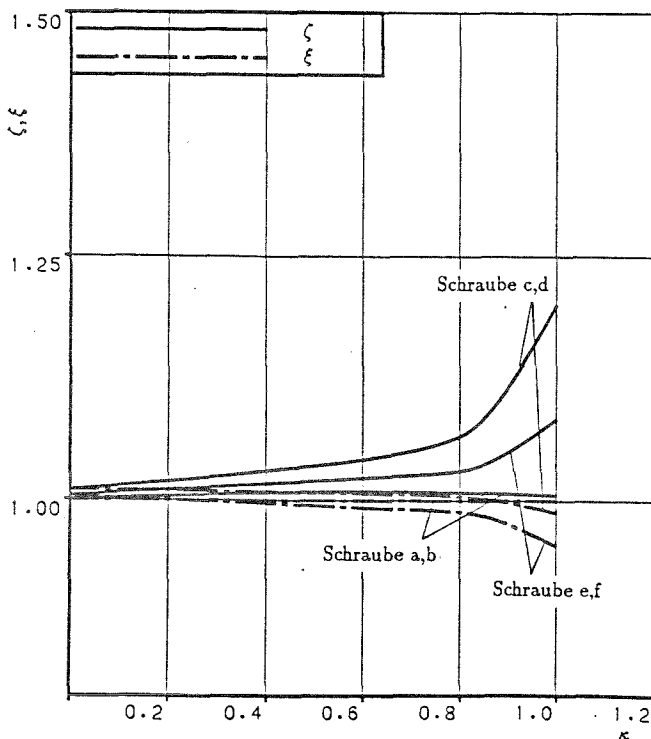
IPE 600 - KONTAKTZONE MITTE (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 34.02



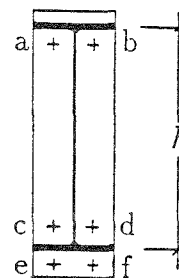
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell IPE6_M (Schweißverzug, Kontaktzone mittig)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

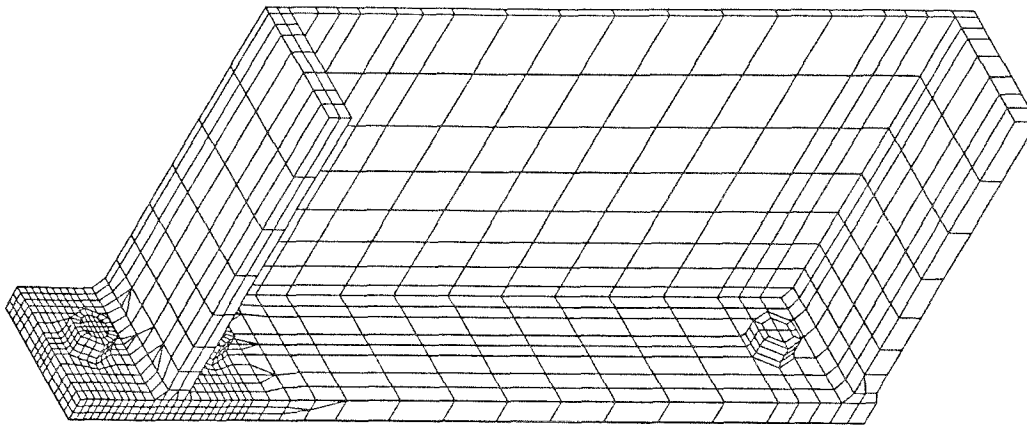


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell IPE6_M (Schweißverzug, Kontaktzone mittig)
 Profil IPE 600
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

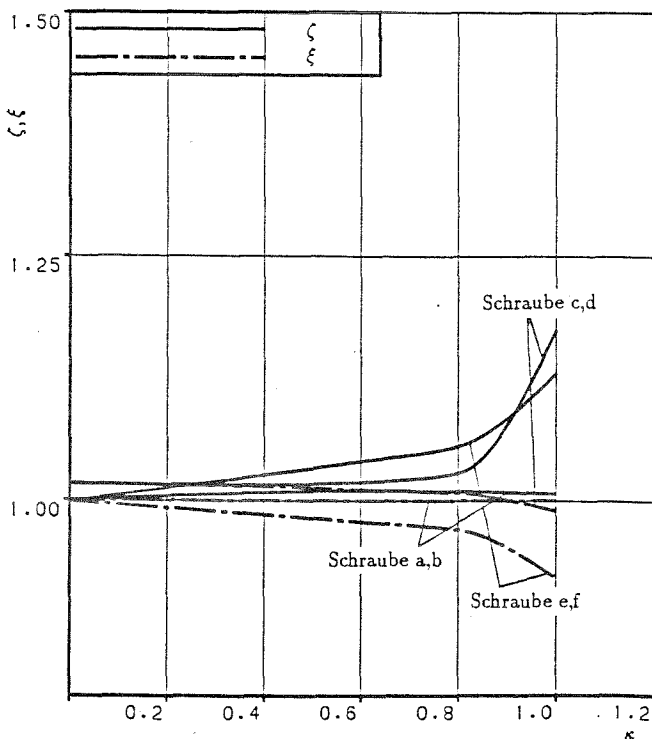
IPE 600 - KONTAKTZONE OBEN (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longleftarrow 34.02



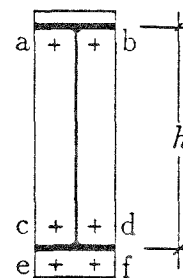
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell IPE6_O (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig, zum Steg verschoben)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_V^R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$

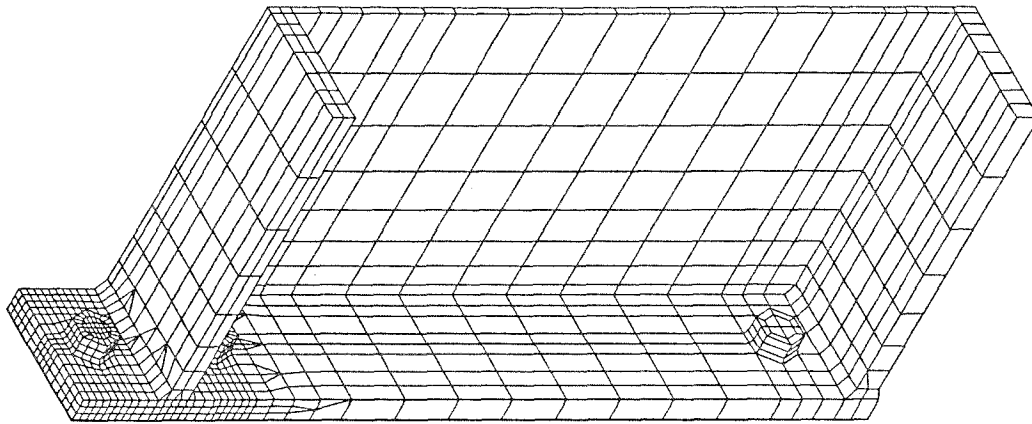


bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell IPE6_O (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig)
 Profil IPE 600
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

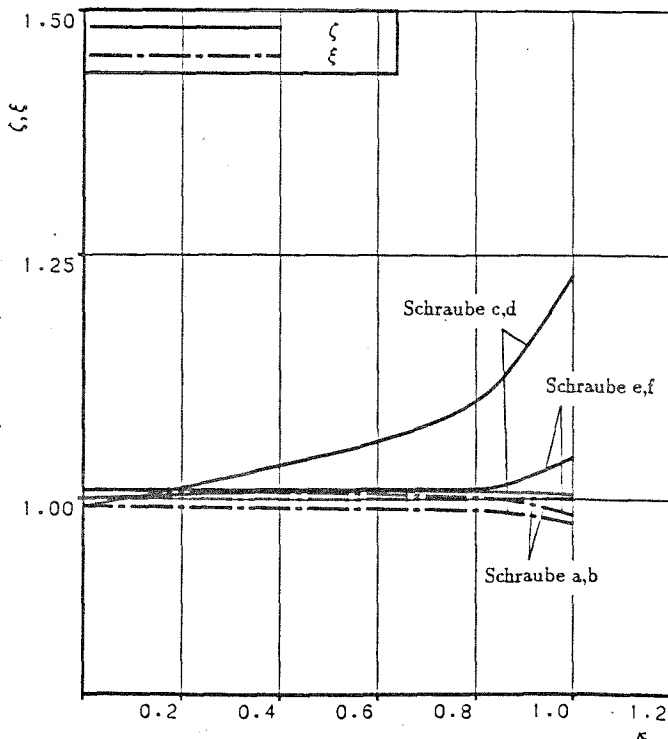
IPE 600 - KONTAKTZONE UNTEN (M20, $d_p = 20$ mm)

ORIGINAL \longrightarrow 34.02



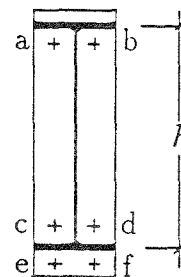
SOLVIA-PRE 90

FE-Netz für das Stirnplattenmodell IPE6_U (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig, zum Überstand verschoben)



$$\zeta = \frac{F_s}{F_V^{SOLL}}, \quad \xi = \frac{F_R}{F_V^{SOLL}}$$

Anschlußmoment $M_A = \kappa M$
mit $M = 4 \cdot F_V^{SOLL} \cdot h$



bezogene Axialzugkraft ζ und Restvorspannkraft ξ infolge der bezogenen äußeren Last κ

Stirnplattenmodell IPE6_U (Schweißverzug, Kontaktzone ausmittig)
 Profil IPE 600
 Schraubengröße M20
 Stirnplattendicke $d_p = 20$ mm

Kurzfassung zum Forschungsvorhaben IV 1-5-537/88 (english)

Investigation of the mechanism of preloaded endplate connections in steel-
constructions under fatigue bending moment using the finite element method

The endplate connection with full stiffness under fatigue load is only used in special cases, because the German rules are in this case incomplete. In this study the influence of several parameters on the stresses of prestressed high-strength bolts have been studied. For the computation the finite element method with solid elements and contact surfaces was used. Avoiding high expenses in calculation, the influence of some parameters has been investigated using a T-model. The effect of a misalignment of the contact area was investigated at a real endplate connection. Three types were representing compact, high and wide and high and slim beams. Endplate connections with plane surfaces and those with a schematic welding deformation and different positions of the contact area had been calculated.

Under the parameters, which had been investigated using the T-model, the thickness of the endplate had great influence. Especially the height of the bending stresses depends on the thickness of the endplate. A result of these investigation is, that the endplate connection under fatigue load can not be designed according to the model of a symmetrical T-stub. The mechanism of the endplate with deformation of welding is not properly characterized by the conventional T-model. For an endplate connection with welding deformation the position of the contact area has a great influence. With a misalignment of $t/3$ (t = thickness of the endplate) the stress range is approximately twice higher than with a concentric contact area. In case of welding deformation the misalignment of the contact area is not to neglect for the design of the bolts.

The stress ranges in the bolts had been calculated for the investigated endplate connections with concentric and not concentric contact area. The axial and the bending stress has been added and the tensile stress has been calculated using the core area of the bolt. Other influences had been taken into account using a factor to increase the calculated stresses. The computed stresses were compared with the fatigue strength according to Eurocode 3. So a design curve could be found for the design of endplate connections under fatigue bending moment.

Kurzfassung zum Forschungsvorhaben IV 1-5-537/88 (französisch)

Résumé du projet de recherche IV 1-5-537/88

Etudes des paramètres par rapport au mode d'action des joints prétendus des plaques d'assemblage de la construction métallique sous flexion oscillante avec l'aide de la méthode des éléments finis.

L'utilisation des joints de plaque d'assemblage résistant à la flexion par la non majorité de l'effort maximum admissible au repos est uniquement valable dans les cas exceptionnels. Les règlements de calculs actuels sont à ce sujet incomplets. Dans le cadre du projet de recherche, l'influence de chaque paramètre sur les tensions des boulons hautement prétendus, et aussi sur la résistance a été étudiée. Les calculs ont été réalisés avec l'aide de la méthode des éléments finis : sur des maquettes de plaques d'assemblage fabriquées dans l'espace sous l'utilisation d'éléments de contacts. Pour limiter le nombre des calculs, l'influence de quelques paramètres de modèle T ont été utilisés. On étudie sur des joints de plaque d'assemblage réelle l'incidence excentrée la zone de contact. Trois types de formes de profils se présentèrent : un ramassé, un haut et large et un haut et mince. Le calcul des joints des plaques d'assemblage planes et certaines laissées avec un déjettement de soudure schématisé avec des positions déplacées de la zone de contact initial fut effectué.

A partir des paramètres examinés avec le modèle T on peut constater une grande influence sur l'épaisseur des plaques d'assemblage sur l'amplitude des tensions de boulonnement. En particulier l'amplitude des efforts de flexion de tous les systèmes calculés a dépendu fortement de l'épaisseur des plaques d'assemblage. Un des résultats du projet de recherche est, que la mesure du joint d'une plaque d'assemblage sous un effort de flexion oscillant ne peut être exécutée avec la poussée symétrique T. L'effet de portée d'une plaque d'assemblage avec un déjettement de soudure prévu ne sera pas vraiment décrit à partir du modèle T normalement applicable. Il en convient que pour ce cas l'influence décisive est la position exacte de la zone de contact. L'amplitude de l'oscillation de la tension est par seulement $t/3$ (t = épaisseur du joint) de la position déplacée de la zone de contact deux fois plus haute que pour une position exactement centrée. Il en suit que dans le cas d'un déjettement de soudure prévu l'on ne peut négliger la possibilité de la zone de contact excentrée pour la mesure des boulons.

Les amplitudes d'oscillation maximales dans les boulons pour les systèmes de jonctions des plaques d'assemblage centraux et excentrés ont été étudiés. Les axes et les parties de tension de flexion ont été appliqués et ajoutés à la coupe transversale du point central. D'autres influences ont été enregistrées à travers un facteur d'élévation pour les tensions calculées. Les tensions données ont été comparées aux amplitudes d'oscillation admissibles de la tension d'après le Eurocode 3. Ainsi une ligne de mesure pour le domaine de l'endurance fut trouvée, avec l'aide de laquelle la durée et la résistance du fonctionnement des jonctions des plaques d'assemblage sous l'influence d'un effort de flexion oscillant peut être démontré.